

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA  
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG

# ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

ĐỀ TÀI:

**KHẢO SÁT HỆ THỐNG TREO TRÊN  
XE HYUNDAI ACCENT 2019**

*Giáo viên hướng dẫn:* TS. Nguyễn Tiến Thừa

*Sinh viên thực hiện:* Nguyễn Thị Hồng Nhung

*Lớp:* 18KTTT

*Đà Nẵng, 2023*

## TÓM TẮT

Tên đề tài: Khảo sát hệ thống treo trên xe Hyundai Accent 2019

Sinh viên thực hiện: Phạm Ngọc Huy

Số thẻ sinh viên: 103180091      Lớp: 18C4B

Nội dung tóm tắt:

Đề tài “khảo sát hệ thống treo trên xe Hyundai Accent 2019” là đề tài đồ án tốt nghiệp giúp cho em có thể hiểu và nắm rõ hệ thống treo trên xe ô tô và cụ thể là xe Hyundai Accent 2019. Từ đó giúp em có thể hiểu rõ cấu tạo, nguyên lý cũng như tính toán một số thành phần của hệ thống treo trên xe Hyundai Accent 2019.

Đồ án tốt nghiệp “Khảo sát hệ thống treo trên xe Hyundai Accent 2019” tập trung vào các nội dung chính như sau:

1. Tổng quan về hệ thống treo
2. Cơ sở lý thuyết tính toán hệ thống treo
3. Khảo sát hệ thống treo trên xe Hyundai Accent 2019
4. Quy trình bảo dưỡng, sửa chữa hệ thống treo

Cùng với đó là sự khảo sát, tính toán một số thành phần, chi tiết của hệ thống treo như: lò xo, giảm chấn,...hay các nguyên nhân, cũng như các cách khắc phục khi hệ thống treo bị hư hỏng.

Với những gì đã tóm tắt ở trên thì em hi vọng đã giúp cho các thầy, cô và mọi người bước đầu đã hình dung và hiểu một phần nào đó về đề tài này và từ đó giúp cho mọi người có thể hiểu rõ hơn về nguyên lý, cấu tạo của hệ thống treo trên xe Hyundai Accent 2019 qua các phân trình bày trong đồ án và sau khi xem, đọc đồ án này.

## NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ tên sinh viên: Phạm Ngọc Huy Số thẻ sinh viên: 103180091

Lớp: 18C4B

Khoa: Cơ khí giao thông.

Ngành: Kỹ thuật cơ khí.

### 1. Tên đề tài đồ án:

Khảo sát hệ thống treo trên xe Hyundai Accent 2019

2. Đề tài thuộc diện:  Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện

### 3. Các số liệu và dữ liệu ban đầu:

- Tra cứu catalog ô tô Hyundai Accent 2019
- Tra cứu tài liệu về hệ thống treo

*Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:*

- Mục đích ý nghĩa đề tài.
- Tổng quan về hệ thống treo.
- Kết cấu hệ thống treo của xe Hyundai Accent 2019
- Tính toán và kiểm nghiệm hệ thống treo của xe Hyundai Accent 2019.
- Khai thác kỹ thuật hệ thống treo của Hyundai Accent 2019.
- Quy trình bảo dưỡng và chẩn đoán hư hỏng, sửa chữa hệ thống treo Hyundai Accent 2019.

### 4. Các bản vẽ, đồ thị ( ghi rõ các loại và kích thước bản vẽ ):

- Bản vẽ tổng thể xe Hyundai Accent 2019( A3)
- Bản vẽ kết cấu chung về hệ thống treo của xe Hyundai Accent 2019(A3).
- Bản vẽ bộ phận đàn hồi (A3).
- Bản vẽ bộ phận giảm chấn (A3).
- Bản vẽ sơ đồ nguyên lý hệ thống treo Macpherson(A3).
- Bản vẽ cơ cấu treo trước (A3).
- Bản vẽ cơ cấu treo sau (A3).

5. Họ tên người hướng dẫn:	Phần/ Nội dung:
TS. Lê Minh Tiến	Toàn bộ

6. Ngày giao nhiệm vụ đồ án: ...30...../...08...../2022.....

7. Ngày hoàn thành đồ án: ...11...../...12...../2022.....

Đà Nẵng, ngày 5 tháng 9 năm 201

Trưởng Bộ môn.....

Người hướng dẫn

## LỜI NÓI ĐẦU

Giao thông vận tải đường bộ đóng vai trò quan trọng đối với nền kinh tế của một quốc gia. Nền kinh tế ngày càng phát triển kèm theo đó nhu cầu của con người ngày càng đòi hỏi cao, nhu cầu đi lại là một nhu cầu không thể thiếu trong thời đại ngày nay. Ô tô không chỉ đơn thuần là phương tiện vận tải mà như là ngôi nhà thứ hai của con người đặc biệt là ở các nước phát triển. Vì vậy, hiện nay với lượng xe tham gia giao thông rất lớn nên ngoài việc đảm bảo cho ô tô chuyển động an toàn ở tốc độ cao, thì cảm giác êm dịu thoải mái là vô cùng cần thiết. Nó không chỉ đơn thuần an toàn cho ô tô mà còn cho cả người lái, hành khách, hàng hóa, môi trường xung quanh ô tô chuyển động và cả về mặt kinh tế ô tô ngoài tốc độ cao con phải tạo cảm giác êm dịu thoải mái và an toàn cho người sử dụng. Vì thế, trên ô tô một trong những bộ phận có tính quyết định đến khả năng đó là hệ thống treo. Đối với sinh viên ngành cơ khí giao thông việc khảo sát, thiết kế, nghiên cứu về hệ thống treo càng có ý nghĩa thiết thực hơn. Bên cạnh đó cần phải khẳng định một ý nghĩa tương đối trong thực tiễn, hiện tại, chẳng hạn như là: Giúp cho người sử dụng có sự am hiểu nhất định để vận hành ô tô, để tạo sự thuận lợi trong việc bảo dưỡng, bảo trì ô tô. Và đội ngũ công nhân, cán bộ kỹ thuật kịp thời nhanh chóng phát hiện, tìm ra nguyên nhân của hư hỏng và biện pháp khắc phục, bảo dưỡng, sửa chữa những hư hỏng của hệ thống treo ô tô.

Vì vậy em chọn đề tài **“KHẢO SÁT HỆ THỐNG TREO TRÊN XE HYUNDAI ACCENT 2019”**. Với đề tài này, sẽ giúp cho em hiểu rõ được kết cấu và nguyên lý của các bộ phận, cụm chi tiết, đến từng chi tiết cụ thể trong hệ thống treo. Từ đó, em có thể xác định được kết quả các thông số kết cấu của hệ thống treo thông qua từ phương pháp tính toán hệ thống treo. Qua đó thấy được tại sao hệ thống treo quan trọng đối với ô tô. Đồng thời, được nghiên cứu sâu những vấn đề chưa thực sự ổn định, hiệu quả làm việc chưa cao của một số chi tiết, từ cơ sở cơ bản mà phân tích đề xuất khắc phục cải tiến phù hợp.

Đà Nẵng, ngày tháng năm

Sinh viên thực hiện

Phạm Ngọc Huy

## **CAM ĐOAN**

Tôi xin cam đoan những nội dung, hình ảnh cũng như tính toán trong tập đồ án này là do chính tôi thực hiện và được sự hướng dẫn của thầy giáo TS. Lê Minh Tiến. Các nội dung, kết quả trong đề tài này là trung thực và chưa công bố dưới bất kỳ hình thức nào trước đây. Những số liệu có trong nội dung được thu thập từ các nguồn khác nhau có ghi rõ trong phần tài liệu tham khảo. Nếu phát hiện có bất kỳ sự gian lận nào tôi xin hoàn toàn chịu trách nhiệm về nội dung đồ án của mình.

Sinh viên thực hiện

Phạm Ngọc Huy

## MỤC LỤC

Lời nói đầu.....	1
Lời cam đoan liên chính học thuật.....	2
Mục lục.....	3
<b>Chương 1: Tổng quan về hệ thống treo.....</b>	<b>5</b>
<b>1.1.Công dụng, yêu cầu của hệ thống treo.....</b>	<b>5</b>
1.1.1. Công dụng.....	5
1.1.2.Yêu cầu.....	6
<b>1.2.Phân loại hệ thống treo .....</b>	<b>7</b>
1.2.1.Theo loại phần tử đàn hồi.....	7
1.2.2.Theo phương pháp dập tắt dao động.....	7
1.2.3.Theo dạng bộ phận dẫn hướng.....	7
<b>1.3.Các bộ phận chính của hệ thống treo.....</b>	<b>8</b>
1.3.1. Bộ phận đàn hồi.....	9
1.3.2. Bộ phận dẫn hướng.....	17
1.3.3. Bộ phận giảm chấn .....	21
1.3.4. Thanh ổn định.....	24
1.3.5.Các bộ phận khác.....	25
<b>1.4.Các loại hệ thống treo phổ biến hiện nay.....</b>	<b>25</b>
1.4.1.Hệ thống treo phụ thuộc.....	25
1.4.2.Hệ thống treo độc lập.....	27
1.4.3.Hệ thống treo khí nén.....	29
<b>1.5.Xu hướng phát triển của hệ thống treo hiện nay.....</b>	<b>30</b>
<b>Chương 2: Cơ sở lý thuyết tính toán hệ thống treo.....</b>	<b>31</b>
<b>2.1.Giới thiệu tổng quát xe Hyundai Accent 2019.....</b>	<b>31</b>
<b>2.2.Thông số kỹ thuật xe Hyundai Accent 2019.....</b>	<b>33</b>
<b>2.3.Cơ sở lý thuyết tính toán của hệ thống treo .....</b>	<b>33</b>
2.3.1.Tần số dao động êm dịu của bộ phận đàn hồi.....	33
2.3.2.Đặc tính đàn hồi của bộ phận đàn hồi.....	34
2.3.3. Tính toán bộ phận đàn hồi.....	37
2.3.4. Tính toán bộ phận giảm chấn .....	42
<b>Chương 3: Khảo sát hệ thống treo trên xe Hyundai Accent 2019.....</b>	<b>45</b>

<b>3.1. Khảo sát hệ thống treo trước xe Hyundai Accent 2019.....</b>	<b>45</b>
3.1.1.Khái niệm hệ thống treo Mc.Pheron.....	45
3.1.2.Cấu tạo và nguyên lí hoạt động hệ thống treo trước.....	46
3.1.3.Tính toán hệ thống treo trước.....	47
<b>3.2.Khảo sát hệ thống treo sau xe Hyundai Accent 2019.....</b>	<b>86</b>
3.2.1.Khái niệm hệ thống treo thanh xoắn.....	87
3.2.2.Cấu tạo và nguyên lí hoạt động hệ thống treo sau.....	87
3.2.3.Tính toán hệ thống treo sau.....	88
<b>Chương 4: Bảo dưỡng, sửa chữa hệ thống treo.....</b>	<b>99</b>
<b>4.1. Kiểm tra,chẩn đoán hư hỏng hệ thống treo.....</b>	<b>100</b>
4.1.1.Thân xe bị chúi xuống.....	100
4.1.2.Rung lắc thân xe .....	100
4.1.3.Đảo lắc bánh xe.....	101
4.1.4.Lốp mòn không đều.....	102
<b>4.2.Quy trình sửa chữa hệ thống treo.....</b>	<b>102</b>
4.2.1.Tháo lắp, kiểm tra giảm chấn trước.....	102
4.2.2.Tháo lắp, kiểm tra đòn treo trước .....	104
4.2.3.Tháo lắp, kiểm tra đòn treo dưới.....	106
4.1.4.Tháo lắp, kiểm tra bộ giảm chấn sau.....	109
<b>KẾT LUẬN.....</b>	<b>112</b>
<b>TÀI LIỆU THAM KHẢO.....</b>	<b>113</b>

## Chương 1: TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG TREO

### 1.1. Công dụng, yêu cầu của hệ thống treo

#### 1.1.1. Công dụng

Trên ô tô, hệ thống treo và cụm bánh xe được gọi là phần chuyển động của ô tô. Chức năng cơ bản của phần chuyển động là tạo điều kiện thực hiện “chuyển động bánh xe” của ô tô đảm bảo các bánh xe lăn và thân xe chuyển động tịnh tiến, thực hiện nhiệm vụ vận tải của ô tô. Chuyển động bánh xe đòi hỏi giữa bánh xe và thân xe phải có khả năng truyền lực và mômen theo các quan hệ nhất định. Trong chức năng của phần chuyển động nếu bị mất một phần hoặc thay đổi khả năng truyền lực và mômen có thể làm phá hỏng chức năng của phần chuyển động.

Sự chuyển động của ô tô trên đường phụ thuộc nhiều vào khả năng lăn êm bánh xe trên nền và hạn chế tối đa các rung động truyền từ bánh xe lên thân xe. Do vậy giữa bánh xe và khung vỏ cần thiết có sự liên kết mềm. Hệ thống treo là tập hợp tất cả những chi tiết tạo nên liên kết đàn hồi giữa bánh xe và thân vỏ hoặc khung xe nhằm thỏa mãn các chức năng chính sau đây:

- Đảm bảo yêu cầu về độ êm dịu trong chuyển động, tạo điều kiện nâng cao được tính an toàn cho hàng hóa trên xe, đó là tập hợp các điều kiện nhằm đảm bảo duy trì sức khỏe và giảm thiểu những mệt mỏi vật lý và tâm sinh lý của con người (lái xe, hành khách). Các dao động cơ học của ô tô trong quá trình chuyển động bao gồm: biên độ, tần số, gia tốc,...các yếu tố này có thể ảnh hưởng tới sự an toàn của hàng hóa và trạng thái làm việc của con người trên ô tô.
- Đảm bảo yêu cầu về khả năng tiếp nhận các thành phần lực và mômen tác dụng giữa bánh xe và đường nhằm tăng tối đa sự an toàn trong chuyển động, giảm thiểu sự phá hỏng nền đường của ô tô, trong đó một chỉ tiêu quan trọng là độ bám đường của bánh xe.

Hệ thống treo nói chung, gồm có ba bộ phận chính là: bộ phận đàn hồi, bộ phận dẫn hướng và bộ phận giảm chấn. Mỗi bộ phận đảm nhận một chức năng và nhiệm vụ riêng biệt.

- Bộ phận đàn hồi: dùng để tiếp nhận và truyền các tải trọng thẳng đứng, làm giảm va đập, giảm tải trọng động tác dụng lên khung vỏ và hệ thống chuyển động, đảm bảo độ êm dịu cần thiết cho ô tô máy kéo khi chuyển động.
- Bộ phận dẫn hướng: dùng để tiếp nhận và truyền lên khung các lực dọc, ngang cũng như các mômen phản lực và mômen phanh tác dụng lên bánh xe. Động học của bộ phận dẫn hướng xác định đặc tính dịch chuyển tương đối của bánh xe đối với khung vỏ.
- Bộ phận giảm chấn: cùng với ma sát trong hệ thống treo, có nhiệm vụ tạo lực cản, dập tắt các dao động của phần được treo và không được treo, biến cơ năng của dao động thành nhiệt năng tiêu tán ra môi trường xung quanh.

Ngoài ba bộ phận chính trên, trong hệ thống treo của các ô tô du lịch, ô tô khách và một số ô tô vận tải, còn có thêm một bộ phận phụ nữa là bộ phận ổn định ngang. Bộ phận này có nhiệm vụ giảm độ nghiêng và các dao động lắc ngang của thùng xe.

### 1.1.2. Yêu cầu

Hệ thống treo phải đảm bảo được các yêu cầu cơ bản sau đây:

- Đặc tính đàn hồi của hệ thống treo (đặc trưng bởi độ võng tĩnh  $f_t$  và hành trình động  $f_d$ ) phải đảm bảo cho xe có độ êm dịu cần thiết khi chạy trên đường tốt và không bị va đập liên tục lên các ụ hạn chế khi chạy trên đường xấu không bằng phẳng với tốc độ cho phép. Khi xe quay vòng, tăng tốc hoặc phanh thì vỏ xe không bị nghiêng, ngửa hay chúc đầu.
- Đặc tính động học, quyết định bởi bộ phận dẫn hướng, phải đảm bảo cho xe chuyển động ổn định và có tính điều khiển cao, cụ thể là:
  - Đảm bảo cho chiều rộng cơ sở và góc đặt các trụ quay đứng của bánh xe dẫn hướng không đổi hoặc thay đổi không đáng kể.
  - Đảm bảo sự tương ứng động học giữa các bánh xe và truyền động lái, để tránh gây ra hiện tượng tự quay vòng hoặc dao động các bánh xe dẫn hướng xung quanh trụ quay của nó.
- Giảm chấn phải có hệ số dập tắt dao động thích hợp để dập tắt dao động được hiệu quả và êm dịu.
  - Có khối lượng nhỏ, đặc biệt là các phần không được treo.
  - Kết cấu đơn giản, dễ bố trí. Làm việc bền vững, tin cậy.
  - Không gây nên tải trọng lớn tại các mối liên kết với khung hoặc vỏ.

- Có độ bền cao, giá thành thấp và mức độ phức tạp kết cấu không lớn.
- Có độ tin cậy lớn, trong điều kiện sử dụng phù hợp với tính năng kỹ thuật, không gặp hư hỏng bất thường.

Đối với ô tô buýt còn được chú ý thêm các yêu cầu:

- Có khả năng chống rung, ồn truyền từ bánh xe lên thùng, vỏ tốt.
- Tính điều khiển và ổn định chuyển động cao ở mọi tốc độ.

Đối với xe con chúng ta cần phải quan tâm đến các yêu cầu sau :

- Giá thành thấp và độ phức tạp của hệ thống treo không quá lớn.
- Có khả năng chống rung và chống ồn truyền từ bánh xe lên thùng, vỏ tốt.
- Đảm bảo tính ổn định và tính điều khiển chuyển động của ô tô ở tốc độ cao, ô tô điều khiển nhẹ nhàng.

Hệ thống treo của ô tô luôn được hoàn thiện, các yêu cầu được thoả mãn ở các mức độ cao, bởi vậy tính đa dạng của chúng cũng rất lớn.

## 1.2. Phân loại hệ thống treo

### 1.2.1. Theo loại phần tử đàn hồi

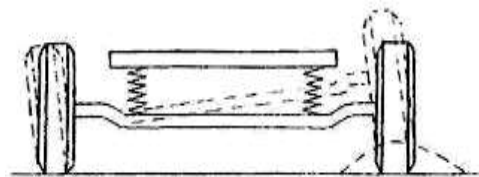
- Loại kim loại gồm: nhíp lá, lò xo trụ, thanh xoắn.
- Loại cao su: chịu nén hoặc chịu xoắn.
- Loại khí nén và thuỷ khí.

### 1.2.2. Theo phương pháp dập tắt dao động

- Loại giảm chấn thuỷ lực: tác dụng một chiều và hai chiều.
- Loại giảm chấn bằng ma sát cơ: gồm ma sát trong bộ phận đàn hồi và trong bộ phận dẫn hướng.

### 1.2.3. Theo dạng bộ phận dẫn hướng

- **Hệ thống treo phụ thuộc:** Đặc điểm đặc trưng là dùng với dầm cầu liền. Bởi vậy, dịch chuyển của các bánh xe trên một cầu phụ thuộc lẫn nhau. Việc truyền lực và mô men từ bánh xe lên khung có thể thực hiện trực tiếp qua các phần tử đàn hồi dạng nhíp hay nhờ các thanh đòn

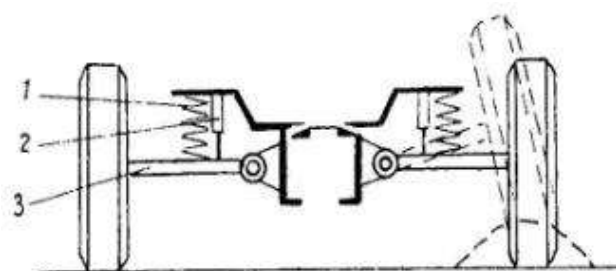


Hình 1.1. Hệ thống treo phụ thuộc

Hệ thống treo phụ thuộc được sử dụng phổ biến trên tất cả các loại ô tô. Nó có ưu điểm là: kết cấu đơn giản, giá thành rẻ trong khi vẫn đảm bảo được các yêu cầu cần thiết, nhất là đối với những xe có tốc độ chuyển động lớn.

- **Hệ thống treo độc lập:** với dầm cầu cắt, cho các bánh xe dịch chuyển độc lập. Bộ phận hướng trong trường hợp này có thể là loại đòn, loại đòn - ống .

Loại đòn lại có loại: 1 đòn, 2 đòn, loại đòn lắc trong mặt phẳng ngang, lắc trong mặt phẳng dọc và lắc trong mặt phẳng chéo.



Hình 1.2.Hệ thống treo độc lập

1 Giảm xóc; 2 Giảm chấn; 3 Bán trục

Hệ thống treo độc lập thường được sử dụng chủ yếu ở cầu trước các ô tô du lịch.

Nó có ưu điểm là:

- Cho phép tăng độ vững tĩnh và động của hệ thống treo, nhờ đó tăng được độ êm dịu chuyển động.
- Giảm được hiện tượng dao động các bánh xe dẫn hướng do hiệu ứng mô men con quay.
- Tăng được khả năng bám đường, do đó tăng được tính điều khiển và ổn định của xe.
- Phức tạp và đắt tiền khi sử dụng ở các cầu chủ động.

Vì thế các ô tô du lịch hiện đại thường sử dụng hệ thống treo phụ thuộc ở cầu sau. Hệ thống treo độc lập ở các cầu chủ động chỉ sử dụng trên các ô tô có tính cơ động cao.

### 1.3. Các bộ phận chính của hệ thống treo

Hệ thống treo gồm có 3 bộ phận chính: bộ phận đàn hồi, bộ phận dẫn hướng và bộ phận giảm chấn. Ngoài ra, trong một số hệ thống treo có sử dụng bộ phận ổn định ngang.

### 1.3.1. Bộ phận đàn hồi

Chức năng:

- Là bộ phận nối mềm giữa bánh xe và thùng xe, nhằm biến đổi tần số dao động cho phù hợp với cơ thể con người (60-80 lần/ph). Bộ phận đàn hồi có thể bố trí khác nhau trên xe nhưng nó cho phép bánh xe có thể dịch chuyển theo phương thẳng đứng.
- Bộ phận đàn hồi có thể là loại nhíp lá, lò xo, thanh xoắn, buồng khí nén, buồng thủy lực.... Đặc trưng cho bộ phận đàn hồi là độ cứng, độ cứng liên quan chặt chẽ với tần số dao động riêng (một thông số có tính quyết định đến độ êm dịu). Muốn có tần số dao động riêng phù hợp với sức khỏe của con người và an toàn của hàng hoá cần có độ cứng của hệ thống treo biến đổi theo tải trọng. Khi xe chạy ít tải độ cứng cần thiết có giá trị nhỏ, còn khi tăng tải cần phải có độ cứng lớn. Do vậy có thể có thêm các bộ phận đàn hồi phụ như: nhíp phụ, vấu tỳ bằng cao su biến dạng,...

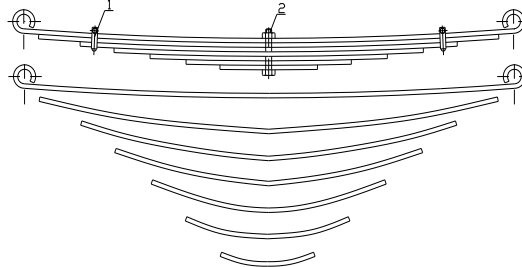
#### 1.3.1.1. Nhíp lá

Nhíp được làm từ các lá thép mỏng, có độ đàn hồi cao, các lá thép có kích thước chiều dài nhỏ dần từ lá lớn nhất gọi là lá nhíp chính. Hai đầu của nhíp chính được uốn lại thành hai tai nhíp dùng để nối với khung xe. Giữa bộ nhíp có các lỗ dùng để bắt bulông siết các lá nhíp lại với nhau. Quang nhíp dùng để giữ cho các lá nhíp không bị xô lệch về hai bên, các lá nhíp có thể dịch chuyển tương đối với nhau theo chiều dọc. Khi dịch chuyển tương đối theo chiều dọc, giữa các lá nhíp có lực ma sát, lực ma sát này dùng để dập tắt dao động theo phương thẳng đứng của ô tô. Khi làm việc, mặt trên của lá nhíp sẽ chịu kéo, còn mặt dưới sẽ chịu nén.

Trên ô tô tải, ô tô buýt, romooc và bán romooc phần tử đàn hồi nhíp lá thường được sử dụng. Nếu coi bộ nhíp như là một dầm đàn hồi chịu tải ở giữa và tựa lên hai đầu, khi tác dụng tải trọng thẳng đứng lên bộ nhíp cả bộ nhíp sẽ biến dạng. Một số các lá nhíp có xu hướng bị căng ra, một số lá nhíp khác có xu hướng bị ép lại. Nhờ sự biến dạng của các lá nhíp cho phép các lá có thể trượt tương đối với nhau và toàn bộ nhíp biến dạng đàn hồi.

Tháo rời bộ nhíp lá này, nhận thấy bán kính cong của chúng có quy luật phổ biến: các lá dài có bán kính cong lớn hơn các lá ngắn (hình 1.3). Khi liên kết chúng lại với nhau bằng bulông xiết trung tâm, hay bó lại bằng quang nhíp một số lá nhíp bị ép lại còn một số lá khác bị căng ra để tạo thành một bộ nhíp có bán kính cong gần đồng nhất. Điều

này thực chất là đã làm cho các lá nhíp chịu tải ban đầu (được gọi là tạo ứng suất dư ban đầu cho các lá nhíp), cho phép giảm được ứng suất lớn nhất tác dụng lên các lá nhíp riêng rẽ và thu nhỏ kích thước bộ nhíp trên ô tô. Như vậy tính chất chịu tải và độ bền của lá nhíp được tối ưu theo xu hướng chịu tải của ô tô.



Hình 1.3. Kết cấu bộ nhíp.

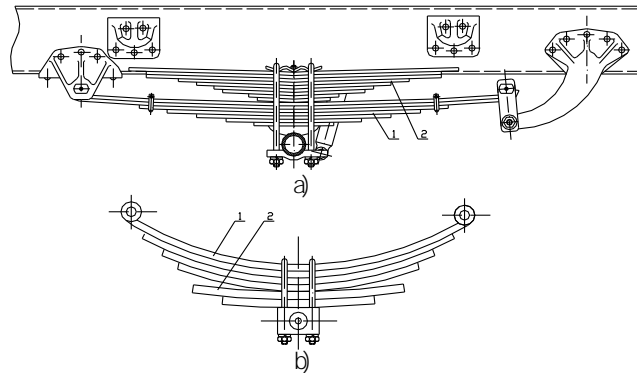
1- Bulông trung tâm; 2- Vòng kẹp.

Một số bộ nhíp trên ô tô tải nhỏ có một số lá phía dưới có bán kính cong lớn hơn các lá trên. Kết cấu như vậy thực chất là tạo cho bộ nhíp hai phân khúc làm việc. Khi chịu tải nhỏ chỉ có một số lá trên chịu tải (giống như bộ nhíp chính). Khi bộ nhíp chính có bán kính cong bằng với các lá nhíp dưới thì toàn thể hai phần cùng chịu tải và độ cứng tăng lên. Như thế có thể coi các lá nhíp phía dưới có bán kính cong lớn hơn là bộ nhíp phụ cho các lá nhíp trên có bán kính cong nhỏ hơn.

Trên các xe có tải trọng tác dụng lên cầu thay đổi trong giới hạn lớn và đột ngột, thì để cho xe chạy êm dịu khi không hay non tải và nhíp đủ cứng khi đầy tải, người ta dùng nhíp kép gồm: một nhíp chính và một nhíp phụ. Khi xe không và non tải chỉ có một mình nhíp chính làm việc. Khi tải tăng đến một giá trị quy định thì nhíp phụ bắt đầu tham gia chịu tải cùng nhíp chính, làm tăng độ cứng của hệ thống treo cho phù hợp với tải.

Nhíp phụ có thể đặt trên (hình 1.4a) hay dưới (hình 1.4b) nhíp chính, tùy theo vị trí giữa cầu và khung cũng như kích thước và biến dạng yêu cầu của nhíp.

Khi nhíp phụ đặt dưới thì độ cứng của hệ thống treo thay đổi êm dịu hơn, vì nhíp phụ tham gia từ từ vào quá trình chịu tải, không đột ngột như khi đặt trên nhíp chính.



Hình 1.4. Các phương án bố trí nhíp  
a- Phía trên nhíp chính; b- Phía dưới nhíp chính;  
1- Nhíp chính; 2- Nhíp phụ.

Nhíp là loại phân tử đàn hồi được dùng phổ biến nhất

- Ưu điểm:

- Kết cấu và chế tạo đơn giản.
- Sửa chữa bảo dưỡng dễ dàng.
- Có thể đồng thời làm nhiệm vụ của bộ phận dẫn hướng và một phần nhiệm vụ của bộ phận giảm chấn.

- Nhược điểm:

- Trọng lượng lớn, tốn nhiều kim loại hơn tất cả các cơ cấu đàn hồi khác, do thể năng biến dạng đàn hồi riêng (của một đơn vị thể tích) nhỏ (nhỏ hơn của thanh xoắn 4 lần khi có cùng một giá trị ứng suất:  $\sigma = \tau$ ). Theo thống kê, trọng lượng của nhíp cộng giảm chấn thường chiếm từ (5,5 ÷ 8,0)% trọng lượng bản thân của ô tô.

- Thời hạn phục vụ ngắn: do ma sát giữa các lá nhíp lớn và trạng thái ứng suất phức tạp (Nhíp vừa chịu các tải trọng thẳng đứng vừa chịu mômen cũng như các lực dọc và ngang khác). Khi chạy trên đường tốt tuổi thọ của nhíp đạt khoảng (10 ÷ 15) vạn Km. Trên đường xấu nhiều ổ gà, tuổi thọ của nhíp giảm từ (10 ÷ 50) lần.

### 1.3.1.2. Lò xo trụ

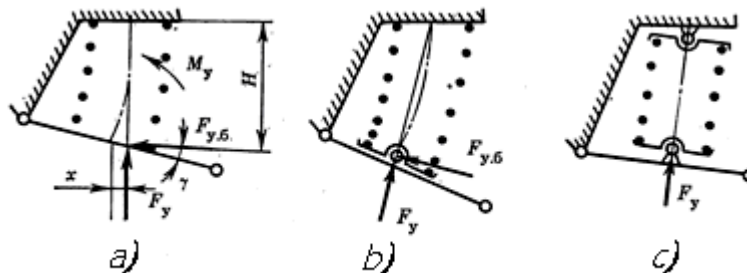
Chỉ có chức năng là một cơ cấu đàn hồi khi bộ phận chịu lực theo phương thẳng đứng. Còn các chức năng khác của hệ thống treo sẽ do bộ phận khác đảm nhận. Lò xo chủ yếu được sử dụng trong hệ thống treo độc lập, nó có thể đặt ở đòn trên hay đòn dưới của bộ phận dẫn hướng..

Lò xo trụ là loại được dùng nhiều ở ô tô du lịch với cả hệ thống treo độc lập và phụ thuộc. So với nhíp lá, phân tử đàn hồi dạng lò xo trụ có những ưu - nhược điểm sau:

- Ưu điểm:
  - Kết cấu và chế tạo đơn giản.
  - Trọng lượng nhỏ.
  - Kích thước gọn, nhất là khi bố trí giảm chấn và bộ phận hạn chế hành trình ngay bên trong lò xo.
- Nhược điểm:
  - Phần tử đàn hồi loại lò xo là chỉ tiếp nhận được tải trọng thẳng đứng mà không truyền được các lực dọc ngang và dẫn hướng bánh xe nên phải đặt thêm bộ phận hướng riêng.
  - Phần tử đàn hồi lò xo chủ yếu là loại lò xo trụ làm việc chịu nén với đặc tính tuyến tính. Có thể chế tạo lò xo với bước thay đổi, dạng côn hay parabol để nhận được đặc tính đàn hồi phi tuyến. Tuy vậy, do công nghệ chế tạo phức tạp, giá thành cao nên ít dùng.

Có ba phương án lắp đặt lò xo lên ô tô là:

- Lắp không bản lề (hình 1.5a).
- Lắp bản lề một đầu (hình 1.5b).
- Lắp bản lề hai đầu (hình 1.5c).



Hình 1.5. Các sơ đồ lắp đặt lò xo trong hệ thống treo.

a- Không có bản lề; b- Bản lề một đầu; c- Bản lề hai đầu.

Khi lắp không bản lề, lò xo sẽ bị cong khi biến dạng làm xuất hiện các lực bên và mô men uốn tác dụng lên lò xo, khi lắp bản lề một đầu thì mô men uốn sẽ triệt tiêu, khi lắp bản lề hai đầu thì cả mô men uốn và lực bên đều bằng không.

Vì thế trong hai trường hợp đầu, lò xo phải lắp đặt thế nào để ở trạng thái cân bằng tĩnh mômen uốn và lực bên đều bằng không. Khi lò xo bị biến dạng max, lực bên và mô men uốn sẽ làm tăng ứng suất lên khoảng 20% so với khi lò xo chỉ chịu lực nén max.

Lò xo được định tâm trong các gối đỡ bằng bề mặt trong. Giữa lò xo và bộ phận định tâm cần có khe hở khoảng  $(0,02 \div 0,025)$  đường kính định tâm để bù cho sai số do chế tạo không chính xác. Để tránh tăng ma sát giữa các vòng lò xo và vành định tâm, chiều cao của nó cần phải lấy bằng  $1 \div 1,5$  đường kính sợi dây lò xo và các vòng lò xo không được chạm nhau ở tải trọng bất kỳ.

- Khi lò xo được làm từ dây thép có đường kính không đổi thì biến dạng của lò xo sẽ thay đổi tỉ lệ thuận với lực tác dụng. Điều đó có nghĩa là nếu dùng lò xo mềm thì nó sẽ không đủ cứng để chịu tải lớn và ngược lại nếu dùng lò xo cứng để chịu tải trọng lớn thì nó lại giảm tính êm dịu chuyển động khi tải nhỏ. Để khắc phục nhược điểm này người ta có thể sản xuất các loại lò xo cải tiến như: lò xo có đường kính dây khác nhau, lò xo có bước khác nhau, lò xo côn...

#### 1.3.1.3. Thanh xoắn

- Thanh xoắn giống như lò xo xoắn loại này cũng chỉ có chức năng đàn hồi khi chịu lực tác dụng theo phương thẳng đứng còn lại chức năng khác do bộ phận khác của hệ thống treo đảm nhận.

- Thanh xoắn là một thanh bằng thép lò xo, dùng tính đàn hồi xoắn để cản lại sự xoắn. Một đầu thanh xoắn được ngàm chặt vào khung hay một dầm nào đó cũng thân ô tô, đầu kia được gắn vào một kết cấu chịu xoắn của hệ thống treo.

