LỜI NÓI ĐẦU

Ngày nay, xe lu rungđược sử dụng rất phổ biến và rộng rãi trong các công trường xây dựng, nó không chỉ đem lại sự hiệu quả của công việc mà còn mang hiệu quả kinh tế cao trong lĩnh vực xây dựng. Xe lu rung làm việc theo nguyên lý dùng tự trọng bản thân bánh lu kết hợp với kích thích rung của bánh lu. Thị trường xe yêu cầu càng ngày các cao không chỉ về hiệu suất làm việc mà còn yêu cầu càng cao về độ êm dịu hoạt động của xe. Kết cấu của xe lu rung thường không được trang bị hệ thống treo để lên kết cầu xe với khung xe.Chính vì vậy, nghiên cứu giảm các dao động truyền cabin của xe lu rung mang tính cấp thiết.

Dao động cabin là một trong những nguyên nhân gây ra các bệnh nghề nghiệp cho người điều khiển khi thường xuyên tiếp xúc chúng. Như chúng ta biết rằng xe lu rung làm việc trong môi trường khắc nhiệt như dao động truyền lên cabin người điều kiển do nhiều nguồn gây ra, mặt khác môi trường làm việc bụi bẩn,.. Do vậy nghiên cứu thiết kế tối ưu các thông số hệ thống đệm cách dao động cabin nhằm cải thiện độ êm dịu cabin người điều khiển đóng vai trò quan trọng nhằm nâng cao hiệu quả lao động cũng như giảm tác động xấu gây ra với người điều khiển.

Trong giới hạn của luận văn thạc sĩ này chủ yếu tập trung đề cập đến vấn đề nghiên cứu giảm dao động truyền lên cabin xe lu rung bánh đơn. Trong quá trình thiết kế cơ cấu chấp hành, nhà thiết kế luôn mong muốn lực kích thích dao động cho bánh lu đạt được giá trị lớn nhất để mật độ nén nền tốt nhất, nhưng ngược lại mong muốn nguồn dao động từ bánh lu truyền lên cabin người lái nhỏ nhất. Trước thực trạng đó có rất nhiều khoa học trong nước và ngoài nước đã nghiên cứu đưa ra các giải pháp nâng cao hiệu quả hoạt động và giảm được dao dộng tác động lên con người, tuy nhiên cho đến nay vẫn chưa có nhà khoa học nào có thể đưa ra được một thông số tối ưu cụ thể để đạt được mục tiêu tối ưu. Do vậy, trong lĩnh vực dao động nói chung và dao động xe lu rung nói riêng vẫn là đề tài mở cho các khoa học nghiên cứu tiếp theo.

Chính vì lý do trên tôi đã chọn đề tài ***“Nghiên cứu tối ưu thống số thiết kế đệm cách dao động cabin cho xe lu rungXS120”***làm đề tài luận văn thạc sỹ của mình với sự hướng dẫn khoa học của thầy giáo *TS. Lê Văn Quỳnh*.

*Mục đích của đề tài:*

- Xây dựng mô hình dao động của xe để khảo sát các thông số của đệm cách dao động cabin;

- Tối ưu thông số cho thống đệm cách dao động cabin xe lu rung theo quan điểm nâng cao êm dịu cho người điều khiển.

*\*Ý nghĩa khoa học và thực tiễn*

Kết quả nghiên cứu đưa ra bộ thông số thiết kế tối ưu cho đệm cách dao động cabin theo hướng nâng cao độ êm dịu cho người điều khiển. Ngoài ra kết quả đề tài sẽ góp phần bổ sung cho cơ sở lý thuyết hoàn thiện thiết kế đệm cách dao động xe lu rung XS120.

*\*Đối tượng nghiên cứu*

Hệ thống đệm cách dao động xe lu rung XS120.

*\* Phương pháp nghiên cứu.*

Nghiên cứu lý thuyết: mô phỏng hóa kết hợp tối ưu thông số thiết kế của hệ thống đệm cách dao động sử dụng mô hình dao động toàn xe.

*\* Phạm vi nghiên cứu*

Trong phạm vi của đề tài, một mô hình dao động của xe được thiết lập. Dựa trên điều kiện biên của thông số thiết kế là hệ thống đệm cách dao động tiến hành tối ưu lựa chọn bộ thông số của hệ thống theo hướng nâng cao độ êm dịu hoạt động của xe lu rung.

*\* Nội dung nghiên cứu.*

- Tổng quan về đề tài nghiên cứu;

- Xây dựng và mô phỏng mô hình dao động cho xe lu rung;

- Tối ưu lựa chọn bộ thông số tối ưu thông số thiết kế của hệ thống cáchdao động cabin nhằm nâng cao độ êm dịu hoạt động xe lu rung;

- Kết luận và kiến nghị.

Do trình độ bản thân và thời gian còn có hạn nên đề tài chắc không tránh khỏi những thiếu sót nhất định, rất mong nhận được sự đóng góp của các quý thầy cô, đồng nghiệp và độc giả quan tâm để đề tài được hoàn thiện đề tài hơn.

Qua đây cho phép tôi được bày tỏ lòng cảm ơn sâu sắc đến thầy giáo *TS. Lê Văn Quỳnh* người hướng dẫn khoa học trực tiếp tôi trong suốt thời gian làm luận văn. Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn tới các thầy trong Khoa Kỹ thuật Ô tô & MĐL đã giúp đỡ em hoàn thiện luận văn này

CHƯƠNG 1

TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

1.1. Tình hình phát triển máy xây dựng Việt Nam.

- Máy xây dựng là danh từ chung chỉ các máy và thiết bị phục vụ cho công tác xây dựng cơ bản: dân dụng, công nghiệp, giao thông vận tải, cảng, thuỷ lợi....

- Trong nhiều năm qua, Việt Nam luôn được coi là một trong những nền kinh tế năng động nhất của Đông Nam Á với tốc độ tăng trưởng khá cao. Đặc biệt, với tiến trình đang đẩy mạnh công nghiệp hóa, hiện đại hóa đất nước để trở thành một nước công nghiệp vào năm 2020, do vậy nhu cầu về đầu tư xây dựng cơ sở hạ tầng kinh tế, xã hội rất cao đòi hỏi cần sử dụng lớn các loại máy xây dựng.

1.2. Ảnh hưởng dao động máy xây dựng

Khi các máy xây dựng làm việc sinh ra các nguồn dao dộng động, nhưng đặc biệt với các máy xây dựng nguồn dao động trên máy xây dựng không chỉ gây ảnh hưởng xấu đến sức khỏe con người, kết cấu chi tiết, tuổi thọ, ảnh hưởng đến mặt đường....mà còn có tác dụng rất tốt cho việc, một số loại máy sử dụng các nguồn kích thích dao động sinh ra và tạo ra các dao động để phục vụ cho công việc. Vậy đối với máy xây dựng ta sẽ đi nghiên cứu về dao động có ích và không có ích.

1.2.1.Dao động có ích

Do tính chất đặc thù của công việc mà một số loại máy xây dựng sử dụng các rung động để làm việc. Ví dụ: như các máy để đầm nén, rung trộn...

Dao động không có ích

Bên cạnh những dao động có ích là những nguồn dao động không có ích mà chính bản thân các máy xây dựng sinh ra. Các máy xây dựng đặc biệt là máy chuyên dùng như lu rung, máy đầm đất, bê tông...các nhà thiết kế luôn muốn tạo ra được rung động mong muốn đểcó hiểu quả công việc tốt. Tuy nhiên những rung động đó không chỉ ảnh hưởng đến các chi tiết tuổi thọ của máy mócmà còn ảnh hưởng trực tiếp đến người điều khiển

Các loại chính của rung động gây ra do máy xây dựng nói riêng và các phương tiên giao thông, máy móc cơ khí nói chung, đó là rung động toàn thân,rung cục bộ và rung tay- cánh tay.

