

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

## **ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP**

**NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ  
CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC**

**ĐỀ TÀI:  
THIẾT KẾ HỆ THỐNG TREO CHO XE TẢI  
ISUZU NPR85KE4**

Giảng viên hướng dẫn: **PGS. TS. DƯƠNG VIỆT DŨNG**

Giảng viên phản biện: **PGS.TS. LÊ MINH ĐỨC**

Sinh viên thực hiện: **HUỲNH TẤN PHÁT**

Số thẻ sinh viên: 103200167

Lớp: 20C4CLC3

**Đà Nẵng, 6/2025**

## TÓM TẮT

Đồ án tốt nghiệp với đề tài “Thiết kế hệ thống treo cho xe tải ISUZU NPR85KE4” được thực hiện nhằm mục tiêu nghiên cứu, tính toán và đề xuất phương án thiết kế hệ thống treo phù hợp với yêu cầu kỹ thuật và điều kiện vận hành thực tế của dòng xe tải nhẹ ISUZU. Hệ thống treo đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo khả năng chịu tải, ổn định chuyển động và độ êm dịu khi xe vận hành trên nhiều loại địa hình.

Trong khuôn khổ đồ án, các nội dung chính được trình bày bao gồm: xác định tải trọng tác dụng lên từng cầu xe, chọn loại nhíp lá bán elip phù hợp, xây dựng hệ phương trình để xác định chiều dài các lá nhíp, tính toán độ cứng, ứng suất uốn, kiểm nghiệm bền và thiết kế sơ bộ hình học nhíp. Bên cạnh đó, đồ án cũng đi vào tính toán thiết kế giảm chấn thủy lực hai chiều, bao gồm tính toán lực cản, lưu lượng dầu, thiết kế van và lò xo điều tiết.

Thông qua việc áp dụng các công thức tính toán từ lý thuyết cơ học ứng dụng, sức bền vật liệu và tiêu chuẩn kỹ thuật, đồ án đảm bảo hệ thống treo được thiết kế đáp ứng yêu cầu về độ cứng, độ bền, tần số dao động và khả năng giảm chấn trong giới hạn cho phép. Kết quả đồ án là cơ sở tham khảo hữu ích trong việc thiết kế, cải tiến hoặc thay thế hệ thống treo cho các dòng xe tải cùng phân khúc.

## LỜI NÓI ĐẦU

Để hoàn thành đồ án tốt nghiệp với đề tài “Thiết kế hệ thống treo cho xe tải ISUZU NPR85KE4”, em đã trải qua một hành trình học tập, nghiên cứu đầy thử thách nhưng cũng vô cùng quý giá. Trong suốt quá trình đó, em luôn nhận được sự quan tâm, chỉ dẫn tận tình và hỗ trợ quý báu từ nhiều cá nhân và tập thể. Nhân dịp này, em xin được gửi lời tri ân sâu sắc và chân thành nhất.

Trước hết, em xin bày tỏ lòng biết ơn đến Ban giám hiệu Trường Đại học Bách Khoa, Khoa Cơ khí Giao Thông, nơi đã tạo điều kiện thuận lợi về học tập, nghiên cứu và thực hành trong suốt quá trình học đại học. Chính môi trường học tập chuyên nghiệp, giàu tính ứng dụng tại trường đã giúp em có được nền tảng kiến thức vững chắc để thực hiện đề tài một cách nghiêm túc và có chiều sâu.

Em đặc biệt kính gửi lời cảm ơn chân thành tới Thầy Dương Việt Dũng, người đã trực tiếp hướng dẫn, định hướng, đóng góp ý kiến chuyên môn cũng như động viên em trong suốt thời gian thực hiện đồ án. Thầy không chỉ truyền đạt kiến thức chuyên ngành quý báu mà còn giúp em tiếp cận tư duy khoa học, tư duy hệ thống và kỹ năng giải quyết vấn đề thực tiễn một cách hiệu quả.

Em cũng xin trân trọng cảm ơn các thầy cô trong Bộ môn Ô tô – Máy động lực đã tận tình giảng dạy, truyền cảm hứng học tập và cung cấp cho em những kiến thức nền tảng, giúp em tiếp cận và hoàn thành đề tài với một tư duy kỹ thuật chặt chẽ, có hệ thống.

Bên cạnh đó, em vô cùng biết ơn sự yêu thương và hỗ trợ âm thầm từ gia đình, những người luôn là điểm tựa tinh thần vững chắc, luôn cổ vũ và động viên em mỗi khi gặp khó khăn. Đồng thời, em cũng xin cảm ơn những người bạn đồng hành – bạn bè, anh chị khóa trên – những người đã luôn sẵn sàng chia sẻ tài liệu, góp ý và hỗ trợ em trong nhiều khía cạnh suốt quá trình làm đồ án.

Dù đã rất cố gắng, nhưng với kiến thức và kinh nghiệm thực tế còn hạn chế, đồ án không tránh khỏi những thiếu sót. Em rất mong nhận được sự góp ý chân thành từ quý thầy cô và các bạn để hoàn thiện hơn nữa bản báo cáo này.

Một lần nữa, em xin chân thành cảm ơn tất cả những ai đã đồng hành cùng em trong suốt chặng đường học tập và thực hiện đồ án tốt nghiệp này.

# MỤC LỤC

TÓM TẮT.....	i
LỜI NÓI ĐẦU.....	ii
MỤC LỤC .....	iii
DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ .....	v
MỞ ĐẦU .....	1
Chương 1. TỔNG QUAN.....	2
1.1 Lịch sử hình thành. ....	2
1.2. Nhiệm vụ, phân loại và yêu cầu. ....	2
1.2.1. Nhiệm vụ. ....	2
1.2.2. Phân loại. ....	3
1.2.3. Yêu cầu. ....	4
1.3. Xu hướng phát triển hệ thống treo.....	5
1.4. Chọn phương án thiết kế hệ thống treo. ....	6
1.4.1. Hệ thống treo phụ thuộc. ....	6
1.4.2. Hệ thống treo độc lập. ....	9
CHƯƠNG 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC PHẦN TỬ CỦA HỆ THỐNG TREO.....	17
2.1. Đặc điểm kết cấu các phần tử của hệ thống treo. ....	17
2.1.1. Hệ thống treo trước.....	17
2.1.2. Hệ thống treo sau.....	19
2.2. Tính toán hệ thống treo.....	20
2.2.2. Xác định lực tác dụng lên nhíp.....	20
2.3.1. Thiết kế nhíp trước. ....	21
2.4.1. Thiết kế nhíp sau và nhíp sau phụ. ....	29
CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ GIẢM CHẤN.....	42

3.1. Thiết kế giảm chấn trước.....	42
3.1.1. Xác định hệ số cản của giảm chấn $K_G$ .....	42
3.1.2. Xác định các kích thước của giảm chấn.....	44
3.2. Thiết kế giảm chấn sau.....	49
3.2.1. Xác định hệ số cản của giảm chấn.....	49
3.2.3. Xác định các kích thước của giảm chấn.....	50
CHƯƠNG 4: CÁC HƯ HỎNG VÀ BIỆN PHÁP KHẮC PHỤC, BẢO DƯỠNG HỆ THỐNG TREO.....	56
4.1. Nguyên nhân, biểu hiện các hư hỏng thường gặp trong hệ thống treo.....	56
4.1.1. Nguyên nhân hư hỏng.....	56
4.1.2. Biểu hiện hư hỏng.....	56
4.1.3. Hậu quả nếu không xử lí.....	57
4.2. Biện pháp khắc phục hệ thống treo.....	57
4.3. Các bước bảo dưỡng hệ thống treo.....	58
KẾT LUẬN.....	60

## DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ

Hình 1. 1: Hệ thống treo loại nhíp lá ở cầu không chủ động .....	8
Hình 1. 2 Hệ thống treo phụ thuộc kiểu lò xo trụ.....	8
Hình 1. 3 Hệ thống treo độc lập với phân tử đàn hồi lò xo đòn treo dọc .....	10
Hình 1. 4 Hệ thống treo tay đòn kép .....	11
Hình 1. 5 Hệ thống treo loại Macpherson .....	12
Hình 1. 6 Hệ thống treo kiểu thanh xoắn.....	13
Hình 1. 7 Hệ thống treo đa liên kết .....	14
Hình 2. 1. Sơ đồ nhíp lá.....	23
Hình 2. 2. Sơ đồ tai nhíp.....	28

## **MỞ ĐẦU**

### ***Mục đích thực hiện đề tài***

Hệ thống treo là một trong những bộ phận đóng vai trò then chốt trong việc đảm bảo độ ổn định, êm dịu và an toàn cho ô tô trong quá trình vận hành, đặc biệt đối với các dòng xe tải hoạt động trong điều kiện tải trọng lớn và mặt đường phức tạp. Việc thiết kế hệ thống treo phù hợp không chỉ giúp nâng cao khả năng chịu tải, giảm rung động và bảo vệ kết cấu xe mà còn góp phần kéo dài tuổi thọ các cụm cơ cấu liên quan như khung gầm, hệ thống lái và hệ thống phanh.

Với nhận thức rõ vai trò quan trọng đó, em lựa chọn đề tài “Thiết kế hệ thống treo cho xe tải ISUZU NPR85KE4” nhằm mục tiêu nghiên cứu, phân tích và tính toán đầy đủ các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu quả làm việc của hệ thống treo. Đề tài hướng đến việc xây dựng một phương án thiết kế hợp lý, phù hợp với yêu cầu kỹ thuật, điều kiện khai thác thực tế tại Việt Nam và khả năng sản xuất trong nước. Đồng thời, việc thực hiện đề tài còn giúp em hệ thống hóa và vận dụng kiến thức chuyên ngành đã học vào bài toán thực tế, rèn luyện tư duy kỹ thuật, khả năng phân tích và giải quyết vấn đề trong lĩnh vực thiết kế ô tô.

## **Chương 1. TỔNG QUAN**

### **1.1 Lịch sử hình thành**

Hệ thống treo trên xe cơ giới bắt nguồn từ những giải pháp đơn giản trên xe ngựa kéo, khi người thợ chỉ ghép các thanh gỗ hay dây da uốn lượn để giảm chấn tạm thời; đến giữa thế kỷ 19, lá nhíp thép đa lớp được ứng dụng rộng rãi, mang lại khả năng chịu tải cao nhưng nặng nề; đầu thế kỷ 20, lò xo xoắn kết hợp với giảm chấn thủy lực lần đầu xuất hiện trên những mẫu ô tô như Ford Model T, cải thiện đáng kể độ êm ái; những năm 1930–1940, khái niệm treo độc lập với thanh xoắn và hệ treo trước dạng wishbone ra đời, cho phép mỗi bánh phản hồi riêng biệt với mặt đường; năm 1947, MacPherson Strut định hình chuẩn mực cho treo trước nhờ thiết kế tích hợp lò xo và giảm chấn gọn nhẹ; xuyên suốt những thập niên sau, Citroën tiên phong với hệ treo thủy khí tự cân bằng, rồi tiến đến treo bán chủ động và treo chủ động sử dụng van điện tử, cho đến công nghệ từ tính MagneRide và treo khí nén hiện đại trên xe sang—tất cả đều hướng tới mục tiêu tối ưu hóa độ êm, độ bám và an toàn cho người lái.

### **1.2. Nhiệm vụ, phân loại và yêu cầu**

#### **1.2.1. Nhiệm vụ**

Hệ thống treo dùng để nối đàn hồi khung hoặc vỏ ô tô với các cầu. Nhiệm vụ chủ yếu của hệ thống treo là giúp ô tô chuyển động êm dịu khi đi qua các mặt đường không bằng phẳng. Ngoài ra hệ thống treo còn dùng để truyền các lực và mômen từ bánh xe lên khung hoặc vỏ xe, đảm bảo đúng động học bánh xe.

Để đảm bảo chức năng đó hệ thống treo thông có 3 bộ phận chủ yếu:

- + Bộ phận đàn hồi.
- + Bộ phận dẫn hướng.
- + Bộ phận giảm chấn .

Bộ phận đàn hồi : Nối đàn hồi khung vỏ với bánh xe, tiếp nhận lực thẳng đứng tác dụng từ khung vỏ tới bánh xe và ngược lại. Bộ phận đàn hồi có cấu tạo chủ yếu là một chi tiết (hoặc 1 cụm chi tiết) đàn hồi bằng kim loại (nhíp, lò xo, thanh xoắn) hoặc bằng khí (trong trường hợp hệ thống treo bằng khí hoặc thủy khí).

Bộ phận dẫn hướng : Có tác dụng đảm bảo đúng động học bánh xe , tức là đảm bảo cho xe chỉ dao động trong mặt phẳng thẳng đứng, bộ phận hướng còn làm nhiệm vụ truyền lực dọc, lực ngang, mô men giữa khung vỏ và bánh xe.

Bộ phận giảm chấn : Có tác dụng dập tắt nhanh chóng các dao động bằng cách biến năng lượng dao động thành nhiệt năng tỏa ra ngoài. Việc biến năng lượng dao động thành nhiệt năng nhờ ma sát. Giảm chấn trên ô tô là giảm chấn thủy lực, khi xe dao động, chất lỏng trong giảm chấn được giữ chặt lỏng với thành lỗ tiết lưu và giữa các lớp chất lỏng với nhau biến thành nhiệt nung nóng vỏ giảm chấn tỏa ra ngoài.

## **1.2.2. Phân loại**

### **1.2.2.1 Theo chức năng đàn hồi**

Hệ thống treo dùng nhíp lá:

Đây là loại truyền thống, thường thấy ở xe tải, xe khách và xe bán tải. Nhíp lá vừa đóng vai trò đàn hồi, vừa giữ nhiệm vụ dẫn hướng. Hệ này đơn giản, bền và chịu tải lớn.

Hệ thống treo dùng lò xo xoắn:

Thường dùng trong xe con, SUV. Lò xo xoắn có ưu điểm êm dịu, nhẹ, nhưng cần các bộ phận dẫn hướng riêng như càng A, càng chữ H.

Hệ thống treo dùng khí nén bầu hơi:

Thường áp dụng cho xe cao cấp hoặc xe khách lớn. Ưu điểm là thay đổi được chiều cao thân xe, vận hành êm ái, điều chỉnh được độ cứng đàn hồi.

Hệ thống treo chủ lực hoặc bán chủ động:

Dùng cảm biến để điều khiển van giảm chấn và điều chỉnh độ cứng – được sử dụng trên xe hiện đại cao cấp, ví dụ như Mercedes AIRMATIC.

### **1.2.2.2. Theo cách treo bánh xe**

Hệ thống treo phụ thuộc:

Hai bánh xe trái – phải nối cứng với nhau qua một cầu chung (trục cứng). Khi một bánh di chuyển, bánh kia cũng bị ảnh hưởng. Loại này thường dùng ở cầu sau của xe tải hoặc xe bán tải.

Hệ thống treo độc lập:

Hai bánh xe hoạt động độc lập, giúp xe ổn định, êm ái hơn. Được dùng phổ biến ở cầu trước xe con và các xe cao cấp.

### **1.2.2.3. Theo số lượng cầu treo**

Hệ thống treo đơn: Chỉ có một tầng lò xo hoặc nhíp.

Hệ thống treo kép: Có thêm tầng nhíp phụ hoặc cơ cấu phụ trợ, dùng cho xe tải nặng giúp cải thiện đặc tính chịu tải.

#### **1.2.2.4. Theo vị trí lắp đặt và dẫn hướng**

Treo trước: Thường dùng loại độc lập để tăng ổn định lái, giảm tải cho hệ thống lái. Có thể là MacPherson, đòn kép, hoặc thanh xoắn.

Treo sau: Thường dùng loại phụ thuộc để đảm bảo ổn định khi chở hàng. Thường thấy nhíp lá ở trục sau xe tải, hoặc cầu cứng lò xo ở SUV.

#### **1.2.2.5. Theo nguyên lý điều chỉnh ( chỉ có trên các xe hiện đại)**

Treo chủ động: Sử dụng cảm biến và ECU để thay đổi đặc tính treo theo thời gian thực.

Treo bán chủ động: Chỉ thay đổi được lực giảm chấn, không thay đổi phần đàn hồi.

#### **1.2.3. Yêu cầu**

Độ võng tĩnh  $f_t$  (sinh ra dưới tác dụng của tải trọng tĩnh) phải nằm trong giới hạn đủ đảm bảo tần số dao động thích hợp cần thiết.

Độ võng động  $f_d$  (sinh ra khi ô tô chuyển động) phải đủ đảm bảo vận tốc chuyển động của ô tô trên đường xấu nằm trong giới hạn cho phép, ở giới hạn này không có sự va đập lên bộ phận hạn chế.

Động học của các bánh xe dẫn hướng vẫn giữ đúng khi các bánh xe dẫn hướng dịch chuyển trong mặt phẳng thẳng đứng (nghĩa là chiều rộng cơ sở và các góc đặt trụ đứng của bánh xe dẫn hướng không đổi).

Có hệ số cản thích hợp để dập tắt nhanh dao động của vỏ và bánh xe.

Đảm bảo sự tương ứng giữa động học của bánh xe với động học của dẫn động lái, dẫn động phanh.

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

Phải đảm bảo an toàn, dễ sửa chữa, thay thế và giá thành hợp lý. Ngoài ra có thể chế tạo được với trình độ công nghệ sản xuất trong nước.

#### **1.2.4. Điều kiện làm việc**

Điều kiện làm việc của hệ thống treo là tập hợp các trạng thái và yêu cầu mà hệ thống này phải đáp ứng trong quá trình xe vận hành. Hệ thống treo không chỉ đơn thuần là một bộ phận kết nối giữa khung xe và cầu xe mà còn đóng vai trò quyết định đến sự êm dịu, ổn định, khả năng bám đường và an toàn của ô tô. Các điều kiện làm việc cụ thể của hệ thống treo được thể hiện qua các yếu tố sau:

Trước hết, hệ thống treo phải làm việc trong điều kiện biến động tải trọng liên tục. Khi xe chở hàng hoặc chở người, tải trọng tác dụng lên bánh xe và hệ thống treo thay đổi đáng kể. Tải có thể tăng đột ngột khi xe vượt qua ổ gà, leo lên hoặc phanh gấp. Do đó, hệ thống treo phải đủ độ cứng để chịu được tải lớn mà không bị lún quá mức, đồng thời vẫn đảm bảo độ đàn hồi để hấp thụ xung kích.

Thứ hai, hệ thống treo phải làm việc trong điều kiện dao động liên tục và phức tạp. Trong khi xe chuyển động, mặt đường thường không bằng phẳng, dẫn đến dao động lên – xuống liên tục của bánh xe. Hệ thống treo phải đảm bảo rằng khung xe và thân xe không bị dao động quá mạnh, giúp hành khách cảm thấy thoải mái và hàng hóa không bị va đập. Ngoài dao động dọc (theo phương đứng), còn có thể phát sinh dao động ngang hoặc xoắn – đặc biệt khi xe vào cua hoặc khi tải không đều giữa hai bên.