Thanh xoắn được dùng ở một số ô tô du lịch và tải nhỏ. Nó có những ưu - nhược điểm sau:

- Ưu điểm:

- Kết cấu đơn giản, khối lượng phần không được treo nhỏ.

- Tải trọng phân bố lên khung tốt hơn (khi thanh xoắn bố trí dọc) vì mômen của các lực thẳng đứng tác dụng lên khung không nằm trong vùng chịu tải, nơi lắp các đòn dẫn hướng mà ở đầu kia của thanh xoắn.

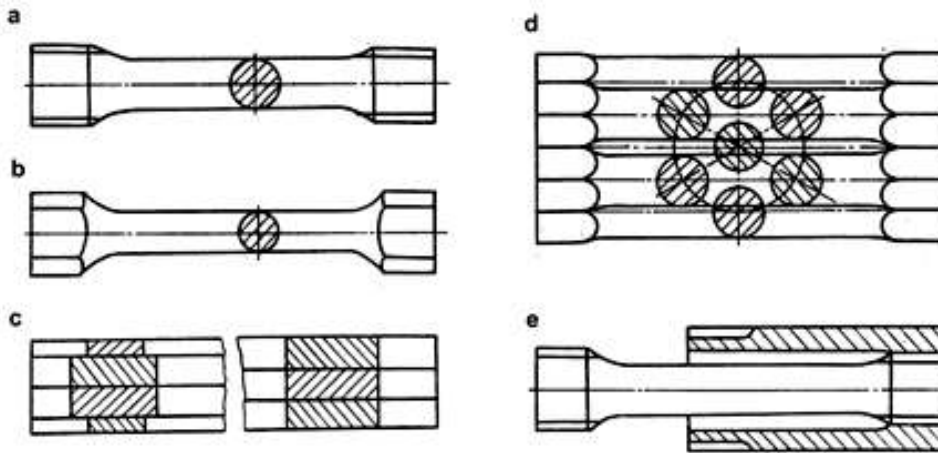
- Nhược điểm:

- Chế tạo khó khăn hơn.

- Bố trí lên xe khó hơn do thanh xoắn thường có chiều dài lớn.

Đặc điểm kết cấu: thanh xoắn có thể có tiết diện tròn (hình 1.6a,b) hay tám (hình 1.6c), lắp đơn (hình 1.6e) hay ghép chùm (hình 1.6d). Phổ biến nhất là loại tròn vì chế tạo đơn giản, có khả năng tăng độ bóng bề mặt để tăng độ bền. Loại tám chế tạo cũng đơn giản và cho phép giảm độ cứng tuy khối lượng có tăng lên. Thanh xoắn ghép chùm thường sử dụng khi kết cấu bị hạn chế về chiều dài. Thanh xoắn được lắp nối lên khung

và với bánh xe (qua các đòn dẫn hướng) bằng các đầu then hoa. Then hoa thường có dạng tam giác với góc giữa các mặt then bằng  $90^{\circ}$ .



Hình 1.6. Các dạng kết cấu của thanh xoắn.

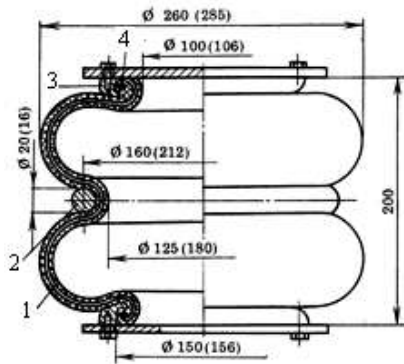
#### 1.3.1.4. Phần tử đàn hồi loại khí nén

Phần tử đàn hồi khí nén được dùng ở một số ô tô du lịch cao cấp hoặc trên các xe có trọng lượng phần được treo thay đổi lớn như các ô tô khách và tải cỡ lớn.

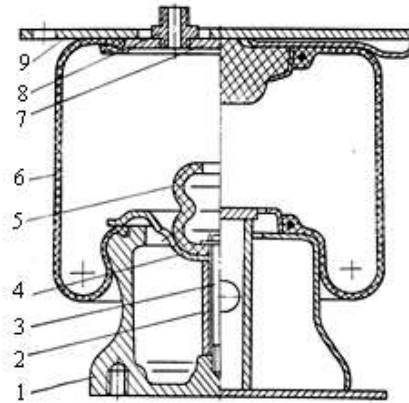
- Ưu điểm:
  - Bằng cách thay đổi áp suất khí, có thể tự động điều chỉnh độ cứng của hệ thống treo sao cho độ võng và tần số dao động riêng của phần được treo là không đổi với các tải trọng tĩnh khác nhau (đặc tính phi tuyến).
  - Cho phép điều chỉnh vị trí của thùng xe đối với mặt đường. Đối với hệ thống treo độc lập còn có thể điều chỉnh khoảng sáng gầm xe.
  - Khối lượng nhỏ, làm việc êm dịu.
  - Không có ma sát trong phần tử đàn hồi.
  - Tuổi thọ cao.
- Nhược điểm:
  - Kết cấu phức tạp, đắt tiền.
  - Kích thước công kênh.
  - Phải dùng bộ phận dẫn hướng và giảm chấn độc lập.

Kết cấu: phần tử đàn hồi có thể có dạng bầu tròn (hình 1.7) hay dạng ống (hình 1.8). Vỏ bầu cấu tạo gồm hai lớp sợi cao su (ni lông hay capron), mặt ngoài phủ một lớp cao su bảo vệ, mặt trong lót một lớp cao su làm kín. Thành vỏ dày từ  $3 \div 5$  mm. Loại bầu có thể

có từ 1 đến 3 khoang phân cách bởi các đai xiết bằng thép. Vành bầu có các lõi thép tăng bền và được kẹp chặt đến các mặt bích hay piston bằng các vòng kẹp.



Hình 1.7. Phần tử đàn hồi khí nén loại bầu  
1- Vỏ bầu; 2- Đai xiết; 3- Vòng kẹp;  
4- Lõi thép tăng bền.



Hình 1.8. Phần tử đàn hồi khí nén loại ống  
1- Piston; 2- Ống lót; 3- Bulông;  
4,7- Bích kẹp; 5- Ụ cao su; 6- Vỏ bọc  
8- Đầu nối; 9- Nắp bầu.

Áp suất khí nén trong phần tử đàn hồi ứng với tải trọng tĩnh bằng  $(0,5 \div 0,6)$  MPa. Áp suất này cần thấp hơn áp suất làm việc của hệ thống cung cấp từ  $(0,1 \div 0,2)$  MPa để đảm bảo áp suất dư trong trường hợp ô tô quá tải.

Loại ống so với loại bầu tròn có ưu - nhược điểm:

- Ứng với cùng một tải trọng thì nó có kích thước và khối lượng nhỏ hơn.
- Cho phép nhận được đặc tính đàn hồi yêu cầu bằng cách tạo biên dạng piston thích hợp.
- Cho phép độ nghiêng lệch lớn và không yêu cầu lắp đặt chính xác cao, vì có khả năng tự định tâm theo piston.
- Ma sát trong lớn hơn nên độ bền giảm.
- Chịu tải lớn và điều kiện làm việc phức tạp hơn.

#### 1.3.1.5. Phần tử đàn hồi thủy khí

Phần tử đàn hồi thủy khí được sử dụng trên các xe có tải trọng lớn hoặc rất lớn. Ngoài các ưu điểm tương tự như phần tử đàn hồi khí nén, phần tử đàn hồi thủy khí còn có các ưu - nhược điểm:

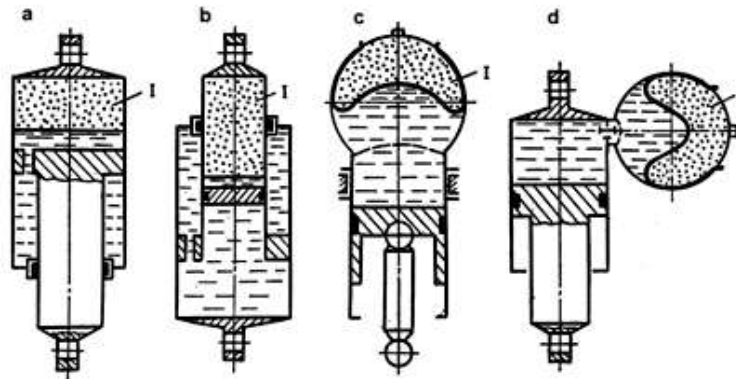
- Có đặc tính đàn hồi phi tuyến.
- Đồng thời làm được nhiệm vụ của bộ phận giảm chấn.
- Kích thước nhỏ gọn hơn vì áp suất làm việc cao hơn (đến 20 MPa).

- Kết cấu phức tạp, đắt tiền.
- Yêu cầu độ chính xác chế tạo cao.
- Nhiều đệm làm kín.

Kết cấu: do áp suất làm việc cao nên phần tử đàn hồi thủy khí có kết cấu kiểu xy lanh kim loại và piston dịch chuyển trong đó. Xylanh được nạp dầu như thế nào để không khí không trực tiếp tiếp xúc với piston. Tức là áp suất được truyền giữa piston và khí nén thông qua môi trường trung gian là lớp dầu. Dầu đồng thời có tác dụng giảm chấn khi tiết lưu qua các lỗ và van bố trí kết hợp trong kết cấu.

Phần tử đàn hồi thủy khí có thể phân ra các loại: có khối lượng khí không đổi hay thay đổi. Có hay không có buồng đối áp. Không điều chỉnh hay điều chỉnh được.

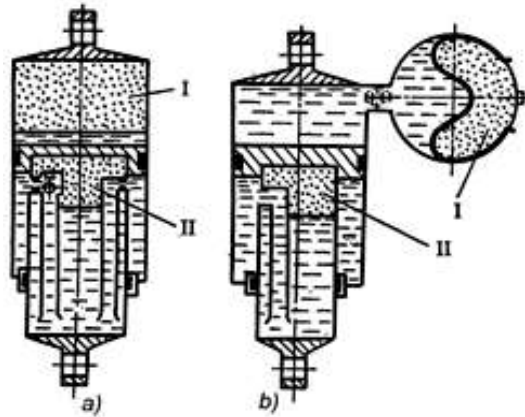
Phần tử đàn hồi thủy khí không có buồng đối áp là loại có kết cấu đơn giản nhất



Hình 1.9. Phần tử đàn hồi thủy khí loại không có buồng đối áp.

Khoang chính I với khí trợ có thể bố trí trong xy lanh (hình 1.9a), trong cần piston (hình 1.9b) hay trong bầu hình cầu (hình 1.9c và 1.9d).

Phần tử đàn hồi thủy khí có buồng đối áp kết cấu như trên hình 1.10. Buồng đối áp chứa khí trợ II được bố trí trên cần piston. Buồng đối áp cho phép thay đổi đặc tính của phần tử đàn hồi trong giới hạn rộng nhờ đảm bảo một tổ hợp xác định giữa thể tích và áp suất khí trong buồng khí chính và buồng đối áp.



Hình 1.10. Phần tử đàn hồi thủy khí loại có buồng đối áp.

Các lỗ tiết lưu sử dụng để dập tắt dao động (giảm chấn) có thể bố trí trong piston, trên vách ngăn của khoang chính hay khoang đối áp.

Khí nén chỗ tiếp xúc với chất lỏng bị hoà trộn một phần vào nó khi áp suất cao và tách ra khỏi chất lỏng khi áp suất thấp. Vì thế đối với loại hệ thống treo điều chỉnh được, người ta sử dụng phần tử đàn hồi với piston hay vách ngăn mềm để tránh không cho khí nén thoát ra cùng với chất lỏng khi điều chỉnh. Áp suất ở hai phía vách ngăn xấp xỉ bằng nhau, vì thế tải trọng tác dụng lên nó trong thời gian làm việc không lớn.

### 1.3.2. Bộ phận dẫn hướng

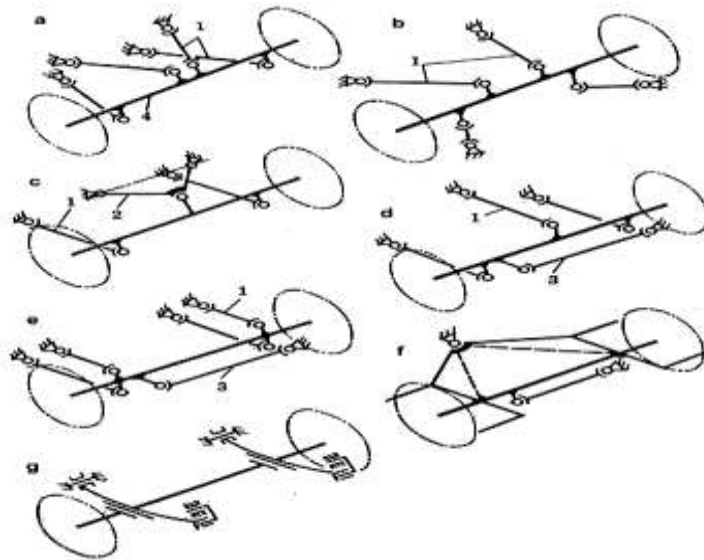
Bộ phận dẫn hướng có nhiệm vụ truyền các lực dọc, lực ngang và các mô men từ bánh xe trên khung hoặc thân ô tô. Nó có thể có những chi tiết khác nhau tùy thuộc hệ thống treo phụ thuộc hay hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi là nhíp, lò xo hay thanh xoắn.

Cho phép các bánh xe dịch chuyển thẳng đứng ở mỗi vị trí của nó so với khung vỏ, bánh xe phải đảm nhận khả năng truyền lực đầy đủ. Bộ phận dẫn hướng phải thực hiện tốt chức năng này. Trên mỗi hệ thống treo thì bộ phận dẫn hướng có cấu tạo khác nhau. Quan hệ của bánh xe với khung xe khi thay đổi vị trí theo phương thẳng đứng được gọi là quan hệ động học.

Khả năng truyền lực ở mỗi vị trí được gọi là quan hệ động lực học của hệ treo. Trong mỗi quan hệ động học các thông số chính được xem xét là : sự dịch chuyển (chuyển vị) của các bánh xe trong không gian ba chiều khi vị trí bánh xe thay đổi theo phương thẳng đứng ( $\Delta z$ ). Mỗi quan hệ động lực học được biểu thị qua khả năng truyền các lực và các mô men khi bánh xe ở các vị trí khác nhau.

Ở hệ thống treo phụ thuộc nếu phần tử đàn hồi là nhíp lá thì nhíp sẽ đảm nhận luôn vai trò của bộ phận hướng (hình 1.11g). Nếu phần tử đàn hồi không thực hiện được chức năng của bộ phận hướng thì người ta dùng các cơ cấu đòn 4 thanh hay chữ V (hình 1.11e).

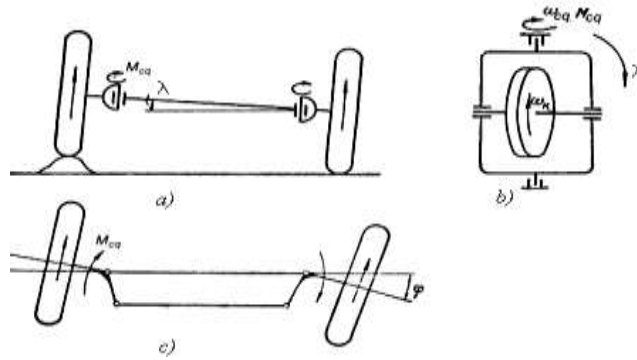
Do các bánh xe được nối với nhau bởi dầm cầu liền, nên khi một trong các bánh xe dịch chuyển thẳng đứng sẽ làm cho mặt phẳng quay của các bánh xe thay đổi, nghiêng đi một góc  $\lambda$ , đồng thời vết bánh xe cũng thay đổi một lượng  $\Delta B$  khá lớn (hình 1.12).



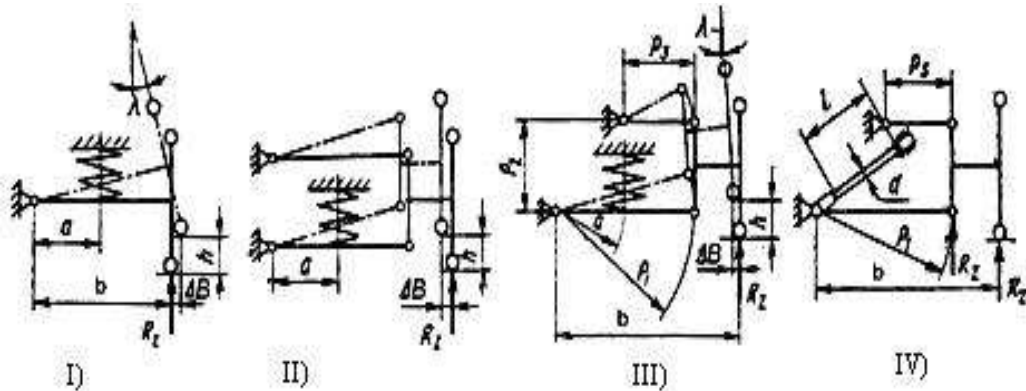
Hình 1.11. Sơ đồ bộ phận hướng của hệ thống treo phụ thuộc.

Sự thay đổi góc nghiêng của mặt phẳng quay bánh xe sẽ làm xuất hiện các mômen con quay. Các mômen con quay này sẽ làm cho cầu bị xoay đi và các bánh xe dẫn hướng dao động xung quanh trụ quay đứng. Đặc biệt ở tốc độ lớn, các bánh xe dẫn hướng dao động mạnh có thể làm xe mất tính điều khiển. Sự thay đổi vết bánh xe  $\Delta B$ , gây trượt ngang bánh xe làm mòn lốp và giảm tính ổn định.

Trong hệ thống treo độc lập, bộ phận đàn hồi và bộ phận hướng được làm riêng rẽ. Bộ phận đàn hồi thường là các lò xo trụ hay thanh xoắn, còn bộ phận hướng là các thanh đòn được làm theo một số sơ đồ như trên hình 1.13. dưới đây.



Hình 1.12 . Hiện tượng dao động bánh xe dẫn hướng do mômen con quay khi bánh xe dịch chuyển thẳng đứng.  
a-Bánh xe lên mấp mô; b- Mômen con quay; c- Dao động bánh xe dẫn hướng.



Hình 1-13. Sơ đồ bộ phận hướng hệ thống treo độc lập.

I-Loại 1 đòn; II- Loại hai đòn chiều dài bằng nhau;

III và IV- Loại 2 đòn chiều dài khác nhau;

Đối với loại một đòn (hình 1.13a), khi bánh xe dao động các hiện tượng xảy ra tương tự như ở hệ thống treo phụ thuộc tức là  $\Delta B$  và  $\lambda$  lớn. Vì thế nó thường sử dụng ở cầu sau không dẫn hướng mà không sử dụng ở cầu trước dẫn hướng. Muốn giảm  $\Delta B$  và  $\lambda$  phải tăng chiều dài đòn dẫn đến khó bố trí.

Loại hai đòn chiều dài bằng nhau (hình 1.13b), loại trừ được hoàn toàn sự thay đổi góc nghiêng của mặt phẳng quay bánh xe. Tuy vậy sự thay đổi chiều rộng vết  $\Delta B$  vẫn khá lớn, gây mòn lốp và giảm tính ổn định ngang của xe.

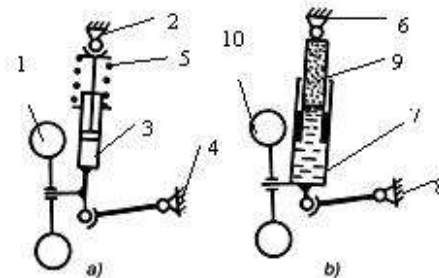
Loại hai đòn chiều dài khác nhau (hình 1.13c và 1.13.d) là loại được sử dụng phổ biến nhất. Lúc này tuy góc nghiêng mặt phẳng quay vẫn thay đổi nhưng với giá trị nhỏ khoảng  $5^{\circ} \div 6^{\circ}$ , nên mômen con quay sinh ra không thắng được mômen ma sát trong hệ

thống để làm dao động các bánh xe dẫn hướng. Lượng thay đổi chiều rộng cơ sở  $\Delta B$  cũng nhỏ hơn, có thể được bù lại bởi sự đàn hồi của lốp nên không gây ra hiện tượng trượt lốp trên mặt đường.

Thường thường tỷ số giữa chiều dài các đòn  $\frac{\rho_3}{\rho_1} = 0,55 \div 0,65$  và tương ứng là  $\lambda \leq$

$(5^0 \div 6^0)$ ,  $\Delta B \leq (4 \div 5)$  mm.

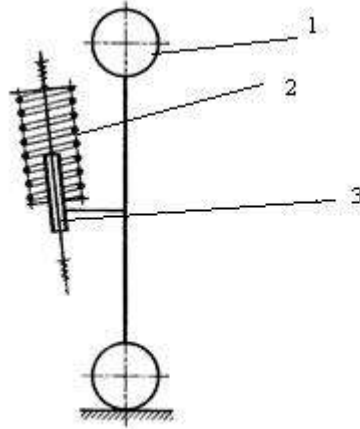
Loại đòn - ống hay Macpherson (hình 1.14) hiện nay được sử dụng rất rộng rãi, đặc biệt trên các ô tô du lịch sản xuất loạt lớn hay các ô tô tải trọng lớn với phần tử đàn hồi thủy khí. Đây thực chất là một kết cấu biến thể của loại hai đòn chiều dài khác nhau với chiều dài đòn trên bằng không, trụ quay đứng hay thanh nối hai đòn được làm dưới dạng ống lồng thay đổi được độ dài để đảm bảo động học của bánh xe. Đặc điểm đó cho phép bố trí luôn giảm chấn (hình 1.14a) hay phần tử đàn hồi thủy khí (hình 1.14b) vào kết cấu trụ quay đứng hay thanh nối. Nhờ đó đơn giản được kết cấu, giảm được số lượng khâu khớp và giảm được khối lượng cũng như không gian bố trí hệ thống treo. Nhược điểm của kết cấu này là yêu cầu chất lượng chế tạo ống trượt cao, các thông số động học kém hơn so với loại hai đòn chiều dài khác nhau.



Hình 1.14. Hệ thống treo độc lập có bộ phận hướng loại đòn - ống.

1,10-lốp xe;2,6- nối với khung xe;3,7- xilanh thủy lực;4,8- nối với gầm xe;5- lò xo;

Kết cấu này đảm bảo cho góc đặt trụ đứng và bởi vậy góc đặt bánh xe không thay đổi khi bánh xe dịch chuyển. Do đó loại trừ khả năng xuất hiện mômen con quay gây ra dao động bánh xe quanh trụ quay.



Hình 1.15. Sơ đồ hệ thống treo độc lập có bộ phận hướng loại nén.

1.lốp xe;2 lò xo;3 ống dẫn hướng

Chiều dài và chiều rộng cơ sở của xe thay đổi không đáng kể (chủ yếu do độ nghiêng dọc và ngang của chốt gây ra). Tuy vậy sử dụng hệ thống treo loại này trên ô tô gặp nhiều khó khăn vì khó bố trí và khó giảm ma sát ở bộ phận hướng.

### 1.3.3 Bộ phận giảm chấn

Trên xe ô tô giảm chấn được sử dụng với mục đích sau:

- Giảm và dập tắt các va đập truyền lên khung khi bánh xe lăn trên nền đường không bằng phẳng nhằm bảo vệ được bộ phận đàn hồi và tăng tính tiện nghi cho người sử dụng.
- Đảm bảo dao động của phần không treo ở mức độ nhỏ nhất, nhằm làm tốt sự tiếp xúc của bánh xe với mặt đường.
- Nâng cao các tính chất chuyển động của xe như khả năng tăng tốc, khả năng an toàn khi chuyển động.

Hiện nay để dập tắt các dao động của xe khi chuyển động người ta dùng giảm chấn thủy lực. Giảm chấn thủy lực sẽ biến cơ năng các dao động thành nhiệt năng và sự làm việc của nó là nhờ ma sát giữa các chất lỏng và lỗ tiết lưu là ma sát chủ yếu để dập tắt các dao động. Giảm chấn phải đảm bảo dập tắt nhanh các dao động nếu tần số dao động lớn nhằm mục đích tránh cho thùng xe lắc khi đường mấp mô và phải dập tắt chậm các dao động nếu ô tô chạy trên đường ít mấp mô để cho ô tô chuyển động êm dịu.

Trên ô tô hiện nay chủ yếu sử dụng là giảm chấn ống thủy lực có tác dụng hai chiều ở cấu trúc hai lớp.

- **Giảm chấn hai lớp vỏ**

Đây là một loại giảm chấn quen thuộc và được dùng phổ biến cho ô tô từ trước đến nay. Trong giảm chấn, piston di chuyển trong xy lanh, chia không gian trong thành buồng A và B. Ở đuôi của xy lanh thủy lực có một cụm van bù. Bao ngoài vỏ trong là một lớp vỏ ngoài, không gian giữa hai lớp vỏ là buồng bù thể tích chất lỏng và liên hệ với B qua các cụm van một chiều (III, IV). Buồng C được gọi là buồng bù chất lỏng, trong C chỉ điền đầy một nửa, không gian còn lại chứa không khí có áp suất khí quyển.

-Nguyên lý làm việc:

Ở hành trình nén (bánh xe tiến lại gần khung xe), lúc đó ta có thể tích buồng B giảm nên áp suất tăng, chất lỏng qua van (I) và (IV) đi lên khoang A và sang khoang C ép không khí ở buồng bù lại. Vỏ ngoài của giảm chấn có tác dụng chứa dầu và thoát nhiệt ra môi trường không khí xung quanh. Trên nắp của giảm chấn có phốt che bụi, phốt chắn dầu và các lỗ ngang để bôi trơn cho trục giảm chấn trong quá trình làm việc. Ở hành trình trả (bánh xe đi xa khung xe). Thể tích buồng B tăng do đó áp suất giảm, chất lỏng qua van (II, III) vào B, không khí ở buồng bù giãn ra, đẩy chất lỏng nhanh chóng điền đầy vào khoang B. Trong quá trình làm việc của giảm chấn để tránh bó cứng bao giờ cũng có các lỗ van lưu thông thường xuyên. Cấu trúc của nó tùy thuộc vào kết cấu cụ thể. Van trả, van nén của hai cụm van nằm ở piston và xy lanh trong cụm van bù có kết cấu mở theo hai chế độ, hoặc các lỗ van riêng biệt để tạo nên lực cản giảm chấn trong ứng dụng khi nén mạnh, nén nhẹ, trả mạnh, trả nhẹ. Khi chất lỏng chảy qua lỗ van có tiết diện rất nhỏ tạo nên lực ma sát làm cho nóng giảm chấn lên. Nhiệt sinh ra truyền qua vỏ ngoài (8) và truyền vào không khí để cân bằng năng lượng.

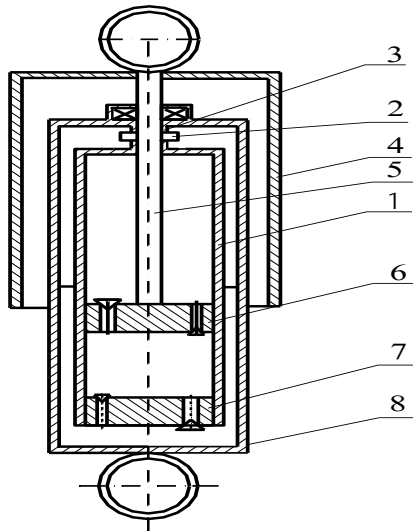
### **Ưu điểm**

Giảm chấn hai lớp vỏ có độ bền cao, giá thành hạ làm việc ở cả hai hành trình, trọng lượng nhẹ.

### **Nhược điểm**

Khi làm việc ở tần số cao có thể xảy ra hiện tượng không khí lẫn vào chất lỏng để giảm hiệu quả của giảm chấn.

Sự khác nhau giữa các giảm chấn hiện nay là ở các kết cấu van trả van nén, cụm bao kín và đường kính, hành trình làm việc. Việc bố trí trên xe cho phép nghiêng tối đa là  $45^0$  so với phương thẳng đứng.



1.Khoang vỏ trong;2. Phốt làm kín; 3. Bạc dẫn hướng; 4.Vỏ chắn bụi  
5.Đũa đẩy; 6. Piston; 7.Van cố định; 8.Vỏ ngoài.

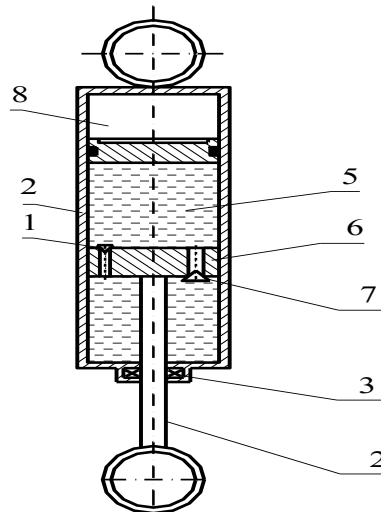
Hình 1.16. Sơ đồ cấu tạo của giảm chấn hai lớp vỏ có tác dụng hai chiều

### **Giảm chấn một lớp vỏ**

#### **Nguyên lý làm việc**

Trong một giảm chấn một lớp vỏ không còn bù dầu nữa mà thay thế chức năng của nó là buồng II chứa khí nén có  $P = 2,5 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2$  đây là sự khác nhau giữa giảm chấn một lớp vỏ và hai lớp vỏ.

Khi piston dịch chuyển xuống dưới tạo nên sự chênh áp dẫn đến mở van (1) chất lỏng chảy nên phía trên của piston.Khi piston đi lên làm mở van (7) chất lỏng chảy xuống dưới piston.áp suất trong giảm chấn sẽ thay đổi không lớn và dao động xung quanh vị trí cân bằng với giá trị áp suất tĩnh nạp ban đầu, nhờ vậy mà tránh được hiện tượng tạo bọt khí, một trạng thái không an toàn cho sự làm việc của giảm chấn. Trong quá trình làm việc piston ngăn cách (4) di chuyển tạo nên sự cân bằng giữa chất lỏng và chất khí do đó áp suất không bị hạ xuống dưới giá trị nguy hiểm. Giảm chấn có độ nhạy cao kể cả piston dịch chuyển rất nhỏ, tránh được hiện tượng cưỡng bức chảy dầu khi nhiệt độ thay đổi sẽ làm cho áp suất thay đổi.



1. Van một chiều ;2.Đũa đẩy ;3.Cụm làm kín;4.Xy lanh;

5.Buồng chứa dầu;6.Piston;7.Van một chiều; 8.Khoang chứa khí

Hình 1.17. Sơ đồ cấu tạo của giảm chấn ống thủy lực một lớp vỏ có tác dụng hai chiều.

### **So sánh giữa hai loại giảm chấn**

So sánh với loại giảm chấn hai lớp vỏ, giảm chấn một lớp vỏ có ưu, nhược điểm sau :

- Khi có cùng đường kính ngoài, đường kính của cần piston có thể làm lớn hơn mà sự biến động tương đối của áp suất chất lỏng sẽ nhỏ hơn.
- Điều kiện toả nhiệt tốt hơn.
- Ở nhiệt độ thấp (vùng băng giá) giảm chấn không bị bó kẹt ở những hành trình đầu tiên.
- Giảm chấn có piston ngăn cách có thể làm việc ở bất kỳ góc nghiêng bố trí nào. Nhờ các ưu điểm này mà giảm chấn một lớp vỏ được sử dụng rộng rãi trên hệ treo MacPherson và hệ treo đòn dọc có thanh ngang liên kết.
- Nhược điểm của dẫn hướng cần piston hỏng trước phốt bao kín.
- Ở loại giảm chấn một lớp vỏ: phốt bao kín hỏng trước ống dẫn hướng của cần piston.

### **1.3.4 Thanh ổn định**

Thanh ổn định có tác dụng khi xuất hiện sự chênh lệch phản lực thẳng đứng đặt lên bánh xe nhằm san bớt tải trọng từ bên cầu chịu tải nhiều sang bên cầu chịu tải ít hơn. Cấu tạo chung của nó có dạng chữ U. Các đầu chữ U nối với bánh xe còn thân nối với vỏ nhờ các ổ đỡ cao su.

Cấu tạo chung thanh ổn định có dạng chữ U, làm việc giống như một thanh xoắn đàn hồi. Có hai dạng bố trí:

- Các đầu chữ U nối với bánh xe (dầm cầu), còn thân thanh ổn định nối với thân xe nhờ các ổ đỡ bằng cao su.

- Trên một số ô tô có dạng bắt ngược lại: hai đầu của chữ U nối với thân xe, thân thanh ổn định ngang nối với dầm cầu cứng.

Thanh ổn định ngang chỉ chịu xoắn khi có sự sai lệch lực tác dụng lên hai đầu (gây xoắn) của nó.

Khi xe chuyển động trên đường không bằng phẳng hoặc quay vòng, dưới tác dụng của lực bên (lực ly tâm, gió bên,..), phản lực thẳng đứng của hai phần tử đàn hồi trên một cầu thay đổi, một bên tăng tải và một bên giảm tải gây nên sự nghiêng thân xe. Thanh ổn định ngang lắp trên ô tô được xem là bộ phận đàn hồi phụ với chức năng hạn chế sự nghiêng thân xe. Với các ô tô có yêu cầu cao về tiện nghi đòi hỏi bộ phận đàn hồi (nhíp lá, lò xo, thanh xoắn,...) có độ cứng nhỏ. Khả năng gây nên mômen chống lật của bộ phận đàn hồi chính nhỏ, vì vậy cần thiết thêm vào hệ thống treo thanh ổn định ngang. Khi làm việc ở các vùng góc nghiêng ngang thân xe gần giá trị giới hạn, mômen chống lật đảm bảo cân bằng với mômen gây lật thì hệ thống treo không có mặt phần tử đàn hồi phụ (thanh ổn định).

### **1.3.5. Các bộ phận khác**

Ngoài các bộ phận kể trên, hệ thống treo của ô tô còn có các bộ phận khác:

- Vấu cao su tăng cứng: thường đặt trên nhíp lá và tỳ vào phần biến dạng của nhíp lá, kết cấu này làm giảm chiều dài biến dạng của nhíp lá khi tăng tải. Vấu cao su vừa tăng cứng vừa hạn chế hành trình làm việc của bánh xe (được gọi là vấu hạn chế hành trình). Các vấu hạn chế hành trình trên thường được kết hợp với chức năng tăng cứng cho bộ phận đàn hồi. Các vấu hạn chế hành trình này có khi được đặt trong vỏ của giảm chấn.

- Các gôi đỡ cao su: làm chức năng liên kết mềm. Nó có mặt ở hầu hết các mối ghép với khung vỏ. Ngoài chức năng liên kết, nó còn có tác dụng chống rung truyền từ bánh xe lên, giảm tiếng ồn cho khoang người ngồi.