Rung toàn thân đây là loại tiếp xúc là điển hình của con người khi đứng, nằm, ngồi trên phương tiện giao thông, các bệ máy, sàn máy móc... nghiên cứu của các nhà y học lao động cho thấy, nếu toàn thân dao động với tần số 1Hz thì các cơ quan nội tạng không xê dịch tương đối với người, cả cơ thể cùng dao động như một khối thống nhất. Theo cảm giác chủ quan những dao động đó giống như hiện tượng lắc, tuy có làm cho người khó chịu nhưng không gây bệnh rung.

Rung cục bộ gây ra và chỉ làm cho từng bộ phận của cơ thể bị rung động. Ảnh hưởng rung cục bộ thường gặp nhất trong các công việc có sử dụng các thiết bị khí nén, hoặc điện cầm tay như: máy khoan đá khi nén, máy đục đá, máy tán rivê, máy đầm khuôn trong ngành đúc v.v. Các thiết bị này thường có tần số rung động từ 35÷250Hz và cao hơn nữa.

Rung tay-cánh tay là khi người điều khiển tiếp xúc trực tiếp với nguồn dao động. Như đã nói ở trên rung tay – cánh tay vói các máy xây dựng máy đầm cóc, máy đầm rùi... với rung động lớn và thời gian dài.

Công nhân khi làm việc bằng những máy cầm tay gây rung mạnh như vậy, người công nhân phải có một sự cố gắng nhất định để giữ máy ở tư thế thích hợp, sự cố gắng này đòi hỏi các cơ bắp phải co bóp mạnh và thường xuyên. Sự căng hệ thống cơ tay tạo điều kiện thuận lợi cho sự lan truyền rung động tới toàn chi trên và vai, dẫn tới sự co rút cơ, phát sinh chuột rút và nặng hơn có thể bị teo cơ và theo H.Desoille, chứng teo cơ thường thấy ở các mô ngón tay út và ngón cái, các cơ liên đốt và cơ cánh tay cũng bị ảnh hưởng nhưng ít hơn[35].

*Kết luận:* Qua việc phân tích về dao động trên máy xây dựng ta có thể thấy rằng dao động sinh cũng có ích nhưng đa phần là không có ích cho con người. Vì vậy, các nhà thiết kế phải có những phương án giảm thiểu những ảnh hưởng đến sức khỏe cho người điều khiển bằng cách tối ưu thông số thiết kế, hệ thống nhằm năng cao độ êm dịu cho người điều khiển và người điều khiển cần có các đồ bảo hộ lao động, chế độ làm việc hợp lý.

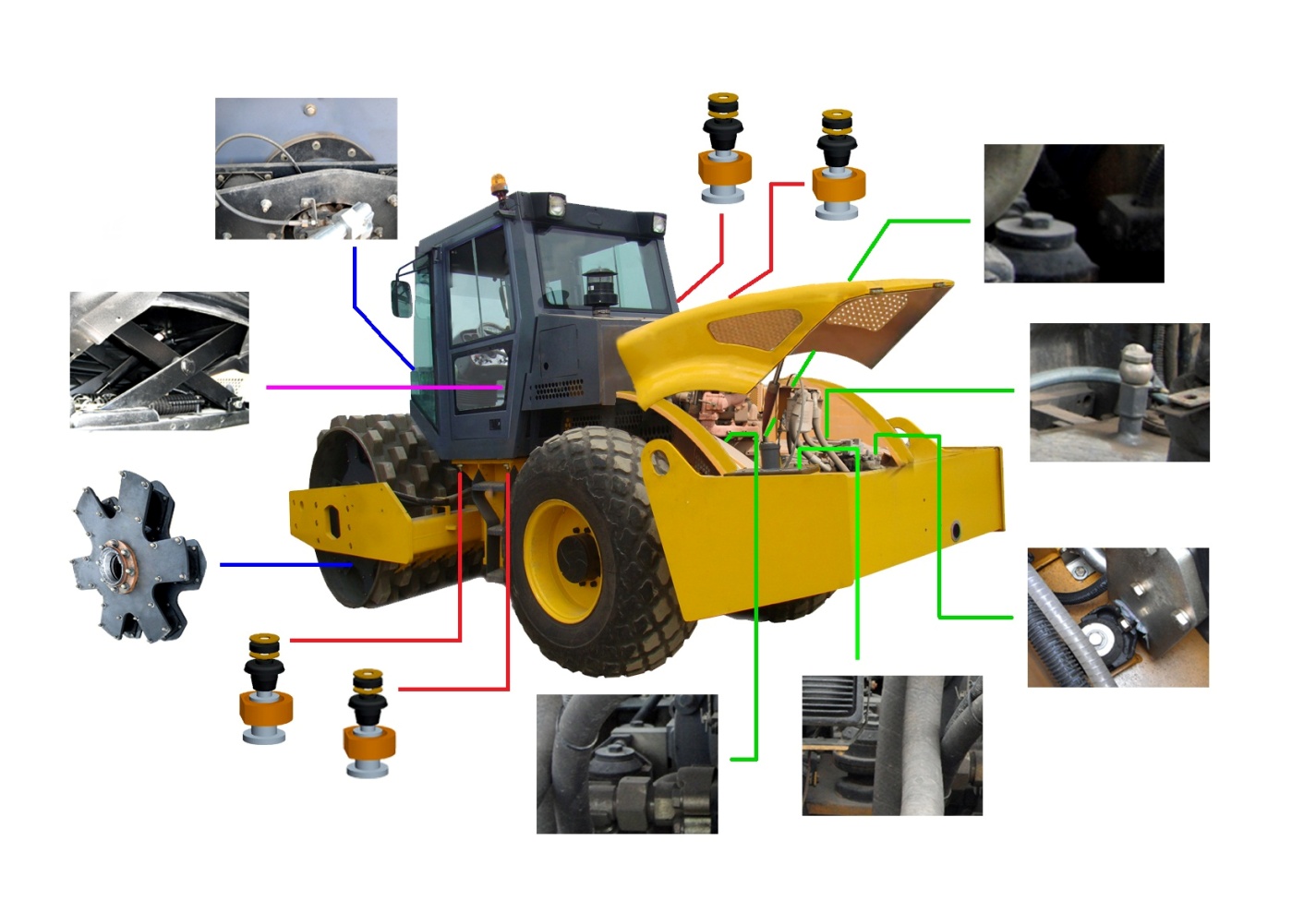
1.3. Phân tích các hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung XS120

Xe lu rung bánh đơn XS120 do hãng máy xây dựng Từ Châu sản xuất, hình dáng bên ngoài hình 1.13. Hệ thống đệm cách dao động sử dụng vật liệu cao su như hệ thống đệm cabin, động cơ, bơm và bánh lu.

**Ưu điểm:**

Đệm cách dao động cao su có khả năng chịu mài mòn cực tốt, khả năng chống va đập và chống rung cao. Mặt khác nó còn đáp ứng nhu cầu khắt khe của môi trường như chịu dầu, chịu nhiệt, chịu hóa chất, chống lão hóa.

Đệm cách dao động cao su có hiệu quả dập tắt dao động ở tần số kích thích dao động cao, chính vì vậy đệm cao su hay được sử dụng ở các máy công trình làm việc ở các vùng mỏ...



Hình 1.1. Đệm cách dao động trang bị trên xe lu rung bánh đơn

Nhược điểm:

Hệ thống đệm cao su có nhược điểm khả năng dập tắt dao động ở tần số kích thích kém.

Xe lu rung bánh đơn làm việc trên nguyên lý sử dụng trọng lượng của bản thân kết hợp với dao động của bánh lu nhờ lực ly tâm từ quả văng để nén các bề mặt nền đến mặt độ nén theo yêu cầu. Để giảm dao động truyền lên khung xe trước, kết cấu xe lu rung hê thống đệm cách dao động cao su như hình 1.14.

|  |  |
| --- | --- |
|  | C:\Users\cuong dola\Desktop\pro_1371220447hinh sua.jpg |

Hình 1.2. Đệm cách dao động hoa khế

Để nâng cao độ êm dịu cũng cho người điều khiển, trên xe trang bị đệm cách dao động cabin giảm dao động truyền từ khung xe và bánh xe tác dụng lên người điều khiển.