Ngoài ra, hệ thống treo phải làm việc trong điều kiện giao động nhiệt độ và môi trường khắc nghiệt. Đối với xe tải hoạt động ngoài trời, có thể phải chịu nhiệt độ cao, bụi bẩn, nước mưa, đất đá... Những yếu tố này ảnh hưởng đến độ bền của cao su đệm, dầu giảm chấn và độ mài mòn của các chi tiết cơ khí. Do đó, vật liệu chế tạo các chi tiết treo cần chịu nhiệt, chống gỉ và có tuổi thọ cao.

Một điều kiện quan trọng khác là hệ thống treo phải đảm bảo giữ ổn định hướng chuyển động. Khi xe vào cua, phanh hoặc tăng tốc, các lực quán tính tác động làm thay đổi phân bố tải trọng lên các bánh xe. Hệ thống treo phải đảm bảo rằng bánh xe vẫn tiếp xúc tốt với mặt đường, không bị nhấc bánh, trượt ngang hoặc lệch hướng. Điều này yêu cầu hệ thống treo có độ cứng bên hợp lý, khả năng chống lật tốt và bố trí đồng đều giữa các bánh.

Cuối cùng, hệ thống treo còn phải phối hợp hoạt động nhịp nhàng với các hệ thống khác như hệ thống lái, hệ thống phanh và khung gầm. Nếu một trong các hệ thống bị sai lệch hoặc không tương thích (ví dụ như giảm chấn quá yếu so với độ cứng của lò xo), sẽ dẫn đến mất ổn định và làm giảm hiệu quả tổng thể của xe.

### **1.3. Xu hướng phát triển hệ thống treo**

Xu hướng phát triển của hệ thống treo ô tô hiện nay tập trung vào việc nâng cao sự thoải mái, độ an toàn và khả năng vận hành linh hoạt của phương tiện. Các hệ thống treo hiện đại ngày càng được cải tiến theo hướng thông minh và thích ứng, tiêu biểu như hệ thống treo khí nén có khả năng tự điều chỉnh chiều cao gầm xe theo tải trọng và điều kiện đường sá, mang lại trải nghiệm êm ái hơn cho người ngồi. Bên cạnh đó, hệ thống treo điều khiển điện tử và hệ treo chủ động giúp điều chỉnh độ cứng mềm của giảm chấn theo thời gian thực, phù hợp với từng chế độ lái khác nhau như Comfort hay Sport. Ngoài ra, một số

dòng xe cao cấp còn tích hợp hệ treo thông minh sử dụng cảm biến, camera hoặc radar để phân tích mặt đường, từ đó điều chỉnh trước hệ treo nhằm giảm chấn động tối đa. Vật liệu sử dụng trong hệ treo cũng đang dần chuyển sang các loại nhẹ và bền như hợp kim nhôm hoặc sợi carbon nhằm giảm trọng lượng xe và tăng hiệu suất nhiên liệu. Tất cả các xu hướng này đều hướng đến mục tiêu tối ưu hóa trải nghiệm người dùng và tăng cường khả năng kiểm soát an toàn cho phương tiện trong mọi điều kiện vận hành.

#### **1.4. Chọn phương án thiết kế hệ thống treo**

Hiện nay trên ô tô sử dụng hệ thống treo với nhiều dạng khác nhau. Có kết cấu thay đổi tùy theo từng xe cụ thể, tùy theo nhà sản xuất. Nhưng nhìn chung chúng đều nằm ở hai dạng là : Hệ thống treo phụ thuộc và hệ thống treo độc lập.

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

Nguyên lí hoạt động: Hai bánh xe trái và phải được nối nhau bằng một dầm cứng nên khi dịch chuyển một bánh xe trong mặt phẳng ngang thì bánh xe còn lại cũng dịch chuyển. Do đó hệ thống treo phụ thuộc không thể đảm bảo đúng hoàn toàn động học của bánh xe dẫn hướng. Hệ thống treo phụ thuộc thường được sử dụng trong hệ thống treo cầu sau của ô tô du lịch và ở tất cả các cầu của ô tô tải, ô tô khách loại lớn.

Ưu điểm:

- + Trong quá trình chuyển động, vết bánh xe được cố định do vậy không xảy ra mòn lốp nhanh như ở hệ thống treo độc lập.
- + Khi ô tô quay vòng chỉ có thùng xe nghiêng còn cầu xe vẫn thẳng bằng, do đó lốp ít mòn.
- + Khi chịu lực bên (lực ly tâm, đường nghiêng, gió bên) hai bánh xe liên kết cứng, vì vậy hạn chế hiện tượng trượt bên bánh xe.
- + Kết cấu đơn giản, rẻ tiền, nhíp vừa làm nhiệm vụ đàn hồi vừa làm nhiệm vụ dẫn hướng.
- + Số khớp quay ít và không cần phải bôi trơn khớp quay.
- + Dễ chế tạo, dễ tháo lắp và sửa chữa, giá thành rẻ.

Nhược điểm:

- + Khi nâng một bên bánh xe lên, vết bánh xe sẽ thay đổi, phát sinh lực ngang làm tính chất bám đường của ô tô kém đi và ô tô dễ bị trượt ngang.
- + Hệ thống treo ở các bánh xe, nhất là các bánh xe chủ động có trọng lượng phần không được treo lớn.

+ Sự nổi cứng bánh xe hai bên nhờ đầm liên làm phát sinh những dao động nguy hiểm ở bánh xe trong giới hạn vận tốc chuyển động.

+ Nếu hệ thống treo phụ thuộc đặt ở bánh xe dẫn hướng, độ nghiêng của hai bánh xe sẽ thay đổi khi một bánh xe dịch chuyển thẳng đứng, làm phát sinh mômen do hiệu ứng con quay, ảnh hưởng đến các dịch chuyển góc của các cầu và các bánh xe dẫn hướng quanh trục quay.

+ Khó bố trí các cụm của ô tô nếu đặt hệ thống treo phụ thuộc ở đằng trước.

Một số hệ thống treo phụ thuộc đang dùng phổ biến cho ô tô :

+ Hệ thống treo có bộ phận đàn hồi là nhíp lá.

+ Hệ thống treo có bộ phận đàn hồi là lò xo trụ.

#### **1.4.1.2. Hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp lá**

Ưu điểm:

+ Nhíp vừa là cơ cấu đàn hồi, vừa là cơ cấu dẫn hướng và một phần làm nhiệm vụ giảm chấn nghĩa là thực hiện toàn bộ chức năng của hệ thống treo.

Do đó kết cấu hệ thống treo sẽ đơn giản.

+ Với chức năng là bộ phận dẫn hướng, nhíp có thể truyền được lực dọc (lực kéo hoặc lực phanh) và lực ngang từ bánh xe qua cầu xe lên khung.

+ Chức năng đàn hồi theo phương thẳng đứng.

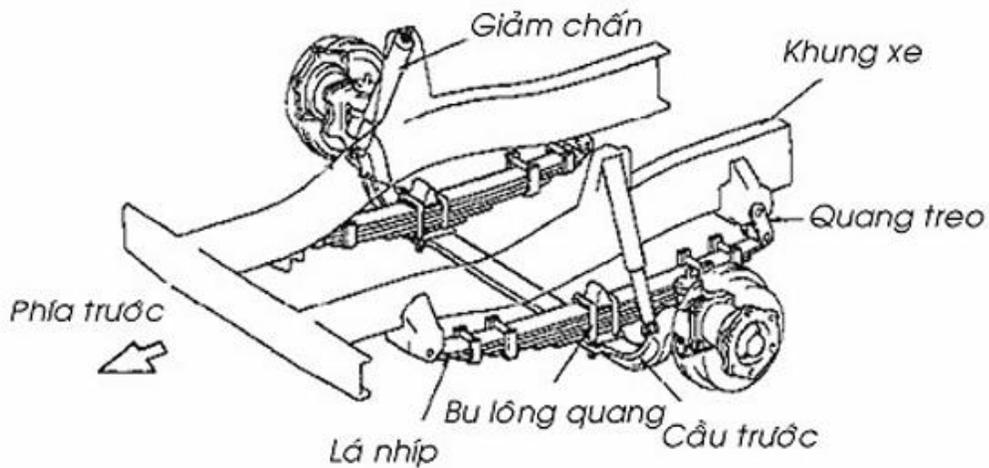
+ Ngoài ra nhíp cũng có khả năng truyền các mômen từ bánh xe lên khung. Đó là mômen kéo hoặc mômen phanh.

Nhược điểm:

+ Trọng lượng nhíp nặng hơn tất cả các bộ phận đàn hồi khác, nhíp kể cả giảm chấn chiếm từ 5,5% - 8% trọng lượng bản thân ô tô.

+ Thời hạn phục vụ ngắn do các ứng suất ban đầu, do trạng thái ứng suất phức tạp, do lực động và lặp lại nhiều lần .

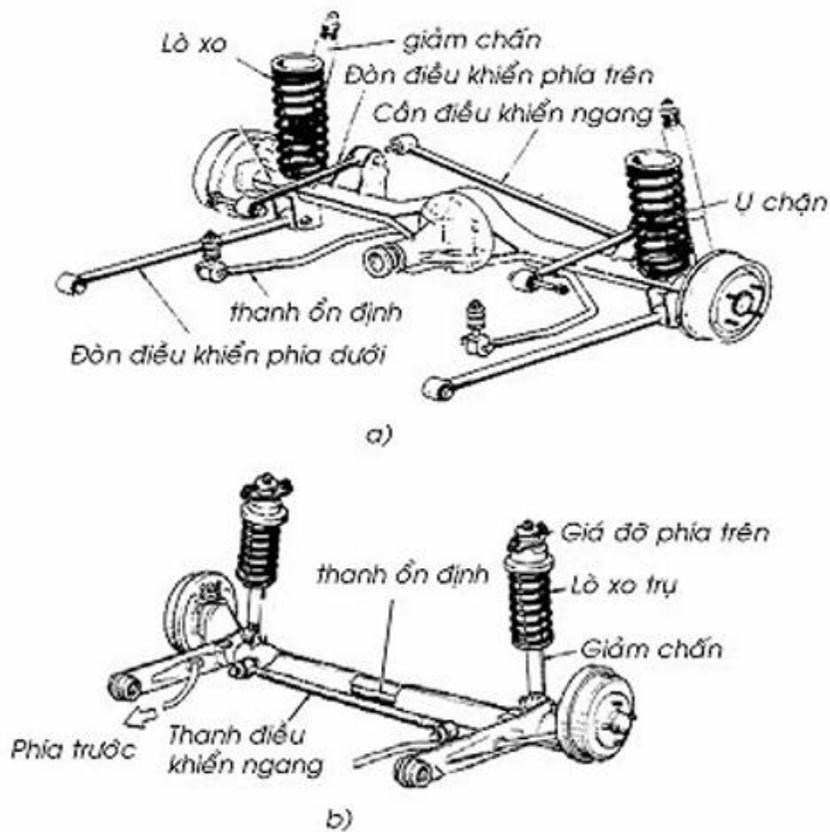
+ Đường đặc tính đàn hồi đòi hỏi phải là đường cong nhưng trong thực tế độ cứng của bản thân nhíp lại là hằng số.



Hình 1. 1: Hệ thống treo loại nhíp lá ở cầu không chủ động

#### 1.4.1.3. Hệ thống treo phụ thuộc phần tử đàn hồi là lò xo trụ

Hệ thống treo phụ thuộc có phần tử đàn hồi là lò xo trụ có thể được bố trí ở cầu bị động hoặc ở cầu chủ động.



Hình 1. 2 Hệ thống treo phụ thuộc kiểu lò xo trụ

Ưu điểm:

- + Nếu có cùng độ cứng và độ bền thì lò xo trụ có trọng lượng nhẹ hơn nhíp.
- + Lò xo trụ có tuổi thọ lớn hơn nhíp, khi làm việc giữa các vành lò xo không có ma sát như giữa các lá nhíp, không phải bảo dưỡng và chăm sóc như chăm sóc nhíp.

Nhược điểm:

- + Lò xo trụ chỉ làm nhiệm vụ đàn hồi còn nhiệm vụ dẫn hướng và giảm chấn phải do các bộ phận khác đảm nhiệm, do đó kết cấu phức tạp.

#### **1.4.2. Hệ thống treo độc lập**

Nguyên lí hoạt động:

Hệ thống treo độc lập khi hai bánh xe trái và phải không có quan hệ trực tiếp với nhau. Khi dịch chuyển bánh xe này trong mặt phẳng nằm ngang, bánh xe kia không chịu ảnh hưởng đó.

Hệ thống treo độc lập thường được sử dụng ở cầu trước ô tô du lịch, hiện nay có một số loại ô tô sử dụng hệ thống treo độc lập cho tất cả các cầu.

Ưu điểm:

- + Khi dịch chuyển bánh xe này trong mặt phẳng ngang bánh xe kia vẫn đứng nguyên, do đó động học bánh xe dẫn hướng được giữ đúng.

- + Khả năng quay vòng của xe tốt hơn, vì khi quay vòng đảm bảo được vận tốc quay của hai bánh xe trái và phải không bị ràng buộc nhiều như ở hệ thống treo phụ thuộc.

- + Khối lượng không được treo của hệ thống nhỏ hơn so với hệ thống treo phụ thuộc. Do đó tăng trọng lượng bám, tăng độ êm dịu của ô tô.

- + Đảm bảo khi dịch chuyển, các bánh xe không làm thay đổi các góc đặt bánh xe và chiều rộng cơ sở, do đó làm triệt tiêu hoàn toàn sự lắc của bánh xe đối với trụ đứng, dẫn đến không phát sinh mômen hiệu ứng con quay khi các bánh xe dịch chuyển thẳng đứng.

Nhược điểm:

- + Kết cấu phức tạp gồm nhiều chi tiết.

- + Trong quá trình chuyển động, vết bánh xe không cố định do vậy xảy ra tình trạng mòn lốp nhanh.

- + Khi chịu lực bên (ly tâm, đường nghiêng, gió bên) hai bánh xe không liên kết cứng, vì vậy xảy ra hiện tượng trượt bên bánh xe.

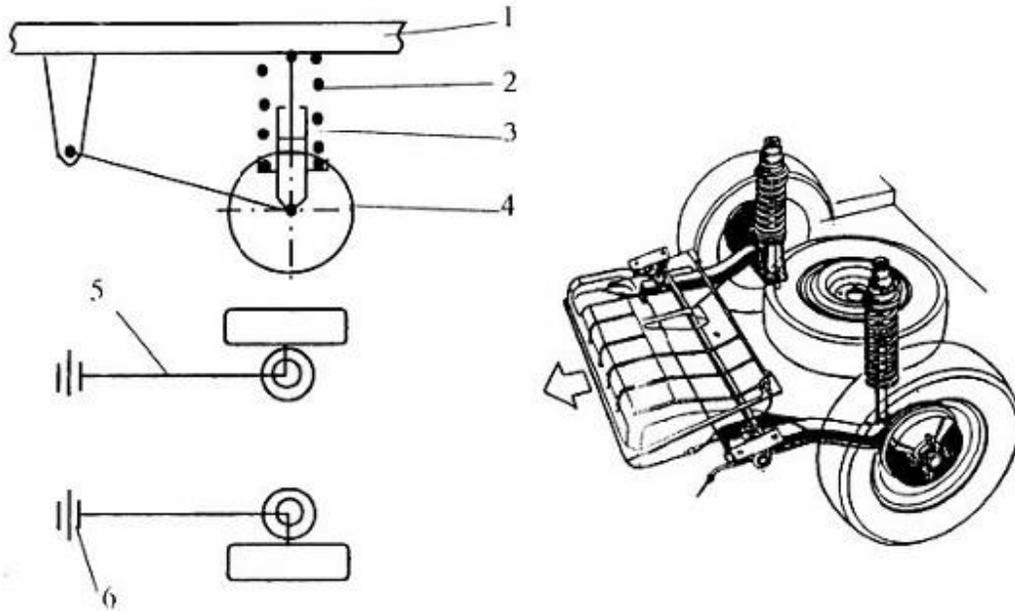
Một số hệ thống treo độc lập dùng cho ô tô.

- + Hệ treo đòn dọc.

- + Hệ treo trên 2 đòn ngang.

- + Hệ treo Macpherson.
- + Hệ treo đòn chéo.
- + Hệ treo độc lập, phần tử đàn hồi thanh xoắn.

#### 1.4.2.1. Hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi lò xo, đòn treo dọc



Hình 1. 3 Hệ thống treo độc lập với phần tử đàn hồi lò xo đòn treo dọc

Ưu điểm:

- + Dễ dàng tháo lắp toàn bộ cầu xe, kết cấu đơn giản.
- + Có trọng lượng phần không được treo bé và chiều rộng cơ sở không thay đổi.
- + Giảm nhẹ được lực tác dụng lên đòn ngang và các khớp quay, đồng thời không cần dùng đến thanh ổn định (dùng đòn liên kết có độ cứng nhỏ).
- + Không có moment hiệu ứng con quay ở bánh xe dẫn hướng, không gây nên sự thay đổi góc nghiêng ngang bánh xe, động học dẫn động lái đúng.