## **1.4. Các loại hệ thống treo phổ biến hiện nay**

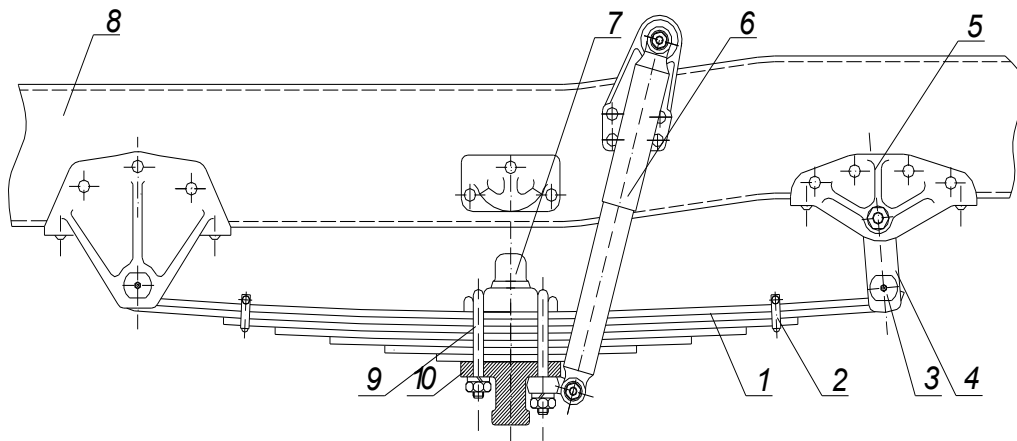
### **1.4.1. Hệ thống treo phụ thuộc**

Đặc trưng của hệ thống treo phụ thuộc là các bánh xe lắp trên một dầm cầu cứng. Trong trường hợp cầu xe là bị động thì dầm đó là một thanh thép định

hình, còn trường hợp là cầu chủ động thì dầm là phần vỏ cầu trong đó có một phần của hệ thống truyền lực.

Đối với hệ treo này thì bộ phận đàn hồi có thể là nhíp lá hoặc lò xo xoắn ốc, bộ phận dập tắt dao động là giảm chấn. Nếu bộ phận đàn hồi là nhíp lá thì người ta sử dụng cả bộ nhíp gồm nhiều lá nhíp ghép lại với nhau bằng những quang nhỏ và được bắt chặt với dầm cầu ở giữa nhíp. Hai đầu nhíp được uốn tròn lại để một đầu bắt với thùng hoặc khung xe bằng khớp trụ còn đầu kia bắt với thùng hoặc khung xe bằng quang treo để cho nhíp dễ dàng dao động và đảm bảo có khả năng truyền lực dọc và ngang.

Hình 1.18 là hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp lá. Cấu tạo hệ thống treo phụ thuộc sử dụng nhíp lá bao gồm: dầm cầu, nhíp lá, giảm chấn, thanh ổn định. Trong hệ thống treo này có dầm cầu liền nối giữa hai bánh xe. Hai đầu nhíp lá nối với khung xe thông qua khớp quay và quang treo, tạo điều kiện cho sự biến dạng của nhíp lá ở các tải trọng khác nhau. Phần giữa nhíp lá gắn với cầu xe. Nhíp lá vừa tạo khả năng nối mềm với thân xe vừa có khả năng cố định vị trí của cầu với thân xe. Như vậy, nhíp lá vừa là bộ phận đàn hồi và vừa là bộ phận dẫn hướng.



Hình 1.18 : Hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp lá.

- 1- Nhíp lá; 2- Vòng kẹp; 3- Chốt nhíp; 4- Quang treo; 5- Giá đỡ;  
6- Giảm chấn; 7- Ụ tỳ; 8- Khung xe; 9- Quang nhíp; 10- Dầm cầu.

Dầm cầu 10 được nối với nhíp nhờ các quang nhíp. Nhíp lá 1 bao gồm các lá nhíp ghép lại, lá nhíp chính được cuốn tròn ở hai đầu tạo nên các ổ quay khớp trụ. Đầu trước của nhíp lá cố định trên khung xe và có thể quay tương đối nhờ các ổ cao su, đồng thời có thể truyền lực dọc từ bánh xe lên khung và ngược lại. Đầu sau là khớp trụ di động theo kết cấu quang treo 4. Quang treo bố trí giữa khung xe và đầu sau của bộ nhíp.

Các lực bên có thể truyền từ khung xe qua khớp trụ, nhíp lá, quang nhíp, dầm cầu tới bánh xe. Giảm chấn 6 bắt giữa dầm cầu và khung xe được đặt nghiêng theo chiều dọc thân xe. Hệ thống treo không sử dụng thanh ổn định ngang.

Ưu, nhược điểm của hệ thống treo phụ thuộc:

- Kết cấu đơn giản, giá thành rẻ trong khi vẫn đảm bảo được các yêu cầu cần thiết, nhất là đối với những xe có tốc độ chuyển động không lớn.
- Khi tổng ngoại lực theo phương ngang tác dụng lên ô tô lớn hơn tổng khả năng bám bên của cả hai bánh xe, sẽ xảy ra hiện tượng trượt ngang. Nếu dầm cầu liền, khi chịu lực bên (ly tâm, đường nghiêng, gió bên) hai bánh xe được liên kết cứng sẽ hạn chế được hiện tượng trượt bên bánh xe.
- Dễ tháo lắp và sửa chữa, giá thành thấp.
- Khối lượng phần không được treo lớn, đặc biệt trên cầu chủ động. Khi xe đi trên đường không bằng phẳng, tải trọng động sinh ra sẽ gây nên va đập mạnh giữa phần không treo và phần treo (thùng xe), làm giảm độ êm dịu chuyển động của ô tô. Mặt khác, bánh xe va đập mạnh trên nền đường làm xấu sự tiếp xúc bánh xe với đường.
- Khoảng không gian phía dưới gầm xe phải lớn, đủ đảm bảo cho dầm cầu thay đổi vị trí, do vậy: hoặc chiều cao trọng tâm phải lớn, hoặc phải giảm bớt thể tích khoang chứa hàng của xe.

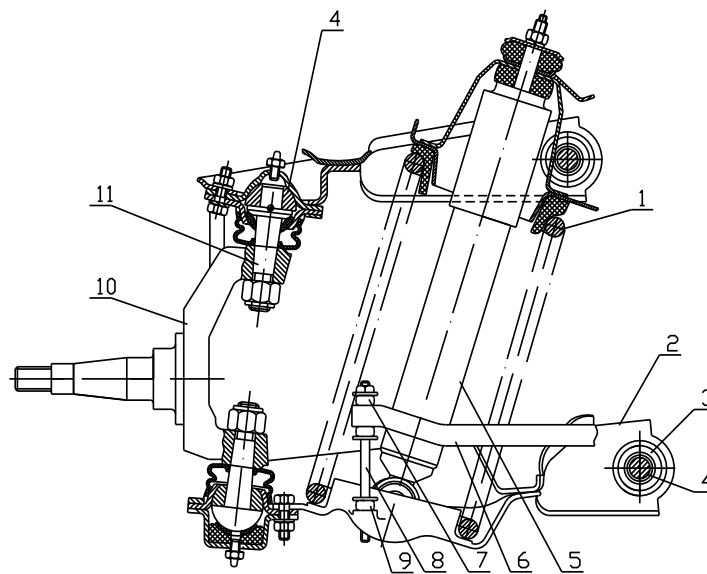
Với các ưu, nhược điểm trên, hệ thống treo phụ thuộc được dùng nhiều cho ô tô tải và ô tô buýt.

#### **1.4.2. Hệ thống treo độc lập**

Đặc điểm của cơ cấu treo độc lập là hai bánh trước không nối liền bằng một dầm cứng mà bằng dầm cầu cắt, bánh này không phụ thuộc vào bánh kia, cho phép các bánh xe dịch chuyển độc lập. Bộ phận hướng trong trường hợp này có thể là loại đòn, loại đòn - ống hay còn gọi là McPherson. Loại đòn lại có loại: 1 đòn, 2 đòn, loại đòn lác trong mặt phẳng ngang, lác trong mặt phẳng dọc và lác trong mặt phẳng chéo.

hình là cơ cấu treo độc lập với cơ cấu dẫn hướng loại hai đòn, gồm có: lò xo xoắn ốc 1 là phần tử đàn hồi của cơ cấu treo, tựa lên tay đòn dưới 2. Tay đòn 2 nối liền với trục 4 nhờ khớp bản lề 3, trục 4 nối liền với dầm ngang. Đầu dầm ngang dùng làm điểm tựa của lò xo. Giữa lò xo và dầm cầu đặt một đệm cao su có gờ. Bộ giảm xóc kiểu ống lồng 5 lắp vào phía trong lò xo. Đầu trên của cán piston bộ giảm xóc được bắt chặt vào giá đỡ, qua các gói cao su. Cùng với trục của các tay đòn trên, giá đỡ được bắt chặt vào dầm ngang. Phía dưới, ở vấu của bộ giảm xóc là bản lề cao su, trục của bản lề được

hai bulông xiết chặt vào ống lót lò xo. Các tay đòn trên và dưới của cơ cấu treo nối liền với nhau bằng trụ 11, ngõng quay 10 bắt chặt vào trụ 11 nhờ chốt. Trụ 11 nối với tay đòn trên và tay đòn dưới bằng những thanh ống lót có ren. Khi bánh trước của ô tô vấp phải vật cản thì tay đòn dưới nâng lên và ép lò xo mang tải của phần khối lượng ô tô đè lên bánh xe đó. Cơ cấu treo độc lập có bộ cân bằng ngang. Khi vỏ xe bị nghiêng, làm tăng tải trọng lên một phía của cơ cấu treo thì trụ của bộ cân bằng chống lại lực xoắn nhằm giữ cho vỏ xe ở tư thế cân bằng. Bộ cân bằng ngang 6 lắp trên trụ 8, bắt chặt vào gối cao su 7 và 9 ở bên phải và trái của tay đòn treo dưới.



Hình 1.19. Cơ cấu treo độc lập loại hai đòn.

- 1- Lò xo; 2- Tay đòn dưới; 3- Bản lề; 4- Trụ; 5- Giảm xóc;  
6- Cân bằng ngang; 7,9- Đệm cao su; 8- Trụ của bộ cân bằng;  
10- Ngõng quay; 11- Trụ của cơ cấu treo phía trước.

Các đầu trong của tay đòn trên được nối với vỏ xe. Phía dưới của các lò xo hình trụ tựa vào tay đòn lắp dưới, còn phía trên đi vào các ống lót bằng thép dập, có đệm cao su cách biệt. Lò xo này giữ vai trò của bộ phận đàn hồi.

Bộ phận giảm chấn là giảm xóc kiểu ống lồng đặt trong lò xo có phần trên bắt chặt vào vỏ xe nhờ cán có ren ở nút, phần dưới của bộ giảm xóc bắt chặt vào tay đòn lắ nhờ lỗ trên thân bộ giảm xóc, lỗ này có trục xuyên qua.

### **1.4.3. Hệ thống treo khí nén**

Hệ thống treo khí nén, thủy lực – khí nén được sử dụng như một khả năng hoàn thiện kết cấu ô tô. Tuy vậy với các loại ô tô khác nhau: ô tô con, ô tô tải, ô tô buýt cũng được ứng dụng với những mức độ khác nhau. Phổ biến nhất trong các kết cấu là áp dụng cho ô tô buýt tiên tiến. Với hệ thống treo này cho phép giữ chiều cao thân xe ổn định so với mặt đường với các chế độ tải trọng khác nhau.

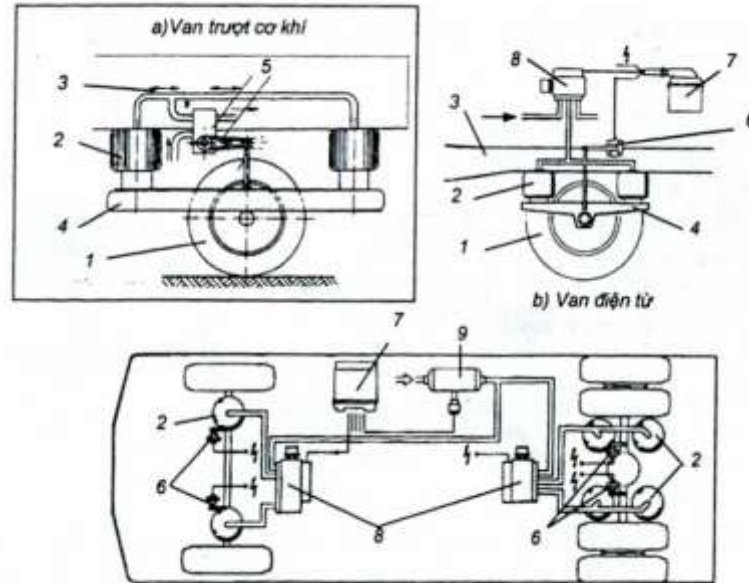
Hệ thống treo khí nén dùng trên ô tô được hình thành trên cơ sở khả năng điều chỉnh độ cứng của buồng đàn hồi khí nén (ballon) theo chuyển dịch của thân xe. Sơ đồ nguyên lý kết cấu của một hệ thống đơn giản được trình bày trên hình 1.2.

Sự hình thành bộ tự động điều chỉnh áp suất theo nguyên lý van trượt cơ khí. Các ballon khí nén 2 được bố trí nằm giữa thân xe 3 và bánh xe 1 thông qua giá đỡ bánh xe 4. Trên thân xe bố trí bộ van trượt cơ khí 5. Van trượt gắn liền với bộ chia khí nén (block). Khí nén được cung cấp từ hệ thống cung cấp khí nén tới block và cấp khí nén vào các ballon.

Khi tải trọng tăng lên, các ballon khí nén bị ép lại, dẫn tới thay đổi khoảng cách giữa thân xe và bánh xe. Van trượt cơ khí thông qua đòn nối dịch chuyển vị trí các con trượt chia khí trong block. Khí nén từ hệ thống cung cấp đi tới các ballon và cấp thêm khí nén. Hiện tượng cấp thêm khí nén kéo dài cho tới khi chiều cao thân xe với bánh xe trở về vị trí ban đầu.

Khi giảm tải trọng hiện tượng này xảy ra tương tự, và quá trình van trượt tạo nên sự thoát bớt khí nén ra khỏi ballon.

Bộ tự động điều chỉnh áp suất nhờ hệ thống điện tử (hình 1.2b) bao gồm: cảm biến xác định vị trí thân xe và bánh xe 6, bộ vi xử lý 7, block khí nén 8. Nguyên lý hoạt động cũng gần giống với bộ điều chỉnh bằng van trượt cơ khí. Cảm biến điện tử 6 đóng vai trò xác định vị trí của thân xe và bánh xe (hay giá đỡ bánh xe) bằng tín hiệu điện (thông số đầu vào). Tín hiệu được chuyển về bộ vi xử lý 7. Các chương trình trong bộ vi xử lý làm việc và thiết lập yêu cầu điều chỉnh bằng tín hiệu điện (thông số đầu ra). Các tín hiệu đầu ra được chuyển tới các van điện tử trong block chia khí nén, tiến hành điều chỉnh lượng cấp khí nén cho tới lúc hệ thống trở lại vị trí ban đầu.



Hình 1.20. Sơ đồ nguyên lý kết cấu của hệ thống treo khí nén.

1- Bánh xe; 2- Ballon khí; 3- Thân xe; 4- Giá đỡ; 5- Van trượt cơ khí;  
6- Cảm biến vị trí; 7- Bộ vi xử lý; 8- Bộ chia khí nén; 9- Bình chứa khí nén.

### 1.5. Xu hướng phát triển của các hệ thống treo hiện nay

Hiện nay trên thị trường trong loại giảm chấn một lớp vỏ là vấn đề công nghệ và bao kín (tuổi thọ của phốt và độ mòn của piston với ống dẫn hướng). Ở loại hai lớp vỏ: trong nước và thế giới đang sử dụng nhiều loại hệ thống treo rất đa dạng và phong phú, với đủ kiểu mẫu và chủng loại. Nhưng đối với ô tô con hiện đại ngày nay người ta thường hay sử dụng các loại hệ thống treo độc lập như

- HTT hai đòn ngang
- HTT MacPherson
- HTT đòn dọc có thanh liên kết
- Một số ít các ô tô khác có sử dụng hệ thống treo đòn chéo hoặc hệ thống treo nhiều khâu

Kết hợp với việc sử dụng hệ thống treo độc lập là sử dụng loại lốp có bề rộng lớn và có áp suất thấp. Điều này có lợi cho việc biến dạng lốp, và làm tăng độ êm dịu chuyển động của ô tô. Tăng khả năng bám đường của lốp và do đó nâng cao được tốc độ chuyển động của ô tô, tăng khả năng ổn định khi quay vòng. Các hệ thống treo của ô tô con hiện nay thường dùng loại có cấu tạo đơn giản, giảm số chi tiết, giảm trọng lượng hệ thống treo, giá thành hạ, dễ tháo lắp sửa chữa và bảo dưỡng.

## Chương 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN HỆ THỐNG TREO

### 2.1. Giới thiệu tổng quát xe Hyundai Accent 2019

- Dòng xe sedan hạng B Hyundai Accent 2019 thế hệ hoàn toàn mới sẽ chính thức được bán ra tại Việt Nam từ tháng 4/2019. Hyundai Accent mới sẽ được bán ra với phiên bản động cơ 1.4L công suất 96 mã lực và mô-men xoắn 134 Nm, đi kèm hộp số sàn 6 cấp hoặc tự động 6 cấp. Phiên bản cao cấp trang bị hộp số tự động cùng nhiều trang bị tiện nghi hơn sẽ có mức giá cao hơn 100 triệu đồng so với phiên bản tiêu chuẩn.
- Thiết kế trên Hyundai Accent 2019 sử dụng ngôn ngữ "Điều khắc dòng chảy 2.0" tương tự các dòng sản phẩm khác của hãng xe Hàn. So với tiền nhiệm thì diện mạo mới của xe được đánh giá là lịch lãm và thể thao hơn nhiều. Phần trước của xe lấy lưới tản nhiệt hình thác nước làm điểm nhấn, mạ chrome cho cảm giác khá sang trọng. Tuy nhiên, cụm đèn pha tạo hình hơi to so với tổng thể, chưa thực sự hài hòa nếu nhìn theo phương ngang. Đuôi xe là một chi tiết "ăn tiền" của Accent. Khu vực này thiết kế khá giống đàn anh Hyundai Elantra với nhiều đường gờ nổi, cụm đèn hậu sử dụng công nghệ LED với viền chữ C đặc trưng.
- Kích thước tổng thể Dài x Rộng x Cao của xe lần lượt là 4.440 x 1.729 x 1.460 (mm), dài hơn 70 mm, rộng hơn 29 mm so với bản cũ. Trục cơ sở cũng được kéo lên từ 2.600 mm lên mức 2.630 mm, giúp khoang cabin rộng hơn chút ít.



Hình 2.1. Xe Hyundai Accent 2019

Ưu điểm:

- Hyundai Accent 2019 sở hữu khá nhiều ưu điểm vượt trội. Đầu tiên phải kể đến giá xe, Accent 2019 sở hữu mức giá bán ra vô cùng dễ tiếp cận. Khi mua xe trong phân khúc Sedan hạng B khách hàng có rất nhiều lợi thế do đây là phân khúc cạnh tranh khốc liệt nhất tại Việt Nam nên giá xe cũng sẽ có một chút ưu đãi cho người dùng.
- Tiếp theo, nhiều người dùng đánh giá vô lăng 3 chấu bọc da của Hyundai Accent 2019 mang đến khả năng cầm nắm tốt hơn so với một số mẫu xe trong cùng phân khúc.
- Ưu điểm thứ 3 có thể kể đến chính là khả năng cách âm của xe rất tốt, được nhiều người dùng đánh giá cao, khoang xe đạt được độ yên tĩnh nhất định, tiếng gầm và tiếng động cơ khi di chuyển khó lọt vào khoang cabin.
- Hộp số tự động 6 cấp cũng giúp cho hành trình của bạn cùng Hyundai Accent 2019 trở nên nhẹ nhàng và mượt mà hơn rất nhiều.
- Xe vào cua và leo dốc tốt với hệ thống phanh cao cấp cùng bộ cân bằng khi leo dốc cao cấp của hãng.
- Khoang cabin rộng rãi nhờ chiều dài cơ được tăng 17mm so với phiên bản tiền nhiệm. Bên cạnh đó, nhu cầu giải trí của hành khách trên xe cũng được đáp ứng khá tốt với dàn âm thanh 6 loa sống động của hãng cùng hàng tá trang bị tiện nghi vô cùng “xịn sò”
- Hệ thống an toàn của xe cũng được đảm bảo nhờ các công nghệ an toàn như: hệ thống phanh an toàn, túi khí, cảm biến lùi xe, cân bằng thân xe khi leo dốc, xuống dốc,...

Hơn thế nữa, Hyundai Accent 2019 còn sở hữu cho mình cửa sổ trời ở phía trên mang đến trải nghiệm vô cùng tốt cho khách hàng của mình.

Nhược điểm:

- Bên cạnh những ưu điểm vượt trội của mình, Hyundai Accent 2019 vẫn còn sở hữu những lỗi nhỏ, nếu cải thiện thì mẫu xe này sẽ tìm thêm được nhiều khách hàng hơn, các lỗi có thể kể đến như:
- Trần xe thấp, theo phản hồi của một số khách hàng thì các hành khách cao trên 1m75 cho biết xe không được thoải mái và thường xuyên xảy ra tình trạng đụng đầu khi đi vào vùng không bằng phẳng.
- Ở hàng ghế thứ 2 hãng không trang bị công điều hòa, gây ra hiện tượng ở phía trước rất lạnh nhưng ở phía sau chỉ vừa đủ mát.

- Sử dụng ghế ngồi màu sáng nên rất dễ bị bám bẩn và khó vệ sinh, cùng với đó là khả năng vận hành còn hạn chế so với các đối thủ trong cùng phân khúc.

## 2.2. Thông số kỹ thuật của xe Hyundai Accent 2019

Bảng 2.1. Bảng thông số kỹ thuật xe Hyundai Accent 2019

KÍCH THƯỚC VÀ TRỌNG LƯỢNG		
Kích thước tổng thể( dài- rộng- cao)	mm	4.440 x 1.729 x 1.460
Chiều dài cơ sở	mm	2600
Chiều rộng cơ sở	mm	1512
Trọng lượng không tải	kg	1080-1160
Trọng lượng toàn tải	kg	1540-1570
KHUNG XE		
Hệ thống treo trước		MacPherson
Hệ thống treo sau		Thanh xoắn
Hệ thống phanh trước /sau		Đĩa / Đĩa
Lốp và mâm xe		185/65 R15-195/55 R16
ĐỘNG CƠ		
Dung tích xi lanh	cc	1368
Công suất tối đa	ps/rpm	100/6000
Mô men xoắn tối đa	Nm/rpm	132/4000
Hệ số dẫn động		FWD
Hộp số		6MT/ 6AT

## 2.3. Cơ sở lý thuyết tính toán của hệ thống treo

### 2.3.1 Tần số dao động êm dịu của bộ phận đàn hồi

Bộ phận đàn hồi được đặc trưng bởi độ cứng C của nó. Với khối lượng được treo là m thì tần số dao động tự do w được xác định từ phương trình dao động tự do:

$$m \cdot \left( \frac{dX}{dt} \right)^2 + C \cdot x = 0 \quad (2.1)$$

$$\Rightarrow \left( \frac{dX}{dt} \right)^2 + \left( \frac{C}{m} \right) \cdot x = 0.$$

$$\text{Đặt } w^2 = \left( \frac{C}{m} \right) \quad (2.2)$$

thì (2.1) trở thành:

$$\left(\frac{dX}{dt}\right)^2 + w^2 *x = 0 \quad (2.3)$$

Phương trình (2.3) có nghiệm là

$$X = A.\sin(w.t) \quad (2.4)$$

trong đó: A là biên độ dao động [m];w là tần số dao động tự do [rad/s]; xác định theo công thức (2.4)

### 2.3.2. Đặc tính đàn hồi của bộ phận đàn hồi

Đặc tính đàn hồi là đường biểu diễn mối quan hệ giữa phản lực pháp tuyến Z tác dụng lên bánh xe với biến dạng của hệ thống treo (kí hiệu f) đo ngay tại trục bánh xe. Nhờ đặc tính đàn hồi mà ta đánh giá được tính êm dịu của bộ phận đàn hồi của hệ thống treo.

Khi xây dựng đặc tính đàn hồi, giả thiết bỏ qua ma sát và khối lượng phần không được treo; và coi đặc tính đàn hồi là tuyến tính.

Đặc tính đàn hồi đặc trưng bởi độ võng tĩnh  $f_t$  và độ võng động  $f_d$  phải đảm bảo:

- Cho xe chuyển động êm dịu trên đường tốt.
- Không va đập liên tục lên bộ phận hạn chế khi chuyển động trên đường xấu với tốc độ cho phép.
- Khi xe quay vòng, tăng tốc hoặc phanh thì thùng xe không bị nghiêng hay chúc đầu.

Đặc tính đàn hồi là đồ thị biểu diễn quan hệ:  $Z= f(f)$ . Nó có 2 điểm đặc trưng là  $a(f_t; Z_t)$  và  $b(f_d; Z_{max})$ . Trong đó:

Z: Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên phần tử đàn hồi

f: Độ võng của phần tử đàn hồi của hệ thống treo (đo tại tâm bánh xe)

$f_t$ : Biến dạng của hệ thống treo dưới tác dụng của tải trọng tĩnh

$Z_t$ : Tải trọng tĩnh tác dụng tại bánh xe, gây biến dạng  $f_t$

$f_d$ : Biến dạng của hệ thống treo dưới tác dụng của tải trọng động

$Z_{max} = K_d Z_d$ : Tải trọng động lớn nhất, gây ra biến dạng thêm  $f_d$ .

Để xây dựng đặc tính đàn hồi của hệ thống treo ta cần phải xác định các điểm đặc trưng  $a(f_t; Z_t)$  và  $b(f_d; Z_{max})$ .

Dựa vào những giả thuyết trên, ta có trình tự xây dựng như sau:

### 2.3.2.1 Xác định giá trị độ võng tĩnh $f_t$ :

Độ võng tĩnh của hệ thống treo  $f_t$  quan hệ chặt chẽ với tần số dao động riêng của hệ thống treo nên quyết định bởi độ êm dịu của chuyển động. Tùy thuộc vào độ êm dịu theo yêu cầu, độ võng tĩnh của hệ thống treo được xác định trong giới hạn sau:

Từ công thức (2.2) với  $w^2 = \left(\frac{C}{m}\right)$ ; ta thay  $C = \left(\frac{Z_t}{f_t}\right)$  (kí hiệu độ võng tĩnh  $f_t$  thay

cho dịch chuyển tĩnh  $x$  ứng với tải trọng tĩnh  $Z_t$ ) và

$$m = \left(\frac{Z_t}{g}\right) \text{ (trong đó } g \text{ là gia tốc trọng trường); thì ta có:}$$

$$w^2 = \left(\frac{g}{f_t}\right) \quad (2.5)$$

$$\text{Độ võng: } f_t = g/w^2 \quad (2.6)$$

$$Y \text{ HỌC} \Rightarrow n = 60-90 \text{ [dao động/phút]} \text{ hay } n = (6,28 - 9,42) \text{ [rad/s]}$$

Thay vào công thức (2.6), ta được:

$$f_t = 110 - 250[\text{mm}] \quad (2.7)$$

$$\text{Độ cứng } C = m.w^2 \text{ hay } C = \left(\frac{Z_t}{f_t}\right)$$

Trong phạm vi giới hạn nêu trên, giá trị lớn ( $f_t = 250$  [mm]) chỉ áp dụng cho xe con (vì xe có trọng tâm thấp, khoảng dịch chuyển lớn như vậy không ảnh hưởng gì đến ổn định lật ngang);

Còn xe tải thường có trọng tâm cao, nên thường chọn giá trị có giới hạn thấp ( $f_t = 110$  [mm]) để không làm giảm tính ổn định ngang của xe.

Với xe khách, cũng có trọng tâm khá cao, tuy nhiên do yêu cầu tính êm dịu đối với xe khách cao hơn xe tải (vì chở người) nên có thể chọn với giá trị trung gian vào khoảng  $f_t = 150-180$ [mm] tùy vào kiểu bộ phận đàn hồi (với đàn hồi khí nén thì cho phép chọn giới hạn cao).

### 2.3.2.2 Xác định độ võng động f<sub>d</sub>:

Ngoài độ võng tĩnh, để đảm bảo cho xe chuyển động êm dịu, hệ thống treo còn phải có độ võng động đủ lớn để tránh xảy ra va đập giữa phần được treo và không được treo khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng. Độ võng động của hệ thống treo là khoảng dịch chuyển cần thiết tăng thêm tính từ trạng thái ứng với tải trọng tĩnh ( $Z_t$ ) cho đến trạng thái chịu tải lớn nhất ( $Z_{max}$ ).

Tuy vậy độ võng động tăng sẽ làm tăng dịch chuyển tương đối của thùng xe với bánh xe và do đó có thể làm tăng chiều cao trọng tâm xe, và vì vậy:

- Giảm tính ổn định của ô tô.
- Tăng yêu cầu khắc khe hơn đối với bộ phận hướng.
- Phức tạp điều kiện làm việc của dẫn động lái.

Về lý thuyết, với tải trọng động cho phép thiết kế từ 1,5 đến 2 lần so với tải trọng tĩnh, nên độ võng động thường được chọn nằm trong khoảng  $f_d = (0,75-1,0) \cdot f_t$ . Tuy nhiên, để đảm bảo không va đập trực tiếp vào khung xe khi chịu tải trọng động, thường phải thiết kế thêm ụ hạn chế cao su đặt giữa chúng; và vì vậy độ võng động thực tế đối với bộ phận đàn hồi thường nhỏ hơn giá trị đã nêu (xem hình minh họa 2.2)

+ Đối với xe tải:  $f_d = f_t$  Vì thiết kế  $f_t$  nhỏ để ổn định (khi tải thay đổi phạm vi rộng và chiều cao lớn); nhưng dk làm việc nặng hơn, dễ chịu nhiều va đập. Ụ cao su để hạn chế va đập.

$$\Rightarrow Z_{dh} = (f_t + f_d) \cdot C = 2 \cdot f_t \cdot C = 2 \cdot Z_t$$

$$\text{Hệ số } K_d: \quad Z_{dmax} = Z_{dh} + Z_{cs} > 2 \cdot Z_t \Rightarrow K_d = 2,5 \text{ đến } 3,0$$

+ Đối với xe con:  $f_d = 0,5 \cdot f_t$  Vì đã thiết kế êm dịu với  $f_t$  khá lớn (200 – 250[mm]), nếu  $f_d$  lớn nữa thì dễ bị trùng tránh khi dao động.

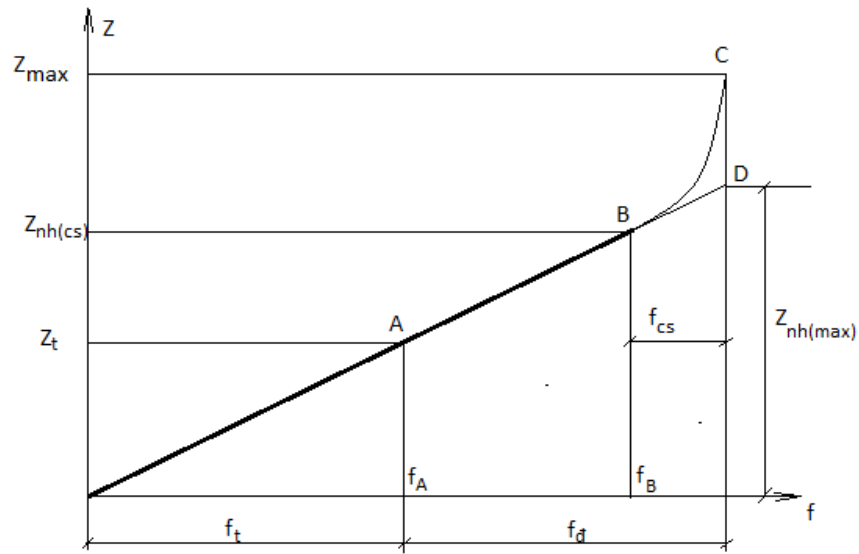
$$\Rightarrow Z_{dh} = (f_t + 0,5 \cdot f_d) \cdot C = 1,5 \cdot f_t \cdot C = 1,5 \cdot Z_t$$

$$Z_{dmax} = Z_{dh} + Z_{cs} > 1,5 \cdot Z_t \Rightarrow K_d \geq 2,0 \text{ đến } 2,5$$

+ Đối với xe khách:  $f_d = 0,75 \cdot f_t$  (hoặc  $f_d = f_t$ ) êm dịu với  $f_t$  khá lớn (150 – 180[mm]),  $f_d$  lấy trung bình.

$$\Rightarrow Z_{dh} = (f_t + 0,75 \cdot f_d) \cdot C = 1,75 \cdot f_t \cdot C = 1,75 \cdot Z_t$$

$$\text{Hệ số } K_d: \quad Z_{dmax} = Z_{dh} + Z_{cs} > 1,75 \cdot Z_t \Rightarrow K_d \geq 2,0 \text{ đến } 2,5$$



Hình 2.2. Đặc tính đàn hồi hệ thống treo trước

### 2.3.3. Tính toán bộ phận đàn hồi

#### 2.3.3.1. hệ thống treo kiểu lò xo

(TÍNH TƯƠNG TỰ LÒ XO LY HỢP)

+ Độ cứng của lò xo, theo [1]:

$$C_{lx} = \frac{Z_{lx}}{f_t} \quad (2.8)$$

+ Kích thước cơ bản của lò xo:

Từ biểu thức tính ứng suất cực đại sinh ra trong lò xo theo SBVL:

$$\tau_l = \frac{8kZ_{lx(max)}D}{\pi d^3} < [\tau] \quad (2.9)$$

Chọn vật liệu chế tạo lò xo là thép hợp kim 55MnSi có  $[\tau] = 1000$  [MPa], suy ra:

Chọn tỷ lệ đường kính (D/d) và hệ số k theo bảng 2.2

Bảng 2.2. Hệ số tăng ứng suất k theo tỷ số kích thước D/d

(*) D/d	3	4	5	6	7	8	9	10
k	1,58	1,40	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14

Suy ra:

$$d = \left( \frac{8.k.(D/d).F_{max}}{\pi[\tau]} \right)^{1/2} \quad (2.10)$$

+ Số vòng làm việc của lò xo theo SBVL:

$$n = \frac{Gd^4}{8C_{lx}D^3} \quad (2.11)$$

Trong đó: G: Mô đun đàn hồi xoắn,  $G = 0,81.10^{11}$  [N/m<sup>2</sup>]; C<sub>lx</sub>: Độ cứng của lò xo [N/m].