Hình 1.3: Đệm các dao động ca bin

Ngoài ra, trên xe còn trang bị các đệm cách động cơ và bơm nhằm giảm rung và ồn như trên hình 1.13. Trong luận văn này tiến hành mô phỏng và lựa chọn thông số tối ưu cho hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung bánh đơn XS120 của Trung Quốc.

1.4. Tình hình nghiên cứu trong nước và quốc tế

Theo thống kê các báo cáo, tài liệu khoa học công bố nghiên cứu về dao động ta có các công trình nghiên cứu trong nước và ngoài nước như sau:

1.4.1. Đối với nhà nghiên cứu trên thế giới

Công trình nghiên cứu *R. Anderegg, Dominik A. von Felten, and Kuno* Kaufmann[15], công trình này trình phươn pháp điều khiển thông minh rung bánh lu để đạt được mật độ nén theo yêu cầu.

Công trình *Patrick B. Gorman and Michael A. Mooney*[16] trình bày các kết quả giám sát độ rung trong quá nén chặt của vật liệu nền đàn hồi. Kết quả đạt được cung cấp cho việc sử dụng hiệu quả giám sát thời gian thực nén chặt mặt nền của bánh lu.

Công trình nghiên *Norman W. Facas* [17]đưa ra mô hình quan hệ động học bánh lu với nến đất và đưa ra mối tương quan giữa mật độ nền của các lớp đất nén với gia tốc rung xe lu rung. Từ đó dựa kết quả đo độ cứng với nền nén làm cơ sở để kiểm chứng tính đúng đắn của mô hình.

Công trình nghiên cứu [*Paul J. van Susante*](http://ascelibrary.org/author/van+Susante%2C+Paul+J) *và các công[18]* đưa ra mô hình động lực quan hệ bánh lu và khung xe trước của xe lu rung bánh đơn. Từ đó phân tích đặc tính động lực quan hệ độ cứng của các lớp nén với tần số kích thích rung động của bánh lu.

Công trình nghiên cứu [*R. Anderegg*](http://ascelibrary.org/author/Anderegg%2C+R)*,* [*Dominik A. von Felten*](http://ascelibrary.org/author/von+Felten%2C+Dominik+A) *and*[*Kuno Kaufmann*](http://ascelibrary.org/author/Kaufmann%2C+Kuno)*[19]* trình bày phương nén thông minh của bánh lu. Kết quả nghiên cứu đưa ra cơ sở cho hệ thống điều khiển phản hồi linh hoạt của bánh lu.

Công trình nghiên cứu *Ario Kordestani và các cộng sự [20-21]* đưa ra mô hình không gian của xe lu rung bánh đơn với 12 bậc tự, mô hình bao gồm hệ thống treo ghế ngồi người điều khiển, hệ thống đệm cách dao động cabin, hệ thống đệm cách dao động bánh lu và lốp xe. Một thí nghiệm đo dao động toàn xe được tiến hành trên nền đàn hồi dẻo. Kết quả thí nghiệm được sử dụng để kiểm chứng tính đúng đắn của mô hình động lực học xe lu rung bánh đơn. Từ đó tác giả tiến hành phân tích ảnh hưởng của thông số hệ thống treo và đệm cách dao động đến độ êm dịu hoạt động của xe thông qua tiêu chuẩn ISO 2631-1.

Công trình nghiên cứu *He Tingjun[22]* đưa ra mô hình dao động 1/2 của toàn xe và hệ thống đệm cách dao động cabin chủ động. Kết quả hiệu quả hệ thống đệm cách dao động cabin chủ động giảm đáng kế dao động truyền lên cabin so với đệm cách dao động bị động.

1.4.2. Đối với nhà nghiên cứu Việt Nam

Đối với Việt Nam theo thống kê của các công bộ khoa học, thì độ êm dịu cabin xe ô tô nối chung và cabin máy xây dựng nói riêng đã và đang được nhiều nhà khoa học quan tâm nghiên cứu. Một số kết quả nghiên cứu của nhà khoa học trong nước những năm gần đây:

Công trình nghiên cứu *Nguyễn Văn Liêm, Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Khắc Tuân*[11]đưa ra được mô hình dao động không gian của xe tải hạng nặng với 13 bậc tự do. Công trình đã đưa ra 3 hàm mục tiêu để đánh giá ảnh hưởng các thông số hệ thống treo cabin xe tải hạng nặng. Kết quả đã phân tích được ảnh hưởng của thông số hệ thống treo cabin để độ êm dịu cabin xe tải hạng nặng và đã đề xuất được bộ thông số tối ưu hệ thống treo cabin nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của ô tô.

Công trình nghiên cứu *Bùi Quốc Vinh*[12] đã đánh giá được độ êm dịu của ô tô khách 29 chỗ ngồi sản xuất tại Việt nam và đề xuất những giả pháp nhằm nâng cao độ êm dịu trên các dòng xe khách sản xuất trong nước.

Công trình *Đặng Việt Hà* [13] trong luận tiến sĩ của mình, tác giả đánh giá được ảnh hưởng của một số thông số hệ thống treo đến độ êm dịu của ô tô khách được đóng mới ở Việt Nam. Trong công trình đã khảo sát các yếu tố, đặc biệt là độ cứng của ghế ngồi để từ đó đưa ra biện pháp trong thiết kế và bố trí ghế đảm bảo giảm thiểu tác hại của dao động đến sức chịu đựng của con người.

Công trình *Lê Văn Quỳnh, Hoàng Anh Tấn,Nguyễn khắc Minh*[14]đã đề xuất được mô hình dao động không gian của động cơ trong mô hình toàn thể xe du lịch để nghiên cứu ảnh hưởng thông số hệ thống treo động cơ đến độ êm dịu chuyển động khi ô tô chuyển động chịu kích thích mặt đường ngẫu nhiên. Kết quả đã phân tích cả hai thông số độ cứng và hệ số cản của hệ thống treo động cơ đến độ êm dịu chuyển động của ô tô.

Công trình nghiên cứu *Lê Văn Quỳnh và Nguyễn Khắc Tuân[8]*đã đề xuất một mô hình dao động không gian toàn xe của xe lu rung bánh đơn để nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống cách dao động cao su cabin xe lu rung đến độ êm dịu khi xe hoạt động ở các điều kiện khác nhau. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra được ảnh hưởng của hệ thống đệm cách dao động cao su cabin đến độ êm dịu của người điều khiển và đề xuật được bộ thống số tối ưu cho đệm cách cabin xe lu rung bánh đơn.

Công trình nghiên cứu *Lê Văn Quỳnh và Nguyễn Khắc Tuân[7]*đề xuất được một phương pháp thí nghiệm đáng giá độ êm dịu của xe lu rung bánh đơn. Độ êm dịu hoạt động của xe lu rung được đo thông qua tín hiệu gia tốc khi xe hoạt động ở các điều kiện khác nhau. Kết quả đo được phân tích dựa vào tiêu chuẩn ISO 2631-1(1997) và kết quả này cơ sở về mặt thực nghiệm cho việc thiết kế tối ưu hệ thống đệm cách dao động cabin xe lu rung.

Công trình nghiên cứu *Lê Văn Quỳnh và cộng sự[9]*đã xây dựng được mô hình động lực học phi tuyến của toàn bộ xe dựa vào sự tương tác giữa bánh xe và mặt nền. Kết quả phân tích được ảnh hưởng điều kiện hoạt động và thông số các hệ thống đệm cách dao động của xe lu rung bánh đơn đến độ êm dịu dựa vào tiêu chuẩn ISO 2631: 1997 (E), ảnh hưởng của tiếng ồn và rung động đến sức khoẻ con người để đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện đường khác nhau, điều kiện hoạt động và tốc độ xe trên người lái xe.