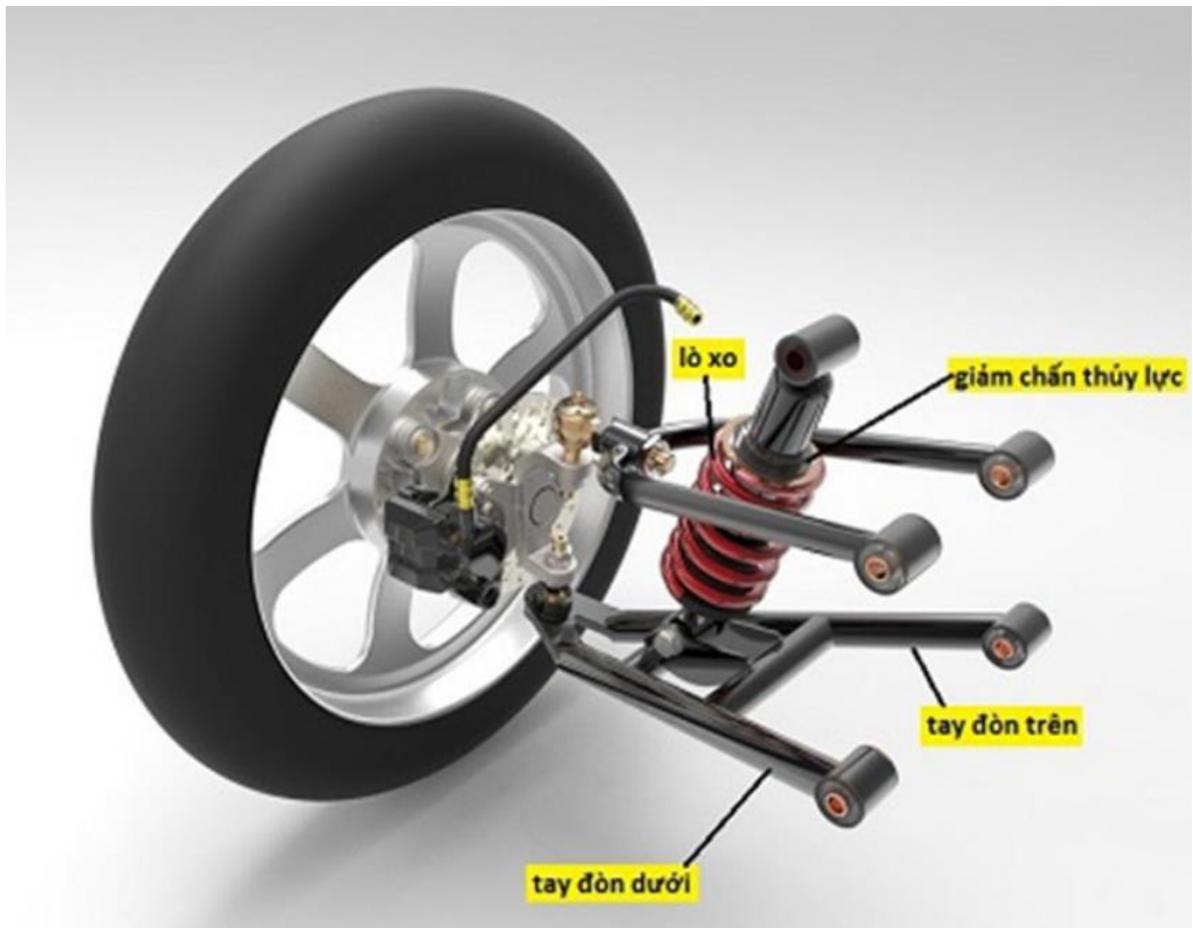
Nhược điểm:

- + Đòi hỏi công nghệ hàn cao, tải trọng đặt lên cầu xe hạn chế và có thể làm quay trục cầu xe khi đi trên đường vòng ở trạng thái quay vòng thừa.

#### 1.4.2.2. Hệ thống treo tay đòn kép

Sơ đồ của hệ thống treo độc lập hai đòn ngang có chiều dài bằng nhau gọi là hệ thống treo có cơ cấu hướng hình bình hành.

Sơ đồ của hệ thống treo độc lập hai đòn ngang có chiều dài không bằng nhau gọi là hệ thống treo có cơ cấu hướng hình thang.



Hình 1. 4 Hệ thống treo tay đòn kép

Ưu điểm:

- + Khắc phục được sự phát sinh moment hiệu ứng con quay.
- + Triệt tiêu được sự rung của bánh xe đối với trục đứng.
- + Khắc phục được sự thay đổi độ nghiêng mặt phẳng quay của bánh xe.
- + Trọng tâm xe thấp, độ nghiêng thùng xe khi chịu lực ly tâm nhỏ.
- + Góc lệch và chuyển vị nhỏ nên có khả năng ổn định khi chuyển động ở tốc độ cao.
- + Khối lượng của phần không treo nhỏ đảm bảo độ êm dịu khi chuyển động trên đường gồ ghề.

Nhược điểm:

- + Kết cấu phức tạp, chiếm khoảng không gian lớn trên xe.
- + Do sự thay đổi tương đối lớn nên lớp nhanh mòn.
- + Độ ổn định ngang của bánh xe kém.
- + Động học của bánh xe phụ thuộc vào độ dài của đòn dưới.

+ Chiều rộng cơ sở cũng như độ nghiêng bên thay đổi.

### **1.4.2.3. Hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi lò xo loại Macpherson.**



*Hình 1. 5 Hệ thống treo loại Macpherson*

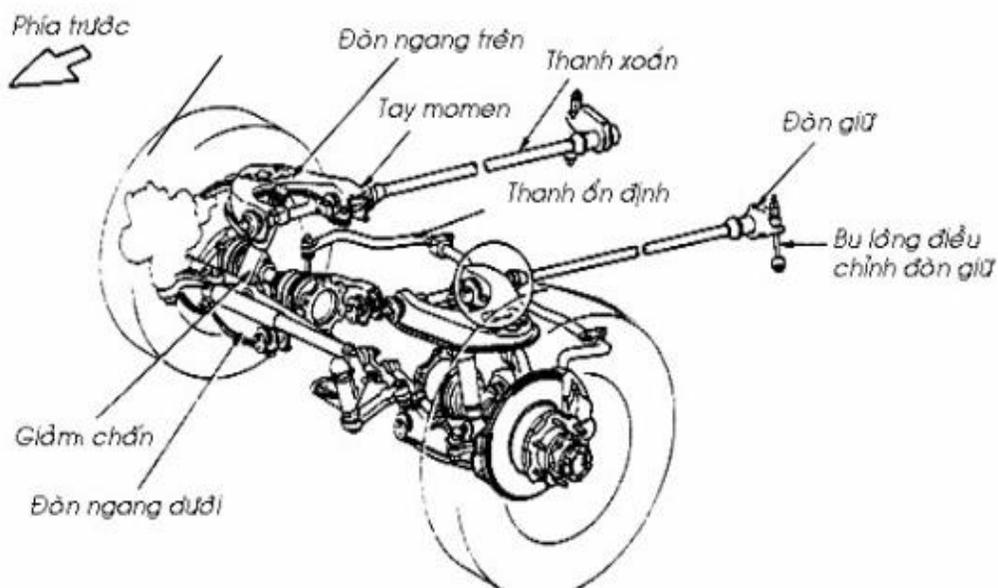
Ưu điểm:

- + Có khả năng điều chỉnh chiều cao thân xe khi xe chạy ở tốc độ cao.
- + Tăng độ ổn định của phần thân vỏ xe nhờ bố trí thêm một thanh ổn định.

Nhược điểm:

- + Kết cấu phức tạp, khó bảo dưỡng.
- + Giá thành cao.

### **1.4.2.4. Hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi thanh xoắn**



Hình 1. 6 Hệ thống treo kiểu thanh xoắn

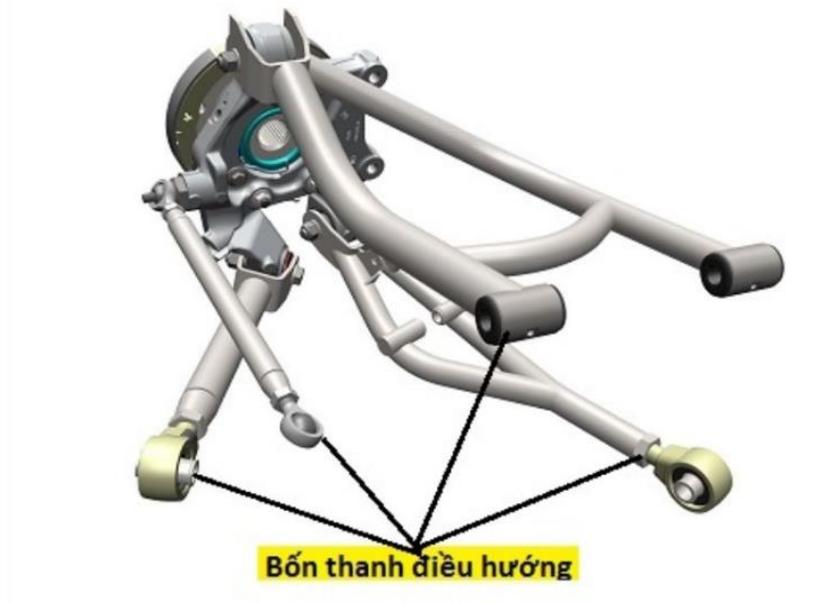
Ưu điểm:

- + Kết cấu, kích thước và trọng lượng của phần tử đàn hồi nhỏ.
- + Không gian chiếm chỗ ít, bố trí thuận tiện.
- + Đảm bảo tính chịu lực cao cho xe trong mọi điều kiện.

Nhược điểm:

- + Hiệu quả treo kém hơn treo độc lập hoàn toàn.
- + Không tối ưu cho xe vận hành hiệu suất cao.

#### 1.4.2.5. Hệ thống treo đa liên kết.



Hình 1. 7 Hệ thống treo đa liên kết

Ưu điểm:

- + Khả năng điều chỉnh linh hoạt: Cho phép điều chỉnh từng thông số một cách độc lập mà không ảnh hưởng đến các thông số khác, giúp tối ưu hóa hiệu suất vận hành và độ êm ái.
- + Cải thiện độ bám đường và ổn định khi vào cua: Thiết kế đa liên kết giúp bánh xe duy trì tiếp xúc tối ưu với mặt đường, đặc biệt khi xe vào cua ở tốc độ cao.
- + Tăng cường sự thoải mái cho hành khách: Hệ thống hấp thụ dao động hiệu quả, giảm rung lắc và tiếng ồn từ mặt đường.

Nhược điểm:

- + Cấu trúc phức tạp: Gồm nhiều bộ phận và khớp nối, đòi hỏi kỹ thuật cao trong thiết kế, sản xuất và bảo trì.
- + Chi phí cao: Do cấu trúc phức tạp và yêu cầu kỹ thuật cao, chi phí sản xuất và bảo trì hệ thống này thường cao hơn so với các loại treo khác.
- + Khó khăn trong việc sửa chữa: Việc xác định và thay thế các bộ phận hỏng hóc có thể tốn nhiều thời gian và công sức.

#### 1.4.2.6. Hệ thống treo khí nén

Ưu điểm:

+ Có thể linh hoạt điều chỉnh độ cứng của từng xi lanh, đáp ứng được độ nghiêng của khung xe và tốc độ khi vào cua. Do đó, ô tô được trang bị hệ thống khí nén điện tử có khả năng vào cua mượt mà và ổn định hơn.

+ Hệ thống treo khí nén có thể tự động thích nghi với trọng tải của xe để thay đổi độ cao của gầm xe thích hợp với từng điều kiện địa hình khác nhau.

+ Việc hạ hệ thống treo giúp chiều cao của xe giảm xuống để hành khách lên xuống dễ dàng. Không những vậy, điều này cũng giúp tiết kiệm nhiên liệu hiệu quả. Hạ thấp gầm xe hơi làm giảm diện tích mặt trước của xe, do vậy giảm sức cản tổng thể của gió. Lực cản ít hơn giúp việc tiêu tốn nhiên liệu ít hơn.

+ Giảm xóc khí nén trên hệ thống treo được làm bằng các túi khí cao su có khối lượng nhẹ hơn đáng kể so với lò xo giảm xóc kim loại truyền thống. Nhờ vậy mà tối ưu được trọng lượng xe.

**Nhược điểm:**

+ Chi phí vận hành và bảo dưỡng tương đối đắt đỏ vì được trang bị rất nhiều thiết bị cảm ứng điện tử.

+ Mức nhiên liệu tiêu thụ của hệ thống treo khí nén điện tử cao hơn hệ thống khí nén thông thường do bộ điều khiển điện tử (ECU) phải liên tục thực hiện giám sát và điều chỉnh quá trình bơm khí đến các xi lanh.

+ Hệ thống treo khí nén là một trong những kỹ thuật tiên tiến nhất của ngành công nghiệp sản xuất ô tô, đảm bảo sự thoải mái và cảm giác an toàn cho hành khách trên xe. Do vậy, chi phí thiết kế hệ thống này tương đối cao, các hãng xe thường chỉ trang bị trên các dòng xe cận cao cấp và cao cấp.

**Kết luận:**

+ Sau khi tìm hiểu và phân tích một số dạng hệ thống treo đang sử dụng thực tế, kết hợp với thực tế các xe tải hiện đang sử dụng trên thị trường, tình hình sản xuất của các công ty ô tô trong nước, ta chọn hệ thống treo cho cầu trước và cầu sau cho xe thiết kế là hệ thống treo phụ thuộc với phần tử đàn hồi là nhíp.

+ Hệ thống treo này có kết cấu đơn giản, dễ sử dụng, sửa chữa và thay thế nên giá thành rất cạnh tranh. Kết cấu của hệ thống đơn giản nhưng vẫn đảm bảo được tính êm dịu của ô tô khi làm việc.

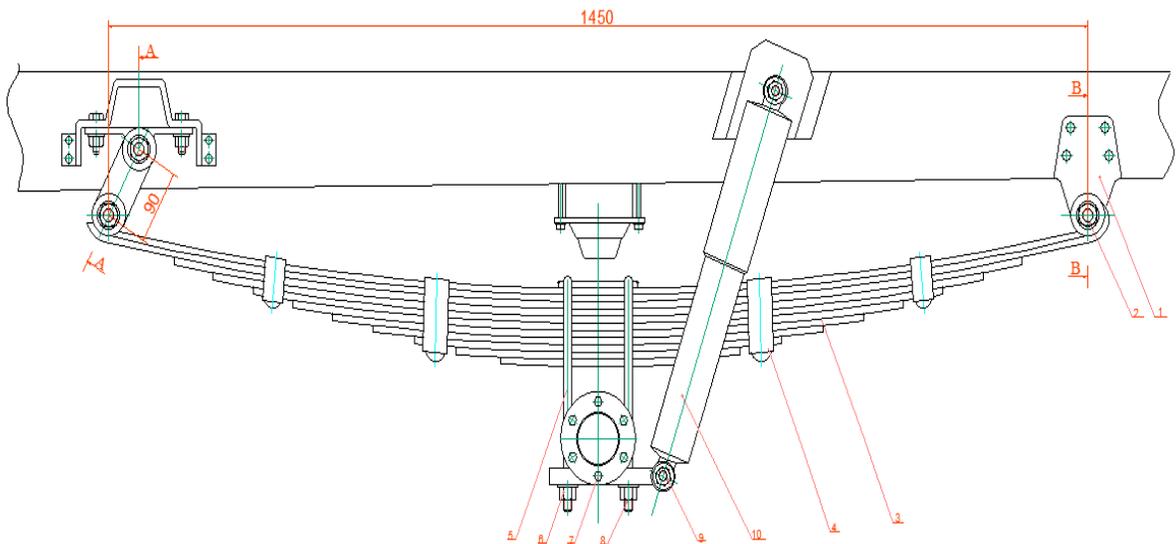
+ Do một số tính chất mà chỉ có nhíp mới có được (vừa là bộ phận đàn hồi, vừa là bộ hướng và có thể tham gia giảm chấn). Mặc dù nhíp vẫn còn một số hạn chế nhưng vẫn có thể khắc phục được tương đối tốt một số điểm còn chưa hoàn thiện.

+ Hệ thống treo cầu sau xe tải dùng hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp lá (đây vừa là bộ phận đàn hồi vừa là bộ phận hướng), bộ phận giảm chấn dùng loại thủy lực, loại tác động 2 chiều.

## CHƯƠNG 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC PHẦN TỬ CỦA HỆ THỐNG TREO

### 2.1. Đặc điểm kết cấu các phần tử của hệ thống treo

#### 2.1.1. Hệ thống treo trước



##### 2.1.1.1. Lò xo (Leaf Springs)

+ Chức năng: Lò xo lá (leaf springs) là thành phần quan trọng trong hệ thống treo của xe tải. Chúng giúp phân bổ tải trọng đều đặn, tạo sự êm ái khi xe di chuyển và giảm chấn động từ mặt đường.

+ Cấu tạo: Lò xo lá bao gồm các tấm thép cong, được xếp chồng lên nhau và gắn kết với nhau bằng các bu lông. Số lượng và kích thước của các lá lò xo có thể thay đổi tùy theo tải trọng của xe.

+ Ưu điểm: Lò xo lá dễ bảo trì, chi phí thấp và có độ bền cao. Đây là loại lò xo phổ biến trên xe tải nhẹ và trung bình.

##### 2.1.1.2. Bộ giảm chấn (Shock Absorbers)

+ Chức năng: Bộ giảm chấn giúp hấp thụ và giảm thiểu các rung động, giúp xe tải di chuyển ổn định hơn. Nó làm giảm tác động của các chấn động từ mặt đường, bảo vệ các bộ phận khác của hệ thống treo và cải thiện sự thoải mái cho tài xế và hành khách.

+ Cấu tạo: Bộ giảm chấn bao gồm một piston nằm trong một ống chứa dầu hoặc khí nén. Khi xe di chuyển, bộ giảm chấn nén và giãn để hấp thụ chấn động.

+ Ưu điểm: Giảm chấn giúp duy trì sự ổn định khi xe tải di chuyển trên địa hình gồ ghề.

#### **2.1.1.3. Trụ treo (Shock Mounts)**

+ Chức năng: Trụ treo là các bộ phận dùng để gắn các bộ giảm chấn vào khung xe và hệ thống treo. Chúng giúp giảm bớt tác động của chấn động vào bộ giảm chấn và các bộ phận của xe.

+ Cấu tạo: Trụ treo thường làm từ cao su hoặc vật liệu chịu lực khác để giảm ma sát và sự mài mòn.

#### **2.1.1.4. Thanh cân bằng (Stabilizer Bar)**

+ Chức năng: Thanh cân bằng giúp duy trì sự ổn định của xe tải khi vào cua. Nó ngăn ngừa hiện tượng nghiêng xe và cải thiện khả năng lái khi xe phải vận hành ở tốc độ cao hoặc trên các địa hình không bằng phẳng.

+ Cấu tạo: Thanh cân bằng là một thanh kim loại cứng, kết nối giữa các bánh xe và các bộ phận khác của hệ thống treo.

#### **2.1.1.5. Bộ phận liên kết (Linkages)**

+ Chức năng: Các bộ phận liên kết giúp kết nối các phần tử trong hệ thống treo với nhau, như kết nối giữa lò xo và khung xe.