+ Chiều dài làm việc của lò xo L<sub>lv</sub> [mm]

$$L_{lv} = [(n+1).(d+(1 \div 2)) + d] + (1.5 \div 2).d \quad (2.12)$$

+ Chiều dài tự do của lò xo L<sub>0</sub> [mm]

$$L_0 = L_{lv} + f_{max} \quad (2.13)$$

$$\text{Với } f_{max} = Z_{lx(max)}/C_{lx}$$

### 2.3.3.2. Tính bộ phận đàn hồi kiểu thanh xoắn

Đường kính thanh xoắn được xác định từ điều kiện chịu ứng suất tiếp lớn nhất dưới tác dụng của tải trọng M<sub>max</sub> :

$$\tau = \frac{M_d}{W_x} \leq [\tau] \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (2.14)$$

$$W_x = \frac{\pi d^3}{16} \quad [\text{m}^3] \quad (2.15)$$

Trong đó: M<sub>d</sub> là mô-men xoắn tác dụng lên thanh ứng với độ võng động f<sub>d</sub>; d là đường kính thanh xoắn đơn.

Và độ cứng xoắn được xác định từ mô-men xoắn tác dụng M<sub>t</sub>:

$$C_x = \frac{M_t}{\varphi_x} \quad [\text{N.m/rad}] \quad (2.16)$$

Ở đây  $\varphi_x$  là góc xoắn khi chịu tải trọng tĩnh.

$$\varphi_x \approx l_d . S_{f_t} \quad [\text{rad}] \quad (2.17)$$

Còn độ cứng C<sub>x</sub> & chiều dài làm việc của thanh xoắn l<sub>x</sub> được xác định từ yêu cầu độ cứng xoắn.

$$C_x = \frac{GJ_0}{l_x} \quad [\text{N.m/rad}] \quad (2.18)$$

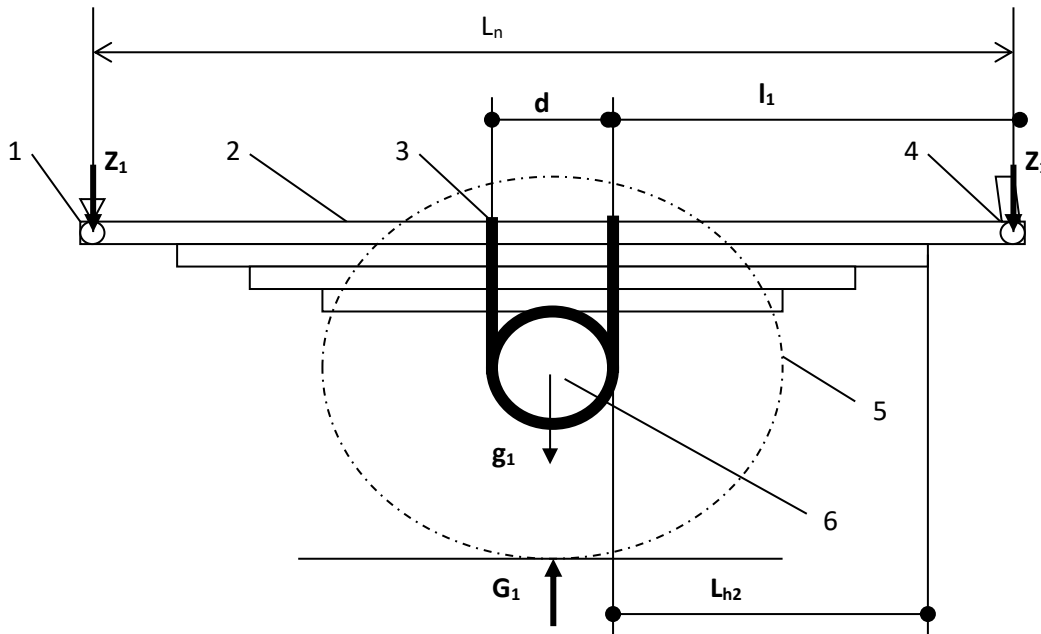
Với  $J_0$  là mô men quán tính độc cực  $[\text{m}^4]$ , với :  $J_0 = \frac{\pi d^4}{32} [\text{m}^4]$  (2.19)

### 2.3.3.3. Tính toán bộ phận đàn hồi kiểu nhíp

#### a) Tính nhíp theo phương pháp độ cong chung

- Tính sơ bộ chiều dày lá nhíp  $h_k$

Trên hình minh họa mô hình hệ thống treo kiểu nhíp của dầm cầu, trong đó các kí hiệu được qui ước như sau:



Hình 2.3. Minh họa hệ thống treo kiểu nhíp chịu tải.

1 – Gối cố định. 2- Các lá nhíp ở trạng thái chịu tải.

3- Bu-lông quang nhíp (gắn bộ nhíp vào dầm cầu). 4- Gối di động.

5- Bánh xe. 6- Dầm cầu.

Chiều dài hai gối đỡ nhíp (gối cố định và gối di động) được kí hiệu là  $L_n$  được tính bằng  $[\text{m}]$  (Giá trị này cũng là chiều dài thực của lá nhíp chính  $L_1$ ). Khoảng cách hai bu-lông quang nhíp kí hiệu:  $d [\text{m}]$ . Chiều dài hiệu dụng (tham gia biến dạng đàn hồi) của lá nhíp thứ nhất:  $l_1 [\text{m}]$  được xác định bằng:

$$l_1 = (L_1 - d)/2 \quad (2.20)$$

+ Chiều dài hiệu dụng của là nhíp thứ hai:  $l_2$  [m] được xác định bằng:

$$l_2 = (L_2 - d)/2 \quad (2.21)$$

(với  $L_2$  là chiều dài thực của lá nhíp thứ hai)

+ Chiều dài hiệu dụng lá nhíp thứ k bất kỳ được xác định:

$$l_k = (L_k - d)/2 \quad (2.22)$$

(với  $L_k$  là chiều dài thực của lá nhíp thứ k)

Nếu gọi mô men tác dụng lên lá nhíp thứ i tại một điểm bất kỳ là  $M_i$  thì theo điều kiện cân bằng:

$$\sum_{i=1}^n M_i = M \quad (2.23)$$

Trong đó:

n: Số lá nhíp tại tiết diện đang tính [-].

M: Mômen uốn do ngoại lực tác dụng tại điểm tính, [N.m].

Theo điều kiện độ cong chung, có thể viết:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} &= \frac{M_1}{EJ_1} = \frac{M_2}{EJ_2} = \dots = \frac{M_k}{EJ_k} = \dots = \frac{M_n}{EJ_n} \\ &= \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{E \sum_{i=1}^n J_i} = \frac{M_\Sigma}{E \sum_{i=1}^n J_i} \end{aligned} \quad (2.24)$$

$\rho$  - bán kính cong, [m].

$J_i$ : mô men quán tính tại mặt cắt xem xét của lá nhíp thứ i [m<sup>4</sup>];

(Với tiết diện hình chữ nhật:  $J = b.h^3/12$  [m<sup>4</sup>]).

E: modulyan đàn hồi của vật liệu làm nhíp,  $2,1.10^{11}$  [N/m<sup>2</sup>]:

Xét lá nhíp thứ k, ta có:

$$\frac{M_k}{EJ_k} = \frac{M_\Sigma}{E \sum_{i=1}^n J_i} \Rightarrow M_k = \frac{M_\Sigma J_k}{J_\Sigma} \quad (2.25)$$

-Ứng suất cực đại của lá thứ k:

$$\sigma_{kmax} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_\Sigma}{J_\Sigma} \frac{J_k}{W_k} \quad (2.26)$$

Với:  $h_k$  -Chiều lá nhíp thứ k.

$W_k$  – mô-men chông uốn, [m<sup>3</sup>]

(Với tiết diện chữ nhật:  $W_k = b.h^2/6$ )

$$\sigma_{kmax} = \frac{M_\Sigma}{J_\Sigma} \frac{h_k}{2} \quad (2.27)$$

Cân bằng mô-men hình 1.1:

⇒ Mômen do ngoại lực tác dụng:

$$M = Z_n \cdot J_1 = \frac{Z_n \cdot J_1 \cdot J_2}{L_n}$$

$$\Rightarrow \sigma_u = \frac{Z_n \cdot J_1 \cdot J_2}{L_n} \frac{h_k}{2 \cdot J_\Sigma}$$

$$h_k = \frac{2 \cdot \sigma_{max} \cdot L_n \cdot J_\Sigma}{Z_n \cdot J_1 \cdot J_2} \quad (2.28)$$

b) Tính sơ bộ chiều dày  $h_k$  , số lá nhíp n:

Độ võng tĩnh được tính theo công thức SBVL:

$$f_t = \frac{Z_n \cdot J_1^2 \cdot J_2^2}{3 \cdot E \cdot J_\Sigma \cdot L_n} \delta$$

$$\Rightarrow J_\Sigma = \frac{\delta \cdot J_1^2 \cdot J_2^2 \cdot Z_n}{3E \cdot L_n \cdot f_t} \quad (2.29)$$

c) Ứng suất do lắp ghép:

Khi ta chưa lắp nhíp thành bộ các lá nhíp thì các lá nhíp có độ cong khác nhau nhưng theo giả thiết khi lắp thành bộ thì chúng có độ cong do đó sinh ra ứng phụ:

$$M_k^p = J_k \left( \frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_k} \right) \cdot E \quad (2.30)$$

Trong đó :

- $R_0$ : bán kính cong của lá thứ k ở trạng thái tự do.

- $R_k$ : Bán kính cong chung của bộ nhíp sau khi lắp ghép.

Suy ra, ứng suất phụ tăng thêm của lá thứ k:

$$\sigma_k^p = \frac{M_k^p}{W_k} = \frac{h_k}{2} E \left( \frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_k} \right) \quad (2.31)$$

Vậy, Ứng suất sinh ra tổng cộng của các lá nhíp thứ k:

$$\sigma_k^t = \sigma_{k,max} + \sigma_k^p = \frac{h_k}{2} \left[ \frac{3 \cdot E \cdot f}{\delta \cdot l_1 \cdot l_2} + E \left( \frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_k} \right) \right]$$

$$\sigma_k^t \leq [\sigma] = 900 \text{ [MN/m}^2\text{]} \quad (2.32)$$

### 2.3.4. Tính toán bộ phận giảm chấn

#### 2.3.4.1. Đặc tính giảm chấn

Đặc tính của giảm chấn là đường biểu diễn quan hệ lực cản giảm chấn sinh ra và tốc độ piston của nó.  $F_g = f(V_p)$

Lực cản giảm chấn ( $F_g$ ) phụ thuộc vào tốc độ dịch chuyển của piston giảm chấn ( $V_g$ ) theo công thức sau, theo [1]:

$$F_{gn} = K_{gn} V_{gm} \quad (2.33)$$

$$F_{gtr} = K_{gtr} V_{gm}$$

Trong đó:  $m = 1,0 \div 2,0$ : Số mũ, giá trị phụ thuộc kích thước lỗ tiết lưu, độ nhớt của chất lỏng và kết cấu các van. Do đó trong trường hợp tổng quát, đặc tính giảm chấn là một đường phi tuyến. Tuy nhiên khi tính toán, để đơn giản có thể thừa nhận  $m = 1$ .

$$F_{gn} = K_{gn} \cdot V_g$$

$$F_{gt} = K_{gtr} \cdot V_g \quad (2.34)$$

Ở đây  $V_g = \frac{dx}{dt}$  là tốc độ piston; x là dịch chuyển của piston theo phương thẳng đứng;  $K_{gn}$ ,  $K_{gtr}$  là hệ số cản của giảm chấn ở hành trình nén và hành trình trả;

Các hệ số cản  $K_{gn}$  và  $K_{gt}$  của giảm chấn được chọn theo điều kiện êm dịu chuyển động thông qua hệ số cản trung bình K của dao động tắt dần hệ thống treo.

$$\begin{cases} m.\ddot{x} + K.\dot{x} + C.x = 0 \\ \Rightarrow \ddot{x} + \frac{K}{m}.\dot{x} + \frac{C}{m}.x = 0 \\ \Rightarrow \ddot{x} + 2.p.\dot{x} + \omega^2.x = 0 \end{cases}$$

$$p = \frac{K}{2.m} \quad \text{và} \quad \omega^2 = \frac{C}{m}$$

Thực nghiệm & mô phỏng cm: dao động êm dịu khi

$$\psi = \frac{p}{\omega} = 0,15 \div 0,30$$

$$\text{Suy ra: } \psi = \frac{p}{\omega} = \frac{K}{2.m} \sqrt{\frac{m}{C}} = \frac{K}{2} \frac{1}{\sqrt{C.m}}$$

$$\text{Vậy : } K = \psi.2.\sqrt{C.m} = (0,30-0,60) \quad (2.35)$$

$$\text{Với } C = Z_t/f_t \quad \text{còn } m = Z_t/g$$

Trong đó:

C: Độ cứng của hệ thống treo;

m: Khối lượng của phần được treo tác dụng lên hệ thống treo đó;

$Z_t$  Tải trọng tĩnh [N];  $f_t$  là độ võng tĩnh [m]; g là gia tốc trọng trường.

Nếu thiết kế có  $K_{gc} > K$  thì chuyển động của phần được treo bị dập tắt đột ngột gây ra tải trọng động và gia tốc lớn nên cần phải tránh. Trong trường hợp này giảm chấn sẽ được đặt nghiêng so với phương thẳng đứng một góc  $\beta$  sao cho  $K_{gc}.\cos(\beta) = K$ .

Nếu  $K_{gc} < K$  nhỏ quá thì hiệu quả dập tắt dao động bé, dao động kéo dài lâu, không có lợi, nên tránh.

$$\begin{cases} K = K_{tb} = (K_{gn} + K_{gtr})/2 \\ K_{gtr} = (2 \div 4)K_{gn} \end{cases} \quad (2.36)$$

#### 2.3.4.2. Kích thước giảm chấn

Kích thước giảm chấn phải thỏa mãn các yêu cầu cơ bản của nó như sau:

- Yêu cầu thỏa mãn khoảng dịch chuyển theo độ võng yêu cầu của bộ phận đàn hồi  $f_{\max} = (f_t + f_d)$ .
- Phải bảo đảm truyền hết nhiệt nung nóng giảm chấn do ma sát bởi tiết lưu thủy lực qua các lỗ tiết lưu của các van nén và van trả.

➤ Tính toán nhiệt:

Phương trình cân bằng nhiệt của chất lỏng trong giảm chấn:

+ Công suất tiêu hao  $P_t$  [Jun] cho lực cản:

$$P_t = (K_{gt} + K_{gn}) \cdot \frac{v_g^2}{2} \quad (2.37)$$

+ Công suất tiêu hao cho lực cản sẽ biến thành nhiệt và tỏa ra môi trường:

$$P_t = \alpha_t \cdot S_g \cdot (t_g - t_m) \quad (2.38)$$

Trong đó:  $\alpha_t$  là hệ số tỏa nhiệt [ $J/m^2 \cdot \text{độ}$ ];  $t_g$  là nhiệt độ bị nung nóng của ống giảm chấn;  $t_m$  là nhiệt độ môi trường;  $S_g$  là diện tích tỏa nhiệt của ống giảm chấn, bao gồm diện tích hình trụ xung quanh của giảm chấn  $S_1 = \pi \cdot D \cdot l_g$  và hai mặt đầu  $S_2 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}$ ; tức là:

$$S_g = \pi D \left( \frac{D}{2} + l_g \right) \quad (2.39)$$

Từ các biểu thức cân bằng năng lượng, có thể dễ dàng suy ra chiều dài của giảm chấn  $l_g$  và đường kính ngoài của giảm chấn  $D$ .

## Chương 3: KHẢO SÁT HỆ THỐNG TREO TRÊN XE HYUNDAI ACCENT 2019

### 3.1. Khảo sát hệ thống treo trước xe Hyundai Accent 2019

Với những thông số ở trên catalog thì ta có thể nhận thấy rằng hệ thống treo cầu trước của Hyundai Accent 2019 là hệ thống treo McPherson



Hình 3.1. Hệ thống treo cầu trước xe Hyundai Accent 2019

#### 3.1.1. Khái niệm hệ thống treo MacPherson

- Hệ thống treo MacPherson là một loại hệ thống treo ô tô sử dụng đỉnh của một bộ giảm xóc kính thiên văn làm trục lái trên được cấu tạo cơ bản gồm ba bộ phận: giảm chấn thủy lực, lò xo và cánh tay điều hướng. Nó được sử dụng rộng rãi trong hệ thống treo trước của các phương tiện hiện đại và được đặt theo tên của kỹ sư ô tô người Mỹ Earle S. MacPherson, người đã phát minh và phát triển thiết kế. MacPherson được phát minh vào năm 1946 bởi một kỹ sư ô tô người Mỹ gốc Scotland là Earle S. MacPherson (1891 – 1960).
- Hệ thống treo MacPherson phát triển mạnh khi kết cấu khung xe liên khối (unibody) ngày càng sử dụng rộng hơn. Giảm xóc kiểu mới bỏ thanh đòn trên thay bằng lò xo cùng ống nhún, gắn với khung xe qua đệm cao su. Thay cho thanh ống ngang, người ta quay lại sử dụng thanh đòn hình tam giác có hai điểm tựa. Lò xo được đặt lệch đi so với ống nhún và nghiêng vào phía trong, còn những cao su giảm chấn ở khớp tiếp xúc với khung được giữ nguyên. Những thay đổi này làm giảm đáng kể ma sát và độ mài mòn trong ống. Trong những năm 80

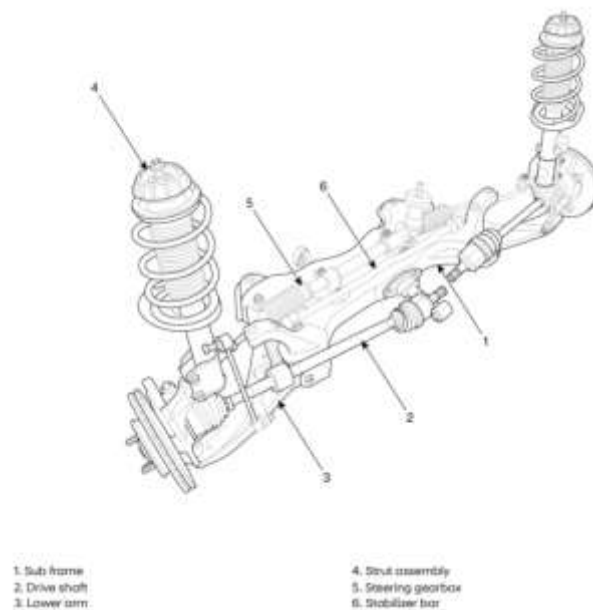
một loạt các đời xe ra đời được sử dụng hệ thống treo MacPherson cho thấy khả năng vượt trội của hệ thống treo này



Hình 3.2. Hệ thống treo MacPherson trên cầu trước xe Hyundai Accent 2019

### 3.1.2. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của hệ thống treo trước xe Hyundai Accent 2019

#### ❖ Cấu tạo



Hình 3.3. Cấu tạo hệ thống treo trước xe Hyundai Accent 2019

1. Khung phụ 2. Trụ ổ đĩa 3. Cánh tay dưới

4. Lắp ráp thanh chống 5. Hộp số lái 6. Thanh ổn định

❖ Nguyên lí hoạt động của hệ thống treo MacPherson

Hệ thống treo MacPherson hoạt động theo nguyên tắc sau:

- Phần ổ trục phía trên được cố định bằng giá đỡ. Mô đun phía dưới được gắn trên một khớp tay lái hoặc một đòn bẩy. Trong trường hợp xe xảy ra va chạm, bộ giảm xóc làm mềm giảm xóc, giúp thân xe giữ nguyên vị trí thay vì mất độ bám
- Hệ thống treo MacPherson hoạt động dựa trên xương đòn hoặc một lực nén bằng liên kết thứ cấp. Khi xe bị xóc, mỗi bộ phận trong hệ thống đều hoạt động để giúp xe chạy ổn định trên mọi đoạn đường. Giá đỡ sẽ cố định phần ổ trục phía trên. Ở dưới, mô-đun gắn với một đòn bẩy hoặc một khớp tay lái. Khi xe có va chạm, thiết bị giảm xóc sẽ cố định phần thân xe, giữ một vị trí để xe không bị trượt. Van điều tiết và lò xo trong hệ thống MacPherson có công dụng đưa bộ xóc về vị trí ban đầu nếu chúng bị lệch. Điều này giúp tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường luôn được duy trì. Nhờ đó, xe di chuyển ổn định và êm ái trên những đoạn đường xóc.
- Hệ thống treo MacPherson luôn giúp xe chạy an toàn và êm ái trên những đoạn đường không bằng phẳng

**3.1.3. Tính toán hệ thống treo trước**

**3.1.3.1. Các thông số ban đầu**

Nhóm các thông số tải trọng xe Hyundai Accent 2019

- Tải trọng toàn xe khi không tải  $G_0 = 11600 \text{ N}$ .
- Tải trọng toàn xe khi đầy tải  $G_T = 15700 \text{ N}$ .
- Tải trọng đặt lên cầu trước khi không tải  $G_{10} = 4640 \text{ N}$ .
- Tải trọng đặt lên cầu sau khi không tải  $G_{20} = 6960 \text{ N}$ .
- Tải trọng đặt lên cầu trước khi đầy tải  $G_{1T} = 6280 \text{ N}$ .
- Tải trọng đặt lên cầu sau khi đầy tải  $G_{2T} = 9420 \text{ N}$ .
- Chiều dài cơ sở :  $L = 2600 \text{ (mm)}$ .
- Chiều rộng cơ sở :  $B = 1512 \text{ (mm)}$ .
- Dài×Rộng×Cao :  $4.440 \times 1.729 \times 1.460 \text{ (mm)}$ .
- Kích thước bánh xe : Kí hiệu lốp 195/55 R16
- Khối lượng phần không treo :  $m_{kt} = m_c + 2 * m_{bx} = 25 \text{ Kg}$
- Khoảng sáng gầm xe :  $120 \text{ (mm)}$ .

$$N_{e \max} = 73.55 \text{ (kw)} / 6000$$

$$M_{e \max} = 132 \text{ (N.m)} / 4000$$

### 3.1.3.2. Xác định các thông số cơ bản của hệ thống treo

Có rất nhiều các thông số đánh giá độ êm dịu của ô tô khi chuyển động như tần số dao động, gia tốc dao động và vận tốc dao động. Trong đề án này ta đánh giá độ êm dịu của ô tô thông qua tần số dao động của hệ thống treo. Đối với ô tô con tần số dao động  $n = 60 \div 80$  lần/ph để đảm bảo phù hợp với dao động của con người.

#### a) Xác định độ cứng của lò xo

Độ cứng của lò xo  $C_t$  được tính toán theo điều kiện kết quả tính được phải phù hợp với tần số dao động trong khoảng  $n = 60 \div 90$  l/ph.

Độ cứng của hệ thống treo được tính toán theo công thức:

$$C_t = \frac{M_t}{2} \cdot \omega^2$$

$$\text{với } \omega = \frac{2\pi n}{60}$$

ta chọn tần số dao động  $n = 70$  (l/ph)

$$\text{thay vào công thức trên ta có: } \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \times 3,14 \times 70}{60} = 7,33 \text{ (rad/s)}$$

Khối lượng phần không treo :  $m_{kt} = 25 \text{ kg}$ .

- Khối lượng phần treo ở trạng thái không tải :  $M_{T0} = m_{10} - m_{kt}$

$$\Leftrightarrow M_{T0} = 464 - 25 = 439 \text{ Kg.}$$

$m_{10}$  -tải trọng đặt lên cầu trước khi không tải  $m_{10} = 464 \text{ Kg}$ .

- Khối lượng phần treo ở trạng thái đầy tải :  $M_{T1} = m_{1T} - m_{kt}$

$$\Leftrightarrow M_{T1} = 628 - 25 = 603 \text{ Kg.}$$

$m_{1T}$  \_ tải trọng đặt lên cầu trước khi đầy tải  $m_{1T} = 628 \text{ Kg}$ .

Độ cứng của một bên hệ treo ở trạng thái không tải :

$$C_T^0 = \frac{M_{T0}}{2} \cdot \omega^2 = \frac{439}{2} \cdot 7,33^2 = 11793,4 \text{ N/m} = 11,7934 \text{ (N/mm)}.$$

Độ cứng của một bên hệ treo ở trạng thái đầy tải :

$$C_T^1 = \frac{M_{T1}}{2} \cdot \omega^2 = \frac{603}{2} \cdot 7,33^2 = 16199,2 \text{ N/m} = 16,1992(\text{N/mm}).$$

Độ cứng của một bên hệ treo lấy từ giá trị trung bình

$$C_T = \frac{C_t^1}{2} + \frac{C_t^0}{2} = \frac{1}{2} \times (11793,4 + 16199,2) = 13996,3 \text{ N/m} = 13,9963(\text{N/mm}).$$

**b) Xác định hành trình tĩnh của bánh xe (Độ võng tĩnh của hệ treo)**

Kiểm nghiệm lại độ võng tĩnh với  $C_T = 13,9963\text{N/mm}$ .

Từ công thức :  $f_T^0 = \frac{M \cdot g}{2 \cdot C_T}$

+ Ở chế độ không tải :  $f_T^0 = \frac{M_{T0} \cdot g}{2 \cdot C_T} = \frac{439,9,81}{2 \cdot 13996,3} = 0,153(\text{m}) = 153 \text{ (mm)}$ .

Mà :  $f_T^0 = \frac{g}{\omega_{t0}^2} \Rightarrow \omega_{t0}^2 = \frac{9,81}{0,153} = 64,1$

$\Rightarrow \omega_{t0} = \sqrt{64,1} = 8 \text{ (rad/s)}$ .

Từ công thức :  $n_{ot} = \frac{30 \cdot \omega_{ot}}{\pi} = \frac{30 \cdot 8}{\pi} = 76,4 \text{ (l/ph)}$ .

+ Ở chế độ đầy tải :  $f_{Tt}^1 = \frac{M_{t1} \cdot g}{2 \cdot C_T} = \frac{603 \cdot 9,81}{2 \cdot 13996,3} = 0,212(\text{m}) = 212 \text{ (mm)}$ .

Mà :  $f_{Tt}^1 = \frac{g}{\omega_{t1}^2} \Rightarrow \omega_{t1}^2 = \frac{9,81}{0,212} = 46$

$\Rightarrow \omega_{t1} = \sqrt{46} = 6,78 \text{ (rad/s)}$ .

Từ công thức :  $n_{tt} = \frac{30 \cdot \omega_{tt}}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,78}{\pi} = 64,7 \text{ (l/ph)}$ .

Qua kiểm nghiệm ta thấy ở cả hai chế độ không tải và đầy tải tần số dao động đều nằm trong khoảng  $60 \div 90 \text{ (l/ph)}$  đảm bảo được yêu cầu đặt ra . Do đó với bộ phận đàn hồi có độ cứng  $C_T = 13,9963(\text{N/mm})$  thoả mãn được yêu cầu tính toán thiết kế .

- Xác định hành trình tĩnh của bánh xe: hay chính là độ võng tĩnh của hệ treo

$$f_t = \frac{g}{\omega^2} = \frac{9,81}{7,33^2} = 0,18 \text{ (m)}.$$

**c) Xác định hành trình động của bánh xe (độ võng động của hệ treo)**

Ta có:  $f_d = (0,7 \div 1,0) f_t$

Chọn:  $f_d = 0,8 f_t = 0,8 \cdot 180 = 144 \text{ (mm)}$ .

➔ Tổng hành trình của bánh xe (tính từ vị trí bánh xe bắt đầu chịu tải đến lúc chạm vào vấu tỳ hạn chế):

$$f_{\text{Tổng}} = f_d + f_t = 144 + 180 = 324 \text{ (mm)}.$$

Sử dụng kết quả này để đặt ụ cao su hạn chế hành trình trên và dưới của bánh xe. Với ụ hạn chế bằng cao su lấy đoạn biến dạng bằng 0,1 ÷ 0,2 của toàn bộ chiều dài ụ.

**❖ Kiểm tra hành trình động của bánh xe :**

Theo điều kiện :  $f_d \leq H_0 - H_{\min}$

Trong đó :

$H_0$  : khoảng sáng gầm xe ở trạng thái chịu tải tĩnh.

$H_{\min}$  : khoảng sáng gầm xe tối thiểu = 120 mm.

$$\Rightarrow H_0 \geq f_d + H_{\min} = 144 + 120 = 264 \text{ mm}.$$

$$\Rightarrow H_0 \geq 264 \text{ mm}.$$

\* Đối với cầu trước cần kiểm tra hành trình động để không xảy ra va đập cứng vào ụ tỳ trước khi phanh :

Khi phanh dưới tác dụng của lực quán tính, trọng tâm của xe sẽ dịch chuyển và đầu xe sẽ bị chìm xuống, lúc này  $f_d$  sẽ thay đổi .

Từ công thức :  $f_d \geq f_t \cdot \varphi_{\max} \cdot \frac{h_g}{b}$

Trong đó :

Hệ số bám .  $\varphi_{\max} = 0,75$

Khoảng cách từ trọng tâm xe đến cầu sau:

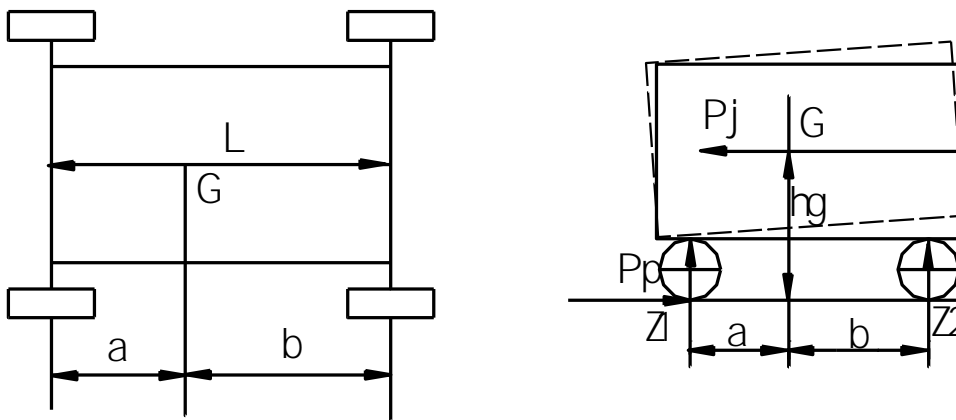
$$b = \frac{L \cdot 60}{100} = \frac{2600 \cdot 60}{100} = 1560 (\text{mm})$$

Chiều dài cơ sở xe  $L = 2600 \text{ mm}$ .

Chiều cao cơ sở xe  $h_g = 500 \text{ mm}$ .

$$\Rightarrow f_d \geq 180 \times 0,75 \times \frac{500}{1560} = 43,26 (\text{mm}).$$

→ Thỏa mãn.



❖ **Xác định độ võng tĩnh của hệ treo ở trạng thái không tải tĩnh :**

$$f_{0T} = \frac{M_{T0} f_t}{M_{T1}} = \frac{409 \cdot 180}{603} = 122 (\text{mm}) = 0,122 (\text{m})$$

❖ **Xác định hệ số cản trung bình của giảm chấn :  $K_{TB}$**

Hệ số dập tắt dao động của hệ treo :

$$D = 2 \times \psi \times \omega (\text{rad/s}).$$

Trong đó :

$\psi$  : Hệ số cản tương đối  $\psi = 0,2$ . ( $\psi = 0,15 \div 0,3$ )

$$\omega = 7,33 (\text{rad/s}).$$

$$\Rightarrow D = 2 \times \psi \times \omega = 2 \times 0,2 \times 7,33 = 2,92 (\text{rad/s}).$$

- Hệ số cản trung bình của giảm chấn quy dẫn về bánh xe :

$$K_{TB} = \frac{M_{T1}}{2} \times D \times \frac{1}{g} = \frac{603}{2} \times 2,92 \times \frac{1}{9,81} = 89,74 (\text{Ns/m}).$$

Từ đó ta suy ra được các thông số tính toán đó là :

- Độ võng tĩnh :  $f_T = 180 \text{ mm}$ .
- Độ võng động :  $f_d = 144 \text{ mm}$ .
- Độ võng của hệ treo ở trạng thái không tải :  $f_{0T} = 122 \text{ mm}$

### 3.1.3.3. Động học hệ treo Mac.Pheron

#### a) Xác định độ dài càng chữ A và vị trí các khớp (phương pháp đồ thị)

Các bước cụ thể như sau :

- Kẻ đường nằm ngang biểu diễn mặt phẳng đường : dd
- Vẽ đường trục đối xứng ngang của xe  $A_0m$ :  $A_0m$  vuông góc với dd.
- Trên  $A_0m$  đặt :

$$A_0A_1 = H_{\min} = 120 \text{ mm.}$$

$$A_1A_2 = f_d = 144 \text{ mm.}$$

$$A_2A_3 = f_T = 180 \text{ mm.}$$

$$A_3A_4 = f_{0T} = 122 \text{ mm.}$$

$$A_0A_5 = h_s = 50 \text{ mm.}$$

- Trên  $A_0d$  đặt  $A_0B_0 = B/2 = 756 \text{ mm}$ .
- $B_0$  là điểm tiếp xúc của bánh xe với mặt đường .
- Tại  $B_0$  dựng  $B_0z$  vuông góc với dd.
- Trên đoạn  $A_0B_0$  đặt  $B_0C_0 = 15 \text{ mm}$ .
- Tại  $C_0$  dựng  $C_0n$  tạo với phương thẳng đứng một góc  $\delta_0 = 13^\circ 8'$ .
- Trên  $B_0z$  đặt  $B_0B = r_{bx}$

Với bán kính làm việc trung bình được tính:

$$r_{bx} = \lambda \cdot r_0$$

$\lambda$ : Hệ số kể đến sự biến dạng của lốp  $\lambda = 0,93 \div 0,95$

chọn  $\lambda = 0,93 r_0$  : Bán kính thiết kế,  $r_0 = D/2$

- Với xe tham khảo, kiểu lốp sử dụng là 195/55 R16  
ta có:  $d_l = 16 \text{ inch} = 406,4 \text{ (mm)}$

$$B=195(\text{mm})$$

$$H/B = 55\%$$

$$D = d_1 + 2.B.H/B = 406,5 + 2.195.0,55 = 621(\text{mm})$$

$$\Rightarrow r_o = D/2 = 621/2 = 310,5(\text{mm})$$

$$\Rightarrow B_oB = r_{bx} = 0,93.310,5 = 288(\text{mm}) = 0,288(\text{m})$$

- Tại B dựng đường vuông góc với  $B_oZ$  cắt  $C_o$  tại  $C_2$ .  $C_2$  là điểm nối cứng của trụ bánh xe với trụ xoay đứng.
- Trên  $C_o$  từ  $C_2$  đặt về phía dưới đoạn :

$$C_2C_1 = \frac{K_T}{2} = \frac{150}{2} = 75\text{mm}$$

$C_1, C_2$  là tâm quay ngoài của hai đòn ngang ở vị trí không tải.