Theo thống kê ở trên các công trình nghiên cứu trong nước vẫn còn khiêm tốn về lĩnh vực nghiên cứu dao động máy công trình. Chính vì vậy, nghiên cứu thiết kế đệm cách dao động cabin xe lu rung nhằm nâng cao độ êm dịu hoạt động đang là một đề tài mở cho các nhà nghiên cứu và đây cũng chính là lý do tác giả đã chọn đề tài này làm đề tài của luận văn thạc sĩ của mình.

1.5. Phân tích và lựa chọn các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu

Hiện nay có nhiều chỉ tiêu đánh giá dộ êm dịu chuyển động phương tiên. Theo các tài liệu các công trình nghiên cứu của nước ngoài cùng với sự kết hợp kết quả nghiên cứu của Viện khoa học kỹ thuật bảo hộ lao động Việt nam, dưới đây làm một số chỉ tiêu đánh giá.

- Tần số và gia tốc dao động

- Chỉ tiêu về độ êm dịu được Hiệp hội kỹ sư Đức VDI

- Đánh giá độ êm dịu theo tiêu chuẩn ISO

*Vậy trong luận văn này em chọn tiêu chuẩn ISO 2631-1*

**\* Gia tốc bình phương trung bình**

Theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 [25] đưa ra chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô thông qua gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng dựa theo vào các công trình nghiên cứu của thế giới. Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng được xác định theo công thức dưới đây:



Trong đó:

awz - Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng.

az - Gia tốc theo phương thẳng đứng theo thời gian .

T - Thời gian khảo sát.

Điều kiện chủ quan đánh giá độ êm dịu ô tô theo độ lệch gia tốc quân phương theo phương thẳng đứng ISO 2631-1 [12] dựa vào Bảng 1.1

Bảng 1.1 Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1

|  |  |
| --- | --- |
| **aWZgiá trị (m2/s)** | **Cấp êm dịu** |
| < 0.315 m.s-2 | Thoải mái |
| 0.315m.s-2-0.63m.s-2 | Một chút khó chịu |
| 0.5m.s-2- 1 m.s-2 | Khá khó chịu |
| 0.8 m.s-2- 1.6 m.s-2 | Không thoải mái |
| 1.25 m.s-2- 2.5 m.s-2 | Rất khó chịu |
| >2 m.s-2 | Cực kỳ khó chịu |

*\* Thời gian mệt mỏi – giảm hiệu suất làm việc*

Khi người điều khiển làm việc trong một gian dài trong môi trường sẽ cảm thấy không thoải mái, mệt mỏi, thậm chí mắc một số bệnh nghề nghiệp do dao động và tiếng ồn gây ra dẫn đến hiệu quả làm việc kém năng suất công việc giảm xuống. Chính vì vậy, tiêu chuẩn iso 2631-1(1997) đã đưa ra thông số đánh giá thời gian mệt mỏi – giảm hiệu suất lao động của người điều khiển và được xác định theo công thức sau:

TFDO = ( 4a1T0)/ a2v

TFDX = ( 4a2T0)/ a2wx

TFDY = ( 4a2T0)/ a2wy

TFDZ = ( 4a1T0)/ a2wz

|  |  |
| --- | --- |
| trong đó: | + TFDO ,TFDO ,TFDO ,TFDO  là thời gian mệt mỏi – giảm hiệu suất lao động  + av , awx ,awy ,awz  Gia tốc bình phương trung bình của ghế ngồi điều khiển theo tổng cộng các phương X,Y, Z  + Các hệ số a1 = 2.8 m/s2 , a2 = 2 m/s2 và T0 = 0.167 giờ theo tiêu chuẩn quy định |

Trong luận văn này tác giả chọn tiêu chuẩn đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 để đánh giá ảnh hưởng và lựa chọn các thông số tối ưu cho đệm cách dao động cabin

1.6. Kết luận chương

Trong chương này đã nêu ra được tổng quan về xe lu rung, phân tích đượcdao động tích cực và tiêu cực đến con người. Từ đó lập luận đưa ra tính cấp thiết của đề tài. Nội dung phần này cũng đã đưa đối tượng, phương pháp nghiên cứu. Căn cứ các tiêu chuẩn đánh giá ảnh hưởng của dao động đến sức khỏe con người là cơ sở lý thuyết cho phần tiếp theo.

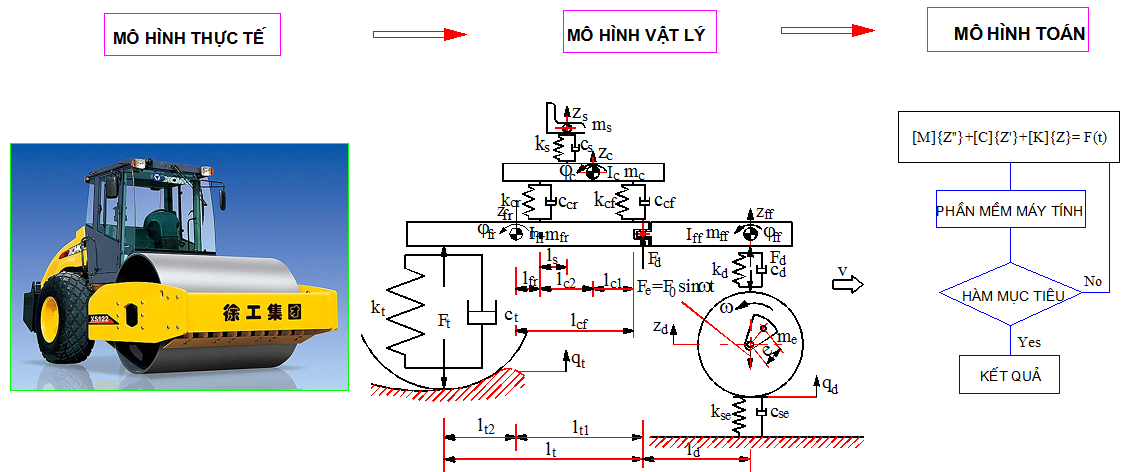
CHƯƠNG 2

XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG XE LU RUNG BÁNH ĐƠN XS120

2.1. Các phương pháp xây dựng mô hình dao độngvà nô phỏng

Theo thống kê các công trình khoa học về lĩnh vực thiết lập mô hình và phân tích dao động dao động được công bố trên tạp chí, kỷ yếu hội nghị khoa học, chúng ta thấy có 3 phương pháp xây dựng dưới đây:

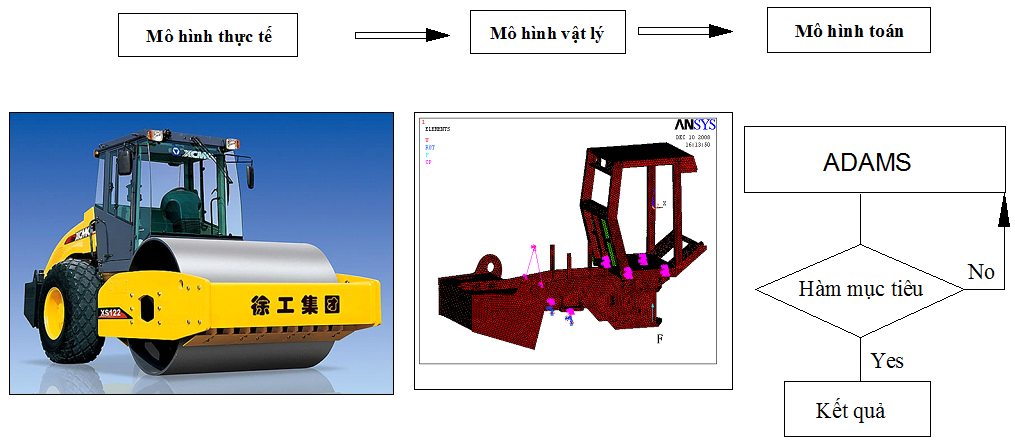
**\* Phương pháp 1:** căn cứ mô hình thực tế chúng ta tiến hành xây dựng mô hình vật lý dựa trên cơ sở các giả thiết, sau đó chúng ta dựa vào các phương pháp như phương pháp như phương trình Lagrange II, Newton-Euler, nguyên lý D’alambe kết hợp nguyên lý hệ nhiều vật để tiến hành thiết lập mô hình toán học về dao động các phương tiện giao thông. Cuối cùng phân tích số hoặc sử dụng các phần mềm máy tính tiến hành mô phỏng và tối ưu các thông số dao động theo sơ đồ hình 2.1.