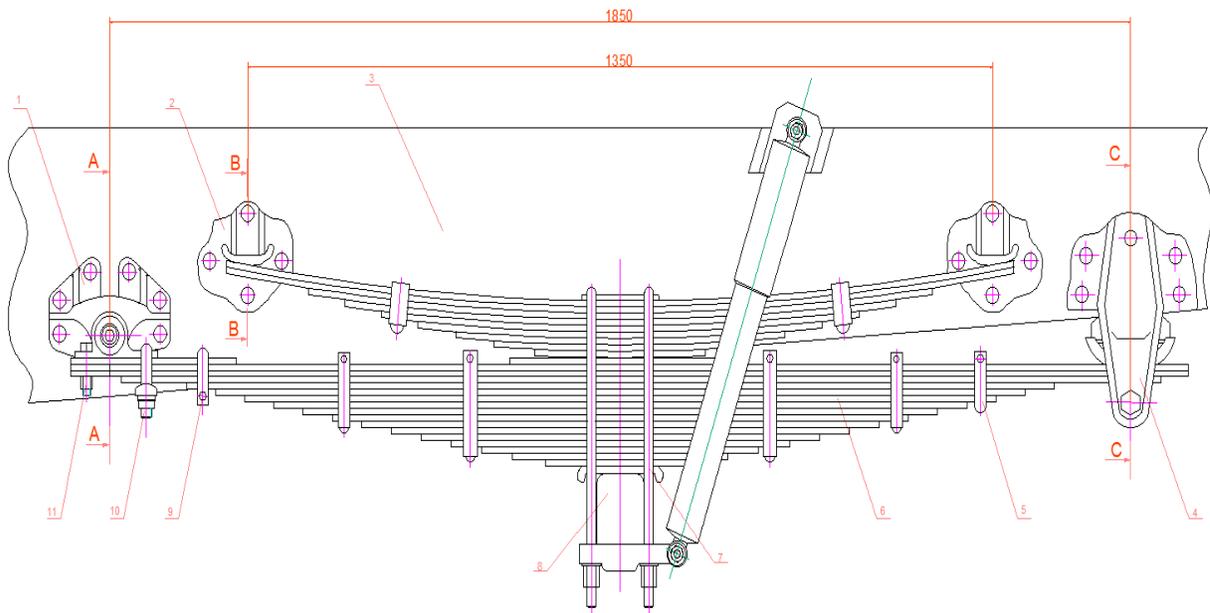
+ Cấu tạo: Bộ phận liên kết thường làm từ thép chịu lực và có thể bao gồm các khớp nối, ống, hoặc các thanh nối.

#### **2.1.1.6. Khung và Bộ phận đỡ (Frame and Mounting Brackets)**

+ Chức năng: Khung là bộ phận chính để kết nối toàn bộ hệ thống treo với phần thân xe. Các bộ phận đỡ giữ chặt các phần tử treo vào khung xe, đảm bảo sự ổn định và an toàn khi xe di chuyển.

+ Cấu tạo: Khung xe thường làm từ thép cường độ cao và được gia cố ở các điểm chịu tải trọng lớn.

## 2.1.2. Hệ thống treo sau



### 2.1.2.1. Lò xo lá (Leaf Spring) – Thành phần chính

Vị trí: Gắn giữa cầu sau và khung

Chức năng: Chịu lực chính khi xe tải hàng; truyền lực giữa bánh xe và khung xe; hấp thụ chấn động từ mặt đường.

Cấu tạo:

- Gồm nhiều lá thép đàn hồi, xếp chồng lên nhau (thường từ 6 đến 12 lá tùy tải trọng).
- Một đầu lò xo gắn cố định vào khung xe, đầu còn lại liên kết qua bản lề (móc treo) để cho phép co giãn khi chuyển động.
- Có đai xiết lò xo để giữ các lá lò xo cố định và giảm xô lệch.

### 2.1.2.2. Cụm trục sau (Rear Axle Housing)

Chức năng: Truyền mô-men từ hộp số đến bánh xe và nâng đỡ phần sau xe.

Liên kết: Trục sau được treo trực tiếp bằng lò xo lá, thông qua gói đỡ cao su hoặc yên lò xo, giúp truyền lực nhưng vẫn đảm bảo đàn hồi.

### 2.1.2.3. Bộ giảm chấn (Shock Absorbers) – nếu được trang bị

Loại: Thường là dạng ống thủy lực hai chiều.

Vị trí: Gắn hai bên cầu sau, từ khung xe xuống trục.

Chức năng: Hỗ trợ giảm dao động do lò xo lá gây ra, giúp bánh xe bám đường tốt hơn.

### 2.1.2.4. Thanh cân bằng (nếu có trên phiên bản cao cấp)

Chức năng: Giúp giảm hiện tượng lật nghiêng khi xe vào cua hoặc khi tải không đều hai bên.

Cấu tạo: Là thanh kim loại cứng, kết nối qua các liên kết đến khung và trục sau.

#### **2.1.2.5. Gối đỡ cao su / Cao su đệm cầu (Rubber Bushings)**

Vị trí: Nằm tại điểm tiếp xúc giữa lò xo lá và trục, hoặc giữa đầu lò xo và khung xe.

Chức năng: Giảm rung động, tiếng ồn, tăng tuổi thọ các mối liên kết cơ khí.

#### **2.1.2.6. Móc treo (Shackle Link)**

Chức năng: Giúp lò xo lá có thể co giãn linh hoạt khi xe chuyển động lên xuống.

Vị trí: Nối giữa đầu tự do của lò xo lá và khung xe.

Cấu tạo: Là khớp cơ khí có thể quay, thường có hai bản mã và bu lông.

#### **2.1.2.7. Đệm hạn chế hành trình (Bump Stop)**

Chức năng: Ngăn ngừa lò xo bị ép quá mức khi xe chở nặng hoặc va chạm mạnh.

Vị trí: Gắn trên khung xe, phía trên trục sau.

### **2.2. Tính toán hệ thống treo.**

#### **2.2.1. Lựa chọn các chỉ tiêu đánh giá hệ thống treo**

- Hệ thống treo thiết kế ra phải đảm bảo cho xe đạt độ êm dịu theo các chỉ tiêu đã đề ra. Hiện nay có nhiều chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động như tần số dao động, gia tốc dao động, vận tốc dao động...

- Trong đồ án tốt nghiệp, ta chỉ lựa chọn theo một chỉ tiêu, đó là chỉ tiêu tần số dao động. Tuy nhiên khi tính toán hệ thống treo ô tô người ta thường dùng thông số:

Số lần dao động trong 1 phút  $n$ :  $n = 90-120$  lần/phút.

Chọn sơ bộ:  $n = 100$  lần/ phút. 120 lần/phút.

#### **2.2.2. Xác định lực tác dụng lên nhíp**

Nhíp được làm từ các lá thép cong, sắp xếp lại với nhau theo thứ tự từ ngắn đến dài. Cụm nhíp được kẹp chặt lại với nhau ở vị trí giữa bằng một bulông định tâm. Hai đầu của lá nhíp dài nhất (lá nhíp chính) được uốn cong tạo thành tai nhíp, mắt nhíp để gắn nhíp vào khung hay vào một dầm nào đó thông qua mỡ nhíp và chốt nhíp.

##### **2.2.2.1. Khi xe đầy tải**

Trọng lượng của xe lúc đầy tải là :7000 kg.

Khối lượng phần được treo tác dụng lên hệ thống treo :

+) Cầu trước :  $M_1 = 1969$  (kg).

+) Cầu sau :  $M_2 = 5031$  (kg).

Tải trọng tác dụng lên một bên nhíp cầu trước và một bên nhíp cầu sau là:

$$Z_{t1} = \frac{M_1 \cdot g}{2} = \frac{1969,9,8}{2} = 9845(N) \quad (2.1)$$

$$Z_{t2} = \frac{5031,9,8}{2} = 25265(N) \quad (2.2)$$

### 2.2.2.2. Khi xe không tải

Trọng lượng bản thân : 3305

Khối lượng phân được treo tác dụng lên hệ thống treo :

+) Cầu trước :  $M'_1 = 1700$  (kg).

+) Cầu sau :  $M'_2 = 1605$  (kg).

Tải trọng tác dụng lên một bên nhíp cầu trước và một bên nhíp cầu sau là:

$$Z'_{t1} = \frac{M'_1 \cdot g}{2} = \frac{1700,9,8}{2} = 8330(N) \quad (2.3)$$

$$Z'_{t2} = \frac{1605,9,8}{2} = 7864(N) \quad (2.4)$$

### 2.3.1. Thiết kế nhíp trước

#### 2.3.1.1. Độ cứng của hệ thống treo.

Tần số giao động góc và độ cứng của hệ thống treo quan hệ với nhau theo công thức:

$$C = \frac{M \cdot n^2}{30^2} \quad (2.5)$$

Trong đó:

C: Độ cứng của hệ thống treo (N/m)

M: Khối lượng được treo (kg):  $M = 1969/2 = 984,5$  (kg)

n: Tần số dao động 100 (lần/phút)

$$C = \frac{M \cdot n^2}{30^2} = \frac{984,5 \cdot 100^2}{30^2} = 107853 N / m$$

Theo công thức độ vông tĩnh được tính:

$$f_t = \left( \frac{300}{n} \right)^2 = \left( \frac{300}{100} \right)^2 = 9 \quad (2.6)$$

### 2.3.1.2. Chọn sơ bộ thông số kích thước nhíp

- Nhíp là một loại lò xo gồm nhiều lá thép mỏng (lá nhíp) ghép lại với nhau. Kích thước hình học của các nhíp sẽ là :

Chiều dài các lá  $L_1, L_2, L_k, \dots, L_n$ .

Tiết diện lá nhíp ;  $b \times h_k$ .

$n$ : số lá nhíp.

$b$ : chiều rộng lá nhíp.

$h_k$ : chiều dày lá nhíp thứ  $k$ .

Chiều dài toàn bộ nhíp  $L_t$  có thể chọn sơ bộ như sau.

Nhíp trước:

$$L_t = (0,26 \div 0,35) \cdot 3845 = (999,7 \div 1545) \text{ mm} \quad (2.7)$$

Chọn  $L_t = 1450 \text{ mm}$

Dựa vào loại xe, tải trọng, kích thước và kết cấu khung bố trí chọn sơ bộ các thông số như sau:

Số lá nhíp:  $n=11$

Chiều rộng lá nhíp:  $b=70 \text{ mm}$

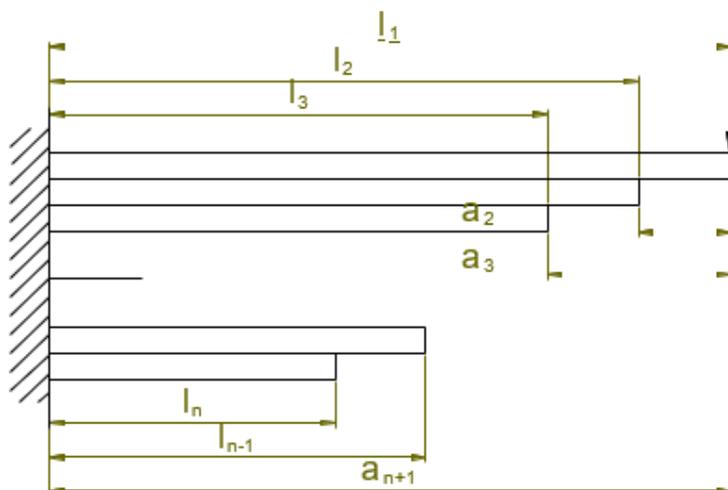
Chiều dày lá nhíp:

$$h_1 = h_2 = 8 \text{ mm}$$

$$h_3 = h_4 = h_{11} = 8.5 \text{ mm}$$

Chiều rộng  $b$  và chiều dày  $h$  thỏa mãn:

$$6 < \frac{b}{h} = \frac{70}{8} = 8.75 < 10 \quad (2.8)$$



Hình 2. 1. Sơ đồ nhíp lá

Chiều dài  $l_k$  được tính theo hệ phương trình sau:

$$A_2 + B_2 + C_2 = 0$$

$$A_3 + B_3 + C_3 = 0$$

$$A_4 + B_4 + C_4 = 0$$

$$A_5 + B_5 + C_5 = 0$$

$$A_6 + B_6 + C_6 = 0$$

$$A_7 + B_7 + C_7 = 0$$

$$A_8 + B_8 + C_8 = 0$$

$$A_9 + B_9 + C_9 = 0$$

$$A_{10} + B_{10} = 0$$

Trong đó:

$$A_k = \frac{J_k}{2J_k - 1} \quad (2.9)$$

$$B_k = \frac{3l_k - 1}{l_k} \quad (2.10)$$

$$C_k = \frac{1}{2} + \frac{3l_{k-1}}{l_k} \cdot \frac{J_k}{J_{k-1}} \quad (2.11)$$

Với  $l_1 = l_2 = 680$  mm

Với bộ nhíp có 2 lá nhíp (lá 1 và lá 2) có chiều dài và chiều dày giống nhau, ta coi hai lá gộp lại thành một lá với:

$$J_1 = \frac{2 \cdot b \cdot h^3}{12} \quad (2.12)$$

Khi đó tương ứng  $k=1$  ứng với lá 2,  $k=2$  ứng với lá 3...

Giải hệ phương trình trên ta được :

$l_1 = 680$  ;  $l_2 = 680$  ;  $l_3 = 583$  ;  $l_4 = 525$  ;  $l_5 = 466$  ;  $l_6 = 407$ ;  $l_7 = 348$ ;  $l_8 = 288$ ;  $l_9 = 227$  ;  $l_{10} = 165$  ;  $l_{11} = 99$  (mm).

### 2.3.1.3. Tính độ cứng, độ võng tĩnh và kiểm tra tần số giao động của nhíp

Độ cứng của nhíp đối với trường hợp nhíp đối xứng:

$$C = \frac{6E}{\sum_{k=2}^n a_k \cdot y_k \cdot y_{k-1}} \quad (2.13)$$

Trong đó:

Hằng số thực nghiệm: 0,85

E: Moodun đàn hồi của vật liệu khi uốn:

$$E = 2.10^5 \text{ MN/m}^2$$

Các đại lượng thành phần:

$a_k = l_1 - l_k$  : hiệu chiều dài nửa lá nhíp so với lá chính.

$l_k$  chiều dài nửa lá nhíp thứ k.

$$Y_k = \frac{1}{l_k} : \text{hệ số đàn hồi của lá thứ k}$$

$l_k = J_1 + J_2 + \dots + J_k$  ( tổng momen quán tính từ lá 1 đến lá k )

$$J_k = \frac{b \cdot h_k^3}{12} \quad (2.14)$$

b : chiều rộng lá nhíp (mm)

$h_k$  : chiều dày lá nhíp thứ k (mm).

Ta có bảng tính toán sau:

Lá số k	l <sub>k</sub> (mm)	a <sub>k</sub> = l <sub>1</sub> - l <sub>k</sub> (mm)	h <sub>k</sub> (mm)	J <sub>k</sub> (mm <sup>4</sup> )	I <sub>k</sub> (mm <sup>4</sup> )
2	680	0	8.5	5973.33	4094.166667
3	583	97	8	3582.4	8954.166667
4	525	155	8	4860	13814.16667
5	466	214	8	4860	18674.16667
6	407	273	8	4860	23534.16667
7	348	332	8	4860	28394.16667
8	288	392	8	4860	33254.16667
9	227	453	8	4860	38114.16667
10	165	515	8	4860	42974.16667
11	99	581	8	4860	47834.16667

$$C = \frac{6E}{\sum_{k=2}^n a_k \cdot y_k \cdot y_{k-1}} = \frac{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0,85 \cdot 10^3}{10740} = 94972 \text{ N / m}$$

Tần số giao động thực tế:

$$n = \frac{30}{\sqrt{M}} \cdot \sqrt{C} = \frac{30}{\sqrt{9845}} \cdot \sqrt{94972} = 94 \quad (2.15)$$

n = 94 ( lần/ phút) thỏa mãn yêu cầu.

Như vậy các thông số kích thước của nhíp khá phù hợp về mặt độ cứng hay tần số giao động cho phép:

#### 2.3.1.4. Tính bền nhíp và các chi tiết liên quan

Đối với nhíp 1/2 elip, với lý luận như trên ta coi rằng nhíp bị ngàm giữa. Như vậy khi tính toán ta chỉ tính cho một nửa lá nhíp với các giả thiết sau:

Coi nhíp là loại 1/4 elip, một đầu được ngàm chặt, một đầu chịu lực.

Bán kính cong của các lá nhíp bằng nhau, các lá nhíp chỉ tiếp xúc với nhau ở các đầu mút và lực chỉ truyền qua đầu mút.

Biến dạng ở vị trí tiếp xúc 2 lá nhíp cạnh nhau thì bằng nhau. giữa Với các giả thiết trên thì sơ đồ tính bền nhíp như sau:

Tại điểm B biến dạng của lá thứ nhất và lá thứ hai bằng nhau, tương tự tại điểm S biến dạng của lá thứ k<sub>1</sub> và lá thứ k bằng nhau. Bằng cách lập các biểu thức biến dạng tại các điểm trên và cho chúng bằng nhau từng đôi một ta sẽ đi đến 1 hệ phương trình với ẩn là các giá trị X<sub>2</sub>,...X<sub>n</sub>.

$$A_2 P + B_2 X_2 + C_3 X_3 = 0$$

$$A_3 X_2 + B_3 X_3 + C_3 X_4 = 0$$

. . . . .

$$A_n X_{n+1} + B_n X_n = 0$$

Trong đó:

$$A_k = \frac{J_k}{2J_k - 1}$$

$$B_k = \frac{3l_k - 1}{l_k}$$

$$C_k = \frac{1}{2} + \frac{3l_{k-1}}{l_k} \cdot \frac{J_k}{J_{k-1}}$$

l<sub>k</sub> : chiều dài tính toán từ quang nhíp đến đầu mút lá nhíp

J<sub>k</sub> : momen quán tính của tiết diện lá nhíp thứ k.