Bằng cách tương tự ta sẽ tìm được vị trí khớp ngoài của đòn ngang ở vị trí đầy tải như sau: Khi hệ treo biến dạng lớn nhất, nếu coi thùng xe đứng yên thì bánh xe sẽ dịch chuyển tịnh tiến lên tới điểm  $B_1$ .

Nếu coi khoảng cách giữa hai vệt bánh xe ở trạng thái này là không đổi so với trạng thái khi không tải.

$$\text{Khi đó } B_oB_1 = f_d + f_i - f_{ot} = 202 (\text{mm}).$$

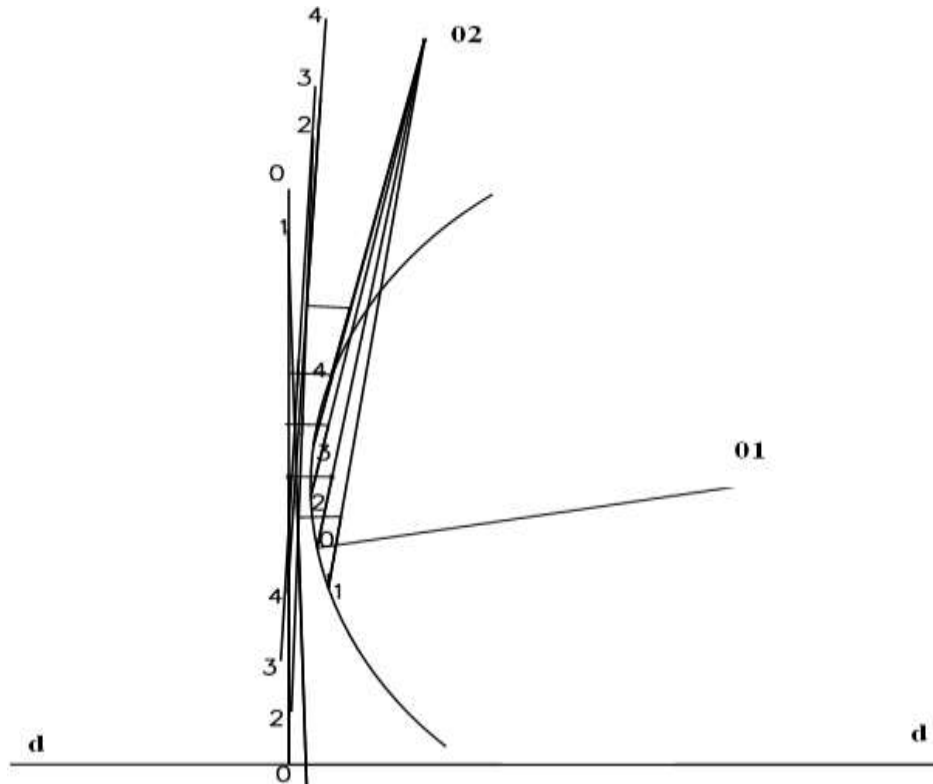
-Từ  $B_1$  kẻ đường  $B_1q // dd$ .

-Trên  $B_1q$  đặt  $B_1D_1 = B_oC_0$

-Từ  $D_1$  ta dựng  $D_1n''$  tạo với phương thẳng đứng 1 góc  $d'' = d_o + \Delta d$  cắt đường  $C_0$  tại  $O_2$  thì  $D_1O_2$  là đường tâm trụ xoay đứng ở vị trí hệ treo biến dạng lớn nhất. Trong quá trình chuyển dịch bánh xe, khoảng cách  $C_oC_1$  không thay đổi, do đó trên  $D_1O_2$  ta lấy  $D_1D_2 = C_oC_1$ .  $D_2$  là vị trí khớp cầu ngoài của đòn ngang ứng với trạng thái hệ treo biến dạng lớn nhất.



**b) Đồ thị động học để kiểm tra động học hệ treo:**



Hình 3.5. Đồ thị động học

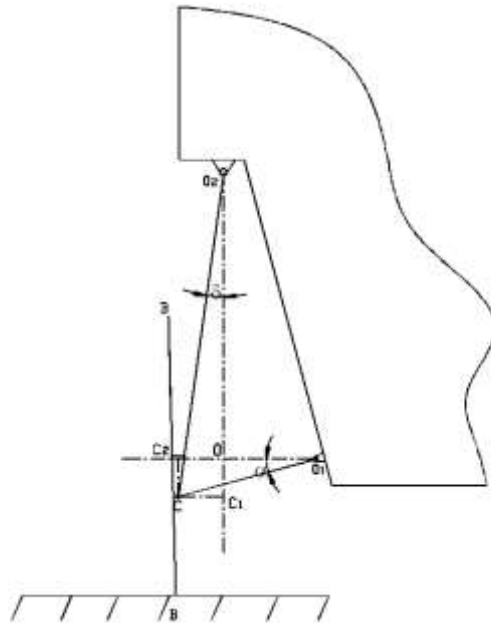
Khi hệ treo biến dạng thì các góc nghiêng ngang trụ đứng, khoảng cách giữa hai vết lốp sẽ thay đổi.

Các điểm tiếp xúc của bánh xe với mặt đường là: 0, 1, 2, 3, 4.

Các góc nghiêng ngang trụ đứng lần lượt là:  $\delta_0, \delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ .

**c) Mối quan hệ hình học của hệ treo Mac.Pheron**

Ta có sơ đồ hình học của hệ thống treo:



Hình 3.6. Mối quan hệ hình học giữa các góc đặt

Từ đồ thị động học đã xây dựng ở trên ta có độ dài các đoạn:

$$l_d = O_1C = 400 \text{ (mm)}.$$

$$O_1O = 291,9 \text{ (mm)}.$$

$$O_2O = 516 \text{ (mm)}.$$

+ Ở trạng thái tĩnh, ta có:

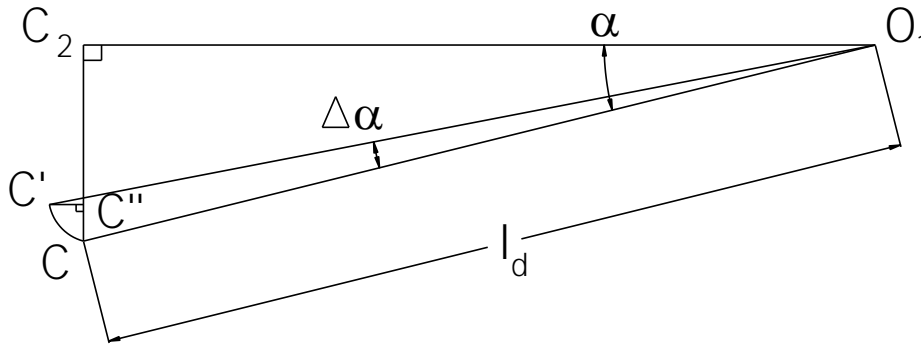
$$CC_2 = l_d * \sin\alpha;$$

+ Khi bánh xe chuyển vị lên một đoạn là:  $\Delta H$ , thì điểm C sẽ dịch chuyển trên cung tròn tâm  $O_1$  bán kính là  $l_d$  một đoạn là:  $CC'$  và đòn ngang sẽ quay đi một góc là  $\Delta\alpha$ .

Lúc này góc giữa đòn ngang và phương ngang ban đầu sẽ là:  $\alpha - \Delta\alpha$ .

+ Khi đó ta có thể coi điểm  $C'$  gần như thẳng đứng nằm trên phương  $CC_2$ .

Do đó:  $C'C_2 = l_d \cdot \sin(\alpha - \Delta\alpha)$  ;



Hình 3.7. Góc quay của đòn ngang.

+ Và ta có  $C'C_2$  chính là đoạn chuyển vị của bánh xe theo phương thẳng đứng. Tức là:  
 $C'C_2 = \Delta H$

Suy ra, ta có:  $\Delta H = l_d \cdot \sin(\alpha - \Delta\alpha)$  ;

$$\Rightarrow \sin(\alpha - \Delta\alpha) = \frac{\Delta H}{l_d} ;$$

$$\Rightarrow \alpha - \Delta\alpha = \arcsin\left(\frac{\Delta H}{l_d}\right) ;$$

$$\Rightarrow \Delta\alpha = \alpha - \arcsin\left(\frac{\Delta H}{l_d}\right) \quad (3.1)$$

+ Ta lại có:

$$CC' = l_d \cdot \tan \Delta\alpha ;$$

$$\text{Và: } C'C'' = CC' \cdot \sin \Delta\alpha ;$$

Mà độ sai lệch vết lốp xe  $\Delta B$  chính bằng:

$$\Delta B = 2 \cdot C'C'' = 2 \cdot l_d \cdot \tan \Delta\alpha \cdot \sin \Delta\alpha \quad (3.2)$$

+ Ta xét mối quan hệ giữa  $\alpha$  và  $\delta$ :

Từ hình vẽ trên ta có độ dài của các đoạn:

$$OC_1 = l_d \cdot \sin \alpha ;$$

Và:  $OC_2 = O_2C_1 \cdot \tan \delta = (OO_2 + OC_1) \cdot \tan \delta ;$

Mặt khác thì ta có:

$$OC_2 = O_1C_2 - OO_1 = l_d \cdot \cos \alpha - OO_1 ;$$

Vậy ta suy ra:

$$OC_2 = l_d \cdot \cos \alpha - OO_1 = (OO_2 + OC_1) \cdot \tan \delta ;$$

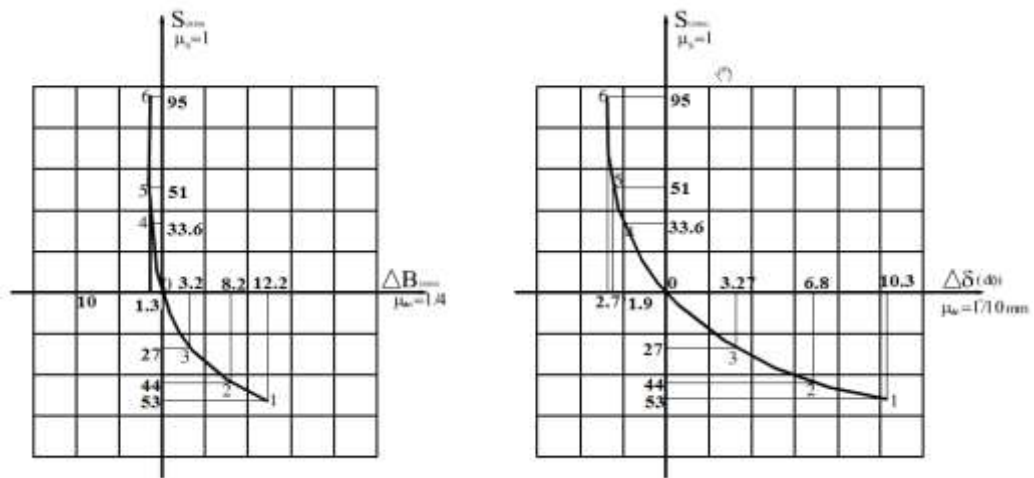
$$\Rightarrow l_d \cdot \cos \alpha - OO_1 = (OO_2 + l_d \cdot \sin \alpha) \cdot \tan \delta ;$$

$$\Rightarrow \tan \delta = \frac{l_d \cdot \cos \alpha - OO_1}{OO_2 + l_d \cdot \sin \alpha} ;$$

Vậy: 
$$\delta = \arctan \left[ \frac{l_d \cdot \cos \alpha - OO_1}{OO_2 + l_d \cdot \sin \alpha} \right] .$$

**d) Đồ thị động học hệ treo Mac.Pheron**

Bằng cách xây dựng đồ thị động học của hệ treo (hình 3.8) với các thông số đã tính toán ở phần trên ta xác định được sự thay đổi chiều rộng cơ sở B và góc nghiêng ngang của trụ xoay đứng. Kết quả đưa ra trên đồ thị quan hệ giữa chúng với sự biến dạng của hệ treo như sau:



Hình 3.8. Đồ thị động học hệ treo

### 3.1.3.4. Động lực học hệ treo McPherson

#### a) Các chế độ tải trong tính toán

- **Trường hợp lực kéo và lực phanh cực đại**

Trên sơ đồ phân tích lực tồn tại lực Z, X nhưng tính với giá trị cực đại (văng mặt lực Y).

Tính trong trường hợp chỉ chịu lực phanh cực đại:

$$+ Z = Z_{tt} = \frac{m_p \times G_1}{2} = \frac{1,2 \cdot 6280}{2} = 3768 \text{ (N)}.$$

Trong đó:

$Z_{tt}$  - tải trọng thẳng đứng tính toán cho một bên bánh xe.

$m_p$  - hệ số phân bố tải trọng khi phanh gấp,  $m_p = 1,2$

$G_1$  - trọng lượng tĩnh đặt trên cầu trước (khi đầy tải).

$$+ X = X_{\max} = Z_{tt} \cdot \varphi = 3768 \times 0,75 = 2826 \text{ (N)}.$$

Trong đó:

$X_{\max}$  - lực dọc lớn nhất tác dụng tại điểm tiếp xúc của bánh xe với mặt đường.

$\varphi$  - hệ số bám dọc lấy bằng 0.75

- **Trường hợp lực ngang cực đại**

Trên sơ đồ có mặt lực Z và Y (văng mặt X).

Các lực được tính toán như sau:

$$+ Z = Z_{tt}^* = \frac{G_1}{2} * \left( 1 + \frac{2 * h_g * \varphi_y}{B} \right) - G_{bx}$$

$$= \frac{6280}{2} * \left( 1 + \frac{2 * 0,5 * 0,6}{1,512} \right) - 250 = 4136 \text{ (N)}$$

Trong đó

B - chiều rộng vết bánh xe, B = 1,512 (m).

$G_{bx}$  - khối lượng cụm bánh xe (gồm bánh xe, la-răng và cơ cấu phanh),  $G_{bx} = 250 \text{ (N)}$ .

$h_g$  - chiều cao trọng tâm xe,  $h_g = 0.5$  (m).

$\phi_y^*$  - hệ số gia tốc ngang, lấy bằng  $0.6g$ .

$\phi_y$  - hệ số bám ngang, lấy bằng 1.

$$+ Y = Y_{tt}^* = \frac{G_1}{2} * \left( 1 + \frac{2 * h_g * \phi_y^*}{B} \right) * \phi_y$$

$$= \frac{6280}{2} * \left( 1 + \frac{2 * 0.5 * 0.6}{1.512} \right) - 1 = 4385(N)$$

- **Trường hợp chịu tải trọng động**

Trên sơ đồ chỉ có lực  $Z$  (văng mặt X,Y).

Ta có:

$$Z = Z_t * k_d = \frac{G_1}{2} * 2 = 6280(N).$$

Trong đó:

$G_1$ - tải trọng đặt trên cầu trước.

$k_d$ - hệ số tải trọng động,  $k_d = 1.8 - 2.5$  với xe du lịch  
chạy trên đường tốt. (chọn  $k_d = 2$ )

**b) Xác định độ cứng và chuyển vị của phần tử đàn hồi**

Các phần tử đàn hồi có thể ở dạng lò xo trụ, lò xo côn, thanh xoắn. Trong mục này chỉ đề cập tới việc tính lực và chọn cách bố trí lò xo trụ.

Các góc bố trí trong không gian có thể gặp là: góc nghiêng dọc  $\epsilon$  và góc nghiêng ngang  $\delta$ . Các góc này được bố trí tùy thuộc vào không gian cho phép trên xe.

- **Độ cứng và chuyển vị của lò xo**

Hành trình làm việc:

$$f_{lx} = f * \frac{l_{lx}}{l_{bx}} * \cos \delta_{lx} * \cos \epsilon_{lx} ;$$

Độ cứng theo trục tâm:

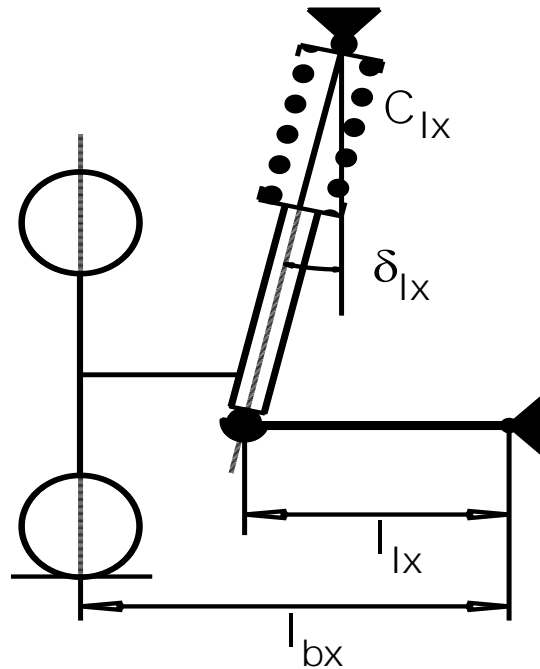
$$C_{lx} = \left( \frac{l_{bx}}{l_{lx}} \right)^2 * \frac{C_t}{\cos^2 \epsilon_{lx} * \cos^2 \delta_{lx}} ;$$

Trong đó:

$f = f_t + f_d$  tổng hành trình làm việc của bánh xe.

$C_{lx}$  - độ cứng phần tử đàn hồi.

$F_{lx}$  - hành trình làm việc của lò xo.



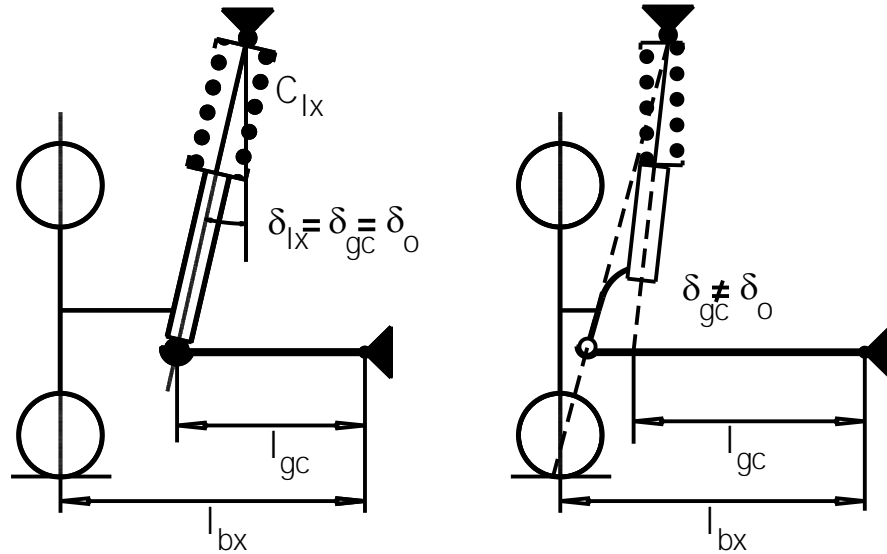
Hình 3.9. Độ cứng và chuyển vị của lò xo

- **Độ cứng và hành trình giảm chấn**

Kết cấu bố trí giảm chấn thường gặp như hình vẽ dưới đây: Trục của giảm chấn không trùng với đường tâm trụ đứng thường gặp trên xe có:  $r_o$  (bán kính quay bánh xe dẫn hướng) âm và góc nghiêng ngang trụ đứng  $\delta$  khá lớn.

Hành trình làm việc: 
$$f_{gc} = f * \frac{l_{gc}}{l_{bx}} * \cos \delta_{gc} * \cos \varepsilon_{gc} ;$$

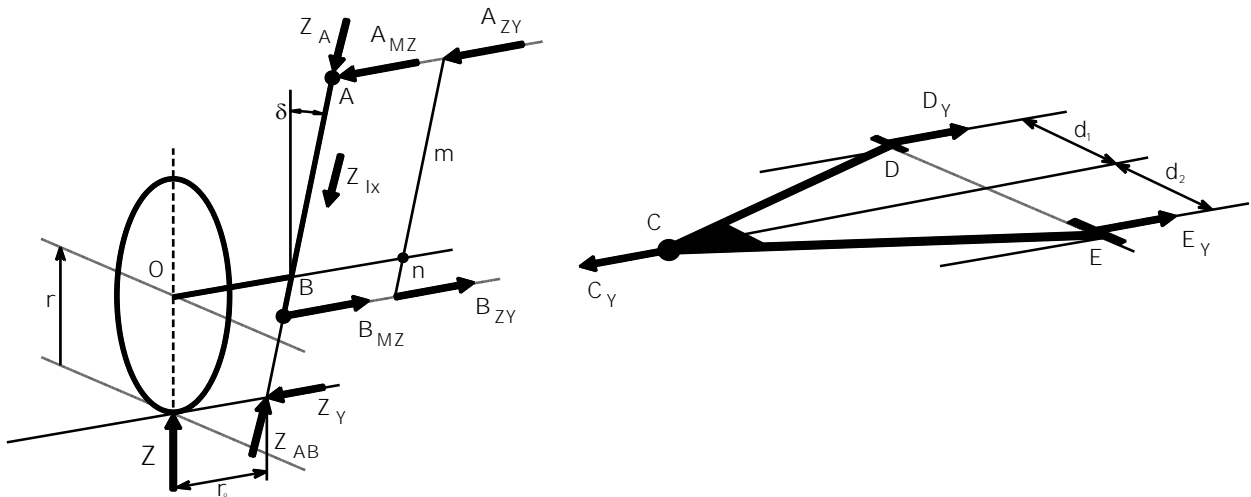
Hệ số cản theo tâm trục: 
$$K_{gc} = \left( \frac{l_{bx}}{l_{gc}} \right)^2 * \frac{K_{tb}}{\cos^2 \varepsilon_{gc} * \cos^2 \delta_{gc}}$$



Hình 3.10. Độ cứng và hành trình của giảm chấn

**c) Xác định các phản lực và lực tác dụng lên hệ treo cầu trước dẫn hướng:**

- Trường hợp chỉ có lực Z (văng lực X, Y):



Hình 3.11. Phản lực và lực tác dụng lên hệ treo(Khi chỉ có lực Z)

- Phản lực tại Z đặt tại bánh xe gây nên đối với trục đứng AB:

$$\vec{Z} = \vec{Z}_{AB} + \vec{Z}_Y \text{ và mômen } M_z(\text{yoz}).$$

- $Z_{AB}$  cân bằng với  $Z_{lx}$ :

$$Z_{lx} = Z * \cos \delta = \frac{G_1}{2} * \cos \delta = \frac{6280}{2} * \cos 13^{\circ} = 3058 \text{ (N)}.$$

- Tại đầu A lực dọc theo phương giảm chấn tác dụng:

$$Z_A = Z_{AB} = Z_{lx} = 3058 \text{ (N)}.$$

- Lực Z gây ra lực ngang  $Z_Y$  và mômen  $M_Z$ :

$$+ Z_Y = Z * \sin \delta = \frac{G_1}{2} * \sin \delta = \frac{6280}{2} * \sin 13^{\circ} = 711 \text{ (N)}.$$

$$+ M_Z = Z * r_o * \cos \delta = \frac{G_1}{2} * r_o * \cos \delta = \frac{6280}{2} * \cos 13^{\circ} * 0,015 = 46 \text{ (N.m)}$$

- Trong đó:

Z - tải trọng thẳng đứng tác dụng lên một bánh xe,

$$Z = 0.5 * G_1 = 0.5 * 6280 = 3140 \text{ (N)}.$$

$r_o$  - là bán kính quay bánh xe quanh trụ đứng,  $r_o = 0,015 \text{ (m)}$

$Z_{AB}$  - lực dọc theo phương trụ đứng.

$Z_Y$  - lực ngang tác động lên bánh xe.

$\Delta$  - góc nghiêng ngang trụ đứng,  $\delta = 13^{\circ}$

Và có  $M_Z$  tạo nên hai phản lực tại A và B là  $A_{MZ}$ ,  $B_{MZ}$

$$A_{MZ} = B_{MZ} = \frac{M_Z}{m+n} = \frac{Z * r_o * \cos \delta}{m+n} = \frac{3140 * 0,015 * \cos 13^{\circ}}{507+75} = 78 \text{ (N)}.$$

- Trong đó:

$$m = C_2O_2 = 507 \text{ (mm)}.$$

$$n = C_1C_2 = K_r/2 = 75 \text{ (mm)}.$$

$$r: \text{ bán kính bánh xe, } r = 288 \text{ (mm)}.$$

- Còn  $Z_Y$  gây ra hai phản lực  $A_{ZY}$  và  $B_{ZY}$ :

$$A_{ZY} = \frac{Z_Y * (r-n)}{m+n} = \frac{711 * (288-75)}{507+75} = 260 \text{ (N)}.$$

$$B_{ZY} = \frac{Z_Y * (m+r)}{m+n} = \frac{711 * (507+288)}{507+75} = 972 \text{ (N)}.$$

+ Khi tính toán thì cánh tay đòn  $m$  thay đổi, nên có thể lấy ở trạng thái chịu tải trọng tĩnh lớn nhất.

+ Khi góc  $\delta$  bé có thể bỏ qua :  $\cos \delta = 1$  và  $\sin \delta = 0$ .

Như vậy tổng lực tác dụng lên đầu A và B là:

Đầu A:

$$Z_A = 3058(\text{N}).$$

$$A_{MZ} + A_{ZY} = 78+260 = 338 (\text{N}).$$

Đầu B:

$$B_{MZ} + B_{ZY} = 78+972 = 1050 (\text{N}).$$

- Trên đòn ngang tại điểm C có lực liên kết:

$$C_Y = B_{MZ} + B_{ZY} = 1050 (\text{N}).$$

- Các phản lực tại gối tựa D và E là:

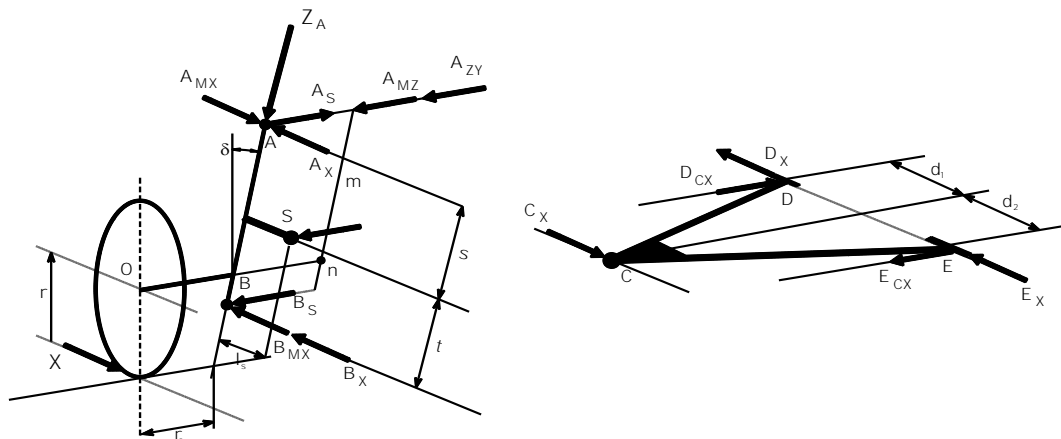
$$D_Y = C_Y * \frac{d_2}{d_1 + d_2} = 1050 * \frac{170}{110 + 170} = 637,5 (\text{N}).$$

$$E_Y = C_Y * \frac{d_1}{d_1 + d_2} = 1050 * \frac{110}{110 + 170} = 412,5 (\text{N}).$$

Trong đó:

$d_1, d_2$  - là khoảng cách từ hai đầu khớp bản lề trong của càng A tới khớp cầu ngoài của càng.

• Trường hợp chịu lực phanh cực đại chỉ có thành phần Z và X:



Hình 3.12. Phản lực và lực tác dụng lên hệ treo khi chịu lực phanh cực đại.

- Phân tích tác dụng của lực Z và các phản lực xác định như phần trên.
- Phản lực X đặt tại bánh xe gây nên đối với trụ đứng AB như hình vẽ dưới.
- Lực dọc X chuyển về tâm trục bánh xe được 2 thành phần  $X_o$  và  $M_X$

$$X_o = X = 2826(\text{N}).$$

$$M_X = X \cdot r_{bx} = 2826 \cdot 0,288 = 814 (\text{N.m}).$$

Lực  $X_o$  gây nên các phản lực tại A và B là  $A_X$  và  $B_X$ :

$$A_X = \frac{X \cdot n}{m + n} = \frac{2826 \cdot 75}{507 + 75} = 364 (\text{N}).$$

$$B_X = \frac{X \cdot m}{m + n} = \frac{2826 \cdot 507}{507 + 75} = 2461 (\text{N}).$$

- Mômen  $M_X$  gây nên tại A và B:

$$A_{MX} = B_{MX} = \frac{M_X}{m + n} = \frac{814}{0,507 + 0,075} = 1398 (\text{N}).$$

- Lực X gây nên đòn ngang lái đặt tại điểm S là  $S_Y$  và tạo nên các phản lực  $A_s$  và  $B_s$ :

$$S_Y = X \cdot \frac{r_o}{l_s} \cdot \cos \delta = 2826 \cdot 0,375 \cdot \cos 13^\circ 6' = 1032 (\text{N}).$$

Trong đó:

$l_s$  - chiều dài đòn ngang lái. Theo số liệu tham khảo

chọn:  $s = m$ ,  $t = n$ . Và tỉ số truyền  $\frac{r_o}{l_s} = 0,375$

$s$ ,  $t$  - kích thước để lắp đòn ngang lái

$$+ A_s = S_Y \cdot \frac{t}{s + t} = 1032 \cdot \frac{75}{507 + 75} = 133 (\text{N}).$$

$$+ B_s = S_Y \cdot \frac{s}{s + t} = 1032 \cdot \frac{507}{507 + 75} = 899 (\text{N}).$$

Như vậy các lực tác dụng lên trụ đứng

- Ở đầu A
- Theo phương X:  $A_{MX} + A_X = 1398 + 364 = 1762 (\text{N}).$

- Theo phương AB:  $Z_A = 3058$  (N).
- Theo phương Y:  $A_{MZ} + A_{ZY} - A_S = 78+260 - 133 = 205$  (N).
- Ở đầu B
- Theo phương X :  $B_{MX} + B_X = 1398+ 2461 = 3859$  (N).
- Theo phương Y:  $B_{MZ} + B_{ZY} + B_S = 78+972+899 = 1949$  (N).

$$(B_S = B_Y)$$

- Các lực liên kết tại C :

$$C_X = B_{MX} + B_X = 1398+ 2461 = 3859 \text{ (N)}.$$

$$C_Y = B_{MZ} + B_{ZY} + B_S = 78+972+899 = 1949 \text{ (N)}.$$

Trong đó:

$C_X$  gây nên các thành phần lực tại gối D và E:

$$\text{Phương x: } D_X = E_X = \frac{C_X}{2} = \frac{3859}{2} = 1929 \text{ (N)}.$$

$$\text{Phương y: } D_{CX} = E_{CX} = C_X * \frac{l_d}{d_1 + d_2} = 3859 * \frac{400}{110+170} = 5513 \text{ (N)}.$$

$C_Y$  gây nên các phản lực tại gối D và E:

$$D_Y = C_Y * \frac{d_2}{d_1 + d_2} = 1949 * \frac{170}{110 + 170} = 1184 \text{ (N)}.$$

$$E_Y = C_Y * \frac{d_1}{d_1 + d_2} = 1949 * \frac{110}{110 + 170} = 765 \text{ (N)}.$$

- Như vậy:

Tại C có:  $C_X, C_Y$

Tại D có:  $D_X, D_Y, D_{YX}$

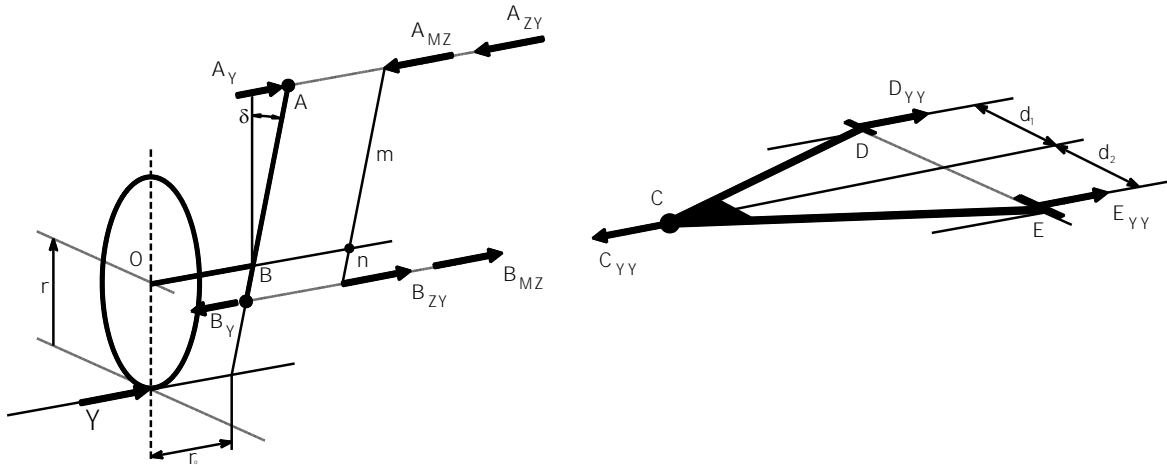
Tại E có:  $E_X, E_Y, E_{YX}$ .

- Trường hợp chịu lực bên cực đại, chỉ có hai thành phần Z và Y

- Tác dụng của thành phần lực Z và các phản lực tương tự như ở phần trên.
- Tác dụng của thành phần lực ngang Y như hình vẽ dưới.
- Lực ngang Y gây nên đối với trụ đứng AB các phản lực  $A_Y, B_Y$ :

$$B_Y = \frac{Y \cdot (r - n)}{r + n} = \frac{4385 \cdot (288 - 75)}{288 + 75} = 2573 \text{ (N)}$$

$$A_Y = Y - B_Y = 4385 - 2573 = 1812 \text{ (N)}$$



Hình 3.13. Phản lực và lực tác dụng lên hệ treo khi chịu lực bên cực đại.

- Các lực tác dụng lên trụ đứng:

Tại A:  $Z_A = 3058 \text{ (N)}$ .

$$A_Y - A_{MZ} - A_{ZY} = 1812 - 78 - 260 = 1474 \text{ (N)}$$

Tại B:  $B_Y - B_{MZ} - B_{ZY} = 2573 - 78 - 972 = 1523 \text{ (N)}$ .