Hình 2.1. Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp 1

Phương pháp 1 có ưu điểm dễ dàng phân tích ảnh hưởng các yếu tố phi tuyến của hệ thống. Tuy nhiên, nhược điểm là khó định dạng các thông số của mô hình (các thông số mô phỏng hầu hết các nhà sản xuất bảo mật) và phải làm thí nghiệm để xác định lại.

**\* Phương pháp 2:** Căn cứ mô hình thực tế chúng ta tiến hành xây dựng mô hình 2D hoặc 3D dựa trên các phần mềm thiết kế như Autocad, Pro-E, Solidworks,… Sau đó chúng ta chuyển sang các phần mềm phân tích thiết kế như Ansys, Adams,…. Cuối cùng đặt các điều kiện biên tiến hành mô phỏng và phân tích tối ưu các thông số dao động theo sơ đồ hình 2.2.



Hình 2.2. Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp 2

Phương pháp 2 có ưu điểm là dễ dàng xác định các thông số mô hình và thay đổi kết cấu của mô hình. Tuy nhiên nhược điểm phân tích ảnh hưởng các yếu tố phi tuyến của hệ thống rất phức tạp.

**\*Phương pháp 3:** Kết hợp hai phương pháp trên nhằm tận dụng các ưu điểm của nó. Đó là khi xem xét các yếu tố phi tuyến của cơ hệ thì các nhà khoa học xây dựng các chương trình con dựa vào phương trình toán học miêu tả đặc tính phi tuyến sau đó liên kết với các phần mềm phân tích như Ansys, Adams,…. Để tiến hành mô phỏng và phân tích thông số dao động.

Trong luận văn này em chọn phương pháp 1 để tiến hành xây dựng mô hình dao động, mô phỏng và phân tích ảnh hưởng của các thông số thiết kế đệm cách dao động cabin xe lu rung.

2.2. Xây mô hình dao động của xe lu rung bánh đơn

2.2.1. Giả thiết để thiết lập mô hình

***\*Hệ thống treo và đệm cách dao động***

Hệ thống treo, đệm cách dao động cabin và đệm cách dao động bánh lu có nhiệm vụ nối đàn hồi và nó được đặc trưng bằng hai thông số độ cứng và hệ số cản.

- Bộ phận đàn hồi: lò xo, nhíp, thanh xoắn, bình khí ... Nó được đặc trưng bằng một lò xo có độ cứng k.

- Bộ phận giảm chấn: có nhiệm vụ dập tắt các dao động. Nó được đặc trưng bằng hệ số cản c và thường hệ số cản sinh ra do nội ngoại ma sát, thủy lực của hệ thống đệm cách dao động.

- Liên kết giữa khung trước và khung sau được coi liên kết khớp quay.

***\* Các vật có khối lượng và mô men quán tính đặc trưng:***

- Ghế ngồi người điều khiển xem là vật có khối lượng ms đặt tại trọng tâm. Tọa độ suy rộng của ghế ngồi là chuyển vị theo phương thẳng đứng zs.

- Cabin được coi là một thanh phẳng tuyết đối cứng và có khối lượng đặt tại vị trí trọng tâm mc, có mô men quán tính là Ic. Tọa độ suy rộng của cabin gồm chuyển vị theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thanh và góc lắc dọc φc.

- Khung xe được coi là một thanh tuyệt đối cứng, khung xe tách ra thành hai phần: khung xe phía trước và phía sau và có khối lượng tập trung mff và mfr, momen quán tính theo phương Iff và Ifr. Tọa độ sung rộng chuyển vị theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm là zff và zfr, góc lắc dọc của khung trước và sau là φff và φfr.

- Lốp xe sau được coi bộ phận đàn hồi và được đặc trưng bởi độ cứng kt và hệ số cản ct.

- Bánh lu được coi một vật khối lượng tập trung tại vị trí trọng tâm md. Tọa độ suy rộng chuyển vị theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm là zd.

- Khi xe hoạt động, mặt nền bánh lu hoạt động được coi là tiếp xúc mặt nền đất sỏi đàn hồi được đặc trưng động cứng kse và hệ số cản cse và lốp xe cầu sau được tiếp xúc với mặt đường xấu ngẫu nhiên.

- Khi xe di chuyển đến công trường thì coi kích thích dao động do mấp mô mặt nền cứng và tiếp xúc điểm. Đặc chưng hàm mấp mô mặt đường q.

- Coi vận tốc v=const khi xe di chuyển và hoạt động trên công trường.

2.2.2. Mô hình dao động xe lu rung bánh đơn

Từ các giả thiết trên ta có mô mình dao động xe lu rung bánh đơn XS120 của hãng máy xây dựng Từ Châu- Trung Quốc, như hình 2.3.

**

Hình 2.3: Sơ đồ hóa mô hình dao động xe lu rung

2.2.3. Thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động

Dựa vào cơ sở hệ nhiều vật tách các vật ra khỏi cơ hệ và thay vào đó là các phản lực liên kết. Sau đó sử dụng nguyên lý D’Alambe để thiết lập hệ phương trình cân bằng cho từng vật của cơ hệ sau đó liên kết chúng lại với nhau bằng quan hệ lực và momen.

Theo nguyên lý D’Alambe:



trong đó:

: là tổng các ngoại lực tác dụng lên vật.

: là tổng các lực quán tính tác dụng lên vật

Mô hình dao động của cơ hệ gồm các vật sau :

+ Vật 1Ghế ngồi và trọng lượng của người điều khiển

+ Vật 2 Cabin

+ Vật 3 Phần thân xe sau

+ Vật 4 Phân thân xe trước

+ Vật 5 Bánh lu



2.2.4.Phân tích hàm kích thích dao động

Để xác định các phản lực kích thích tác dụng lên khung xe khi xe hoạt động trong các điều kiện hoạt động khác nhau, trong nghiên cứu này, hai điều kiện làm việc chính của xe được chọn để tiến hành mô phỏng và tối ưu các thông số đệm cách dao động cabin xe lu rung bánh đơn XS 120.

+Điều kiện 1: xe di chuyển đến công trường;

+Điều kiện 2: xe làm việc trên công trường.

***a)Điều kiện 1:*** xe di chuyển đến công trường

Khi xe di chuyển đến công trường, bánh xe tiếp xúc trên các mặt đường xấu.Trong khuôn khổ luận văn thạc sĩ, tác giả chỉ đề cấp đến mặt đường cứng tuyệt đối và tiếp xúc điểm. Bánh lu và bánh lốp tiếp xúc trên mặt đường tuyệt đối cứng và tiếp xúc điểm hình 2.4.