Lập bảng kết quả tính toán ta có:

<b>K</b>	<b>l (mm)</b>	<b>J<sub>k</sub> (mm<sup>4</sup>)</b>	<b>A<sub>k</sub></b>	<b>B<sub>k</sub></b>	<b>C<sub>k</sub></b>
1	680	7676.56	0	0	0
2	548	3200	0.75	1.6	0.85
3	494	3200	1.17	2	0.83
4	438	3200	1.19	2	0.81
5	382	3200	1.22	2	0.78
6	326	3200	1.26	2	0.74
7	270	3200	1.31	2	0.69
8	212	3200	1.4	2	0.6
9	154	3200	1.57	2	0.43
10	92	3200	2	2	0

Hệ phương trình trở thành:

$$0,75.4922.5 - 1,6.X_2 + 0,86.X_3 = 0$$

$$1,17.X_2 - 2.X_3 + 0,83.X_4 = 0$$

$$1,19.X_3 - 2.X_4 + 0,81.X_5 = 0$$

$$1,22.X_4 - 2.X_5 + 0,78.X_6 = 0$$

$$1,26.X_5 - 2.X_6 + 0,74.X_7 = 0$$

$$1,31.X_6 - 2.X_7 + 0,69.X_8 = 0$$

$$1,40.X_7 - 2.X_8 + 0,60.X_9 = 0$$

$$1,57.X_8 - 2.X_9 + 0,43.X_{10} = 0$$

$$2.X_9 - 2.X_{10} = 0$$

Giải hệ phương trình trên ta được:

$$X_2 = X_3 = X_4 = X_5 = X_6 = X_7 = X_8 = X_9 = X_{10} = 4922,5 \text{ N}$$

Mô men tại điểm A:

$$M_A = X_k(l_k - l_{k+1}).$$

Mô men tại điểm B:

$$M_B = X_k.l_k - X_{k+1}.l_{k+1}$$

Momen chống uốn của từng lá nhíp:

$$W_2 = \dots = W_{11} = \frac{b.h^2}{6} = \frac{70.8,5^2}{6} = 842,92 \text{ mm}$$

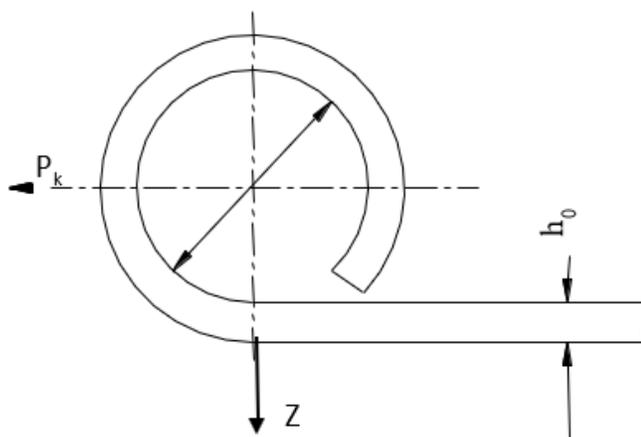
Từ đó ta có bảng kết quả tính toán:

l (mm)	W_u (mm <sup>3</sup> )	X_k (N)	M_A (N.mm)	σ_A (N/mm <sup>2</sup> )	M_B (N.mm)	σ_B (N/mm <sup>2</sup> )
680	1493.33	4922.5	477482.5	320	477482.5	320
583	842.92	4922.5	285505	339	285505	339
525	842.92	4922.5	290427.5	345	290427.5	345
466	842.92	4922.5	290427.5	345	290427.5	345
407	842.92	4922.5	290427.5	345	290427.5	345
348	842.92	4922.5	295350	350	295350	350
288	842.92	4922.5	300272.5	356	300272.5	356
227	842.92	4922.5	305195	362	305195	362
165	842.92	4922.5	324885	385	324885	385
99	842.92	4922.5	0	0	487327.5	578

Kết luận: Sau khi có giá trị momen ta tính ra ứng suất và so sánh với ứng suất cho phép. Với vật liệu lá nhíp là 60C2, ứng suất cho phép thường có giá trị:  $600 \text{ N/mm}^2$ . Vì tất cả các giá trị ứng suất lớn nhất (ở điểm B) đều nhỏ hơn  $600 \text{ N/mm}^2$  nên các nhíp đảm bảo đủ bền theo điều kiện ứng suất.

### 2.3.1.5. Tính bền tại nhíp

Sơ đồ tính bền tại nhíp biểu được diễn trên hình bên.



Hình 2. 2. Sơ đồ tại nhíp

Trong đó:

D đường kính trong của tai nhíp,

chọn  $D = 50 \text{ mm}$ .

$h_0$  chiều dày lá nhíp chính,  $h_0 = 8 \text{ mm}$

b chiều rộng lá nhíp,  $b = 70 \text{ mm}$

Tai nhíp chịu tác dụng của lực kéo  $P_k$  hay lực phanh  $P_p$ . Trị số của lực này được xác định theo công thức sau:

$$P_{\max} = \mu \cdot Z_{bx}$$

Trong đó:

hệ số bám lấy:  $\mu = 0,7$

$$Z_{bx} = 4922,5 \text{ N}$$

$$P_{\max} = \mu \cdot Z_{bx} = 0,7 \cdot 4922,5 = 3445,75 \text{ N}$$

Ứng suất uốn tại tai nhíp được tính theo công thức:

$$\sigma = \frac{M_u}{W_u} \quad (2.16)$$

Trong đó:

$$M_u = \frac{P.D}{2} = P.2h \quad (2.17)$$

$$W_u = \frac{b.h^2}{2} \quad (2.18)$$

Ứng suất uốn ở tai nhíp:

$$\sigma_{uon} = \frac{6.P.D}{4.b.h^2} = \frac{6.3445,75.50}{4.70.8^2} = 57,7 \text{ N/mm}^2 \quad (2.19)$$

Ứng suất kéo ở tai nhíp là:

$$\sigma_{keo} = \frac{P_{k \max}}{2.b.h} = \frac{3445.75}{2.70.8} = 3,08 \text{ N/mm}^2 \quad (2.20)$$

Ứng suất tổng hợp cho phép:

$$\sigma = 57,7 + 3,08 = 60,78 \text{ N/mm}^2$$

Ứng suất tổng hợp cho phép:  $\sigma = 350 \text{ N/mm}^2$ . Vậy tai nhíp đủ bền.

### 2.3.1.6. Tính kiểm tra chốt nhíp

Đường kính chốt nhíp được chọn bằng đường kính trong danh nghĩa của tai nhíp:  $D_{chốt} = 50 \text{ mm}$ .

Chọn vật liệu chế tạo chốt nhíp là thép cac bon trung bình có thành phần cac bon (40X), xianua hóa thì ứng suất chèn đập cho phép.

Ứng suất chèn đập cho phép:  $\sigma_{chèn \text{ đập}} = 4 \text{ N/mm}^2$

Kiểm nghiệm theo ứng suất chèn đập:

$$\sigma = \frac{\sqrt{Z.P}}{D.b} = \frac{\sqrt{4922,5.3445,75}}{50.70} = 1,17 \text{ N/mm}^2 \quad (2.21)$$

Ứng suất chèn đập sinh ra nhỏ hơn ứng suất cho phép. Vậy chốt đảm bảo đủ bền.

### 2.4.1. Thiết kế nhíp sau và nhíp sau phụ

Tải trọng đặt lên cả nhíp chính và nhíp phụ ở một bên hệ thống treo. Lực tác dụng lên một bên nhíp.

$$Z_s = 25265 \text{ (N)}$$

Đối với xe tải:

Nhíp sau :  $L_t = (0,35 \div 0,45)L$ ; (L là chiều dài cơ sở của xe).

$$L_t = (0,35 \div 0,45) \cdot 3845 = 1345 \div 1915 \text{ mm.}$$

Chọn  $L_t = 1850 \text{ mm.}$

Khoảng cách giữa bu lông ngàm nhóm = 90 mm.

### 2.4.1.1. Nhíp sau chính

Dựa vào loại xe, tải trọng, kết cấu khung vỏ nhíp, của xe và kích thước các lá ta có bộ thông số sau:

Số lá nhíp  $n = 16.$

Chiều rộng  $b = 80 \text{ mm.}$

Chiều dày  $h_1 = h_2 = 8,5 \text{ mm; } h_3 = h_4 = \dots h_{16} = 9 \text{ mm.}$

Chiều rộng  $b$  và chiều dày  $h$  thỏa mãn:  $6 < \frac{b}{h} = \frac{80}{8,5} = 9,4 < 10$

Chiều dài  $l_k$  được tính theo hệ phương trình sau:

$$A_2 + B_2 + C_2 = 0$$

$$A_3 + B_3 + C_3 = 0$$

$$A_4 + B_4 + C_4 = 0$$

$$A_5 + B_5 + C_5 = 0$$

$$A_6 + B_6 + C_6 = 0$$

$$A_7 + B_7 + C_7 = 0$$

$$A_8 + B_8 + C_8 = 0$$

$$A_9 + B_9 + C_9 = 0$$

$$A_{10} + B_{10} + C_{10} = 0$$

$$A_{11} + B_{11} + C_{11} = 0$$

$$A_{12} + B_{12} + C_{12} = 0$$

$$A_{13} + B_{13} + C_{13} = 0$$

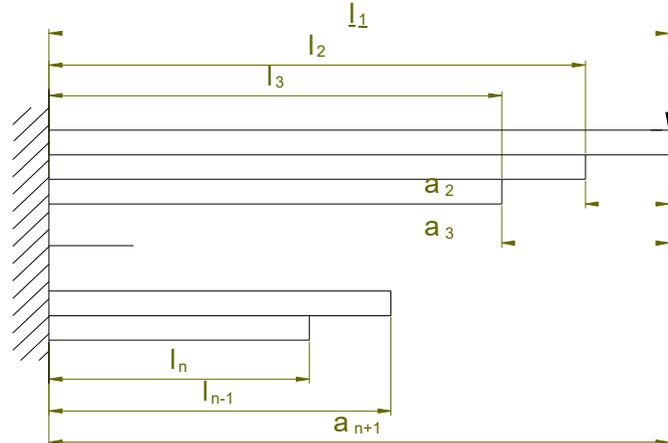
$$A_{14} + B_{14} + C_{14} = 0$$

$$A_{15} + B_{15} = 0$$

Trong đó:

$$A_k = \frac{J_k}{2J_k - 1}$$

$$B_k = \frac{3l_k - 1}{l_k}$$



$$C_k = \frac{1}{2} + \frac{3l_{k-1}}{l_k} \cdot \frac{J_k}{J_{k-1}}$$

Với  $l_1 = l_2 = 880$  mm

Với bộ nhíp có 2 lá nhíp (lá 1 và lá 2) có chiều dài và chiều dày giống nhau, ta coi hai lá gộp lại thành một lá với:

$$J_1 = \frac{2.b.h^3}{12}$$

Khi đó tương ứng  $k=1$  ứng với lá 2,  $k=2$  ứng với lá 3...

Giải hệ phương trình trên ta được :

$l_1 = 880$  ;  $l_2 = 880$  ;  $l_3 = 793$  ;  $l_4 = 741$  ;  $l_5 = 688$  ;  $l_6 = 636$ ;  $l_7 = 583$ ;  $l_8 = 530$ ;  $l_9 = 477$  ;  $l_{10} = 424$  ;  $l_{11} = 370$  (mm);  $l_{12} = 316$ ;  $l_{13} = 262$ ;  $l_{14} = 206$ ;  $l_{15} = 150$ ;  $l_{16} = 90$  (mm).

Vậy :  $L_1 = 1850$ ;  $L_2 = 1850$ ;  $L_3 = 1676$  ;  $L_4 = 1572$  ;  $L_5 = 1466$ ;  $L_6 = 1362$   $L_7 = 1256$ ;  $L_8 = 1150$ ;  $L_9 = 1044$  ;  $L_{10} = 938$ ;  $L_{11} = 830$  ;  $L_{12} = 722$   $L_{13} = 614$  ;  $L_{14} = 502$  ;  $L_{15} = 390$  ;  $L_{16} = 270$  (mm).

#### 2.4.1.2. Nhíp sau phụ

Chọn  $L_p = 1350$  mm.

Khoảng cách giữa bu lông ngàm nhíp = 90 mm.

Dựa vào loại xe, tải trọng, kết cấu khung vỏ nhíp của xe và kích thước các lá ta có bộ thông số sau:

Số lá nhíp  $n = 9$ .

Chiều rộng  $b = 80$  mm.

Chiều dày  $h_1 = h_2 = 8,5$  mm;  $h_3 = h_4 = \dots = h_{11} = 9$  mm.

Chiều rộng  $b$  và chiều dày  $h$  thỏa mãn:  $6 < \frac{b}{h} = \frac{80}{8,5} = 9,4 < 10$

$$A_2 + B_2 + C_2 = 0$$

$$A_3 + B_3 + C_3 = 0$$

$$A_4 + B_4 + C_4 = 0$$

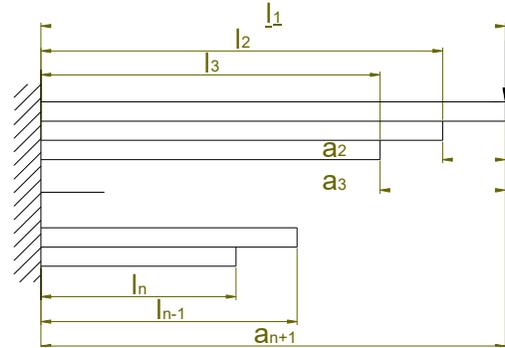
$$A_5 + B_5 + C_5 = 0$$

$$A_6 + B_6 + C_6 = 0$$

$$A_7 + B_7 + C_7 = 0$$

$$A_8 + B_8 = 0$$

Trong đó:



$$A_k = \frac{J_k}{2J_k - 1}$$

$$B_k = \frac{3l_k - 1}{l_k}$$

$$C_k = \frac{1}{2} + \frac{3l_{k-1}}{l_k} \cdot \frac{J_k}{J_{k-1}}$$

Với  $l_1 = l_2 = 630$  mm

Với bộ nhíp có 2 lá nhíp (lá 1 và lá 2) có chiều dài và chiều dày giống nhau, ta coi hai lá gộp lại thành một lá với:

$$J_1 = \frac{2 \cdot b \cdot h^3}{12}$$

Giải hệ phương trình trên ta được:

$l_1 = 630$  ;  $l_2 = 630$  ;  $l_3 = 520$  ;  $l_4 = 454$  ;  $l_5 = 388$  ;  $l_6 = 321$  ;  $l_7 = 253$  ;  $l_8 = 184$  ;  $l_9 = 110$  (mm);

Vậy :  $L_1 = 1350$ ;  $L_2 = 1350$ ;  $L_3 = 1130$  ;  $L_4 = 998$  ;  $L_5 = 866$ ;  $L_6 = 732$ ;  $L_7 = 596$ ;  $L_8 = 458$ ;  $L_9 = 310$  (mm).

#### 2.4.1.2. Tính độ võng tĩnh của nhíp chính và nhíp phụ

Với sự phân bố này phải đảm bảo sao cho khi đầy tải thì nhíp chính vẫn đủ bền. Không có công thức tính trực tiếp giá trị này do đó ta phải dùng phương pháp thử nghĩa là giả thiết một trọng lượng nào đó đặt lên nhíp chính sau đó tính bền cho nhíp chính nếu không đủ bền thì phải giảm trọng lượng đi ngược lại thì tăng lên. Trọng lượng này có thể tính từ việc chọn số % tải trọng của xe tại thời điểm nhíp phụ bắt đầu làm việc. Gọi a là % tải trọng của xe tại thời điểm nhíp phụ bắt đầu làm việc Khi đó trọng lượng tác dụng lên hệ thống treo khi nhíp phụ bắt đầu làm việc.

Tải trọng do nhíp chính chịu được tính theo công thức:

$$G'_c = G'_0 + \frac{a}{100} + G' \quad (2.22)$$

Trong đó:

$G'_0$  : trọng lượng không tải tác dụng lên hệ thống treo.

$G'$  : trọng lượng của xe tác dụng lên hệ thống treo khi xe đầy tải.

Ngoài ra khi đầy tải nhíp chính và nhíp phụ cũng chịu thêm tải trọng:

$$G'_f = G_t - G_c \quad (2.23)$$

Biến dạng của nhíp phụ được tính:

$$f_r = \frac{G'_f}{C_t} \quad (2.24)$$

**Chú ý:** Khi trị số a càng lớn thì xe càng "êm". nhưng nhíp dễ bị quá tải còn ngược lại nếu a quá nhỏ thì ưu điểm của nhíp 2 tầng sẽ bị giảm đi.

Chọn hệ số a = 18%

Vậy từ công thức:  $G'_c = G'_0 + \frac{a}{100} + G'$

Với:  $G'_0 = Z'_{t2} = 7500$  N.

Thay số vào ta có:

$$G'_c = 7500.0,18.25265 = 12048 \text{ (N)}$$

$$G'_f = G_t - G_c = 25265 - 12048 = 13217 \text{ (N)}$$

Đây là trọng lượng mà nhíp chính và phụ cùng chịu.

Lập bảng tính toán với nhíp phụ ta có:

k	l (mm)	a_k1 (mm)	b (mm)	h_k (mm)	J_k (mm <sup>4</sup> )	I_k (mm <sup>4</sup> )	Y_k (1/mm <sup>4</sup> )	Y_k·Y_k-1 (1/mm <sup>4</sup> )
1	630	110	80	8.5	8188.33	8188.33	0.000122	0.000045
2	520	176	80	9	4860	13048.33	0.000077	0.000021
3	454	242	80	9	4860	17908.33	0.000056	0.000012
4	388	309	80	9	4860	22768.33	0.000044	0.000008
5	321	377	80	9	4860	27628.33	0.000036	0.000005
6	253	446	80	9	4860	32488.33	0.000031	0.000004
7	184	520	80	9	4860	37348.33	0.000027	0.000003
8	110	630	80	9	4860	42208.33	0.000024	0.000024

Thay số vào ta có:

$$C = \frac{6E}{\sum_{k=2}^n a_k \cdot y_k \cdot y_{k-1}} = \frac{6.2,1.10^{11}.0,85}{7573,86.10^3} = 141407 \text{ N / m}$$

Lập bảng tính toán nhíp chính ta có:

K	l (mm)	a_k1 (mm)	b (mm)	h_k (mm)	J_k (mm <sup>4</sup> )	I_k (mm <sup>4</sup> )	Y_k (1/mm <sup>4</sup> )	Y_k·Y_k- 1 (1/mm <sup>4</sup> )
1	880	87	80	8.5	8188.33	8188.33	0.000122	0.000045
2	793	139	80	9	4860	13048.33	0.000077	0.000021
3	741	192	80	9	4860	17908.33	0.000056	0.000012
4	688	244	80	9	4860	22768.33	0.000044	0.000008
5	636	297	80	9	4860	27628.33	0.000036	0.000005
6	583	350	80	9	4860	32488.33	0.000031	0.000004
7	530	403	80	9	4860	37348.33	0.000027	0.000003
8	477	456	80	9	4860	42208.33	0.000024	0.000002
9	424	510	80	9	4860	47068.33	0.000021	0.000002
10	370	564	80	9	4860	51928.33	0.000019	0.000002
11	316	618	80	9	4860	56788.33	0.000018	0.000001
12	262	674	80	9	4860	61648.33	0.000016	0.000001
13	206	730	80	9	4860	66508.33	0.000015	0.000001
14	150	790	80	9	4860	71368.33	0.000014	0.000001

Độ cứng của nhíp chính:

$$C = \frac{6E}{\sum_{k=2}^n a_k \cdot y_k \cdot y_{k-1}} = \frac{6.2,1.10^{11}.0,85}{12058,38} = 84589 \text{ N / m}$$

Sau khi tính được độ cứng của nhíp chính và nhíp phụ ta có độ cứng của cả hệ thống là:

$$C_t = C_1 + C_2 = 141407 + 84589 = 222878 \text{ (N/m)}$$

Sau khi tính được độ cứng của nhíp ta tính độ võng của nhíp chính và nhíp phụ:

$$f_t = \frac{G}{C} = \frac{25265}{222878} = 0,113 \text{ m} = 11,3 \text{ cm}$$

Vậy tần số giao động của nhíp:

$$n = \frac{300}{\sqrt{11,3}} = \frac{300}{\sqrt{11,3}} = 90 \text{ (lần/phút)}$$

Kết luận:

Qua phần kiểm nghiệm trên ta thấy hệ thống treo sau thoả mãn điều kiện êm dịu trong khi làm việc khi đã tăng tải. Tần số dao động của xe cho phép với xe tải n thuộc  $90 \div 120$  (lần/phút).