- Các lực tác dụng lên đòn ngang:

Tại C:

$$C_{YY} = B_Y - B_{MZ} - B_{ZY} = 1523 \text{ (N)}$$

Tại E:

$$E_{YY} = C_{YY} \cdot \frac{d_1}{d_1 + d_2} = 1523 \cdot \frac{110}{110 + 170} = 598 \text{ (N)}$$

Tại D:

$$D_{YY} = C_{YY} \cdot \frac{d_2}{d_1 + d_2} = 1523 \cdot \frac{170}{110 + 170} = 925 \text{ (N)}$$

### 3.1.3.4. Chọn và kiểm bền các bộ phận

#### a) Đòn ngang chữ A

Bảng 3.1: kết quả tính toán động lực học

	chỉ có Z	có Z&X	có Z&Y
Cx	0	3859 (N)	0
Cy	1050 (N)	1949(N)	1523(N)
Cz	3058 (N)	3058 (N)	3058 (N)

Đòn ngang dưới có cấu trúc hình chữ A được bắt vào thân xe qua 2 khớp trụ. Đầu ngoài bắt với cam quay Rô-tuyn. Việc sử dụng 2 đầu trong nối với thân xe bằng khớp bản lề để tăng độ cứng vững cho hệ treo.

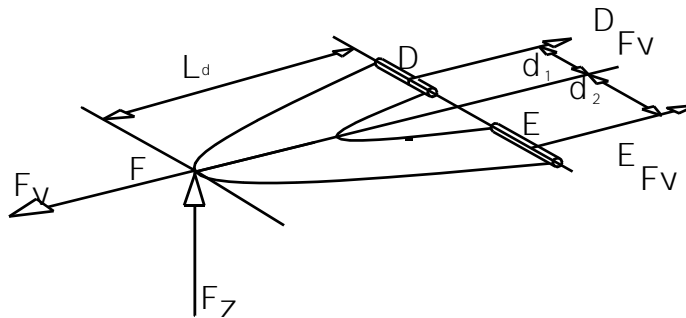
Trạng thái chủ lực chủ yếu là kéo, nén, uốn, tiết diện của đòn ngang dưới, tham khảo và khi kiểm bền giả thiết rằng: một phần càng chữ A chịu toàn bộ tải trọng. Do vậy có thể tính toán như sau :

➤ Trường hợp 1: Chỉ có lực Z

$$F_y = C_Y = 1050 \text{ (N)}.$$

$$F_z = Z_{AB} = 3058 \text{ (N)}.$$

Đòn ngang dưới sẽ chịu kéo và uốn dọc :



Hình 3.14. Sơ đồ lực tác dụng lên đòn ngang chữ A.

- $F_z$  đóng vai trò là lực cắt và gây uốn dọc trong mặt phẳng zoy .
- Ứng suất tiếp lớn nhất được xác định theo công thức :

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} * \frac{Q_y}{S} \leq [\tau] ;$$

- Trong đó:

$Q_y$  : lực cắt ngang .

$$Q_y = F_z = 3058 \text{ (N)}.$$

S : diện tích tiết diện .

$$S = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ (mm}^2\text{)}.$$

$$\text{Thay vào ta có : } \tau_{\max} = \frac{3}{2} \times \frac{3058}{2400} = 1,91 \text{ (N/ mm}^2\text{)}$$

Với vật liệu hợp kim nhôm AlZnMgCu1,2F50, ta có:  $\sigma_b = 510 \text{ Mpa}$ .

$$[\tau] = \frac{\sigma_b}{2n} = \frac{510}{2 \cdot 1,5} = 170 \text{ (N/ mm}^2\text{)}$$

$$\text{Suy ra: } \tau_{\max} < [\tau].$$

với  $n = 1,5$  : hệ số an toàn .

Với đòn ngang dưới thoả mãn điều kiện bền về mặt cắt.

+ Thành phần  $F_z$  gây ra mômen uốn dọc có giá trị lớn nhất tại điểm bắt của đòn ngang vào khung xe. Do khớp nối là khớp trụ do đó tại tâm khớp mômen uốn sẽ bằng 0. Ta kiểm nghiệm tại mặt cắt sát gần đó (mặt cắt 1-1).

Ứng suất uốn lớn nhất được xác định theo công thức:

$$\sigma'_u = \frac{M_u}{J_x} y \leq [\sigma_u] ;$$

Trong đó:

$M_u$  : mô men uốn trên mặt cắt ngang

$J_x$  : mô men quán tính của mặt cắt ngang

$y$  : tung độ của điểm đang xét đến trục trung hoà  $O_E$

$$M_u = F_z \cdot l = 3058 \times 300 = 917400 \text{ (N.mm}^2\text{)}.$$

với:  $l$  - chiều dài khoảng cách từ điểm F đến mặt cắt 1-1 ;  $l = 300 \text{ (mm)}$ .

$$F_z = 3058 \text{ (N)}.$$

$$\Rightarrow J_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{60 \cdot 40^3}{12} = 320000 \text{ (mm}^4\text{)}.$$

$y$  : lấy tại điểm có tung độ max  $y = 30 \text{ (mm)}$ .

Thay các giá trị trên vào công thức ta có :

$$\sigma_u = \frac{917400}{320000} \times 30 = 86 \text{ (N/ mm}^2\text{)}.$$

Với vật liệu là hợp kim nhôm AlZnMgCu1,5F50 :  $\sigma_b = 510 \text{ (MPa)}$ .

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_b}{n} = \frac{510}{1,5} = 340 \text{ (Mpa)} = 340 \text{ (N/ mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \sigma_u < [\sigma_u].$$

Nên thoả mãn điều kiện bền uốn.

+ Thành phần  $F_y$  gây ra kéo đúng tâm .

Kiểm tra  $\sigma_k$

$$\sigma_k = \frac{F_y}{S} \leq [\sigma_k].$$

$$\Rightarrow \sigma_k = \frac{1050}{2400} = 0,43 \text{ (N/ mm}^2\text{)}.$$

$$\text{Mà } [\sigma_k] = \frac{510}{1.5} = 340 \text{ (N/ mm}^2\text{)}.$$

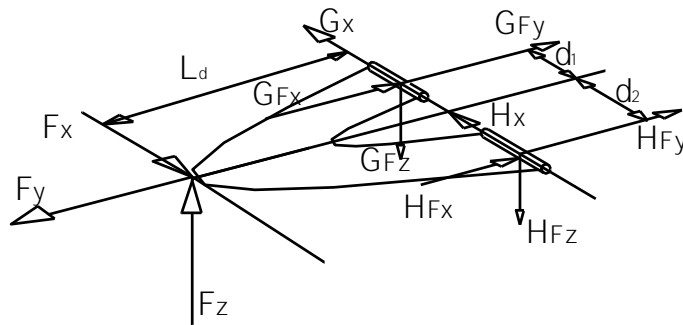
$\Rightarrow \sigma \leq [\sigma_k]$ . Thỏa mãn điều kiện bền.

➤ Trường hợp 2 : Chỉ có lực Z và X

$$F_x = C_x = 3859 \text{ (N)}.$$

$$F_y = C_y = 1949 \text{ (N)}.$$

$$F_z = C_z = 3058 \text{ (N)} .$$



Hình 3.15. Sơ đồ lực tác dụng lên đòn ngang chữ A.

$F_z$  : đóng vai trò là lực cắt và gây ra mô men uốn dọc trong mặt phẳng (zoy).

+ Ứng suất tiếp max :

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_y}{S} \leq [\tau] ;$$

$$Q_y : \text{lực cắt } Q_y = F_z = 3058 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

$$S = 2400 \text{ mm}^2.$$

$$\Rightarrow \tau_{\max} = \frac{3}{2} \times \frac{3058}{2400} = 1,91 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

Với vật liệu là hợp kim nhôm AlZnMgCu1,5F50  $\sigma_b = 510 \text{ (Mpa)}$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{2n} = 170 \text{ (N/mm}^2\text{)} \geq \tau_{\max}$$

Thỏa mãn bền.

+  $F_z$  gây ra mômen uốn dọc: Tương tự trường hợp 1 ta có:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{J_x} \cdot y \leq [\sigma_u];$$

Mà mômen  $M_u = F_z \cdot l = 3058 \times 300 = 917400$  (N.mm).

$$J_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{60 \cdot 40^3}{12} = 320000 \text{ (mm}^4\text{)}.$$

$y$  : lấy tại điểm có tung độ max  $y = 30$  (mm).

Thay vào ta có :

$$\sigma_u = \frac{917400}{320000} \times 30 = 86 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq [\sigma_u]. \text{ Thỏa mãn bền.}$$

Thành phần  $F_y$  gây ra kéo đúng tâm:

$$\sigma_k = \frac{F_y}{S} \leq [\sigma_k];$$

$$\sigma_k = \frac{1949}{2400} = 0,81 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq [\sigma_k] = 310 \text{ (N/mm}^2\text{)}. \text{ Thỏa mãn bền.}$$

Thành phần  $F_x$  gây ra lực cắt và mômen uốn ngang trong mặt phẳng (xoy):

+ Ứng suất tiếp max xác định theo công thức:

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_y}{S} \leq [\tau];$$

$Q_y$  : lực cắt  $Q_y = F_x = 3859$  (N).

$S = 2400$  (mm<sup>2</sup>).

$$\Rightarrow \tau_{\max} = \frac{3}{2} \times \frac{3859}{2400} = 2,4 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

Với vật liệu là hợp kim nhôm AlZnMgCu1,5F50  $\sigma_b = 510$  (Mpa)

$$[\sigma] = \sigma_b / 2n = 170 \text{ (N/mm}^2\text{)} \geq \tau_{\max}.$$

Thỏa mãn bền.

+  $F_x$  gây ra mômen uốn ngang: ứng suất uốn lớn nhất xác định theo công thức:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{J_x} \cdot y \leq [\sigma_u];$$

Mà mômen  $M_u = F_x \cdot l = 3859 \times 300 = 1157700$  (N.mm).

$$J_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{40 \cdot 60^3}{12} = 720000 \text{ (mm}^4\text{)}.$$

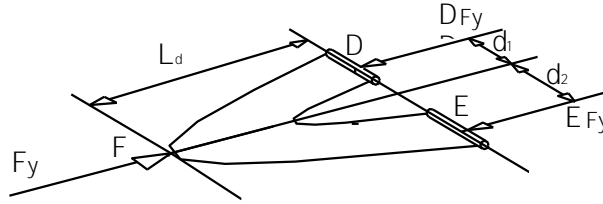
$y$  : lấy tại điểm có tung độ max  $y=30$  (mm).

Thay vào ta có :

$$\sigma_u = \frac{1157700}{720000} \times 30 = 48 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq [\sigma_u]. \text{ Thỏa mãn bền.}$$

➤ Trường hợp 3 : Chỉ có lực Z và Y

$$F_y = C_Y = 1523 \text{ (N).}$$



Hình 3.16. Sơ đồ lực tác dụng lên đòn ngang chữ A.

Càng A sẽ chịu nén, tính toán như trên ta cũng thu được kết quả:

$$\sigma_{tt} \leq [\sigma_u].$$

+ Thành phần  $F_y$  gây ra nén đúng tâm:

$$\text{Kiểm tra } \sigma_n = \frac{F_y}{S} \leq [\sigma_n].$$

$$\Rightarrow \sigma_n = \frac{1523}{2400} = 0,63 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

$$\text{Mà } [\sigma_n] = \frac{510}{1,5} = 340 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

$$\Rightarrow \sigma \leq [\sigma_n]. \text{ Thỏa mãn điều kiện bền nén.}$$

\* Ngoài ra, do đòn A chịu nén đúng tâm ở trường hợp này nên cần phải kiểm tra thêm điều kiện ổn định:

Kiểm tra hệ số ổn định của càng A:

$$n_0 = \frac{P_{\text{lim}}}{P_{n \text{ max}}} \geq [n_0].$$

Trong đó:

$$[n_0] = 2-3, \text{ hệ số ổn định cho phép tối thiểu.}$$

$P_{lim}$  Lực giới hạn cho ổn định.

$$P_{lim} = \frac{\pi^2 * E * J_{min}}{(\mu * l)^2}$$

Với:

E: Mô đun đàn hồi của vật liệu  $E = 2.10^6(KG/cm^2)$ .

J: Mô men quán tính nhỏ nhất của càng A

$$J = \frac{b * h^3}{12} = \frac{40 * 60^3}{12} = 720000(mm^4)$$

$\mu$ : Hệ số phụ thuộc vào liên kết  $\mu = 0,5$

l: chiều dài của càng  $l = l_d = 400 (mm)$ .

Thay vào tính:

$$\Rightarrow P_{lim} = \frac{3,14^2 * 2.10^5 * 720000}{(0,5 * 400)^2} = 35494560 (N)$$

$$\Rightarrow n = \frac{35494560}{158} = 224650 > [n] = 2 .$$

Nên đòn ngang chữ A đủ ổn định.

Tóm lại đòn A thỏa mãn điều kiện bền trong mọi trường hợp chịu lực khác nhau.

### **b) Tính bền Rôtuyn**

Rôtuyn là khớp cầu để giữa đòn ngang và cam quay. Trạng thái làm việc của rôtuyn chủ yếu chịu lực cắt, uốn, chèn dập.

- Tính theo bền cắt:

$$\tau_c = \frac{Q}{S} \leq [\tau_c] ;$$

Trong đó:

Q Lực cắt.

Trường hợp 1:  $Q_c = F_y = 1050 (N)$ .

Trường hợp 2:  $Q_c = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{3859^2 + 1949^2} = 4323(N)$ .

Trường hợp 3:  $Q_c = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} = \sqrt{1523^2 + 3058^2} = 3416 \text{ (N)}$ .

Ở đây ta tính cho trường hợp 2 có lực cắt lớn nhất  $Q_c = 4323 \text{ (N)}$ .

S diện tích tiết diện nguy hiểm: mặt cắt 1-1

$$S = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{3.14 * 20^2}{4} = 314 \text{ (mm}^2\text{)}.$$

d - đường kính chỗ thắt rôtuyn,  $d = 20 \text{ (mm)}$ .

$$\tau_c = \frac{Q_c}{S} = \frac{4323}{314} = 13,7 \text{ (Mpa)}$$

Vật liệu chế tạo rôtuyn là thép 42CrMo4V có:  $\sigma_b = 1000 \text{ (MPa)} = 1000 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ .

$$\Rightarrow [\tau_c] = \frac{\sigma_b}{2 * n} = \frac{1000}{2 * 1.5} = 333 \text{ (MPa)}.$$

$$\Rightarrow \tau_c \leq [\tau_c].$$

Vậy rôtuyn đảm bảo bền cắt.

- Tính theo ứng suất uốn:

$M_u$ : mômen chống uốn;

h: tung độ lớn nhất,  $h = 13 \text{ mm}$ .

$$\Rightarrow M_u = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{3.14 * 20^3}{32} = 785 \text{ (mm)}.$$

$$\sigma_u = \frac{Q_c * h}{M_u} = \frac{4323 * 13}{785} = 71,6 \text{ (MPa)}$$

Kiểm tra theo ứng suất uốn: Vật liệu chế tạo rôtuyn là thép 42CrMo4V có:

$$\sigma_b = 1000 \text{ (MPa)} = 1000 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_b}{n} = \frac{1000}{1,5} = 667 \text{ (MPa)} = 667 \text{ (MPa)}.$$

$$\Rightarrow \sigma_u \leq [\sigma_u]. \text{ Rôtuyn thỏa mãn bền uốn.}$$

- Tính theo chèn dập :

$$\delta_{cd} = \frac{Q}{S_{cd}};$$

Trong đó:

$S_{cd}$ : diện tích mặt chèn dập, lấy bằng 2/3 diện tích mặt cầu

$$S_{cd} = \frac{2}{3} * \frac{4 * \pi * R^2}{3} = \frac{2}{3} * \frac{4 * \pi * 15^2}{3} = 628(\text{mm}^2).$$

R : bán kính cầu, R = 15 (mm).

- Trường hợp 1:  $Q = F_z = 4648$  (N)

- Trường hợp 2 :  $Q = F_z = 5993$  (N).

Tính theo trường hợp có lực  $F_z$  lớn nhất :  $F_z = 5993$  ( N ).

$$\Rightarrow \delta_{cd} = \frac{5993}{628} = 9,58(\text{Mpa}).$$

Mà ta có:  $[\delta_{cd}] = 150$  (MPa).

Vậy  $\delta_{cd} \leq [\delta_{cd}]$ . Do vậy Rôtuyn thoả mãn điều kiện bền

### 3.1.3.5 .Tinh toán lò xo treo trước

#### a) **Lực lớn nhất tác dụng lên lò xo**

Lò xo được tính toán cho trường hợp chịu tải trọng động lớn nhất:

$$Z = 6280 \text{ (N)}.$$

$$\text{Ta có } F_{\max} = \frac{Z.l_d}{l_x} = \frac{6280.400}{303,5} = 8276 \text{ (N)}.$$

Trong đó:

Z : tải trọng động

$l_x$  : chiều dài cánh tay đòn đặt lò xo  $l_x = 303,5$  mm.

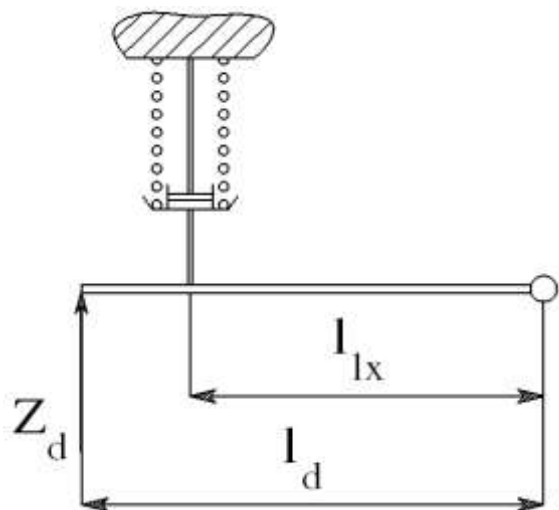
$l_d$  : chiều dài đòn ngang  $l_d = 400$  mm.

Lực nhỏ nhất tác dụng lên lò xo:

$$F_{\min} = \frac{0,5.G_{10}.g.l_d}{l_x} = \frac{0,5.464.9,81.400}{303,5} = 3000 \text{ (N)}$$

Trong đó:

$G_{10}$ -Tải trọng đặt lên cầu trước khi không tải,  $G_{10} = 464$ (N).



Hình 3.17: Khoảng đặt lò xo.

### b) Trình tự thiết kế lò xo

Số liệu thiết kế:

$$F_{\max} = 8276 \text{ (N)}.$$

$$F_{\min} = 3000 \text{ (N)}.$$

- Hành trình làm việc của lò xo:

$$\frac{f_{lx}}{l_{lx}} = \frac{f_d + f_t}{l_{bx}} \Rightarrow f_{lx} = \frac{(144 + 180) \cdot 303,5}{436} = 226 \text{ (mm)}$$

- Độ cứng của lò xo:

$$C_{lx} = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{f_{lx}} = \frac{8276 - 3000}{0,226} = 23345 \text{ (N/m)}$$

### Các bước thiết kế lò xo

- Bước 1:

Chọn vật liệu chế tạo lò xo là thép 50CrV4 có ứng suất tiếp tuyến

$$[\tau] = 1600 \text{ (MN/m}^2\text{)} \text{ (theo tài liệu CTM tập II).}$$

Đường kính dây lò xo:  $d = 10 \div 20 \text{ (mm)}$ .

Tỷ số đường kính:  $c = \frac{D}{d} = 10 \text{ (lần)}$ .

D: đường kính trung bình của vòng lò xo.

- Bước 2:

-Tính đường kính dây lò xo  $d$  và số vòng làm việc  $n$ :

Đường kính dây lò xo được tính theo công thức:

$$d \geq 1,6 * \sqrt{\frac{k * F_{\max} * c}{[\tau]}}$$

$k$  : hệ số xét đến độ cong của dây lò xo

$$k = \frac{4.c + 2}{4.c - 3} = \frac{4.10 + 2}{4.10 - 3} = 1,14;$$

$c$  : tỷ số đường kính ( $c = 10$ ).

$F_{\max} = 8276$  (N). Lực cực đại tác dụng lên giảm chấn.

Thay vào ta có :

$$d \geq 1.6 * \sqrt{\frac{1,14 * 8276 * 10}{1600}} = 12,2 \text{ (mm)}.$$

Nên ta sẽ chọn đường kính dây lò xo là:  $d = 14$  (mm).

Đường kính trung bình của lò xo :  $D = c * d = 10 * 14 = 140$  (mm).

Số vòng làm việc của lò xo được tính theo công thức :

$$n = \frac{G.d^4}{8C_{lx}.D^3}$$

Trong đó :  $G$  : mômen đàn hồi trượt,  $G = 8.10^4$  (MN/m<sup>2</sup>).

$d$  : đường kính dây lò xo,  $d = 14$  (mm).

$C_{lx}$  : độ cứng của lò xo,  $C_{lx} = 23345$  (N/m).

$D$  : đường kính trung bình của lò xo,  $D = 140$  (mm).

Thay số vào ta có :  $n = \frac{8.10^4 * 10^6 * 0,014^4}{8.23345 * 0,14^3} = 6,1$  (vòng)

Ta chọn:  $n = 7$  (vòng).

• Bước 3:

Xác định kích thước của lò xo

- Đối với lò xo chịu nén, số vòng toàn bộ  $n_0$  được tính theo công thức:

$$n_0 = n + 1 = 7 + 1 = 8 \text{ (vòng)}.$$

- Chiều cao của lò xo  $H_s$ :

Mỗi đầu lò xo chịu nén được nén xít lại do vậy chiều cao lò xo lúc các vòng xít lại nhau là:

$$H_s = (n_0 - 0.5) \cdot d = (8 - 0.5) \cdot 14 = 105 \text{ (mm)}.$$

- Bước của vòng lò xo:

$$t = d + \frac{\lambda_{max}}{n};$$

trong đó:

$\lambda_{max}$  : chuyển vị của lò xo ứng với lực  $F_{max}$ .

$$\lambda_{max} = \frac{F_{max}}{C_{lx}} = \frac{8276}{23345} = 0,35 \text{ (m)} = 350 \text{ (mm)}$$

$$\Rightarrow t = 14 + \frac{350}{7} = 64 \text{ (mm)}.$$

- Chiều cao lò xo  $H_0$  khi chưa chịu tải:

$$H_0 = H_s + n \cdot (t - d) = 105 + 7 \cdot (64 - 14) = 455 \text{ (mm)}.$$

- Chiều cao lò xo khi chịu tải nhỏ nhất ( xe không tải)

$$H_1 = H_0 - \frac{F_{min}}{C_{lx}} = 315 \text{ (mm)}$$

• Bước 4:

- Ứng suất xoắn lớn nhất trong tiết diện dây lò xo:

$$\tau_{max} = \frac{8 \cdot k \cdot D \cdot F_{max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 1,14 \cdot 140 \cdot 8276}{\pi \cdot 14^3} = 1225,77 \text{ (Mpa)} \quad [[ \tau ]]$$

Thoả mãn bền.

- Ứng suất xoắn nhỏ nhất trong tiết diện dây lò xo:

$$\tau_{\min} = \frac{8.k.D.F_{\min}}{\pi.d^3} = \frac{8.1,14.140.3000}{\pi.14^3} = 444,33 \text{ (Mpa)} \leq [\tau] .$$

Thoả mãn bền.

- Biên độ ứng suất:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{1225,77 - 444,33}{2} = 390,72 \text{ (MPa)}$$

- Ứng suất trung bình :

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{1225,77 + 444,33}{2} = 835,05 \text{ (MPa)}$$

Kiểm nghiệm lò xo theo điều kiện:

- Hệ số an toàn :

$$S_{\tau} = \frac{\tau_0}{\frac{\tau_a}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \geq 2.$$

$\tau_0$  : Giới hạn mỏi xoắn của dây lò xo trong chu trình đối xứng .

$\varepsilon_{\tau}$  : Hệ số kể đến ảnh hưởng kích thước tiết diện dây lò xo ( $\varepsilon_{\tau} = 2$ ).

$\psi_{\tau}$  : Hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình ( $\psi = 0,1$ ).

$$\Rightarrow S_{\tau} = \frac{600}{\frac{390,72}{2} + 0,1.835,05} = 2,15 \geq 2 \text{ Thỏa mãn.}$$

### c) Kết luận

*Các thông số thiết kế lò xo:*

- Đường kính dây lò xo:  $d = 14$  (mm).
- Đường kính trung bình lò xo:  $D = 140$  (mm).
- Tỷ số đường kính :  $c = 10$ .
- Bước lò xo:  $t = 64$ (mm).
- Chiều cao lò xo khi chịu tải:  $H_s = 105$  (mm).
- Chiều cao lò xo khi chưa chịu tải :  $H_0 = 455$  (mm).
- Chiều cao lò xo khi chịu tải nhỏ nhất :  $H_1 = 315$  (mm)
- Số vòng làm việc của lò xo :  $n = 7$  (vòng).
- Số vòng toàn bộ :  $n_0 = 8$  (vòng).

- Độ cứng lò xo :  $C_{lx} = 23345$  (N.m).
- Vật liệu : Thép 50CrV4.

### 3.1.3.6. Tính toán giảm chấn

#### a) Tính toán thiết kế giảm chấn

- **Xác định kích thước cơ bản của giảm chấn**

Chọn và tính các thông số của giảm chấn

$d_x$  - đường kính ngoài của xilanh công tác.

$d_p$  - đường kính piston.

$d_t$  - đường kính ty đẩy.

Ta đã chọn ở trên:

$$d_x = 45 \text{ (mm)}.$$

Nên đường kính piston là:

$$d_p = d_x - 5 = 45 - 5 = 40 \text{ (mm)}.$$

Đường kính ty đẩy:

$$d_t = (0.4 \div 0.5) d_p$$

$$\Rightarrow d_t = 0.45 \cdot d_p = 0.45 \cdot 40 = 18 \text{ (mm)}.$$

Chiều dài cụm làm kín:

$$L_n = (0.75 \div 1.5) d_p$$

$$\Rightarrow L_n = 1.25 \cdot d_p = 1.25 \cdot 40 = 50 \text{ (mm)}.$$

Chiều cao cụm piston:

$$L_p = (0.75 \div 1.1) d_p$$

$$\Rightarrow L_p = 0.8 \cdot d_p = 0.8 \cdot 40 = 32 \text{ (mm)}.$$

Chiều cao cụm piston khoang chứa khí nén:

$$L_{kn} = (0.25 \div 0.75) d_p$$

$$\Rightarrow L_{kn} = 0.35 \cdot d_p = 0.35 \cdot 40 = 14 \text{ (mm)}.$$

- **Xác định kích thước cơ bản của giảm chấn:**

Đường kính ngoài xi lanh công tác:  $d_x$ .

Hành trình làm việc của piston:  $f_{gc}$ .

Theo bảng số liệu và tham khảo thêm ta chọn sơ bộ kích thước:

$$d_X = 45 \text{ (mm)}.$$

$f_{gc} = H_P$ . Hành trình của giảm chấn, được xác định như sau:

Trong đó:

$\gamma_{gc}$ : góc nghiêng giảm chấn, chọn ban đầu  $\gamma_{gc} = 10^0$ .

$l_{gc}$ : chiều dài khoảng cách đặt giảm chấn  $l_{gc} = 324 \text{ (mm)}$ .

$l_{bx}$ : Chiều dài khoảng cách từ bánh xe đến khớp trụ  $l_{bx} = 400 \text{ (mm)}$ .

Thay vào công thức ta được :

$f_S$ : Tổng hành trình bánh xe :  $f_S = f_d + f_t = 144 + 180 = 324 \text{ (mm)}$ .

$$f_{gc} = \frac{(f_d + f_t) * l_{gc} * 1}{l_{bx} * \cos \gamma_{gc}} = \frac{324 * 324 * 1}{400 * \cos 10^0} = 266 \text{ (mm)}.$$

$H_P = 266 \text{ (mm)}$ .

$L_Y$ : Chiều dài nắp giảm chấn.

$$L_Y = (0.4 \div 0.6)d_X = 18 \div 27 \text{ (mm)}, \text{ ta chọn: } L_Y = 27 \text{ (mm)}.$$

$L_K$ : Khoảng cách từ đáy piston đến đỉnh piston động dưới.

$$L_K = (0.4 \div 0.9)d_X = 18 \div 40.5 \text{ (mm)}, \text{ ta chọn: } L_K = 36 \text{ (mm)}.$$

$L_b$ : Chiều dài của buồng bù.

$$L_b = (1.0 \div 1.5)d_X = 45 \div 67.5 \text{ (mm)}, \text{ ta chọn: } L_b = 60 \text{ (mm)}.$$

Chiều dài xi lanh của giảm chấn:

$$L_X = L_Y + H_P + L_P + L_K + L_B$$

$$= 27 + 266 + 32 + 36 + 60 = 420 \text{ (mm)}.$$

Chiều dài của toàn giảm chấn:

$$L_{gc} = L_X + L_u = 420 + 70 = 490 \text{ (mm)}.$$

Với  $L_u$  là chiều dài từ ụ hạn chế tới đầu trên của ty đẩy,  $L_u = 70$ (mm).

Chiều dài của ty đẩy:

$$L_H = L_U + H_P + L_Y + L_P = 70 + 266 + 27 + 32 = 395 \text{ (mm)}.$$

➤ **Xác định các thông số tính toán:**

- Tỷ số truyền của giảm chấn:

$$i = \frac{l_{gc}}{l_{bx}} * \frac{1}{\cos \gamma} = \frac{324 * 1}{343 * \cos 10^0} = 0,96$$

- Hệ số cản yêu cầu theo phương thẳng đứng của mỗi giảm chấn:

$$K = \frac{D}{2} * M_{d1} = \frac{2.98}{2} * 513 = 764(N.s / m).$$

Trong đó:  $M_{d1}$  - khối lượng đặt lên cầu trước,

$D$  - Hệ số dập tắt dao động .

$$D = 2 * \psi * \omega = 2 * 0.2 * 7.45 = 2.98 \text{ (rad/s)}.$$

Hệ số cản giảm chấn  $K_{gc}$ .

$$K_{gc} = K * i^2 = 764 * 0.96^2 = 704(N.s / m).$$

Gọi:

$K_n$  - Hệ số cản trong hành trình nén của giảm chấn.

Kt - Hệ số cản trong hành trình trả của giảm chấn.

Ta có:

$$K_{gc} = \frac{K_n + K_{tr}}{2}$$
$$K_{tr} = 3K_n$$
$$\Rightarrow K_t = 3K_n$$

Thay số ta được:

$$K_n = \frac{K_{gc}}{2} = \frac{704}{2} = 352(N.s / m).$$
$$K_{Tr} = 3 * K_n = 3 * 352 = 1056(N.s / m).$$

- Tính lực sinh ra trong quá trình giảm chấn:

Xác định lực cản sinh ra khi giảm chấn làm việc:

$$P = K * v^m ;$$

Trong đó:

K - Hệ số cản của giảm chấn.

v - vận tốc dịch chuyển của piston.

Khi tính toán không xét đến đặc tính của lò xo lá nên đường đặc tính của giảm chấn coi như tuyến tính ( m = 1).

$$+ \text{Lực nén và trả max : } v_{\max} = 0.6 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

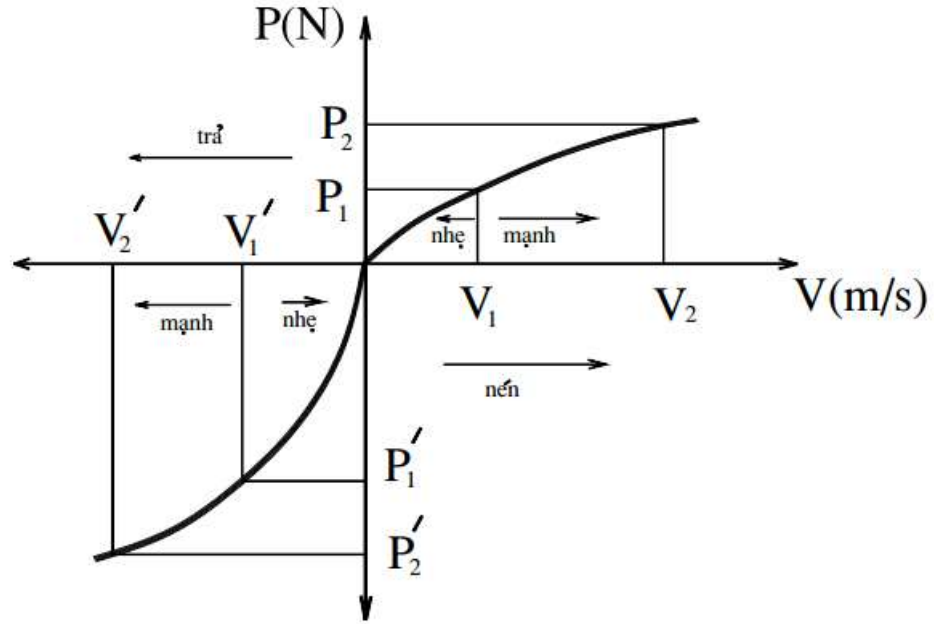
$$P_{n\max} = K_n * v_{\max} = 352 * 0.6 = 211 \text{ (N)}.$$

$$P_{tr\max} = K_{tr} * v_{\max} = 1056 * 0.6 = 634 \text{ (N)}.$$

$$+ \text{Lực nén và trả nhẹ : } v_{\min} = 0.3 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$P_{nmin} = K_n * v_{min} = 352 * 0.3 = 106 \text{ (N)}.$$

$$P_{trmin} = K_{tr} * v_{min} = 1056 * 0.3 = 317 \text{ (N)}.$$



Hình 3.18.: Đường đặc tính của giảm chấn

**b) Tính toán thiết kế van nén van trả:**

- Tính toán van trả

Áp suất chảy lỏng tác dụng lên piston ở hành trình trả là:

$$P_{tr} = \frac{P_{trmax}}{S_p - S_t} = \frac{P_{trmax} * 10^6}{\pi / 4 * (d_p^2 - d_t^2)}$$

$$P_{tr} = \frac{634 * 10^6}{3.14 / 4 * (40^2 - 18^2)} = 0.63 * 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$P_{tr} = 0.63 \text{ (MN/m}^2\text{)}.$$

Lưu lượng của chất lỏng chảy qua van khi giảm chấn làm việc:

$$Q_{tr} = v_g * (S_p - S_t)$$

$$Q_{tr} = 0.6 * \left( \pi * \frac{40^2}{4 * 10^6} - \pi * \frac{18^2}{4 * 10^6} \right)$$

$$Q_{tr} = 601 * 10^{-6} \text{ (m}^3\text{/s)}.$$

Nên tiết diện van trả sẽ là:

$$f_{vt} = \frac{Q_{tr}}{\mu * \sqrt{\frac{2 * g * P_{tr}}{\gamma}}}$$

Trong đó:

$\mu$  - là hệ số tiêu tổn,  $\mu = 0.6 - 0.75$

chọn  $\mu = 0.75$

$\gamma$  - khối lượng riêng của dầu,  $\gamma = 900 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ .

$$f_{vt} = \frac{601 * 10^{-6}}{0.75 * \sqrt{\frac{2 * 9.81 * 0.63 * 10^6}{900}}} = 6,8 * 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}.$$

Vậy đường kính van trả sẽ là:

$$d_{tr} = \sqrt{\frac{4 * f_{vt}}{\pi * n_{tr}}} = \sqrt{\frac{4 * 6,8}{3.14 * 6}} \approx 1,2 \text{ (mm)}.$$

trong đó:  $n_{tr}$  - là số lỗ van trả,  $n_{tr} = 6$  (lỗ).