Lực kích thích bánh lu sinh ra từ mặt đường không bằng phẳng truyền lên khung xe phía trước hình 2.8 a được xác định theo công thức:



(2-28)

Lực kích thích bánh lốp sinh ra từ mặt đường không bằng phẳng truyền lên khung xe phía sau hình 2.8 b được xác định theo công thức:

(2-17)



(2-29)

trong đó: qd, qt là mấp môp mặt đường và được miêu tả dưới dạng hàm kích thích dao động được trình bày phần dưới đây.

|  |  |
| --- | --- |
| (a)Bánh lu | (b)Bánh lốp |

Hình 2.4. Mô hình bánh xe tiếp xúc điểm trên mặt đường cứng

**Điều kiện 2:** Xe hoạt động trên công trường

Xe lu rung khi hoạt động thực tế trên công trường, bánh lu nén trên nhiều loại mặt nền khác nhau như mặt nền đàn hồi, mặt nền biến dạng dẻo đàn hồi, mặt nền cứng....Trong nghiên cứu này tác giả chọn mặt nền đàn hồi với đặc trưng là hai thông số độ cứng k­se và hệ số cản cse. Mô hình tiếp xúc bánh xe với mặt nền nén được thể hiện trên hình 2.4.



Hình 2.5. Mô hình bánh lu luôn tiếp xúc với mặt nền sỏi đàn hồi

Bánh lốp sau tiếp xúc với mặt nền biến dạng khi xe hoạt động trên công trường. Tuy nhiên giới hạn nghiên cứu này không xem xét mô hình bánh đàn hồi và nền đàn hồi mà chỉ dừng lại xem xét mô hình tiếp xúc điểm bánh đàn hồi và nền cứng tuyệt đối.

**\*Trường hợp 1:** xe di chuyển và nén

Trong luận văn này, khi xe nén và di chuyển mặt nền sỏi biến dạng, lực kích thích dao động bánh sau được xác định theo công thức (2-5). Dựa vào mô hình bánh lu tiếp xúc mặt nền sỏi đàn hồi như hình 2-8.b, lực kích thích dao động bánh trước được xác định theo công thức (2-5)



**Trường hợp 2:** xe đứng yên và bánh lu nén

Lực tác dụng lên khung xe phía sau của lốp xe Ft=0

2.3. Mô phỏng và thảo luận

***a) Điều kiện 1: khi xe di chuyển đến công trường***

**X**e di chuyển trên mặt đường ISO cấp D với vận tốc v=6 km/h và các giả thiết các thông số khác không thay đổi. Phần mềm matlab/simulink được dùng để mô phỏng



**Hình 2.7.** Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển

****

**Hình 2.6.** Gia tốc bình phương góc lắc dọc cabin tại vị trí trọng tâm cabin

Từ kết quả này xác định được gia tốc bình phương trung bình ghế ngồi theo phương đứng và góc lắc dọc cabin theo công thức 1.6, giá trị gia tốc bình phương trung bình của ghế ngồi theo phương đứng của xe nguyên bản awzs=2,69 m/s2 đối chiếu tiêu chuẩn ISO2631-1 bảng 1.1, thì người điều khiển có cảm giác rất khó chịu khi xe hoạt động điều kiện làm việc này.

***b) Điều kiện 2: xe làm việc trên công trường***

Điều kiện làm việc này, khi xe di chuyển với vận tốc 3km/h và nén tần số thấp f=28Hz trên mặt nền đàn hồi với độ cứng kse=6440000 N/m và hệ số cản cse=70000 N.s/m và bánh xe phía sau tiếp xúc mặt nền tuyệt đối cứng ISO cấp E..



**Hình 2.8.** Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển khi xe nén tần số thấp



**Hình 2.9.** Gia tốc bình phương góc lắc dọc cabin tại vị trí trọng tâm cabin khi xe nén tần số thấp

2.4. Kết luận chương 2

Kết quả của chương này (1) đã xây dựng mô hình dao động của xe; (2) đã thiết lập được hệ phương trình vi phân mô tả dao động cơ hệ dựa vào nguyên lý D'Alembert's kết hợp nguyên lý cơ hệ nhiều vật ; và (3) đã phân tích được các dạng miêu tả kích thích mặt đường và chọn hàm kích thích dao động mặt đường ngẫu nhiên. Kết quả là cơ sở lý thuyết cho mô phỏng và đánh giá ảnh hưởng của hệ thống treo xe lu rung.

CHƯƠNG 3: TỐI ƯU HÓA BỘ THÔNG SỐ THIẾT KẾ

3.1. Phương pháp tối ưu nhiều mục tiêu

Tối ưu hóa nhiều mục tiêu có nghĩa là tìm phương án tốt nhất theo một nghĩa nhất định nào đó để đạt được (cực đại hay cực tiểu) nhiều mục tiêu cùng một lúc và một phương án.

Hàm mục tiêu:

 (3-1)

Điều kiện ràng buộc:

or (3-2)

Trong đó: ,là giới hạn dưới và trên của điều kiện ràng buộc, *x=*{*x1,x2,...xk* }là các biến tối ưu.

Các phương pháp tối ưu hai hoặc nhiều hàm mục tiêu như: Phương pháp ràng buộc; phương pháp tổng số; phương pháp tổng trọng số chấp nhận được đối với bài toán tối ưu 2 mục tiêu; phương pháp tổng trọng số chấp nhận được cho bài toán tối ưu đa mục tiêu; thuật toán di truyền tối ưu nhiều mục tiêu (Multi-Objective Genetic Algorithm) và sư dụng kỹ thuật pareto trên cơ sở thuật đoán di truyền di truyền (PGA).

*Trong nghiên cứu này sử dụng phương pháp ràng buộc để tối ưu các thông số thiết kế của hệ thống đệm cabin.*

3.2. Tối ưu thông số thiết kế hệ thống đệm cách dao động cabin

Để tối ưu thông số thiết kế hệ thống đệm cách dao động cabin, trong luận văn này chọn hai hàm mục tiêu gia tốc bình phương trung bình của ghế ngồi (awzs) và gia tốc góc lắc dọc bình phương trung bình của cabin người điều khiển (awc ).

Hàm mục tiêu:

 (3-3)

Điều kiện ràng buộc

 (3-4)

Trong đó:

X- là biến thiết kế gồm có độ cứng kcf­, kcr và hệ số cản ccf, ccr.

Δzc- độ lệch chuyển vị thẳng đứng giữa sàn cabin và đỉnh cabin, chọn Δzcmax=0,012 m.

***a, Điều kiện 1: Xe di chuyển đến công trường***

Khi xe di chuyển đến công trường làm việc, xe thường chuyển động trên các mặt đường xấu thậm chí các mặt đường biến dạng. Trong nghiên cứu này chọn mặt đường cấp ISO cấp D khi xe di chuyển đến công trường với vận tốc chuyển v=6km/h.

Bảng 3.1 :Bảng thỏa hiêp của hàm mục tiêu awsz và awc ở điều kiện 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| TT | C  K(N/m) | 1,2C | | 1,4C | | 1,6C | | 1,8C | | 2C | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | K=0,8.K0 | 2.41 | 2.15 | 2.22 | 2.04 | 2.06 | 1.96 | 1.93 | 1.90 | 1.83 | 1.85 |
| 2 | K=0.9K0 | 2.48 | 2.26 | 2.30 | 2.15 | 2.14 | 2.06 | 2.02 | 2.00 | 1.91 | 1.95 |
| 3 | K=1K0 | 2.49 | 2.30 | 2.32 | 2.20 | 2.18 | 2.13 | 2.07 | 2.07 | 1.97 | 2.02 |
| 4 | K=1,1K0 | 22.46 | 2.31 | 2.32 | 2.23 | 2.13 | 2.17 | 2.09 | 2.12 | 2.00 | 2.09 |
| 5 | K=1,2.K0 | 2.42 | 2.38 | 2.23 | 2.30 | 2.20 | 2.25 | 2.11 | 2.20 | 2.02 | 2.17 |

**Bảng 3.2. Kết quả so sánh trước và sau khi tối ưu ở điều kiện 1**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Thông số |  |  |  |  |
| Trước tối ưu | k0 | c0 | 2,69 | 2,43 |
| Sau tối ưu | 0,8k0 | 2.c0 | 1,83 | 1,85 |
| Giảm % |  |  | 46.97 % | 31.6% |

. 