Vậy ta có biến dạng của nhíp phụ :

$$f_r = \frac{G'_f}{C_t} = \frac{13217}{222878} = 0,059 \text{ m} = 5,9 \text{ (cm)}$$

Trọng lượng phần được treo tác dụng lên nhíp phụ khi xe đầy tải:

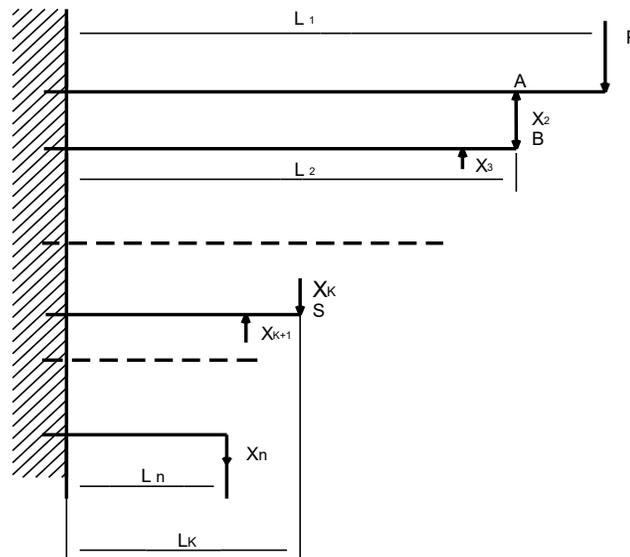
$$G_f = C_f \cdot f_f = 0,059 \cdot 138289 = 8200 \text{ (N)}$$

Trọng lượng phần được treo tác dụng lên nhíp chính là:

$$G_c = G_t - G_f = 25265 - 8200 = 17065 \text{ (N)}$$

### 2.4.1.3. Tính bên nhíp chính và nhíp phụ

Đối với nhíp 1/2 elíp ta lý luận như trên ta coi rằng nhíp bị ngàm chặt ở giữa. Dựa vào phương pháp tải trọng tập trung để tính bên nhíp, giả sử có sơ đồ nhíp như sau:



Với các giả thiết như trên thì sơ đồ tính bền nhíp như trên hình vẽ:

Tại điểm B biến dạng của lá thứ nhất và lá thứ hai bằng nhau, tương tự tại các điểm S biến dạng của lá thứ k<sub>1</sub> và lá thứ k bằng nhau. Bằng cách lập các biểu thức biến dạng tại các điểm trên và cho chúng bằng nhau từng đôi một ta sẽ đi đến 1 hệ n<sub>1</sub> phương trình với n<sub>1</sub> ẩn là các giá trị X<sub>2</sub>,...,X<sub>n</sub>.

Hệ phương trình đó như sau:

$$A_2.P + B_2.X_2 + C_2.X_3 = 0$$

$$A_3.X_2 + B_3.X_3 + C_3.X_4 = 0$$

.....

$$A_n.X_{n-1} + B_n.X_n + C_n.X_{n+1} = 0$$

Trong đó:

$$A_k = \frac{J_k}{2J_k - 1}$$

$$B_k = \frac{3l_k - 1}{l_k}$$

$$C_k = \frac{1}{2} + \frac{3l_{k-1}}{l_k} \cdot \frac{J_k}{J_{k-1}}$$

a) Tính toán với nhíp phụ:

$$J_1 = \frac{2.b.h^3}{12}$$

Lập bảng kết quả tính toán:

<b>K</b>	<b>l (mm)</b>	<b>J<sub>k</sub> (mm<sup>4</sup>)</b>	<b>A<sub>k</sub></b>	<b>B<sub>k</sub></b>	<b>C<sub>k</sub></b>
1	630	8188.33	0	0	0
2	520	4860	0.78	-1.59	0.81
3	454	4860	1.22	-2	0.78
4	388	4860	1.26	-2	0.74
5	321	4860	1.31	-2	0.69
6	253	4860	1.4	-2	0.6
7	184	4860	1.57	-2	0.43
8	110	4860	2	-2	0

Hệ phương trình trở thành:

$$0,78.4100 - 1,59.X_2 + 0,81.X_3 = 0$$

$$1,22.X_2 - 2.X_3 + 0,78.X_4 = 0$$

$$1,26.X_3 - 2.X_4 + 0,74.X_5 = 0$$

$$1,31.X_4 - 2.X_5 + 0,69.X_6 = 0$$

$$1,40.X_5 - 2.X_6 + 0,60.X_7 = 0$$

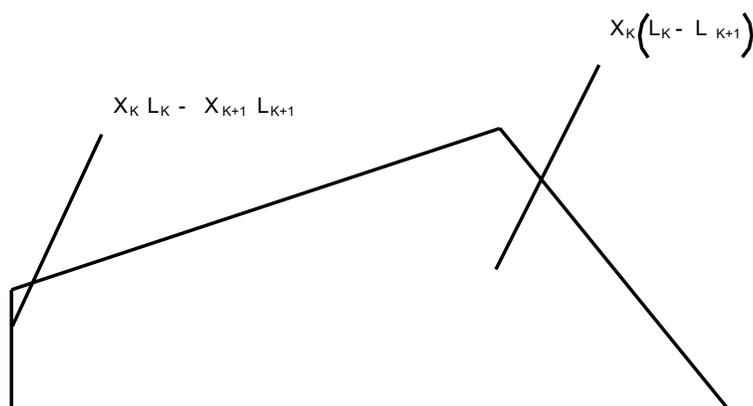
$$1,57.X_6 - 2.X_7 + 0,43.X_8 = 0$$

$$2.X_7 - 2.X_8 = 0$$

Sau khi giải hệ phương trình ta có bảng kết quả:

$$X_2 = X_3 = X_4 = X_5 = X_6 = X_7 = X_8 = 4100 \text{ (N)}$$

Khi có các giá trị  $X_k$  ta xác định được các giá trị mômen tại A và B của từng lá nhíp như sau:



Ứng suất của nhíp được xác định:

$$\sigma = M_u / W_k$$

$M_u$ : Mômen uốn

$W_{uc}$ : Mômen chống uốn của nhíp

Lập bảng tính ứng suất cho nhíp phụ ta có:

l (mm)	W_u (mm <sup>3</sup> )	X_k (N)	M_A (N·mm)	σ_A (N/mm <sup>2</sup> )	M_B (N·mm)	σ_B (N/mm <sup>2</sup> )
630	1926.67	4100	451000	234	451000	234
520	1080	4100	270600	251	270600	251
454	1080	4100	270600	251	270600	251
388	1080	4100	274700	254	274700	254
321	1080	4100	278800	258	278800	258

253	1080	4100	282900	262	282900	262
184	1080	4100	303400	281	303400	281

b) Tính toán với nhíp chính:

Số lá nhíp: 16

$$\text{Tải trọng tác dụng lên 1 đầu nhíp: } P_t = \frac{17065}{2} = 8532,5 \text{ (N)}$$

Các kết quả hệ số  $A_k$ ,  $B_k$ ,  $C_k$  được lập trong bảng tính sau:

K	l (mm)	J <sub>k</sub> (mm <sup>4</sup> )	A <sub>k</sub>	B <sub>k</sub>	C <sub>k</sub>
1	880	8188.33	0	0	0
2	793	4860	0.69	-1.59	0.91
3	741	4860	1.11	-2	0.89
4	688	4860	1.11	-2	0.89
5	636	4860	1.12	-2	0.88
6	583	4860	1.14	-2	0.86
7	530	4860	1.15	-2	0.85
8	477	4860	1.17	-2	0.83
9	424	4860	1.19	-2	0.81
10	370	4860	1.22	-2	0.78
11	316	4860	1.25	-2	0.75
12	262	4860	1.32	-2	0.68
13	206	4860	1.4	-2	0.6
14	150	4860	1.57	-2	0.43
15	90	4860	2	-2	0

Hệ phương trình trở thành:

$$0,69.8532,5 - 1,59.X_2 + 0,91.X_3 = 0$$

$$1,11.X_2 - 2.X_3 + 0,89.X_4 = 0$$

$$1,11.X_3 - 2.X_4 + 0,89.X_5 = 0$$

$$1,12.X_4 - 2.X_5 + 0,88.X_6 = 0$$

$$1,14.X_5 - 2.X_6 + 0,86.X_7 = 0$$

$$1,15.X_6 - 2.X_7 + 0,85.X_8 = 0$$

$$\begin{aligned}
 1,17.X_7 - 2.X_8 + 0,83.X_9 &= 0 \\
 1,19.X_8 - 2.X_9 + 0,81.X_{10} &= 0 \\
 1,22.X_9 - 2.X_{10} + 0,78.X_{11} &= 0 \\
 1,25.X_{10} - 2.X_{11} + 0,75.X_{12} &= 0 \\
 1,32.X_{11} - 2.X_{12} + 0,68.X_{13} &= 0 \\
 1,4.X_{12} - 2.X_{13} + 0,6.X_{14} &= 0 \\
 1,57.X_{13} - 2.X_{14} + 0,43.X_{15} &= 0 \\
 2.X_{14} - 2.X_{15} &= 0
 \end{aligned}$$

Sau khi giải hệ phương trình ta có bảng kết quả:

$$X_2 = \dots = X_{15} = 8532,5 \text{ (N)}$$

Bảng tính ứng suất cho nhíp chính:

<b>l (mm)</b>	<b>W<sub>u</sub> (mm<sup>3</sup>)</b>	<b>X<sub>k</sub> (N)</b>	<b>M<sub>A</sub> (N·mm)</b>	<b>σ<sub>A</sub> (N/mm<sup>2</sup>)</b>	<b>M<sub>B</sub> (N·mm)</b>	<b>σ<sub>B</sub> (N/mm<sup>2</sup>)</b>
880	1926.67	8532.5	742328	385	742328	385
793	1080	8532.5	443690	411	443690	411
741	1080	8532.5	452223	419	452223	419
688	1080	8532.5	443690	411	443690	411
636	1080	8532.5	452223	419	452223	419
583	1080	8532.5	452223	419	452223	419
530	1080	8532.5	452223	419	452223	419
477	1080	8532.5	452223	419	452223	419
424	1080	8532.5	460755	427	460755	427
370	1080	8532.5	460755	427	460755	427
316	1080	8532.5	460755	427	460755	427
262	1080	8532.5	477820	442	477820	442
206	1080	8532.5	477820	442	477820	442
150	1080	8532.5	511950	474	511950	474
90	1080	8532.5	0	0	767925	575

Kết luận: Sau khi có giá trị momen ta tính ra ứng suất và so sánh với ứng suất cho phép. Với vật liệu lá nhíp là 60C2, ứng suất cho phép thường có giá trị: 600 N/mm<sup>2</sup>. Vì tất

cả các giá trị ứng suất lớn nhất ( ở điểm B) đều nhỏ hơn  $600 \text{ N/mm}^2$  nên các nhíp đảm bảo đủ bền theo điều kiện ứng suất.

#### 2.4.1.4. Tính bền tai nhíp.

Trong đó:

D đường kính trong của tai nhíp, chọn  $D = 50 \text{ mm}$ .

$h_0$  chiều dày lá nhíp chính,  $h_0 = 8,5 \text{ mm}$ .

b chiều rộng lá nhíp,  $b = 80 \text{ mm}$

Tai nhíp chịu tác dụng của lực kéo  $P_k$  hay lực phanh  $P_p$ . Trị số của lực này được xác định theo công thức sau:

$$P_{k\max} = P_{p\max} = Z_{bx}$$

Trong đó:

Hệ số bám ,lấy  $= 0,7$ .

$Z_{bx}$  Phản lực của đường lên bánh xe,

$Z_{bx} = 8532,5 \text{ N}$ .  $P_{k\max} = 0,7 \cdot 8532,5 = 5972,75 \text{ N}$ .

Ứng suất uốn ở tai nhíp:

$$\sigma_{uon} = \frac{2.P.D}{b.h^2} = \frac{2.5972,75.50}{4.80.8,5^2} = 103,33 \text{ N/mm}^2$$

Ứng suất kéo ở tai nhíp là:

$$\sigma_{keo} = \frac{P_{k\max}}{2.b.h} = \frac{5972,75}{2.80.8,5} = 4,4 \text{ N/mm}^2 \quad (2.25)$$

Ứng suất tổng hợp cho phép:

$$\sigma = 103,33 + 4,4 = 107,73 \text{ N/mm}^2$$

Ứng suất tổng hợp cho phép:  $\sigma = 350 \text{ N/mm}^2$ . Vậy tai nhíp đủ bền.

#### 2.4.1.5. Tính kiểm tra chốt nhíp

Đường kính chốt nhíp được chọn bằng đường kính trong danh nghĩa của tai nhíp:  $D_{chốt} = 50 \text{ mm}$ .

Chọn vật liệu chế tạo chốt nhíp là thép cac bon trung bình có thành phần cac bon (40X), xianua hóa thì ứng suất chèn đập cho phép.

Ứng suất chèn đập cho phép:  $\sigma_{chèn\ đập} = 3 \div 4 \text{ N/mm}^2$

Kiểm nghiệm theo ứng suất chèn đập:

$$\sigma = \frac{\sqrt{Z.P}}{D.b} = \frac{\sqrt{8532,5.5972,75}}{50.80} = 1,78 \text{ N/mm}^2$$

Ứng suất chèn đập sinh ra nhỏ hơn ứng suất cho phép. Vậy chốt đảm bảo đủ bền.

## CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ GIẢM CHẤN

### 3.1. Thiết kế giảm chấn trước

#### 3.1.1. Xác định hệ số cản của giảm chấn $K_G$

Hệ số cản của hệ thống treo K góp phần quan trọng, nó tạo ra độ êm dịu của xe. Tương tự bộ phận đàn hồi, tùy thuộc cách lắp giảm chấn trên xe. Hệ số cản của giảm chấn  $K_g$  có thể bằng hoặc không bằng hệ số cản của hệ thống treo.

##### 3.1.1.1. Hệ số cản của hệ thống treo.

$$\frac{K_{tr}}{2 \cdot \sqrt{C \cdot M}} \quad (3.1)$$

Hệ số dập tắt chấn động,  $(0,15 \div 0,3)$ . Lấy = 0,2.

C Độ cứng của hệ thống treo,  $C = 107853 \text{ N/m}$ .

M Khối lượng được treo tính trên một bánh xe,  $M = 984,5 \text{ kg}$ .

$K_{tr}$  Hệ số cản của hệ thống treo.

Hệ số cản của hệ thống treo được xác định bằng công thức:

$$K_{tr} = 2 \cdot \delta \cdot \sqrt{C \cdot M} = 2 \cdot 0,2 \cdot \sqrt{107853 \cdot 984,5} = 4121,77 \text{ Ns / m} \quad (3.2)$$

##### 3.1.1.2. Xác định hệ số cản của giảm chấn

Hệ số cản trung bình của giảm chấn:

$$K_{gc} = \frac{K_{treo}}{\cos^2 \alpha} \quad (3.3)$$

Trong đó:

$K_{treo}$ : hệ số cản của hệ thống treo

Góc nghiêng của giảm chấn:  $\alpha = 20^\circ$

$$K_{gc} = \frac{4122}{\cos^2(20^\circ)} = 4668 \text{ Ns / m}$$

Ta lại có các quan hệ:

$$\frac{K_{tr}}{K_n} = 2,5 \div 3; \text{ chọn } \frac{K_{tr}}{K_n} = 2,75 \quad (3.4)$$

$$K_n + K_{tr} = 2 \cdot K_{gc}$$

$K_n$ : Hệ số cản của giảm chấn lúc nén.

$K_{tr}$ : Hệ số cản của giảm chấn lúc trả.

Với giảm chấn, lực cản ở hành trình trả thường lớn hơn ở hành trình nén với mục đích khi bánh xe đi qua chỗ gồ ghề thì giảm chấn bị nén nhanh cho nên không truyền lên khung xe những xung lực lớn ảnh hưởng đến độ bền khung xe và sức khoẻ người trong xe. Do đó năng lượng được hấp thụ vào chủ yếu là ở hành trình trả.

Giải hệ phương trình trên, ta được:

$$K_n = 2490 \text{ Ns/m}$$

$$K_{tr} = 6846 \text{ Ns/m}$$

### 3.1.1.3. Xác định lực cản của giảm chấn

Lực cản của giảm chấn trong hành trình nén:

$$P_n = K_n \cdot V_g \quad (3.5)$$

Trong đó:

$V_g$  Tốc độ piston trong hành trình nén,  $V_g = 0,3 \text{ m/s}$ .

$K_n$  Hệ số cản của giảm chấn trong hành trình nén,  $K_n = 2490 \text{ Ns/m}$

$$P = 2490 \cdot 0,3 = 747 \text{ N.}$$

Lực cản của giảm chấn khi nén mạnh:

$$P_{\max} = P_n + K'_n \cdot (V_{\max} - V_g) \quad (3.6)$$

Trong đó:

$V_{g\max}$  Tốc độ piston khi nén mạnh,  $V_{g\max} = 0,6 \text{ m/s}$ .

$K'_n$  Hệ số cản của giảm chấn khi nén mạnh,  $K'_n = 0,6$

$$P_{n\max} = 747 + 1490 \cdot (0,60 - 0,3) = 1195,2 \text{ N.}$$

Lực cản của giảm chấn trong hành trình trả:

$$P_{tr} = K_{tr} \cdot V_g \quad (3.7)$$

Trong đó:

$V_g$  Tốc độ piston trong hành trình trả,  $V_g = 0,3 \text{ m/s}$ .

$K_{tr}$  Hệ số cản của giảm chấn trong hành trình trả,  $K_{tr} = 6846 \text{ Ns/m}$

$$P_{tr} = 6846 \cdot 0,3 = 2053,8 \text{ N.}$$

Lực cản của giảm chấn khi trả mạnh:

$$P_{tr\max} = P_{tr} + K'_{tr} \cdot (V_{\max} - V_g) \quad (3.8)$$

Trong đó:

$V_{g\max}$  Tốc độ piston khi trả mạnh,  $V_{g\max} = 0,6 \text{ m/s}$ .

$K'_{tr}$  Hệ số cản của giảm chấn khi trả mạnh,  $K'_{tr} = 0,6K_{tr}$

$$P_{trmax} = 2053,8 + 0,6.6846.(0,6 - 0,3) = 3286 \text{ N}$$

### 3.1.2. Xác định các kích thước của giảm chấn

#### 3.1.2.1. Xác định đường kính, hành trình piston

Chế độ làm việc căng thẳng được xác định là  $V = 0,3 \text{ m/s}$ .