- Tính toán van nén:

Áp suất tác dụng khi bị nén:

$$P_n = \frac{P_{n\max}}{S_p} = \frac{P_{n\max}}{\pi / 4 * d_p^2} = \frac{211}{3.14 / 4 * 40^2}$$

$$P_n = 0,17 \text{ (N/mm}^2\text{)} = 0,17 * 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}.$$

Lưu lượng chảy qua van nén khi giảm chấn làm việc:

$$Q_n = v_{gc} * S_p = v_{gc} * \pi * \frac{d_p^2}{4} = 0.6 * 3.14 * \frac{40^2}{4} * 10^{-6}$$

$$Q_n = 753.6 * 10^{-6} \text{ (m}^3\text{/s)}.$$

Nên tiết diện van nén là:

$$f_{vn} = \frac{Q_n}{\mu * \sqrt{\frac{2 * g * P_n}{\gamma}}} = \frac{753.6 * 10^{-6}}{0.75 * \sqrt{\frac{2 * 9.81 * 0.17 * 10^6}{900}}} = 16.5(\text{mm}^2)$$

$$f_{vn} = 16,5 (\text{mm}^2).$$

Vậy đường kính van nén sẽ là:

$$d_{vn} = \sqrt{\frac{4 * f_{vn}}{\pi * n_n}} = \sqrt{\frac{4 * 16,5}{3.14 * 6}} \approx 1,8 (\text{mm}).$$

trong đó:

$$n_n \_ \text{số lỗ van nén, } n_n = 6 (\text{lỗ}).$$

### c) Kết luận

#### **Các thông số để chọn giảm chấn**

- Đường kính xy lanh công tác  $d_x = 45 (\text{mm})$ .
- Hành trình của giảm chấn  $H_p = 266 (\text{mm})$ .
- Đường kính ty đẩy  $d_d = 18 (\text{mm})$ .
- Chiều dài của xy lanh giảm chấn  $L_x = 420 (\text{mm})$ .
- Chiều dài của toàn giảm chấn  $L_{gc} = 490 (\text{mm})$ .
- Hệ số dập tắt dao động  $D = 2.98 (\text{rad/s})$ .
- Đường kính van nén  $D_n = 1,8 (\text{mm})$ .
- Số lỗ van nén  $n = 6 (\text{lỗ})$ .
- Đường kính van trả  $D_t = 1,2 (\text{mm})$ .
- Số lỗ van trả  $n = 6 (\text{lỗ})$ .

### **3.2. Khảo sát hệ thống treo sau trên xe Hyundai Accent 2019**

Với những thông số ở trên catalog thì ta có thể nhận thấy rằng hệ thống treo cầu sau của xe Hyundai accent 2019 là hệ thống treo thanh xoắn

### 3.2.1. Khái niệm hệ thống treo thanh xoắn

- Còn được gọi là hệ thống treo dầm xoắn, hệ thống treo dầm xoắn rất đơn giản và được sản xuất với chi phí thấp. Thường được tìm thấy ở phía sau, hệ thống sử dụng các tay đòn tích hợp với một bộ phận chữ thập xoắn khi bánh xe di chuyển.
- Nếu biểu thị nó trên bản vẽ kỹ thuật sẽ thấy, nó sẽ nằm ở giữa một trục rắn và một hệ thống treo độc lập, và trong hầu hết các trường hợp, nó được phân loại là một hệ thống treo bán độc lập vì cách chụm xoắn khi phản ứng với lực.



Hình 3.19. Hệ thống treo thanh xoắn trên cầu sau xe Hyundai Accent 2019

### 3.2.2. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của hệ thống treo trước xe Hyundai Accent 2019

#### ❖ Cấu tạo

- Đặc điểm đặc trưng của hệ thống treo thanh xoắn là một đầu của thanh xoắn gắn vào bánh xe và đầu kia cùng chiều với thùng xe. Cả hai đầu của vòng xoắn đều có thể di chuyển được, điều này đạt được với các ổ trục và các khớp có rãnh để bù lại những thay đổi do tải trọng gây ra trong quá trình chuyển động.
- Như vậy, trục quay và trục quay của thanh xoắn vẫn thẳng hàng hay nói cách khác, khi bánh xe va vào mấp mô, thanh xoắn sẽ uốn cong tạo liên kết đàn hồi giữa hệ thống treo và thân xe.
- Loại hệ thống treo này có thể được lắp đặt dọc hoặc ngang. Hệ thống treo thanh xoắn dọc được sử dụng chủ yếu trên các loại xe hạng nặng mà khung xe chịu tải trọng lớn. Hệ thống treo thanh xoắn ngang thường được lắp trên ô tô du lịch.

Các yếu tố chính tạo nên hệ thống treo thanh xoắn là:

- trục lái

- vai dưới và trên
- giảm chấn;
- thanh ổn định
- vi sai cầu trước
- khung phụ.

❖ Nguyên lí hoạt động của hệ thống treo thanh xoắn

Các đầu của thanh xoắn được gắn vào bánh xe và thùng xe. Khi bánh xe ô tô vượt qua chỗ xóc, chùng xoắn sẽ uốn cong, tạo ra hiệu ứng lò xo, từ đó mang lại sự thoải mái khi lái xe. Khi hết tác dụng kích thích bên ngoài, lực xoắn giảm và bánh xe trở lại trạng thái bình thường. Các lò xo cuộn và bộ giảm xóc bổ sung được sử dụng để cải thiện hiệu suất của cơ cấu xoắn, do đó cung cấp kết nối linh hoạt và an toàn hơn giữa bánh xe và thân

### 3.2.3. Tính toán hệ thống treo sau

#### 3.2.3.1. Tính toán lò xo treo sau

##### a) Lực lớn nhất tác dụng lên lò xo

Lò xo được tính toán cho trường hợp chịu tải trọng động lớn nhất:

$$Z = 9420 \text{ (N)}.$$

$$\text{Ta có } F_{\max} = \frac{Z \cdot l_d}{l_{lx}} = \frac{9420 \cdot 400}{303,5} = 12415 \text{ (N)}.$$

Trong đó:

Z : tải trọng động

$l_{lx}$  : chiều dài cánh tay đòn đặt lò xo  $l_{lx} = 303,5 \text{ mm}$ .

$l_d$  : chiều dài đòn ngang  $l_d = 400 \text{ mm}$ .

Lực nhỏ nhất tác dụng lên lò xo:

$$F_{\min} = \frac{0,5 \cdot G_{20} \cdot g \cdot l_d}{l_{lx}} = \frac{0,5 \cdot 696 \cdot 9,81 \cdot 400}{303,5} = 4499 \text{ (N)}$$

Trong đó:

$G_{20}$ -Tải trọng đặt lên cầu trước khi không tải,  $G_{20} = 696 \text{ (N)}$ .

##### b) Trình tự thiết kế lò xo

Số liệu thiết kế:

$$F_{\max} = 12415 \text{ (N)}.$$

$$F_{\min} = 4499 \text{ (N)}.$$

- Hành trình làm việc của lò xo:

$$\frac{f_{lx}}{l_{lx}} = \frac{f_d + f_t}{l_{bx}} \Rightarrow f_{lx} = \frac{(144+180).303,5}{436} = 226(\text{mm})$$

- Độ cứng của lò xo:

$$C_{lx} = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{f_{lx}} = \frac{12415 - 4499}{0,226} = 35026 \text{ (N/m)}$$

### Các bước thiết kế lò xo

- Bước 1:

Chọn vật liệu chế tạo lò xo là thép 50CrV4 có ứng suất tiếp tuyến

$$[\tau] = 1600 \text{ (MN/m}^2\text{)} \text{ (theo tài liệu CTM tập II).}$$

Đường kính dây lò xo:  $d = 10 \div 20(\text{mm})$ .

$$\text{Tỷ số đường kính: } c = \frac{D}{d} = 10 \text{ (lần).}$$

D: đường kính trung bình của vòng lò xo.

- Bước 2:

- Tính đường kính dây lò xo  $d$  và số vòng làm việc  $n$ :

Đường kính dây lò xo được tính theo công thức:

$$d \geq 1,6 * \sqrt{\frac{k * F_{\max} * c}{[\tau]}};$$

$k$ : hệ số xét đến độ cong của dây lò xo

$$k = \frac{4.c + 2}{4.c - 3} = \frac{4.10 + 2}{4.10 - 3} = 1,14;$$

$c$ : tỷ số đường kính ( $c = 10$ ).

$F_{\max} = 12415 \text{ (N)}$ . Lực cực đại tác dụng lên giảm chấn.

Thay vào ta có:

$$d \geq 1.6 * \sqrt{\frac{1,14.12415.10}{1600}} = 15,04 \text{ (mm).}$$

Nên ta sẽ chọn đường kính dây lò xo là:  $d = 16 \text{ (mm)}$ .

Đường kính trung bình của lò xo:  $D = c * d = 10.16 = 160(\text{mm})$ .

Số vòng làm việc của lò xo được tính theo công thức :

$$n = \frac{G.d^4}{8C_{lx}.D^3}$$

Trong đó : G : mômen đàn hồi trượt,  $G = 8.10^4$  (MN/m<sup>2</sup>).

d : đường kính dây lò xo, d = 16 (mm).

C<sub>lx</sub> : độ cứng của lò xo, C<sub>lx</sub> = 35026 (N/m).

D : đường kính trung bình của lò xo, D = 160 (mm).

Thay số vào ta có :  $n = \frac{8.10^4.10^6.0,016^4}{8.35026.0,16^3} = 4,5$ (vòng)

Ta chọn: n = 5 (vòng).

• Bước 3:

Xác định kích thước của lò xo

- Đối với lò xo chịu nén, số vòng toàn bộ n<sub>0</sub> được tính theo công thức:

$$n_0 = n + 1 = 5 + 1 = 6 \text{ (vòng)}.$$

- Chiều cao của lò xo H<sub>s</sub>:

Mỗi đầu lò xo chịu nén được nén xít lại do vậy chiều cao lò xo lúc các vòng xít lại nhau là:

$$H_s = (n_0 - 0.5).d = (6 - 0.5) .16 = 88 \text{ (mm)}.$$

- Bước của vòng lò xo:

$$t = d + \frac{\lambda_{mx}}{n};$$

trong đó:

$\lambda_{max}$  : chuyển vị của lò xo ứng với lực F<sub>max</sub>.

$$\lambda_{max} = \frac{F_{max}}{C_{lx}} = \frac{12415}{35026} = 0,35 \text{ (m)} = 350 \text{ (mm)}$$

$$\Rightarrow t = 16 + \frac{350}{5} = 122 \text{ (mm)}.$$

- Chiều cao lò xo  $H_0$  khi chưa chịu tải:

$$H_0 = H_s + n.(t - d) = 88 + 5.(122 - 16) = 618 \text{ (mm)}.$$

- Chiều cao lò xo khi chịu tải nhỏ nhất ( xe không tải)

$$H_1 = H_0 - \frac{F_{\min}}{C_{lx}} = 478 \text{ (mm)}$$

- Bước 4:

- Ứng suất xoắn lớn nhất trong tiết diện dây lò xo:

$$\tau_{max} = \frac{8.k.D.F_{max}}{\pi.d^3} = \frac{8.1,14.160.12415}{\pi.16^3} = 1407,83 \text{ (Mpa)} \ll [\tau]$$

Thoả mãn bền.

- Ứng suất xoắn nhỏ nhất trong tiết diện dây lò xo:

$$\tau_{min} = \frac{8.k.D.F_{min}}{\pi.d^3} = \frac{8.1,14.160.4499}{\pi.16^3} = 510,17 \text{ (Mpa)} \leq [\tau].$$

Thoả mãn bền.

- Biên độ ứng suất:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{1407,83 - 510,17}{2} = 448,83 \text{ (MPa)}$$

- Ứng suất trung bình :

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{1407,83 + 510,17}{2} = 959 \text{ (MPa)}$$

Kiểm nghiệm lò xo theo điều kiện:

### c) Kết luận

#### *Các thông số thiết kế lò xo:*

- Đường kính dây lò xo:  $d = 16 \text{ (mm)}$ .
- Đường kính trung bình lò xo:  $D = 160 \text{ (mm)}$ .
- Tỷ số đường kính :  $c = 10$ .
- Bước lò xo:  $t = 122 \text{ (mm)}$ .
- Chiều cao lò xo khi chịu tải:  $H_s = 88 \text{ (mm)}$ .
- Chiều cao lò xo khi chưa chịu tải :  $H_0 = 618 \text{ (mm)}$ .

- Chiều cao lò xo khi chịu tải nhỏ nhất :  $H_1 = 478$  (mm)
- Số vòng làm việc của lò xo :  $n = 5$  (vòng).
- Số vòng toàn bộ :  $n_0 = 6$  (vòng).
- Độ cứng lò xo :  $C_{lx} = 35026$  (N.m).
- Vật liệu : Thép 50CrV4.

### 3.1.3.6. Tính toán giảm chấn

#### a) Tính toán thiết kế giảm chấn

##### • Xác định kích thước cơ bản của giảm chấn

Chọn và tính các thông số của giảm chấn

$d_x$  - đường kính ngoài của xilanh công tác.

$d_p$  - đường kính piston.

$d_t$  - đường kính ty đẩy.

Ta đã chọn ở trên:

$$d_x = 45 \text{ (mm)}.$$

Nên đường kính piston là:

$$d_p = d_x - 5 = 45 - 5 = 40 \text{ (mm)}.$$

Đường kính ty đẩy:

$$d_t = (0.4 \div 0.5) d_p$$

$$\Rightarrow d_t = 0.45 \cdot d_p = 0.45 \cdot 40 = 18 \text{ (mm)}.$$

Chiều dài cụm làm kín:

$$L_n = (0.75 \div 1.5) d_p$$

$$\Rightarrow L_n = 1.25 \cdot d_p = 1.25 \cdot 40 = 50 \text{ (mm)}.$$

Chiều cao cụm piston:

$$L_p = (0.75 \div 1.1) d_p$$

$$\Rightarrow L_p = 0.8 \cdot d_p = 0.8 \cdot 40 = 32 \text{ (mm)}.$$

Chiều cao cụm piston khoang chứa khí nén:

$$L_{kn} = (0.25 \div 0.75) d_p$$

$$\Rightarrow L_{kn} = 0.35 \cdot d_p = 0.35 \cdot 40 = 14 \text{ (mm)}.$$

##### • Xác định kích thước cơ bản của giảm chấn:

Đường kính ngoài xi lanh công tác:  $d_x$ .

Hành trình làm việc của piston:  $f_{gc}$ .

Theo bảng số liệu và tham khảo thêm ta chọn sơ bộ kích thước:

$$d_X = 45 \text{ (mm)}.$$

$f_{gc} = H_P$ . Hành trình của giảm chấn, được xác định như sau:

Trong đó:

$\gamma_{gc}$ : góc nghiêng giảm chấn, chọn ban đầu  $\gamma_{gc} = 10^0$ .

$l_{gc}$ : chiều dài khoảng cách đặt giảm chấn  $l_{gc} = 324 \text{ (mm)}$ .

$l_{bx}$ : Chiều dài khoảng cách từ bánh xe đến khớp trụ  $l_{bx} = 400 \text{ (mm)}$ .

Thay vào công thức ta được :

$f_s$ : Tổng hành trình bánh xe :  $f_s = f_d + f_t = 144 + 180 = 324 \text{ (mm)}$ .

$$f_{gc} = \frac{(f_d + f_t) * l_{gc} * 1}{l_{bx} * \cos \gamma_{gc}} = \frac{324 * 324 * 1}{400 * \cos 10^0} = 266 \text{ (mm)}.$$

$H_P = 266 \text{ (mm)}$ .

$L_Y$ : Chiều dài nắp giảm chấn.

$$L_Y = (0.4 \div 0.6)d_X = 18 \div 27 \text{ (mm)}, \text{ ta chọn: } L_Y = 18 \text{ (mm)}.$$

$L_K$ : Khoảng cách từ đáy piston đến đỉnh piston động dưới.

$$L_K = (0.4 \div 0.9)d_X = 18 \div 40.5 \text{ (mm)}, \text{ ta chọn: } L_K = 20 \text{ (mm)}.$$

$L_b$ : Chiều dài của buồng bù.

$$L_b = (1.0 \div 1.5)d_X = 45 \div 67.5 \text{ (mm)}, \text{ ta chọn: } L_b = 456 \text{ (mm)}.$$

Chiều dài xi lanh của giảm chấn:

$$L_X = L_Y + H_P + L_P + L_K + L_B$$

$$= 18 + 266 + 32 + 20 + 45 = 381 \text{ (mm)}.$$

Chiều dài của toàn giảm chấn:

$$L_{gc} = L_X + L_u = 381 + 70 = 451 \text{ (mm)}.$$

Với  $L_u$  là chiều dài từ ụ hạn chế tới đầu trên của ty đẩy,  $L_u = 70$ (mm).

Chiều dài của ty đẩy:

$$L_H = L_U + H_P + L_Y + L_P = 70 + 266 + 18 + 32 = 386 \text{ (mm)}.$$

➤ **Xác định các thông số tính toán:**

- Tỷ số truyền của giảm chấn:

$$i = \frac{l_{gc}}{l_{bx}} * \frac{1}{\cos \gamma} = \frac{324 * 1}{343 * \cos 10^0} = 0,96$$

- Hệ số cản yêu cầu theo phương thẳng đứng của mỗi giảm chấn:

$$K = \frac{D}{2} * M_{d1} = \frac{2.98}{2} * 513 = 764(N.s / m).$$

Trong đó:  $M_{d1}$  - khối lượng đặt lên cầu trước,

$D$  - Hệ số dập tắt dao động .

$$D = 2 * \psi * \omega = 2 * 0.2 * 7.45 = 2.98 \text{ (rad/s)}.$$

Hệ số cản giảm chấn  $K_{gc}$ .

$$K_{gc} = K * i^2 = 764 * 0.96^2 = 704(N.s / m).$$

Gọi:

$K_n$  - Hệ số cản trong hành trình nén của giảm chấn.

Kt - Hệ số cản trong hành trình trả của giảm chấn.

Ta có:

$$K_{gc} = \frac{K_n + K_{tr}}{2}$$
$$K_{tr} = 3K_n$$
$$\Rightarrow K_t = 3K_n$$

Thay số ta được:

$$K_n = \frac{K_{gc}}{2} = \frac{704}{2} = 352(N.s / m).$$
$$K_{Tr} = 3 * K_n = 3 * 352 = 1056(N.s / m).$$

- Tính lực sinh ra trong quá trình giảm chấn:

Xác định lực cản sinh ra khi giảm chấn làm việc:

$$P = K * v^m ;$$

Trong đó:

K - Hệ số cản của giảm chấn.

v - vận tốc dịch chuyển của piston.

Khi tính toán không xét đến đặc tính của lò xo lá nên đường đặc tính của giảm chấn coi như tuyến tính ( m = 1).

$$+ \text{Lực nén và trả max : } v_{\max} = 0.6 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

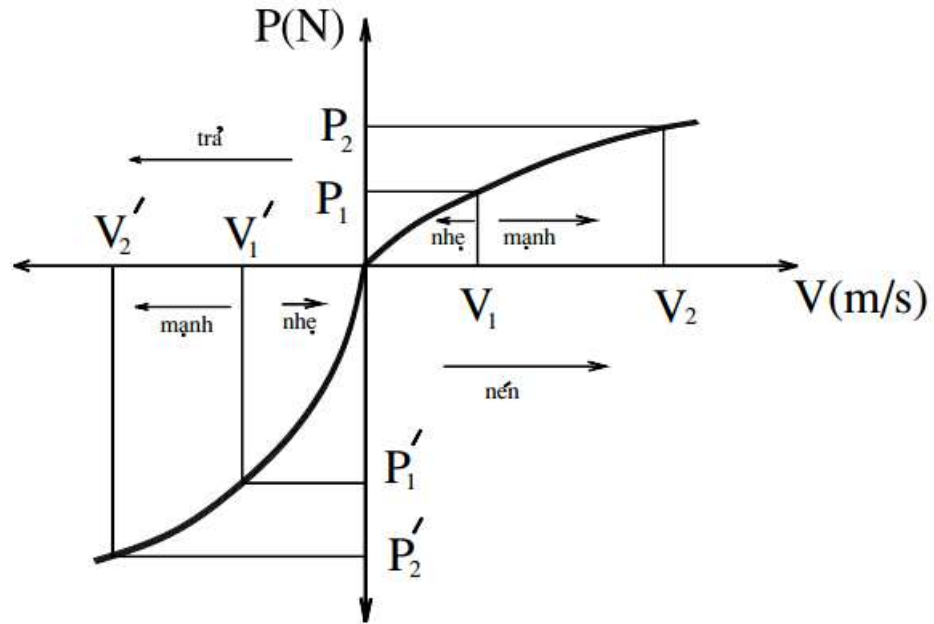
$$P_{n\max} = K_n * v_{\max} = 352 * 0.6 = 211 \text{ (N)}.$$

$$P_{tr\max} = K_{tr} * v_{\max} = 1056 * 0.6 = 634 \text{ (N)}.$$

$$+ \text{Lực nén và trả nhẹ : } v_{\min} = 0.3 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$P_{nmin} = K_n * v_{min} = 352 * 0.3 = 106 \text{ (N)}.$$

$$P_{trmin} = K_{tr} * v_{min} = 1056 * 0.3 = 317 \text{ (N)}.$$



Hình 3.20.: Đường đặc tính của giảm chấn

**b) Tính toán thiết kế van nén van trả:**

- Tính toán van trả

Áp suất chảy lỏng tác dụng lên piston ở hành trình trả là:

$$P_{tr} = \frac{P_{trmax}}{S_p - S_t} = \frac{P_{trmax} * 10^6}{\pi / 4 * (d_p^2 - d_t^2)}$$

$$P_{tr} = \frac{634 * 10^6}{3.14 / 4 * (40^2 - 18^2)} = 0.63 * 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$P_{tr} = 0.63 \text{ (MN/m}^2\text{)}.$$

Lưu lượng của chất lỏng chảy qua van khi giảm chấn làm việc:

$$Q_{tr} = v_g * (S_p - S_t)$$

$$Q_{tr} = 0.6 * \left( \pi * \frac{40^2}{4 * 10^6} - \pi * \frac{18^2}{4 * 10^6} \right)$$

$$Q_{tr} = 601 * 10^{-6} \text{ (m}^3\text{/s)}.$$

Nên tiết diện van trả sẽ là:

$$f_{vt} = \frac{Q_{tr}}{\mu * \sqrt{\frac{2 * g * P_{tr}}{\gamma}}}$$

Trong đó:

$\mu$  - là hệ số tiêu tổn,  $\mu = 0.6 - 0.75$

chọn  $\mu = 0.75$

$\gamma$  - khối lượng riêng của dầu,  $\gamma = 900 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ .

$$f_{vt} = \frac{601 * 10^{-6}}{0.75 * \sqrt{\frac{2 * 9.81 * 0.63 * 10^6}{900}}} = 6,8 * 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}.$$

Vậy đường kính van trả sẽ là:

$$d_{tr} = \sqrt{\frac{4 * f_{vt}}{\pi * n_{tr}}} = \sqrt{\frac{4 * 6,8}{3.14 * 6}} \approx 1,2 \text{ (mm)}.$$

trong đó:  $n_{tr}$  - là số lỗ van trả,  $n_{tr} = 6$  (lỗ).

- Tính toán van nén:

Áp suất tác dụng khi bị nén:

$$P_n = \frac{P_{n\max}}{S_p} = \frac{P_{n\max}}{\pi / 4 * d_p^2} = \frac{211}{3.14 / 4 * 40^2}$$

$$P_n = 0,17 \text{ (N/mm}^2\text{)} = 0,17 * 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}.$$

Lưu lượng chảy qua van nén khi giảm chấn làm việc:

$$Q_n = v_{gc} * S_p = v_{gc} * \pi * \frac{d_p^2}{4} = 0.6 * 3.14 * \frac{40^2}{4} * 10^{-6}$$

$$Q_n = 753.6 * 10^{-6} \text{ (m}^3\text{/s)}.$$

Nên tiết diện van nén là:

$$f_{vn} = \frac{Q_n}{\mu * \sqrt{\frac{2 * g * P_n}{\gamma}}} = \frac{753.6 * 10^{-6}}{0.75 * \sqrt{\frac{2 * 9.81 * 0.17 * 10^6}{900}}} = 16.5 (\text{mm}^2)$$

$$f_{vn} = 16,5 (\text{mm}^2).$$

Vậy đường kính van nén sẽ là:

$$d_{vn} = \sqrt{\frac{4 * f_{vn}}{\pi * n_n}} = \sqrt{\frac{4 * 16,5}{3.14 * 6}} \approx 1,8 (\text{mm}).$$

trong đó:

$n_n$  \_ số lỗ van nén,  $n_n = 5$  (lỗ).

### c) Kết luận

#### *Các thông số để chọn giảm chấn*

- Đường kính xy lanh công tác  $d_x = 45$  (mm).
- Hành trình của giảm chấn  $H_p = 226$  (mm).
- Đường kính ty đẩy  $d_d = 18$  (mm).
- Chiều dài của xy lanh giảm chấn  $L_x = 381$  (mm).
- Chiều dài của toàn giảm chấn  $L_{gc} = 451$  (mm).
- Hệ số dập tắt dao động  $D = 2,98$  (rad/s).
- Đường kính van nén  $D_n = 1,8$  (mm).
- Số lỗ van nén  $n = 5$  (lỗ).
- Đường kính van trả  $D_t = 1,2$  (mm).
- Số lỗ van trả  $n = 5$  (lỗ).

## Chương 4: BẢO DƯỠNG, SỬA CHỮA HỆ THỐNG TREO XE HYUNDAI ACCENT 2019

Trong quá trình sử dụng xe Hyundai Accent 2019 nói riêng và các loại ô tô khác nói chung, hệ thống treo thường có những hư hỏng. Dưới đây là bảng liệt kê các triệu chứng hư hỏng và các nguyên nhân của hư hỏng.

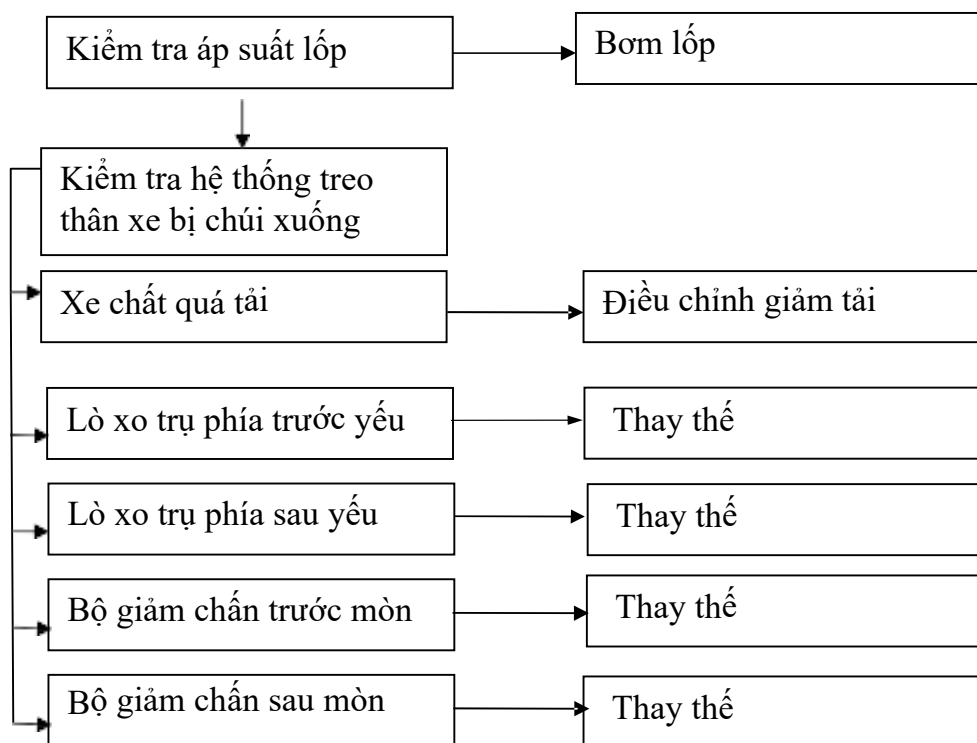
Bảng 4.1. triệu chứng hư hỏng hệ thống treo

Triệu chứng hư hỏng	Khu vực nghi ngờ
Thân xe bị chúi xuống	1. Xe (chất quá tải)
	2. Lò xo trụ phía trước yếu
	3. Lò xo trụ phía sau yếu
	4. Bộ giảm chấn trước mòn
	5. Bộ giảm chấn sau mòn
Rung lắc thân xe	1. Lò bị mòn, áp suất không đúng
	2. Thanh ổn định cong, gãy
	3. Bộ giảm chấn trước mòn
	4. Bộ giảm chấn sau mòn
Đảo lắc bánh xe	1. Lò bị mòn, áp suất không đúng
	2. Vành bánh xe không cân bằng
	3. Bộ giảm chấn trước mòn
	4. Bộ giảm chấn sau mòn
	5. Góc đặt bánh xe không đúng
	6. Khớp cầu mòn
	7. Vòng bi moay ơ trước mòn
	8. Vòng bi moay ơ sau mòn
	9. Thanh dẫn động lái mòn
Lốp mòn không đều	1. Lốp xe hoặc áp suất lốp không đúng
	2. Góc đặt bánh xe sai
	3. Bộ giảm chấn trước mòn
	4. Bộ giảm chấn sau mòn
	5. Các chi tiết hệ thống treo bị mòn

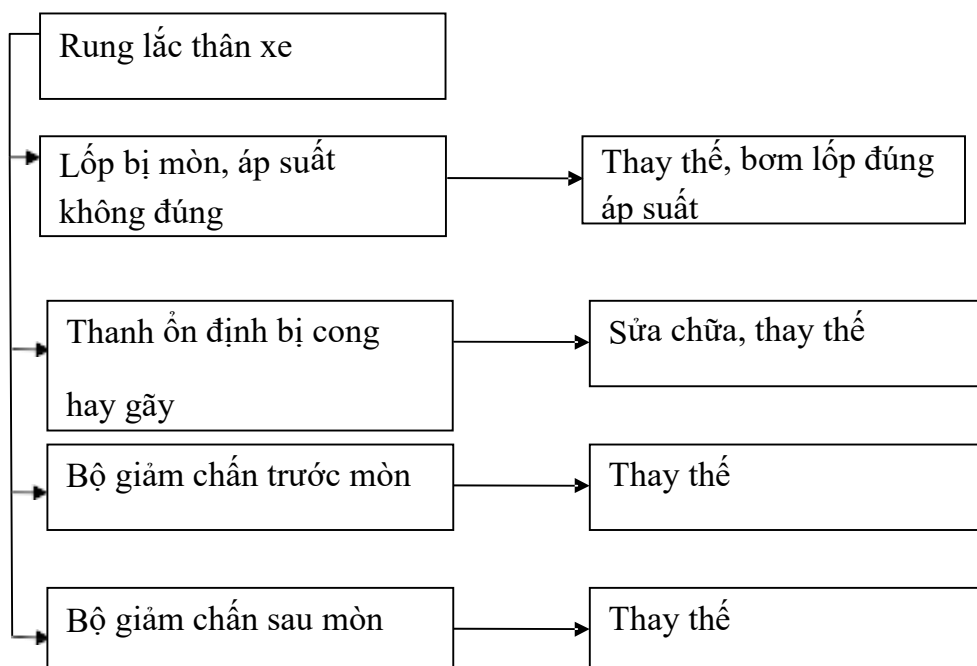
Tùy theo tình trạng kỹ thuật của xe và các nguyên nhân hư hỏng khác nhau mà ta có thể tiến hành kiểm tra sửa chữa hay bảo dưỡng và thay thế khi cần thiết