**Hình 3.2.** Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển khi xe di chuyển đến công trường



**Hình 3.3.** Gia tốc bình phương góc lắc dọc cabin tại vị trí trọng tâm cabin khi xe di chuyển đến công trường

***b, Điều kiện 2: Xe hoạt đông trên công trường***

+Trường hợp 1: Xe đứng yên và nén với bánh lu được kích thích rung

*Tần số kính thích bánh lu thấp 28Hz*

Bảng 3.3. Bảng thỏa hiệp của hàm mục tiêu awsz và awc khi bánh lu rung ở tần số thấp

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| TT | C  K(N/m) | 1,2C | | 1,4C | | 1,6C | | 1,8C | | 2C | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | K=0,8.K0 | 0.51 | 0.43 | 0.48 | 0.44 | 0.46 | 0.44 | 0.44 | 0.45 | 0.43 | 0.46 |
| 2 | K=0,9K0 | 0.53 | 0.50 | 0.50 | 0.50 | 0.48 | 0.49 | 0.46 | 0.50 | 0.44 | 0.51 |
| 3 | K=1K0 | 0.55 | 0.57 | 0.51 | 0.56 | 0.50 | 0.56 | 0.48 | 0.56 | 0.46 | 0.57 |
| 4 | K=1,1K0 | 0 | 0.66 | 0.53 | 0.64 | 0.52 | 0.64 | 0.50 | 0.64 | 0.48 | 0.64 |
| 5 | K=1,2.K0 | 0.59 | 0.75 | 0.56 | 0.73 | 0.54 | 0.72 | 0.72 | 0.52 | 0.50 | 0.72 |

Bảng 3.4. Kết quả so sánh trước và sau khi tối ưu khi bánh lu rung ở tần số thấp

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Thông số |  |  |  |  |
| Trước tối ưu | k0 | c0 | 0,57 | 0,57 |
| Sau tối ưu | 0,8k0 | 2.c0 | 0,43 | 0,46 |
| Giảm % |  |  | 32,6% | 23,16% |

******

**Hình 3.4** Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển khi xe đứng yên nén tần số thấp

******

**Hình 3.5.** Gia tốc bình phương góc lắc dọc cabin tại vị trí trọng tâm cabin khi xe đứng yên và nén tần số thấp

*Tần số kích thích bánh lu cao 30Hz*

Bảng 3.5. Bảng thỏa hiệp của hàm mục tiêu awsz và awc khi bánh lu rung ở tần số cao

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| TT | C  K(N/m) | 1,2C | | 1,4C | | 1,6C | | 1,8C | | 2C | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | K=0,8.K0 | 0.47 | 0.39 | 0.44 | 0.39 | 0.42 | 0.40 | 0.41 | 0.41 | 0.39 | 0.42 |
| 2 | K=0,9K0 | 0.48 | 0.45 | 0.46 | 0.45 | 0.44 | 0.45 | 0.43 | 0.45 | 0.41 | 0.46 |
| 3 | K=1K0 | 0.50 | 0.52 | 0.48 | 0.51 | 0.46 | 0.51 | 0.44 | 0.51 | 0.44 | 0.52 |
| 4 | K=1,1K0 | 00.52 | 0.60 | 0.50 | 0.59 | 0.48 | 0.58 | 0.46 | 0.58 | 0.45 | 0.59 |
| 5 | K=1,2.K0 | 0.54 | 0.69 | 0.52 | 0.67 | 0.50 | 0.66 | 0.48 | 0.66 | 0.47 | 0.66 |

Bảng 3.6. Kết quả so sánh trước và sau khi tối ưu khi bánh lu rung ở tần số cao

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Thông số |  |  |  |  |
| Trước tối ưu | k0 | c0 | 0,53 | 0,57 |
| Sau tối ưu | 0,8k0 | 2.c0 | 0,39 | 0,42 |
| Giảm % |  |  | 33,72 % | 36,84% |

******

**Hình 3.6.** Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển khi xe đứng yên và nén tần số cao

******

**Hình 3.7.** Gia tốc bình phương góc lắc dọc cabin tại vị trí trọng tâm cabin

khi xe đứng yên và nén tần số cao

**+ Trường hợp 2:**  xe di chuyển và nén

*Tần số kính thích bánh lu thấp 28Hz*

Bảng 3.7*.* Bảng thỏa hiệp của hàm mục tiêu awsz và awc khi xe di chuyển và bánh lu rung ở tần số thấp

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| TT | C  K(N/m) | 1,2C | | 1,4C | | 1,6C | | 1,8C | | 2C | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | K=0,8.K0 | 0.93 | 1.00 | 0.90 | 0.96 | 0.88 | 0.93 | 0.85 | 0.90 | 0.83 | 0.88 |
| 2 | K=0,9K0 | 0.94 | 1.00 | 0.91 | 0.96 | 0.89 | 0.93 | 0.87 | 0.91 | 0.85 | 0.89 |
| 3 | K=1K0 | 0.94 | 0.99 | 0.92 | 0.92 | 0.90 | 0.94 | 0.88 | 0.92 | 0.87 | 0.91 |
| 4 | K=1,1K0 | 00.94 | 1.00 | 0.92 | 0.98 | 0.90 | 0.96 | 0.89 | 0.94 | 0.87 | 0.93 |
| 5 | K=1,2.K0 | 0.95 | 1.03 | 0.93 | 1.01 | 0.91 | 0.99 | 0.89 | 0.89 | 0.88 | 0.96 |

Bảng 3.8. Kết quả so sánh trước và sau khi tối ưu khi xe di chuyển và bánh lu rung ở tần số thấp

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Thông số |  |  |  |  |
| Trước tối ưu | k0 | c0 | 0.97 | 1.03 |
| Sau tối ưu | 0,8k0 | 2.c0 | 0.83 | 0.88 |
| Giảm % |  |  | 29.4 % | 17.75% |

****

**Hình 3.8.** Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển khi xe di chuyển và nén tần số thấp

****

**Hình 3.9.** Gia tốc bình phương góc lắc dọc cabin tại vị trí trọng tâm cabin khi xe nén tần số thấp

*Tần số kính thích bánh lu cao 30Hz*

Xe di chuyển vận tốc v=3 km/h và bánh lu nén với bánh lu được kích thích rung tần số cao 30Hz. Theo phương pháp tối ưu hàm đa biến sử dụng ràng buộc điều kiện biên, bảng thỏa hiệp được thể hiện trong bảng 3.10. Từ bảng 3.11 tìm ra được bộ thông số thiết kế tối ưu cho đệm cách dao động cao su cabin khi bánh lu rung ở tấn số thấp và thể hiện bảng 3.11.

Bảng 3.9*.* Bảng thỏa hiệp của hàm mục tiêu awsz và awc khi xe di chuyển và bánh lu rung ở tần số cao

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| TT | C  K(N/m) | 1,2C | | 1,4C | | 1,6C | | 1,8C | | 2C | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | K=0,8.K0 | 0.91 | 0.99 | 0.88 | 0.94 | 0.86 | 0.91 | 0.84 | 0.88 | 0.82 | 0.86 |
| 2 | K=0,9K0 | 0.92 | 0.98 | 0.90 | 0.94 | 0.87 | 0.91 | 0.86 | 0.89 | 0.84 | 0.87 |
| 3 | K=1K0 | 0.92 | 0.97 | 0.90 | 0.94 | 0.88 | 0.91 | 0.86 | 0.89 | 0.85 | 0.88 |
| 4 | K=1,1K0 | 00.92 | 0.97 | 0.90 | 0.94 | 0.88 | 0.92 | 0.87 | 0.91 | 0.85 | 0.89 |
| 5 | K=1,2.K0 | 0.92 | 1.00 | 0.90 | 0.97 | 0.89 | 0.95 | 0.87 | 0.94 | 0.86 | 0.92 |

Bảng 3.10. Kết quả so sánh trước và sau khi tối ưu khi xe di chuyển và bánh lu rung ở tần số cao

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Thông số |  |  |  |  |
| Trước tối ưu | k0 | c0 | 0,95 | 1,01 |
| Sau tối ưu | 0,8k0 | 2.c0 | 0,82 | 0,86 |
| Giảm % |  |  | 15,69% | 17,66% |

Hình 3.10 và hình 3.11. thể hiện sự so sánh gia tốc theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều và góc lắc cabin trước và sau tối ưu thông số đêm cách dao động khi xe di chuyển và bánh lu được kích thích rung nén ở tần số cao và các giả thiết các thông số khác không thay đổi.