Công suất tiêu thụ của giảm chấn được xác định theo công thức:

$$N_g = \frac{K_{tr}}{K_n} \cdot \frac{K_{gc}}{2} \cdot V_g^2 = 4668.(0,3)^2 = 420(W) \quad (3.9)$$

Công suất tỏa nhiệt của một của một vật thể nhiệt là F được tính như sau:

$$N_t = 427.F.(T_{max} - T_{min}) \quad (3.10)$$

Trong đó:

Hệ số truyền nhiệt, chọn  $= 0,13 \text{ J/m}^2$

Nhiệt độ cho phép:

$$T_{max} = 1400$$

$$T_{min} = 200$$

Cân bằng phương trình nhiệt ta có:

$$420 = 427. 0,13. F. (140 - 20)$$

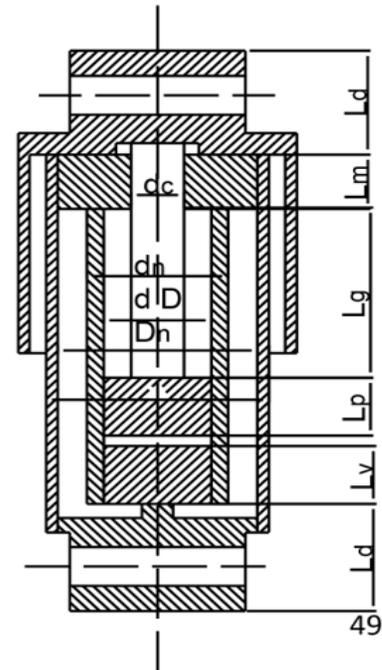
$$F = 0,063052 \text{ m}^2 = 63052 \text{ mm}^2$$

Kích thước sơ bộ của giảm chấn bao gồm chiều dài của các bộ phận:

$L_d$  là chiều dài phần đầu giảm chấn;  $L_m$  là chiều dài bộ phận làm kín;  $L_p$  là chiều dài piston giảm chấn;  $L_v$  là chiều dài phần đế van giảm chấn;  $L_g$  là hành trình làm việc cực đại của giảm chấn,  $L_g$  phải lớn hơn khoảng dịch chuyển của bánh xe từ điểm hạn chế trên đến điểm hạn chế dưới.

Nếu lấy đường kính pittông  $d$  làm thông số cơ bản, các thông số khác được xác định:

Nếu lấy đường kính pittông  $d$  làm thông số cơ bản, các thông số khác được xác định:



$D = 45 \text{ mm}$ ;  $d = 35 \text{ mm}$ ;  $d_c = 10 \text{ mm}$ ;  $d_n = 38 \text{ mm}$ ;  $L_P = 35 \text{ mm}$ ;  $L_d = 50 \text{ mm}$ ;  $L_m = 50 \text{ mm}$ ;  $L_v = 30 \text{ mm}$ .  $L_G = 300 \text{ mm}$ .

Do đó:  $L = L_v + L_P + L_G + L_m = 415 \text{ (mm)}$

### 3.1.2.2. Xác định kích thước lỗ van giảm chấn.

Tổng diện tích lưu thông của các lỗ van giảm chấn (số lỗ và kích thước lỗ van) quyết định hệ số cản của giảm chấn. Ta có công thức:

$$Q = F_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot p} \quad (3.11)$$

Trong đó:

Q: lưu lượng chất lỏng chảy qua lỗ tiết lưu;  $Q = F_P \cdot V_g \cdot F_v$

$F_v$  Tổng diện tích các lỗ van, chọn  $F_v = 0,6$

p áp suất chất lỏng trong giảm chấn

g Gia tốc trọng trường,  $g = 10 \text{ m/s}^2$ .

$F_P$  Diện tích piston giảm chấn : Giả sử đường kính piston  $d = 35 \text{ mm}$

$$F_P = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,035)^2}{4} = 9,62 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.12)$$

$V_g$ : Vận tốc giảm chấn khi làm việc,  $V_g = 0,3 \text{ m/s}$

Lưu lượng chất lỏng:

$$Q = F_P \cdot V_g \cdot F_v = 9,62 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3 \cdot 0,6 = 0,000173 \text{ m}^3/\text{s}$$

### 3.1.2.3. Xác định kích thước lỗ van nén

Tổng diện tích lỗ van nén được xác định theo công thức:

$$F_{vn} = \frac{F_P \cdot V_{n1}}{n_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot p}{\gamma}}} \quad (3.13)$$

Trong đó:

Diện tích piston:  $F_P = 9,62 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

Vận tốc nén:  $V_{n1} = 0,3 \text{ m/s}$

Hệ số tổn thất:  $n_1 = 0,62$

Lực nén:  $P_{n1} = 747 \text{ N}$

$$\text{Áp suất tính toán: } p = \frac{P_{n1}}{F_P} = \frac{747}{9,62 \cdot 10^{-4}} = 776712,06 \text{ N / m}^2$$

Tổng diện tích lỗ van nén:

$$F_{vn} = 1,095 \cdot 10^{-5} = 10,95 \text{ mm}$$

Đường kính từng lỗ van nén: chọn  $n = 4$

$$F_{vn} = \frac{n \cdot \pi \cdot d^2}{4} \quad (3.14)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{vn}}{n \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10,95}{4 \cdot \pi}} = 1,86 \quad (3.15)$$

#### 3.1.2.4. Xác định kích thước lỗ van trả

$$F_{vt} = \frac{F_p \cdot V_{t1}}{n_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot P_{tr1}}{\gamma}}} \quad (3.16)$$

Trong đó:

Diện tích Piston  $F_p = 9,62 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

Vận tốc nén:  $V_{n1} = 0,3 \text{ m/s}$

Hệ số tổn thất:  $n_1 = 0,62$

Lực trả:  $P_{tr1} = 2053,8 \text{ N}$

Trọng lượng riêng:  $\gamma = 8600 \text{ N/m}^3$

$$\text{Áp suất: } p = \frac{P_{tr1}}{F_p} = \frac{2053,8}{9,62 \cdot 10^{-4}} = 2134927,235 \text{ N/m}^2$$

Diện tích lỗ van trả:

$$F_{vt} = 6,61 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 6,61 \text{ mm}^2$$

Đường kính từng lỗ van trả:

$$F_{vt} = \frac{n \cdot \pi \cdot d^2}{4} \quad (3.17)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{vt}}{n \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,61}{4 \cdot \pi}} = 1,45 \text{ mm} \quad (3.18)$$

#### 3.1.2.5. Xác định kích thước lò xo giảm chấn

Lực tác dụng lên lò xo khi van bắt đầu mở:

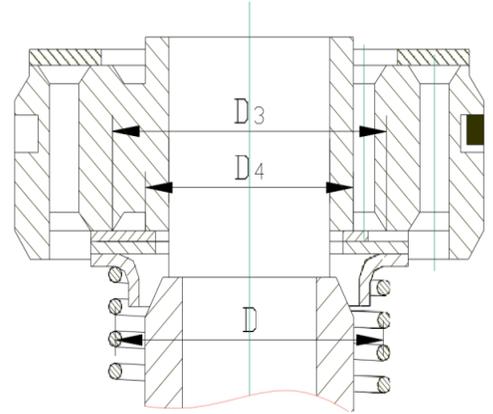
$$P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_4^2) \cdot p \quad (3.19)$$

Trong đó:

$p$  : áp suất chất lỏng cuối kỳ nén nhẹ.

$D_3 = 20 \text{ mm}$  ;  $D_4 = 16 \text{ mm}$

$$P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 16^2) \cdot 776507 = 87 \text{ N}$$



Lực tác dụng lên lò xo khi van mở hoàn toàn:

$$P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_4^2) \cdot p'$$

$p'$  : áp suất chất lỏng ở cuối kỳ nén mạnh với  $V' = 0,6 \text{ m/s}$

$$p' = \frac{K'_n \cdot (V_n - V_{n1}) \cdot V'}{F_p \cdot V_{n1}} \quad (3.20)$$

Với  $K'_n = 0,6 \cdot K_n$

$$p' = \frac{2490 \cdot 0,3 + 0,6 \cdot 2490 \cdot (0,3 - 0,6)}{9,62 \cdot 10^{-4}} = 1242412 \text{ N / m}^2$$

Lực tác dụng lên lò xo:

$$P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 16^2) \cdot 1242412 = 140 \text{ N}$$

Ứng suất trong dây lò xo được tính theo công thức:

$$\sigma = \frac{8 \cdot D \cdot P_2}{\pi \cdot d^3} \quad (3.21)$$

Trong đó:

$D = 19 \text{ mm}$ : đường kính vòng trung bình

$P_2 = 140 \text{ N}$

$\sigma$  cho phép: ứng suất cho phép,  $\sigma = 500 \div 700 \text{ MN/m}^2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot D \cdot P_2}{\pi \cdot 800}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 19 \cdot 140}{\pi \cdot 700}} = 2,1 \text{ mm} \quad (3.22)$$

Chọn  $d = 3 \text{ mm}$

Dịch chuyển h của van giảm tải ( khi mở hoàn toàn) được xác định theo công thức:

$$h = \frac{P_2 - P_1}{C} \quad (3.23)$$

Trong đó:

$$C \text{ Độ cứng của lò xo, } C = \frac{G.d^4}{8.D^3.n}$$

G – Mô đun đàn hồi của vật liệu khi xoắn,  $G = 8.10^4 \text{ MN/m}^2$ .

n – Số vòng làm việc của lò xo.

h: Ta có thể chọn  $h = 2 \text{ mm}$ .

Từ đó ta có thể xác định được số vòng làm việc của lò xo:

$$n = \frac{h.G.d^4}{8.D^3.(P_2 - P_1)} \quad (3.24)$$

$$n = \frac{2.8.10^{10}.133,63.10^{-12}}{8.19^3.10^{-9}.(140 - 87)} = 4.5 \text{ vòng}$$

Chọn  $n = 5$  vòng.

$$C = \frac{8.10^{10}.3^4.10^{12}}{8.19^3.10^{-9}.5} = 23618,6 \text{ N / m}$$

Chiều dài của lò xo khi van mở hoàn toàn được xác định như sau:

$$H_m = n.d + a .n_0 = 5.3 + 0,8.6 = 19,8 \text{ mm}$$

Trong đó:

Khoảng cách giữa các vòng dây,  $a = 0,8 \text{ mm}$ .

$n_0$  Số vòng toàn bộ của lò xo,  $n_0 = n+1 = 5 + 1 = 6$  vòng.

Chiều dài của lò xo khi van ở trạng thái đóng:

$$H_d = H_m + h = 19,8 + 2 = 21,8 \text{ mm.}$$

Chiều dài của lò xo ở trạng thái tự do:

$$H_{td} = H_d + \Delta H = 21,8 + 3,7 = 25,5 \text{ mm.}$$

Trong đó:

Biến dạng của lò xo ở trạng thái van mở:

$$\Delta H = \frac{P_1}{C} = \frac{119}{32974} = 3,6 \text{ mm} \quad (3.25)$$

Bước của lò xo:

$$t = \frac{H_{td} - d.n_0}{n - 1} = \frac{25,4 - 3,4.6}{5} = 1 \text{ mm} \quad (3.26)$$

## 3.2. Thiết kế giảm chấn sau

### 3.2.1. Xác định hệ số cản của giảm chấn

#### 3.2.1.1. Hệ số cản của hệ thống treo

$$\frac{K_{tr}}{2.\delta\sqrt{C.M}}$$

Trong đó:

Hệ số dập tắt chấn động,  $\delta = (0,15 \div 0,3)$ . Lấy  $\delta = 0,2$ .

C Độ cứng của hệ thống treo,  $C = 22878 \text{ N/m}$ .

M Khối lượng được treo tính trên một bánh xe,  $M = 2526,5 \text{ kg}$ .

$K_{tr}$  Hệ số cản của hệ thống treo.

Hệ số cản của hệ thống treo được xác định bằng công thức:

$$K_{tr} = 2.\delta.\sqrt{C.M} = 2.0.2.\sqrt{222878.2526.5} = 9492 \text{ Ns / m}$$

#### 3.2.1.2. Xác định hệ số cản của giảm chấn

Hệ số cản trung bình của giảm chấn:

$$K_{gc} = \frac{K_{treo}}{\cos^2 \alpha}$$

Trong đó:

$K_{treo}$ : hệ số cản của hệ thống treo

Góc nghiêng của giảm chấn:  $\alpha = 20^\circ$

$$K_{gc} = \frac{9492}{\cos^2(20^\circ)} = 10750 \text{ Ns / m}$$

Ta lại có các quan hệ:

$$\frac{K_{tr}}{K_n} = 2,5 \div 3; \text{ chọn } \frac{K_{tr}}{K_n} = 2,75$$

$K_n$ : Hệ số cản của giảm chấn lúc nén.

$K_{tr}$ : Hệ số cản của giảm chấn lúc trả.

$$K_n = 5733 \text{ Ns/m}$$

$$K_{tr} = 15767 \text{ Ns/m}$$

#### 3.2.1.3. Xác định lực cản của giảm chấn

Lực cản của giảm chấn trong hành trình nén:

$$P_n = K_n.V_g$$

Trong đó:

$V_g$  Tốc độ piston trong hành trình nén,  $V_g = 0,3$  m/s.

$K_n$  Hệ số cản của giảm chấn trong hành trình nén,  $K_n = 2490$  Ns/m

$$P_n = 5733.0,3 = 1720 \text{ N.}$$

Lực cản của giảm chấn khi nén mạnh:

$$P_{\max} = P_n + K'_n \cdot (V_{\max} - V_g)$$

Trong đó:

$V_{g\max}$  Tốc độ piston khi nén mạnh,  $V_{g\max} = 0,6$  m/s.

$K'_n$  Hệ số cản của giảm chấn khi nén mạnh,  $K'_n = 0,6$

$$P_{n\max} = 1720 + 3439,8 \cdot (0,60 - 0,3) = 2751,3 \text{ N.}$$

Lực cản của giảm chấn trong hành trình trả:

$$P_{tr} = K_{tr} \cdot V_g$$

Trong đó:

$V_g$  Tốc độ piston trong hành trình trả,  $V_g = 0,3$  m/s.

$K_{tr}$  Hệ số cản của giảm chấn trong hành trình trả,  $K_{tr} = 6846$  Ns/m

$$P_{tr} = 15767.0,3 = 4730 \text{ N.}$$

Lực cản của giảm chấn khi trả mạnh:

$$P_{tr\max} = P_{tr} + K'_{tr} \cdot (V_{\max} - V_g)$$

Trong đó:

$V_{g\max}$  Tốc độ piston khi trả mạnh,  $V_{g\max} = 0,6$  m/s.

$K'_{tr}$  Hệ số cản của giảm chấn khi trả mạnh,  $K'_{tr} = 0,6K_{tr}$

$$P_{tr\max} = 4730 + 9460,2 \cdot (0,6 - 0,3) = 7568,16 \text{ N}$$

### 3.2.3. Xác định các kích thước của giảm chấn

#### 3.2.3.1. Xác định đường kính, hành trình piston

Chế độ làm việc căng thẳng được xác định là  $V = 0,3$  m/s.

Công suất tiêu thụ của giảm chấn được xác định theo công thức:

$$N_g = \frac{K_{tr}}{K_n} \cdot \frac{K_{gc}}{2} \cdot V_g^2 = 10750 \cdot (0,3)^2 = 967,5 (W)$$

Công suất tỏa nhiệt của một của một vật thể nhiệt là F được tính như sau:

$$N_t = 427 \cdot F \cdot (T_{\max} - T_{\min})$$

Trong đó:

Hệ số truyền nhiệt, chọn  $\alpha = 0,13 \text{ J/m}^2$

Nhiệt độ cho phép:

$$T_{\max} = 1400$$

$$T_{\min} = 200$$

Cân bằng phương trình nhiệt ta có:

$$967,5 = 427 \cdot 0,13 \cdot F \cdot (140 - 20)$$

$$F = 0,063052 \text{ m}^2 = 124495 \text{ mm}^2$$

Kích thước sơ bộ của giảm chấn bao gồm chiều dài của các bộ phận:

$L_d$  là chiều dài phần đầu giảm chấn;  $L_m$  là chiều dài bộ phận làm kín;  $L_p$  là chiều dài piston giảm chấn;  $L_v$  là chiều dài phần đế van giảm chấn;  $L_G$  là hành trình làm việc cực đại của giảm chấn,  $L_G$  phải lớn hơn khoảng dịch chuyển của bánh xe từ điểm hạn chế trên đến điểm hạn chế dưới.

Nếu lấy đường kính pittông  $d$  làm thông số cơ bản, các thông số khác được xác định:

$D = 55 \text{ mm}$ ;  $d = 40 \text{ mm}$ ;  $d_c = 10 \text{ mm}$ ;  $d_n = 44 \text{ mm}$ ;  $L_p = 35 \text{ mm}$ ;  $L_d = 50 \text{ mm}$ ;  $L_m = 50 \text{ mm}$ ;  $L_v = 30 \text{ mm}$ .  $L_G = 300 \text{ mm}$ .

$$\text{Do đó: } L = L_v + L_p + L_G + L_m = 670 \text{ (mm)}$$

### 3.2.3.2. Xác định kích thước lỗ van giảm chấn

Tổng diện tích lưu thông của các lỗ van giảm chấn (số lỗ và kích thước lỗ van) quyết định hệ số cản của giảm chấn. Ta có công thức:

$$Q = F_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot p}$$

Trong đó:

$Q$ : lưu lượng chất lỏng chảy qua lỗ tiết lưu;  $Q = F_p \cdot V_g \cdot F_v$

$F_v$  Tổng diện tích các lỗ van, chọn  $F_v = 0,6$

$p$  áp suất chất lỏng trong giảm chấn

$g$  Gia tốc trọng trường,  $g = 10 \text{ m/s}^2$ .