## 4.1. Kiểm tra, chẩn đoán hư hỏng hệ thống treo

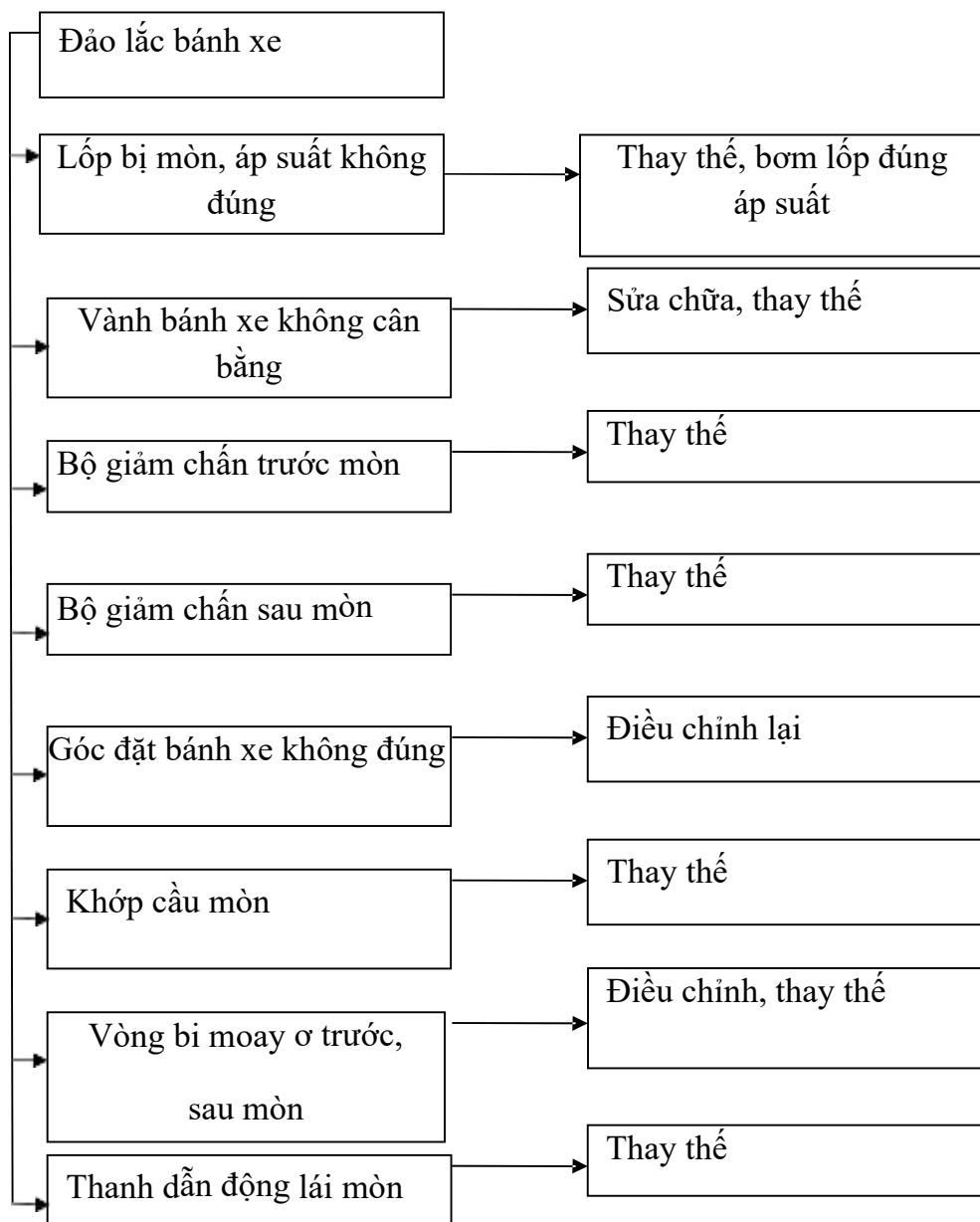
### 4.1.1. Thân xe bị chúi xuống



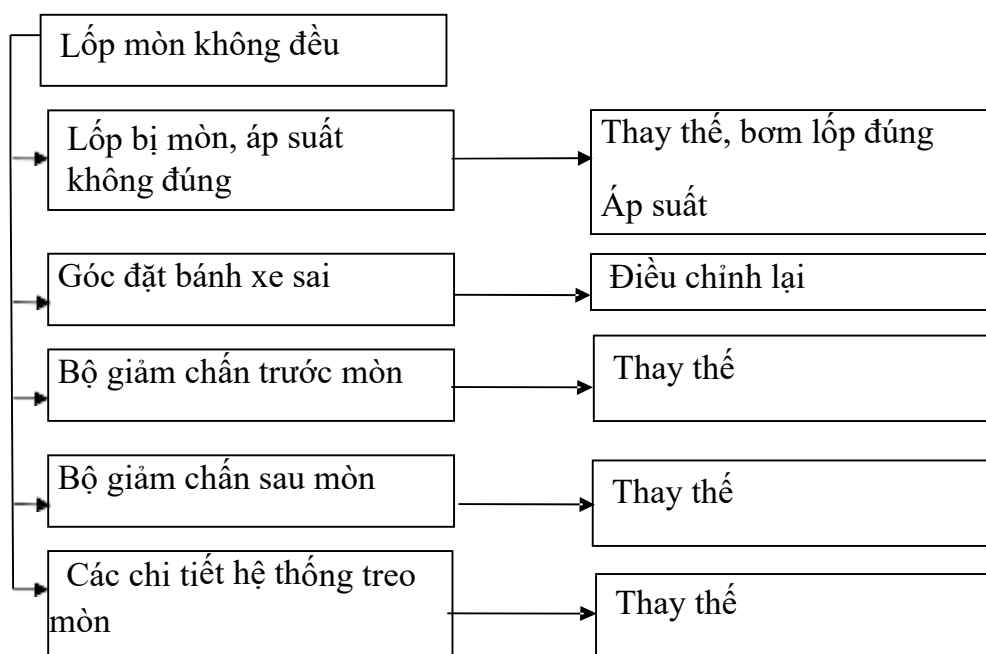
### 4.1.2. Rung lắc thân xe



### 4.1.3.Đảo lắc bánh xe



#### 4.1.4. Lớp mòn không đều



#### 4.2. Quy trình sửa chữa hệ thống treo

##### 4.2.1. Tháo lắp kiểm tra hoạt động giảm chấn trước

###### a) Tháo

1. Tháo đai ốc và bu lông

2. Tháo 3 đai ốc cùng bộ giảm chấn với

lò xo trụ

###### b) Tháo rời

1. Tháo đai ốc giá đỡ phải trước và

giảm chấn trước

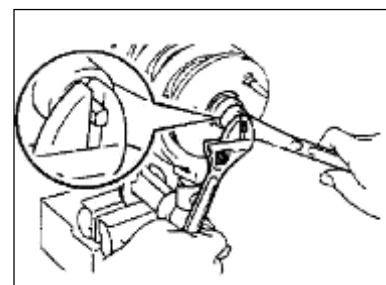
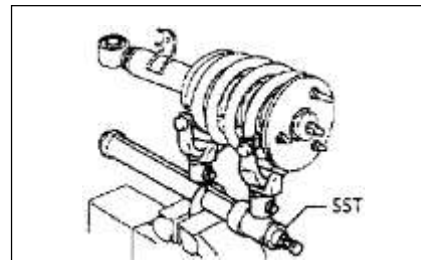
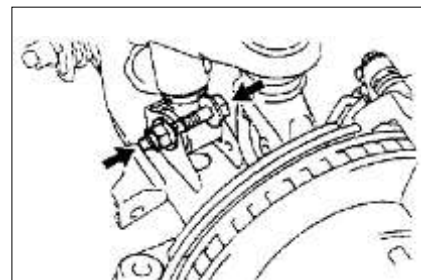
- Dùng SST nén lò xo lại

Giữ pít tông bộ giảm chấn rồi tháo đai ốc

2. Tháo vòng đệm bộ giảm chấn trước

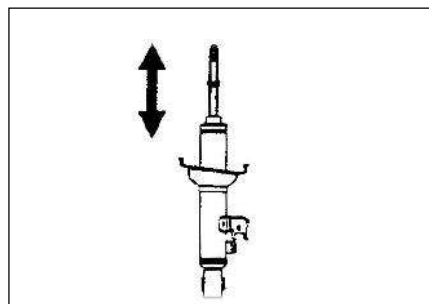
3. Tháo cụm giảm chấn ra khỏi lò xo trụ

4. Tháo cao su phía trên lò xo trụ



c) Kiểm tra bộ giảm chấn trước

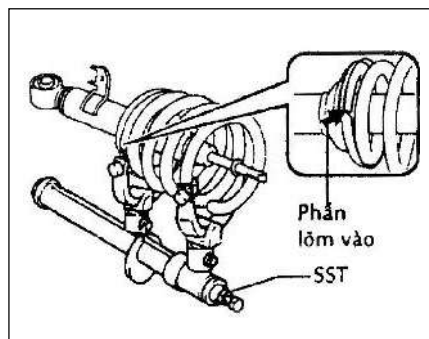
Nén và giãn cần đẩy bộ giảm chấn 4 lần chờ lên, kiểm tra rằng không có lực cản và tiếng kêu bất thường trong khi vận hành. Nếu có sự bất thường thì phải thay bộ giảm chấn mới.



d) Lắp lại

1. Lắp lò xo trụ trước

- Dùng SST nén lò xo trụ
- Lắp lò xo trụ vào bộ giảm chấn. Hãy lắp đầu dưới của lò xo trụ chỗ lõm của lò xo phai dưới

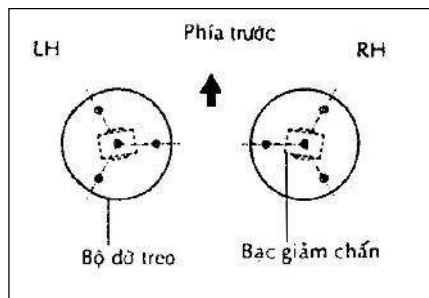


Lắp 2 hãm, vòng đệm, cao su phía trên và đỡ hệ treo trước vào thanh nối.

- Lắp tạm đai ốc hãm mới

2. Lắp giá đỡ phía trước với đai ốc

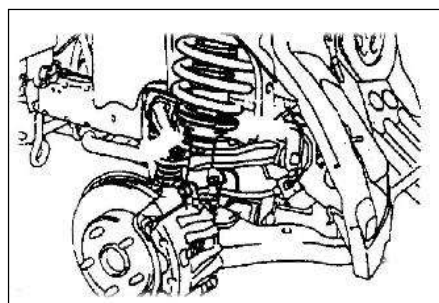
- Gióng thẳng bộ đỡ hệ thống treo và các bạc giảm chấn như hình vẽ
- Xiết chặt đai ốc hãm (mô men xiết 18N.m)
- Nhả lò xo trụ trong khi kiểm tra vị trí của đế phía dưới lò xo và giá đỡ hệ thống treo.



e) Lắp

1. Lắp tạm thời cụm giảm chấn trước với lò xo trụ

- Lắp bộ giảm chấn vào thân xe sao cho đầu dưới bắt với cụm phanh ra ngoài



- Lắp 3 đai ốc phía trên giảm chấn
- Lắp tạm thời bu lông và đai ốc xiên đuôi giảm chấn như hình vẽ.

2. Lắp bánh trước

3. Ổn định hệ thống treo

- Hạ thấp xe
- Hãy nhún xe vài lần để ổn định hệ thống treo

4. Xiết chặt bộ giảm chấn trước có lò xo trụ

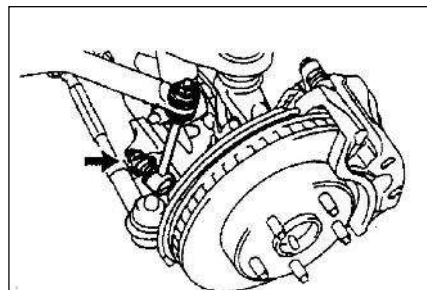
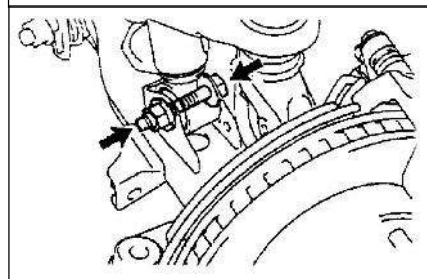
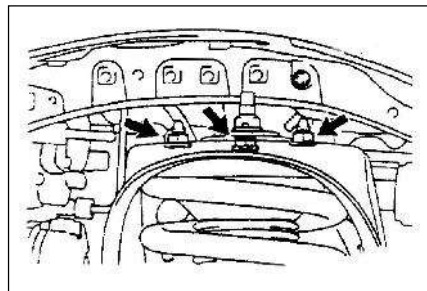
5. Kiểm tra và điều chỉnh lại góc đặt bánh xe

f) Hủy giảm chấn

1. Hủy giảm chấn trước

- Kéo hết pít tông bộ giảm chấn rồi kẹp nó lên Etô theo phương vuông góc

2. Dùng máy khoan hay dụng cụ tương đương khoan 1 lỗ ở vùng A để xả khí bên trong bộ giảm chấn (lưu ý khí bắn ra cùng với mặt kim loại nên phải đeo kính phòng hộ khi thao tác hủy giảm chấn). Khí này không màu và không độc hại.



#### 4.2.2. Tháo lắp kiểm tra đòn treo trước

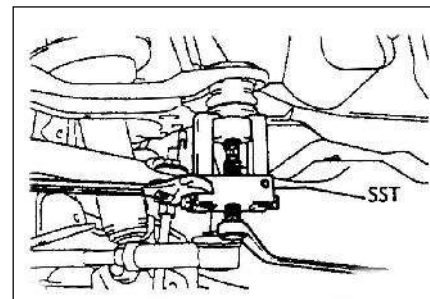
Lưu ý quy trình tháo lắp cho 2 bên là như nhau

a) Tháo

1. Tháo bánh trước

2. Kiểm tra đòn treo trên phía trước

- Kiểm tra rằng không có độ rơ ở các khớp cầu bằng cách lắc đòn treo trên lên xuống bằng tay.

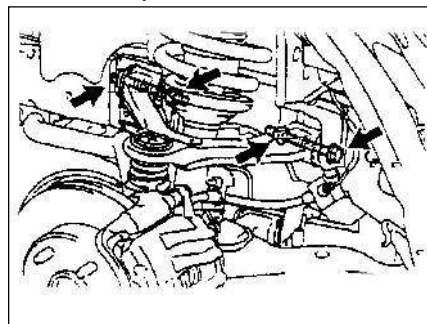


### 3. Tháo dây cảm biến điều khiển trượt

- Tháo 2 bu lông và ngắt dây điện của cảm biến điều khiển trượt

### 4. Tháo cụm đòn treo trên phía trước

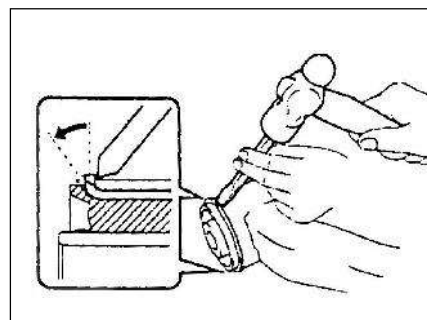
- Đỡ đòn treo dưới bằng kích
- Tháo kẹp và đai ốc
  - Dùng SST tháo khớp cầu phía trên ra khỏi cam lái
- Tháo 2 đai ốc và 2 bu lông
- Tháo đòn treo phía trên



#### b) Tháo rời

### 1. Tháo bạc đòn treo trên phía trước

- Dùng một búa và một đục, đóng và uốn cong toàn bộ bích của bạc đòn treo như hình vẽ.

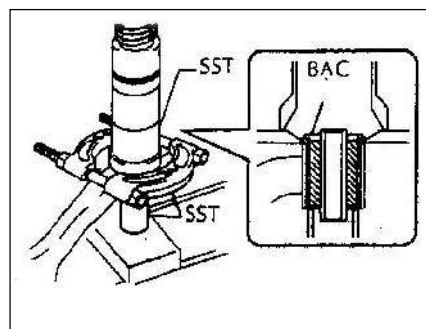


- Dùng SST và máy ép, ép bạc ra

#### c) Kiểm tra

### 1. Kiểm tra đòn treo phía trên

- Như hình vẽ lắc nhẹ vít cây khớp cầu khớp
- Dùng 1 cân lực vặn đai ốc liên tục với tốc độ vặn 2-4 giây / vòng và đọc giá trị ở vòng thứ 5 vòng thứ 5.

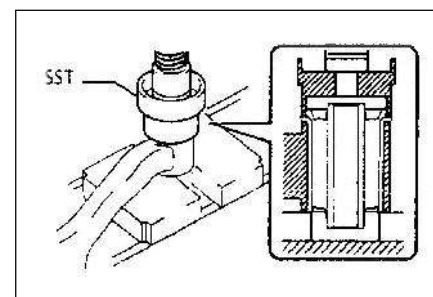


- Kiểm tra xem có vết nứt hay chảy mỡ ở khớp cầu hay không

#### d) Lắp lại

### 1. Lắp bạc của đòn treo trên phía trước

- Dùng SST và máy ép, ép bạc đòn treo phía trên mới vào



#### e) Lắp

### 1. Lắp tạm thời đòn treo trên phía trước

- Lắp tạm thời đòn treo bằng hai bu lông

và 2 đai ốc

- Lắp đòn treo trên vào cầu bằng đai ốc
- Lắp kẹp mới

2. Lắp dây cảm biến điều khiển trượt

- Lắp dây cảm biến bằng hai bu lông Mô men xiết 29N.m

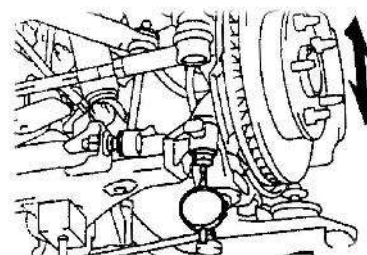
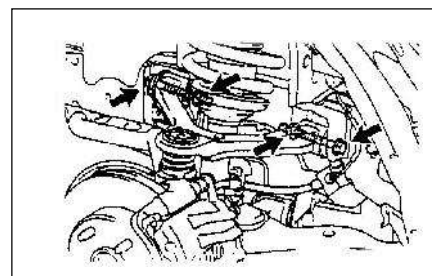
3. Lắp bánh trước

- Lắp bánh trước mô men xiết 110N.m

4. Ổn định hệ thống treo

5. Xiết chặt đòn treo trên phía trước

6. Kiểm tra và điều chỉnh góc đặt bánh xe trước



#### 4.2.3. Tháo lắp kiểm tra đòn treo dưới

##### a) Tháo

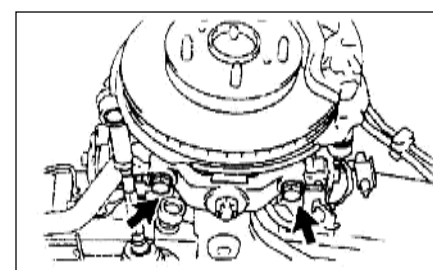
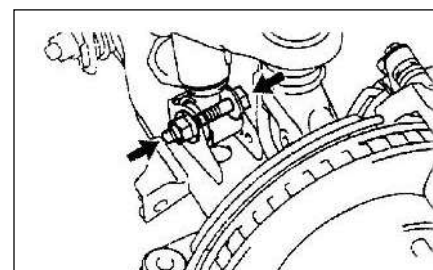
Dùng quy trình cho bên phải phải giống như quy trình cho bên trái

Quy trình sau đây là cho phía bên trái

1. Tháo bánh dưới

2. Kiểm tra đòn treo dưới trước dưới

- Lắp các đai ốc moay ơ vào đĩa phanh
- Dùng đồng hồ so đo độ rơ quá mức của khớp cầu dưới khi bạn ấn vào các đai ốc moay ơ

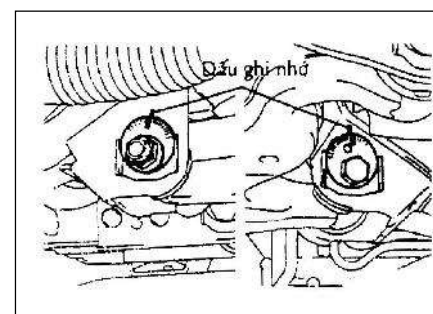


Tiêu chuẩn là 0.05mm trở xuống. Nếu độ

rơ không như tiêu chuẩn thì thay đòn treo mới.

3. Ngắt bộ giảm chấn với lò xo trụ

- Tháo đai ốc và bu lông
- Ngắt bộ giảm chấn và lò xo trụ ra khỏi đòn treo dưới ra khỏi đòn treo dưới



#### 4. Tháo đòn treo dưới trước trái

- Tháo 2 bu lông và ngắt khớp cầu ra

khởi cam lái

- Đánh các dấu ghi nhớ trên cam điều

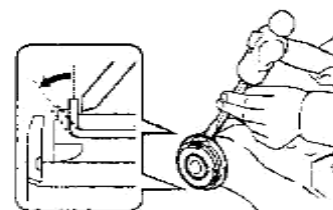
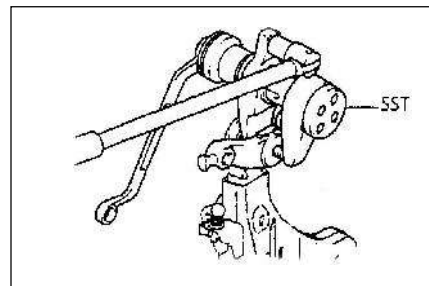
chỉnh và khung xe

- Tháo 2 đai ốc, các cam điều chỉnh Camber No.1 và No.2, 2 cam

điều chỉnh Camber và đòn treo dưới.

- Tháo chốt chặn và đai ốc

- Dùng SST tháo miếng gá khớp cầu



#### b) Tháo dờn

1. Tháo bạc của đòn treo dưới phía trước No.1 uốn cong toàn bộ bạc bích như hình vẽ

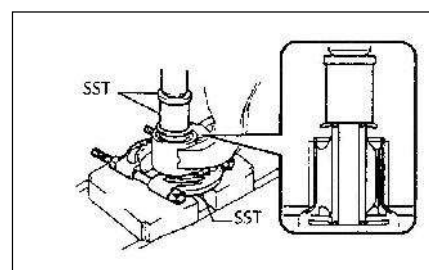
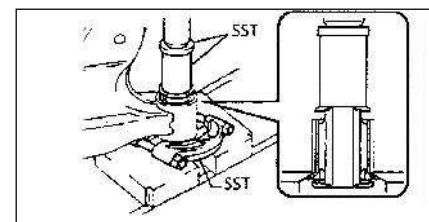
- Dùng SST và máy ép, ép bạc ra

2. Tháo bạc đòn treo dưới phía trước No.2

- Dùng một búa và một đục đóng và

uốn cong toàn bộ bích bạc như hình vẽ

- Dùng SST và máy ép, ép bạc ra



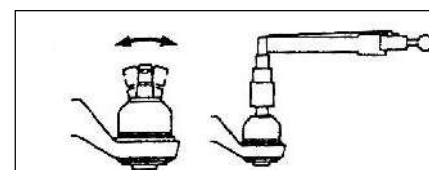
#### c) Kiểm tra

1. kiểm tra đòn treo dưới trước trái

- Lắc nhẹ vít cây khớp cầu ra trước và sau 5 lần trước khi lắp đai ốc

- Dùng 1 cân lực vặn đai ốc liên tục với tốc độ 3 đến 5giây/vòng và đọc trị số ở vòng thứ 5.

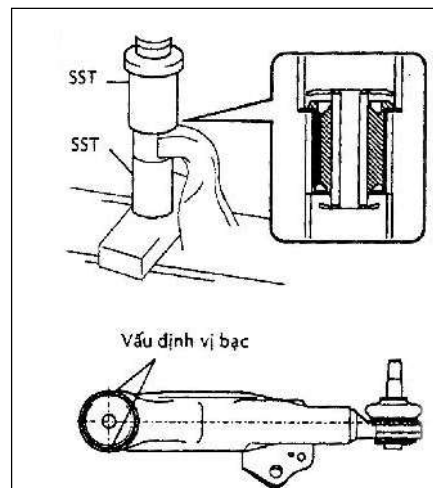
- Kiểm tra xem có vết nứt hoặc chảy mỡ trên chấn bụi khớp cầu không.



d) Lắp lại

1. Lắp bạc đòn treo dưới phía trước No.1 và No.2 theo các bước như sau.

- Dùng SST và máy ép, ép bạc mới vào, chú ý trong khi ép bạc chắc chắn rằng các dấu định vị của bạc vuông góc với đòn treo dưới như hình vẽ.



1. Lắp tạm thời đòn treo dưới trước trái

- Lắp tạm thời đòn treo dưới bằng hai cam điều chỉnh Camber và hai đai ốc
- Gióng thẳng các dấu ghi nhớ trên cam điều chỉnh Camber số 1 và 2.

Xiết chặt tạm thời các đai ốc.

- Lắp miếng gá khớp cầu bằng đai ốc và một chốt chẻ mới.

Lắp miếng gá khớp cầu bằng hai bu lông.

2. Nối tạm thời cụm giảm chấn trước với lò xo trụ

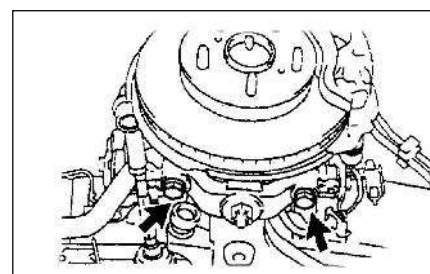
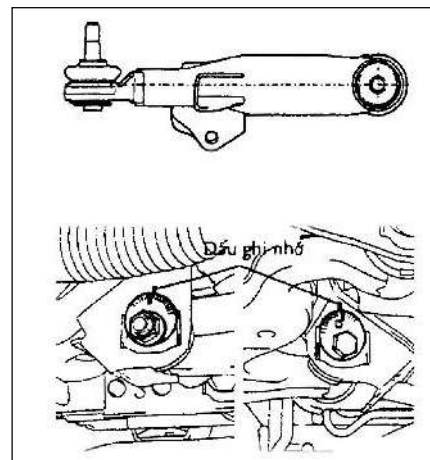
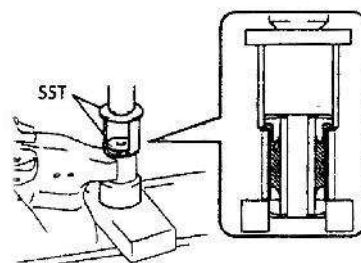
- Lắp bộ giảm chấn với lò xo trụ bằng bu lông và bắt tạm thời đai ốc

3. Lắp bánh trước

- Lắp bánh trước

4. Ổn định hệ thống treo

5. Xiết chặt đòn treo dưới trước trái



- Xiết chặt 2 đai ốc.
6. Xiết chặt bộ giảm chấn trước có lò xo trụ

- Cố định đai ốc và xiết chặt bu lông

7. Kiểm tra và điều chỉnh góc đặt bánh trước

8. Lắp tạm thời đòn treo dưới trước trái

- Lắp tạm thời đòn treo dưới bằng

hai cam điều chỉnh Camber và hai

đai ốc

- Gióng thẳng các dấu ghi nhớ trên

cam điều chỉnh Camber số 1 và 2.

Xiết chặt tạm thời các đai ốc.

- Lắp miếng gá khớp cầu bằng đai

ốc và một chốt chặn mới.

Lắp miếng gá khớp cầu bằng hai

bu lông.

9. Nối tạm thời cụm giảm chấn trước với lò xo trụ

- Lắp bộ giảm chấn với lò xo trụ bằng bu lông và bắt tạm thời đai ốc

10. Lắp bánh trước

- Lắp bánh trước

11. Ổn định hệ thống treo

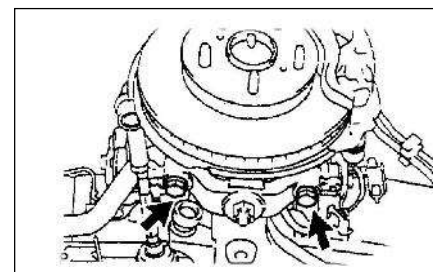
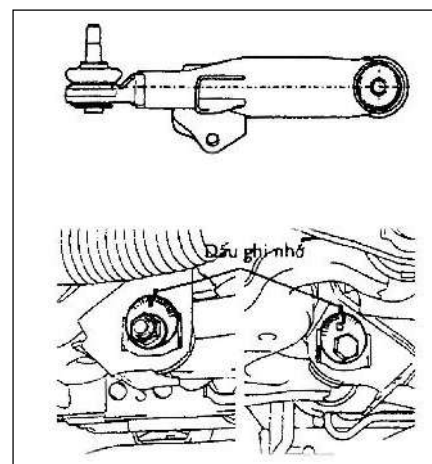
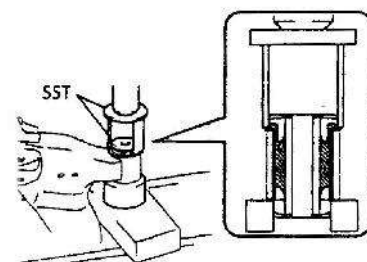
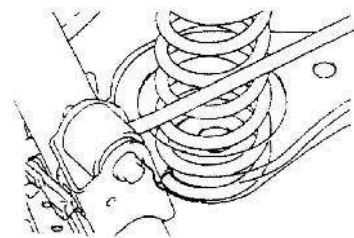
12. Xiết chặt đòn treo dưới trước trái

- Xiết chặt 2 đai ốc.

13. Xiết chặt bộ giảm chấn trước có lò xo trụ

- Cố định đai ốc và xiết chặt bu lông

14. Kiểm tra và điều chỉnh góc đặt bánh trước.



#### 4.2.4. Tháo lắp kiểm tra bộ giảm chấn sau phải

##### a) Tháo

Dùng các quy trình cho bên phải giống như cho bên trái.

1. Tháo bánh xe sau
2. Tháo bộ giảm chấn phía sau
  - Đỡ vỏ cầu xe
  - Kích xe và đỡ khung xe trên giá đỡ
  - Hạ vỏ cầu xe xuống cho đến khi sức căng của lò xo trụ được giải thoát và giữ ở vị trí này.
  - Tháo 2 bu lông
  - Ngắt bộ giảm chấn và 2 bạc ra khỏi vỏ cầu và khung xe
  - Tháo đai ốc hãm, giá bắt phía trên giảm chấn

b) Kiểm tra

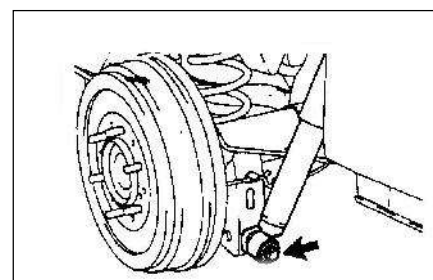
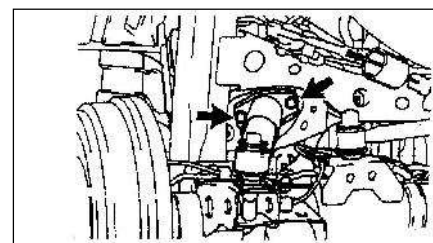
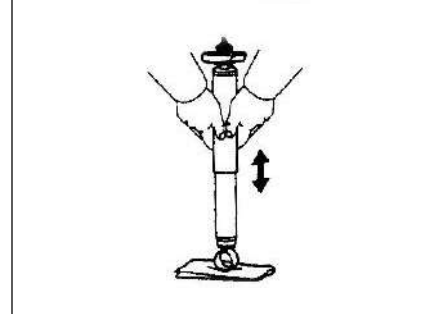
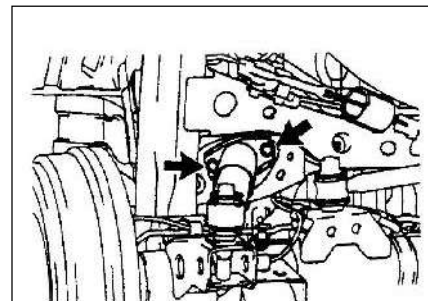
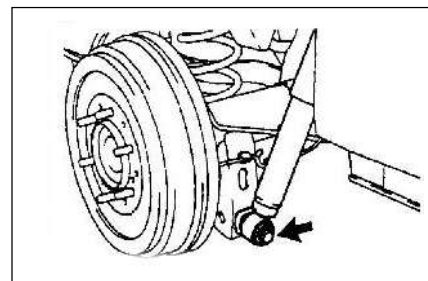
1. Kiểm tra bộ giảm chấn phía sau
  - Nén và giãn cần đẩy bộ giảm chấn kiểm tra rằng không có lực cản bất thường hay tiếng kêu bất thường trong khi vận hành. Nếu có sự bất thường thay giảm chấn mới.

c) Lắp

1. Lắp bộ giảm chấn phía sau
  - Lắp 3 hãm, 2 vòng đệm, giá bắt và một đai ốc hãm mới vào bộ giảm sóc.
  - Lắp bộ giảm chấn vào khung xe

bằng hai bu lông.

2. Lắp tạm thời cụm giảm chấn sau
  - Lắp 2 bạc mới cùng 2 cái hãm



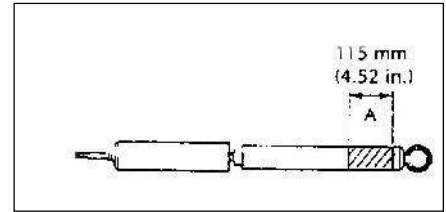
vào bộ giảm chấn

- Lắp tạm bộ giảm chấn vào  
cầu xe bằng đai ốc

3. Lắp bánh xe.

4. Ổn định hệ thống treo

5. Xiết chặt bu lông bộ giảm chấn sau



d) Hủy bộ giảm chấn  
(khi giảm chấn hỏng)

- Hủy giảm chấn sau

Kéo hết pít tông bộ giảm chấn rồi kẹp

nó lên Etô theo phương vuông góc

Dùng máy khoan hay dụng cụ. Tương đương khoan 1 lỗ ở vùng A để xả khí bên trong bộ giảm chấn (lưu khí bắn ra cùng với mặt kim loại nên phải đeo kính phòng hộ khi thao tác hủy giảm chấn). Khí này không màu và không độc hại

## KẾT LUẬN

Đồ án tốt nghiệp mà em trình bày “**Khảo sát hệ thống treo trên xe Hyundai Accent 2019**” đã giải quyết được vấn đề của hệ thống treo đặt ra, đó là về tính êm dịu (đặc trưng bởi tần số dao động), khả năng dập tắt các dao động (đặc trưng bởi hệ số cản giảm chấn) và đảm bảo được động học bánh xe (hướng chuyển động). Việc khảo sát, tính toán được tập trung vào tiêu chí tăng tỉ lệ nội địa hóa trong ngành ô tô trong nước thông qua việc tính toán thiết kế giảm chấn, lò xo.

Qua việc tính toán đồ án tốt nghiệp này đã giúp em hiểu rõ bản chất, hoạt động của hệ thống treo, và hình thành được cách tư duy thiết kế, tính toán 1 cụm chi tiết trên ô tô, trang bị thêm kiến thức phục vụ cho công việc sau này.

Một lần nữa em xin gửi lời cảm ơn chân thành tới thầy TS. Lê Minh Tiến, người đã trực tiếp hướng dẫn, chỉ bảo em trong suốt quá trình thực hiện đồ án tốt nghiệp.

Qua đây em cũng xin cảm ơn các thầy giáo trong bộ môn kỹ thuật ô tô Đại học Bách Khoa-Đại Học Đà Nẵng cùng các bạn sinh viên đã giúp đỡ em hoàn thành đồ án này.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. **Bài giảng Thiết kế các hệ thống ô tô.** Lê Văn Tụy, Khoa Cơ khí Giao thông, Trường Đại học Bách Khoa- Đại học Đà Nẵng.
- [2]. **Cấu tạo gầm xe con.** Nguyễn Khắc Trai; NXB Giao thông vận tải-2003
- [3]. **Cơ sở thiết kế ô tô.** Nguyễn Khắc Trai; NXB Giao thông vận tải-2006.
- [4]. **Kết Cấu Ô tô.** Nguyễn Khắc Trai, Nguyễn Trọng Hoan, Hồ Hữu Hải, Phạm Huy Hoàng, Nguyễn Văn Chương, Trịnh Minh Hoàng; Nhà XB Bách Khoa – Hà Nội, 2010.
- [5]. **Kết cấu và tính toán ô tô .** Cao Hùng Phi , Vũ Đức Lập, Nguyễn Thái Vân; NXB khoa học tự nhiên và công nghệ.
- [6]. **Kết cấu và tính toán ô tô.** Ngô Hắc Hùng; NXB Giao thông vận tải- 2008.
- [7]. **Lý Thuyết Ô Tô Máy Kéo.** Nguyễn Hữu Cẩn, Du Quốc Thịnh, Thái Phạm Minh, Nguyễn Văn Tài, và Lê Thị Vàng; NXB Khoa học kỹ thuật; Hà Nội- 2005.
- [8]. **Tài liệu thông số hệ thống treo xe Hyundai Accent 2019**
- [9]. **Tập bài giảng thiết kế tính toán ô tô;** Nguyễn Trọng Hoan- 2007
- [10]. **Thiết kế và tính toán ô tô.** Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên; NXB Đại học và trung học chuyên nghiệp – 1987.