******

**Hình 3.10.** Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển khi xe nén tần số cao

******

­­Hình 3.11. Gia tốc bình phương góc lắc dọc cabin tại vị trí trọng tâm cabin

khi xe nén tần số cao

3.3. Kết luận:

Chương này đã đưa ra được các phương pháp tối ưu hàm đa mục tiêu, áp dụng được phương pháp tối ưu hàm đa mục tiêu ràng buộc để tìm thông số thiết kế tối ưu của hệ thống đệm cách dao động cao su cabin xe lu rung bánh đơn khi xe hoạt động ở các điều kiện khác nhau. Ngoài ra thông qua kết quả tối ưu chúng ta thấy để nâng cao độ êm dịu hoạt động của xe lu rung, thì giá trị hệ số cản của hệ thống cách dao động cabin cải thiện đáng kể.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh( 2010), *Lý thuyết ô tô*, NXBKHKT.

2. Đào Mạnh Hùng , *Dao động ô tô – máy kéo*, Trường ĐH GTVT Hà Nội.

3. Vũ Đức Lập (1994)*, Dao động ôtô, Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.*

4. Vũ Đức Lập (2001), *Ứng dụng máy tính trong tính toán xe quân sự* , Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.

5 Lưu bá Luận(2011), *Giáo Trình Máy Xây Dựng,*Nhà xuất bản xây dựng

6 Lê Văn Hiệp,*Một lớp các phương pháp giả bài toán tối ưu nhiều mục tiêu*

7.Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Khắc Tuân, “*Một phương pháp thí nghiệm đánh giá độ êm dịu của xe lu rung”,* Tạp chí Khoa học và Công nghệ Đại học Thái Nguyên, tập 118, No.4(2014), pp.55-59.

8. Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Khắc Tuân, *“**Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống cách dao động cabin xe lu rung đến độ êm dịu”*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ 104(2015), pp.104-112.

9. Le Van Quynh, Jianrun zhang, Guowang Jiao, Xiaobo Liu and Wang yuan, *“Vibration Analysis and Optimal Design for Cab's Isolation System of Vibratory Roller”*. Advanced Material Research, Vol. 199-200 (2011). pp.936-940.

10. Nguyễn Văn Liêm , Ảnh hưởng thông số thiết kế hệ thống treo cabin sử dụng mô hình dao động 3D của toàn xe, Tạp chí Khoa học và Công nghệ 104(2013

11. Nguyễn Văn Liêm , ‘*Ảnh hưởng của các thông số thiết kế của xe tải hạng nặng đến độ êm dịu ghế người lái*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ 104(2013), pp.77-82.

12. Bùi Quốc Vinh.Công trình nghiên cứu đánh giá độ êm dịu của ô tô khách 209 chỗ ngồi sản xuất tại việt nam, của tác giả Bùi Quốc Vinh, công trình đã đưa ra được mức dộ êm dịu của xe khách và đề xuất những giả pháp nhằm nâng cao độ êm dịu trên các dòng xe khách sản xuất trong nước.

13. Đặng Việt Hà(2010), *Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số đến độ êm dịu chuyển động của ô tô khách được đóng mới ở Việt Nam, Luận án tiến sĩ kỹ thuật,*Trường ĐHGTVT Hà Nội, Hà Nội.

14. Lê Văn Quỳnh, Hoàng Anh Tấn,Nguyễn khắc Minh, ‘*Nghiên cứu ảnh hưởng hệ thống đệm động cơ đến độ êm dịu chuyển động của ô tô’*,

15.R. Anderegg, Dominik A. von Felten, and Kuno Kaufmann, “*Compaction Monitoring Using Intelligent Soil ’’*

16*.*Patrick B. Gorman and Michael A. Mooney, *“Monitoring Roller Vibration DuringCompaction of Crushed Rock’’*

17.Norman W. Facas, Paul J. van Susante, A.M.ASCE and Michael A. Mooney, M.ASCE*.“Ifluence of Rocking Motion on Vibration Roller-Based Measurement of Soil Stiffness”*

18. [Paul J. van Susante](http://ascelibrary.org/author/van+Susante%2C+Paul+J), S.M.ASCE; and [Michael A. Mooney](http://ascelibrary.org/author/Mooney%2C+Michael+A), Ph.D., P.E., M.ASCE*, “Capturing Nonliner Vibration Roller Compactor”*

19. [R. Anderegg](http://ascelibrary.org/author/Anderegg%2C+R) ; [Dominik A. von Felten](http://ascelibrary.org/author/von+Felten%2C+Dominik+A) and [Kuno Kaufmann](http://ascelibrary.org/author/Kaufmann%2C+Kuno), *“ Compaction Monitoring Using Intrlliget Soil Compactor”*

20. Kordestansi A. *“Ride Vibration and Compaction Dynamics of Vibratory Soil Compactors”*. Canada, Concordia University, 2010.

21. Ario Kordestani, Subhash Rakheja, et al. *“Analysis of Ride Vibration Environment of Soil Compactors”*, AE Int. J. Commer.3 (1) (2010), pp.259-272.

22. He Tingjun. *“Research for the Cab Suspension System of the Impact Roller”*, Taiyuan, China: Taiyuan University of Science and Technology. (2011).

23. Dodds C J, and Robson, J D. The description of road surface roughness[J]. Journal of Sound and Vibration, 1973, 31(2), 175–183.

24. ISO 8068. Mechanical vibration-Road surface profiles - reporting of measured data [S], 1995.

25. Le Van Quynh, Zhang Jianrun, et al. *“Ride comfort evaluation of vibratory roller under different soil ground”,* Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering.Vol.29, No.9 (2013), pp.39-46.

26. ISO 2631-1 (1997). *Mechanical vibration and shock-Evanluation of human exposure to whole-body vibration*, Part I: General requirements, The International Organization for Standardization

227. ISO 8068(1995). *Mechanical vibration-Road surface profiles - reporting of measured data*

***Nguồn internet:***

[28]. <http://chothuemayxaydung.com/tin-tuc-thi-truong-gia-nhap-khau-may-cong-trinh-4.htm>

[29].<http://vcma.org.vn/news/tin-tuc-va-su-kien/Phat-trien-Nganh-co-khi-May-Xay-dung-Viet-Nam-Can-quy-hoach-va-co-che-6/>

[230].<http://www.baomoi.com/thi-truong-may-thiet-bi-xay-dung-xu-huong-nam-2012/c/8179143.epi>

[31].<http://tathong.com.vn/tin-tuc/nhan-dinh-tinh-hinh-nhap-khau-may-xay-dung-nam-2014-va-du-bao-2015.34.html>

[32].<http://www.tuyengiao.vn/Home/Y-te-cong-dong/Kien-thuc-suc-khoe/77537/Gan-28000-nguoi-lao-dong-Viet-mac-moi-benh-nghe-nghiep>

[33]<http://moh.gov.vn/pcbenhnghenghiep/pages/tintuc.aspx?CateID=9&ItemID=933>

[34]<http://nilp.vn/nckh/id/5017/Anh-huong-cua-rung-dong-toan-than-toi-suc-khoe-con-nguoi>

[35] <http://nilp.vn/sukienhangnam/details/id/5017/Anh-huong-cua-rung-dong-toan-than-toi-suc-khoe-con-nguoi>