$F_p$  Diện tích piston giảm chấn : Giả sử đường kính piston  $d = 35 \text{ mm}$

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,035)^2}{4} = 12,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$V_g$ : Vận tốc giảm chấn khi làm việc,  $V_g = 0,3 \text{ m/s}$

Lưu lượng chất lỏng:

$$Q = F_p \cdot V_g \cdot F_v = 9,62 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3 \cdot 0,6 = 0,000173 \text{ m}^3/\text{s}$$

### 3.2.3.3. Xác định kích thước lỗ van nén

Tổng diện tích lỗ van nén được xác định theo công thức:

$$F_{vn} = \frac{F_p \cdot V_{n1}}{n_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot p}{\gamma}}}$$

Trong đó:

Diện tích piston:  $F_p = 12,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

Vận tốc nén:  $V_{n1} = 0,3 \text{ m/s}$

Hệ số tổn thất:  $n_1 = 0,62$

Lực nén:  $P_n = 1720 \text{ N}$

Tổng diện tích lỗ van nén:

$$F_{vn} = \frac{12,56 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3}{\sqrt{0,62 \cdot 10 \cdot 1720 \cdot 12,56 \cdot 10^{-4} \cdot 8600}} = 11,13 \text{ mm}^2$$

Đường kính từng lỗ van nén: chọn  $n = 4$

$$F_{vn} = \frac{n \cdot \pi \cdot d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{vn}}{n \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,13}{4 \cdot \pi}} = 1,88 \text{ mm}$$

### 3.2.3.4. Xác định kích thước lỗ van trả

$$F_{vt} = \frac{F_p \cdot V_{t1}}{n_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot P_{tr1}}{\gamma}}}$$

Trong đó:

Diện tích Piston  $F_p = 12,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

Vận tốc nén:  $V_{n1} = 0,3 \text{ m/s}$

Hệ số tổn thất:  $n_1 = 0,62$

Lực trả:  $P_{tr1} = 4730 \text{ N}$

Trọng lượng riêng:  $\gamma = 8600 \text{ N/m}^3$

Diện tích lỗ van trả:

$$F_{vt} = 6,61 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 6,71 \text{ mm}^2$$

Đường kính từng lỗ van trả:

$$F_{vt} = \frac{n \cdot \pi \cdot d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{vt}}{n \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,71}{4 \cdot \pi}} = 1,46 \text{ mm}$$

### 3.2.3.5. Xác định kích thước lò xo giảm chấn

Lực tác dụng lên lò xo khi van bắt đầu mở:

$$P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_4^2) \cdot p$$

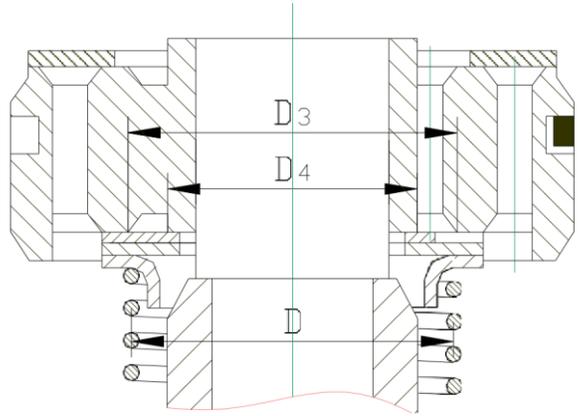
Trong đó:

$p$ : áp suất chất lỏng cuối kỳ nén nhẹ.

$$p = \frac{K_n \cdot V_n}{F_p} = \frac{5733 \cdot 0,3}{12,56 \cdot 10^{-4}} = 1369347$$

$D_3 = 20 \text{ mm}$ ;  $D_4 = 17 \text{ mm}$

$$P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 16^2) \cdot 1369347 = 119 \text{ N}$$



Lực tác dụng lên lò xo khi van mở hoàn toàn:

$$P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_4^2) \cdot p'$$

$p'$ : áp suất chất lỏng ở cuối kì nén mạnh với  $V' = 0,6 \text{ m/s}$

$$p' = \frac{K'_n \cdot (V_n - V_{n1}) \cdot V'}{F_p \cdot V_{n1}}$$

Với  $K'_n = 0,6 \cdot K_n$

$$p' = \frac{2751 \cdot 0,3 + 0,6 \cdot 2751 \cdot (0,3 - 0,6)}{12,56 \cdot 10^{-4}} = 2190955 \text{ N / m}^2$$

Lực tác dụng lên lò xo:

$$P' = \frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 16^2) \cdot 2190955 = 190 \text{ N}$$

Ứng suất trong dây lò xo được tính theo công thức:

$$\sigma = \frac{8 \cdot D \cdot P_2}{\pi \cdot d^3}$$

Trong đó:

$D = 17 \text{ mm}$ : đường kính vòng trung bình

$P_2 = 190 \text{ N}$

$\sigma$  cho phép: ứng suất cho phép,  $\sigma = 500 \div 700 \text{ MN/m}^2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8.D.P_2}{\pi.700}} = \sqrt[3]{\frac{8.17.190}{\pi.700}} = 2,48 \text{ mm}$$

Chọn  $d = 3 \text{ mm}$

Dịch chuyển  $h$  của van giảm tải (khi mở hoàn toàn) được xác định theo công thức:

$$h = \frac{P_2 - P_1}{C}$$

Trong đó:

$$C \text{ Độ cứng của lò xo, } C = \frac{G.d^4}{8.D^3.n}$$

$G$  – Mô đun đàn hồi của vật liệu khi xoắn,  $G = 8.10^4 \text{ MN/m}^2$ .

$n$  – Số vòng làm việc của lò xo.

$h$ : Ta có thể chọn  $h = 2 \text{ mm}$ .

Từ đó ta có thể xác định được số vòng làm việc của lò xo:

$$n = \frac{h.G.d^4}{8.D^3.(P_2 - P_1)}$$
$$n = \frac{2.8.10^{10}.133,63.10^{-12}}{8.4913.10^{-9}.(190 - 119)} = 4.6$$

Chọn  $n = 5$  vòng.

$$C = \frac{8.10^{10}.81^4.10^{12}}{8.4913.10^{-9}.5} = 32974 \text{ N / m}$$

Chiều dài của lò xo khi van mở hoàn toàn được xác định như sau:

$$H_m = n.d + a.n_0 = 5.3 + 0,8.6 = 19,8 \text{ mm}$$

Trong đó:

Khoảng cách giữa các vòng dây,  $a = 0,8 \text{ mm}$ .

$n_0$  Số vòng toàn bộ của lò xo,  $n_0 = n + 1 = 5 + 1 = 6$  vòng.

Chiều dài của lò xo khi van ở trạng thái đóng:

$$H_d = H_m + h = 19,8 + 2 = 21,8 \text{ mm.}$$

Chiều dài của lò xo ở trạng thái tự do:

$$H_{td} = H_d + \Delta H = 21,8 + 3,7 = 25,5 \text{ mm.}$$

Trong đó:

Biến dạng của lò xo ở trạng thái van mở:

$$\Delta H = \frac{P_1}{C} = \frac{119}{32974} = 3,6mm$$

Bước của lò xo:

$$t = \frac{H_{td} - d.n_0}{n-1} = \frac{25,5 - 3,4.6}{5} = 1mm$$

## **CHƯƠNG 4: CÁC HƯ HỎNG VÀ BIỆN PHÁP KHẮC PHỤC, BẢO DƯỠNG HỆ THỐNG TREO**

### **4.1. Nguyên nhân, biểu hiện các hư hỏng thường gặp trong hệ thống treo**

#### **4.1.1. Nguyên nhân hư hỏng**

Một trong những nguyên nhân phổ biến nhất dẫn đến hư hỏng hệ thống treo là quá tải thường xuyên. Khi xe tải vượt quá tải trọng thiết kế, nhíp dễ bị biến dạng, cong vênh hoặc thậm chí bị gãy, trong khi giảm chấn hoạt động vượt giới hạn khiến dầu bên trong bị sôi, rò rỉ hoặc mất tác dụng.

Lão hóa vật liệu cũng là nguyên nhân thường gặp, đặc biệt đối với các chi tiết bằng cao su như đệm nhíp, chụp bụi giảm chấn hoặc cao su thanh cân bằng. Sau thời gian dài sử dụng, các vật liệu này mất tính đàn hồi và bị nứt vỡ.

Điều kiện mặt đường xấu, chẳng hạn đường gồ ghề, ổ gà, hoặc va chạm với gờ giảm tốc ở tốc độ cao, có thể khiến càng chữ A cong, ty giảm chấn lệch trục hoặc gãy chốt liên kết.

Ngoài ra, lắp ráp sai kỹ thuật như đặt nhíp không đối xứng, siết bu-lông không đều hoặc lắp sai thứ tự lá nhíp cũng gây ra các lực không đều, dẫn đến mòn lệch hoặc phá hỏng các khớp nối.

Cuối cùng, thiếu bảo dưỡng định kỳ như không tra mỡ các bạc đạn, cao su khớp hoặc không kiểm tra độ kín của ống giảm chấn, cũng làm tăng tốc độ hư hỏng của hệ thống treo.

#### **4.1.2. Biểu hiện hư hỏng**

Dấu hiệu rõ ràng nhất là xe bị nghiêng về một bên khi đứng yên trên mặt phẳng. Điều này thường xảy ra khi một bên nhíp bị yếu, gãy hoặc lò xo mất khả năng đàn hồi.

Xe có thể rung, lắc mạnh khi đi qua đường xấu, biểu hiện cho việc giảm chấn không còn tác dụng hoặc bị rò rỉ dầu. Thêm vào đó, khi xe đi qua gờ giảm tốc và tiếp tục nhún lên xuống trong thời gian dài, đây là dấu hiệu điển hình của giảm chấn hỏng.

Âm thanh “cộc cộc” hoặc “lạch cạch” dưới gầm xe khi đi qua chỗ xóc thường do các khớp cao su bị mòn, bạc đạn rơ hoặc gối đỡ nhíp bị lỏng.

Nếu bạn thấy lốp bị mòn không đều, đặc biệt mòn mép trong hoặc ngoài, đó có thể là hậu quả của hệ thống treo bị lệch, cong hoặc khung phụ biến dạng.

Cuối cùng, nếu khi vào cua hoặc ở tốc độ cao, xe có cảm giác mất ổn định, lái bị rơ hoặc lệch hướng, đó là biểu hiện hệ thống treo đã bị biến dạng hoặc lỏng các liên kết khớp.

#### **4.1.3. Hậu quả nếu không xử lý**

Việc không sửa chữa kịp thời có thể dẫn đến những hậu quả nghiêm trọng như gãy nhíp khi đang vận hành, gây mất kiểm soát và có thể dẫn đến lật xe, đặc biệt khi xe chở hàng nặng.

Hiệu quả giảm xóc suy giảm cũng làm gia tăng tải động lên toàn bộ thân xe, ảnh hưởng đến tuổi thọ của hệ thống khung gầm, bánh xe, lốp và cả hệ thống lái.

Hệ thống treo hỏng cũng làm tăng tiêu hao nhiên liệu do ma sát không đều và giảm độ ổn định, an toàn khi vận hành.

#### **4.2. Biện pháp khắc phục hệ thống treo**

- Thay thế hoặc phục hồi nhíp bị cong, gãy

Nếu phát hiện các lá nhíp bị cong vênh, gãy hoặc mất đàn hồi, cần thay thế lá nhíp mới đúng theo chủng loại và thứ tự thiết kế. Trong trường hợp cong nhẹ, có thể phục hồi bằng uốn nguội theo khuôn chuẩn, nhưng chỉ áp dụng với thép đàn hồi chưa bị lão hóa.

Bên cạnh đó, phải kiểm tra các bản mã, bu-lông định vị và cao su đệm. Nếu chúng bị mòn, vỡ hoặc lỏng, cần thay thế để đảm bảo khớp làm việc ổn định, tránh lệch tải.

Khắc phục tình trạng giảm chấn mất tác dụng

Giảm chấn thường hỏng do rò rỉ dầu, ty bị mòn hoặc van bị kẹt. Nếu phát hiện giảm chấn không còn tác dụng, xe nhún liên tục hoặc lắc mạnh, cần tháo ra kiểm tra. Trường hợp nhẹ có thể nạp lại dầu thủy lực hoặc thay phốt, trường hợp nặng nên thay mới hoàn toàn.

Ngoài ra, cần kiểm tra gối cao su gắn giảm chấn, nếu cao su bị chai, nứt, vỡ thì bắt buộc thay mới.

- Cân chỉnh lại hệ thống treo và lắp đúng kỹ thuật

Trường hợp xe bị nghiêng một bên, mòn lốp không đều hoặc lái lệch, cần kiểm tra và cân chỉnh lại độ cao của từng bên hệ thống treo. Đồng thời phải đảm bảo các liên kết như chốt nhíp, bản mã, cùm U, đệm cao su... được lắp đúng thứ tự, siết đúng lực.

Nếu phát hiện các chi tiết như càng chữ A, thanh ổn định hoặc cao su cân bằng bị cong hoặc vỡ, cần thay thế đúng thông số kỹ thuật.

- Bôi trơn và bảo dưỡng định kỳ

Để giảm mài mòn và tránh phát sinh hư hỏng, cần bôi trơn các khớp liên kết, ổ trượt, bạc lót nhíp định kỳ bằng mỡ chịu nhiệt hoặc dầu chuyên dụng.

Đối với hệ thống treo có ổ bi hoặc cao su đệm, nên kiểm tra độ rơ và tình trạng vật liệu sau mỗi 10.000–15.000 km. Vệ sinh sạch bụi bẩn, cát, bùn bám vào nhíp và giảm chấn để tránh ăn mòn.

- Khắc phục tiếng kêu và rung động bất thường

Khi nghe thấy tiếng kêu “cộc cộc”, “lạch cạch” từ hệ thống treo, cần kiểm tra độ rơ của bu-lông, gối đỡ, chốt liên kết. Trường hợp khớp lỏng, cần siết lại bu-lông; nếu khớp đã mòn hoặc biến dạng, cần thay thế.

Đối với rung động lạ khi vào cua hoặc khi phanh, cần kiểm tra lại khe hở hệ giảm chấn, bạc đạn trục bánh và trạng thái bắt chặt của cụm nhíp.

- Tổng kiểm tra khi sửa chữa lớn

Sau khi thay thế hoặc phục hồi nhiều chi tiết, nên tiến hành cân chỉnh lại toàn bộ hệ thống treo, kiểm tra góc đặt bánh xe và độ cao của hai bên gầm. Có thể kết hợp với cân chỉnh lái nếu cảm thấy tay lái bị lệch hoặc nặng.

### **4.3. Các bước bảo dưỡng hệ thống treo.**

- Kiểm tra trực quan toàn bộ hệ thống treo:

Bắt đầu quy trình bảo dưỡng bằng cách quan sát toàn bộ hệ thống treo từ dưới gầm xe. Cần chú ý tới các dấu hiệu rò rỉ dầu tại giảm chấn, các vết nứt, gãy, cong vênh của lá nhíp, càng chữ A, thanh giằng và giá đỡ. Nếu phát hiện chi tiết nào bị biến dạng hoặc gãy, cần ghi nhận để sửa chữa hoặc thay thế.

- Kiểm tra độ rơ và độ mòn của các khớp liên kết

Dùng tay hoặc dụng cụ gỗ nhẹ để kiểm tra độ rơ của các bu-lông bắt nhíp, chốt liên kết, bản mã và gối đỡ cao su. Nếu cảm thấy có độ rơ lớn, cần tháo ra kiểm tra kỹ. Những chi tiết bị mòn, biến dạng hoặc không còn khớp chặt cần được thay thế để đảm bảo an toàn.

- Kiểm tra và thử giảm chấn

Nhún thử xe bằng cách ấn mạnh xuống góc xe (phía bánh) rồi buông tay. Nếu xe dao động quá 1–2 lần hoặc nhún liên tục, chứng tỏ giảm chấn không còn hiệu quả. Cần tháo giảm chấn ra kiểm tra hiện tượng rò rỉ dầu, ty cong, phốt bị hở, và thay mới nếu cần thiết.

- Bôi trơn các vị trí ma sát

Tiến hành tra mỡ hoặc dầu bôi trơn cho các ổ trượt, chốt quay, bạc đạn, và chốt gối nhíp. Nên sử dụng mỡ chịu nhiệt và chuyên dùng cho hệ thống gầm. Nếu cao su bọc khớp đã lão hóa hoặc rách, cần thay mới để tránh bám bụi hoặc mất kín khớp.

- Kiểm tra và siết chặt bu-lông

Dùng dụng cụ chuyên dụng để kiểm tra lực siết các bu-lông bắt nhíp, bu-lông liên kết càng treo, cùm U và các vít giữ giảm chấn. Nếu phát hiện lỏng, phải siết lại đúng lực tiêu chuẩn theo hướng dẫn nhà sản xuất, tránh để xảy ra rung lắc hoặc lệch hệ thống.

- Kiểm tra độ võng và chiều cao khung gầm

Đo chiều cao khung gầm bên trái và bên phải (so với mặt đất) khi xe không tải. Nếu chênh lệch quá mức cho phép, có thể do nhíp bị yếu, mất đàn hồi hoặc gãy. Cần điều chỉnh hoặc thay thế để đảm bảo phân bố tải trọng đều và không gây mòn lệch lốp.

- Thử xe và đánh giá sau bảo dưỡng

Sau khi bảo dưỡng, cần chạy thử xe ở tốc độ thấp và trung bình để đánh giá hiệu quả giảm chấn, độ ổn định khi vào cua và cảm giác lái. Nếu vẫn có tiếng kêu, rung bất thường hoặc xe bị nghiêng, cần kiểm tra lại từng bước để xử lý triệt để.

## **KẾT LUẬN**

Đồ án tốt nghiệp với đề tài “Thiết kế hệ thống treo cho xe tải ISUZU NPR85KE4” đã hoàn thành các nội dung từ khảo sát đặc điểm kết cấu, lựa chọn phương án phù hợp đến tính toán và kiểm nghiệm chi tiết các thành phần trong hệ thống treo. Trên cơ sở phân tích tải trọng, điều kiện vận hành và đặc thù kỹ thuật của dòng xe tải nhẹ ISUZU, đồ án đã lựa chọn phương án sử dụng hệ thống treo phụ thuộc với phần tử đàn hồi là nhíp lá bán elip cho cả cầu trước và cầu sau. Đây là giải pháp có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, dễ bảo trì và có khả năng tích hợp ba chức năng quan trọng: đàn hồi, dẫn hướng và một phần giảm chấn. Thông qua quá trình tính toán, đồ án đã xác định đầy đủ các thông số kỹ thuật như số lượng và chiều dài các lá nhíp, độ cứng của hệ treo, tần số dao động, ứng suất uốn, ứng suất tại tai nhíp và chốt nhíp. Kết quả kiểm nghiệm cho thấy các giá trị ứng suất đều nhỏ hơn giới hạn cho phép của vật liệu, đảm bảo độ bền và an toàn trong quá trình vận hành. Đồng thời, đồ án cũng thiết kế giảm chấn thủy lực hai chiều, tính toán lưu lượng dầu, hệ số cản, kích thước piston và các thành phần van, đảm bảo hiệu quả giảm dao động và tăng độ êm dịu khi xe chạy trên địa hình phức tạp. Nhìn chung, hệ thống treo được thiết kế đáp ứng tốt các yêu cầu kỹ thuật về khả năng chịu tải, độ ổn định chuyển động và độ êm dịu, đồng thời phù hợp với điều kiện sản xuất và khai thác thực tế tại Việt Nam. Đồ án là tài liệu có giá trị tham khảo cho các nghiên cứu và ứng dụng thực tiễn trong lĩnh vực thiết kế ô tô tải và hệ thống treo. Tuy vẫn còn một số hạn chế về mặt kiến thức và chưa có điều kiện mô phỏng động học trên phần mềm CAE hay thử nghiệm thực tế, nhưng kết quả đạt được là nền tảng để phát triển và hoàn thiện hơn trong các nghiên cứu tiếp theo.