

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

BỘ NÔNG NGHIỆP VÀ MÔI TRƯỜNG

TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

BÙI LÊ HỒNG TRƯỜNG

**NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN
XE GOÒNG TRONG DÂY CHUYỀN XẾ GỖ
TỰ ĐỘNG**

TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SỸ KỸ THUẬT

Ngành: Kỹ thuật cơ khí

Mã số: 9.52.01.03

Hà Nội, 2025

Luận án được hoàn thành tại: TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

Người hướng dẫn khoa học:

1. TS. Trần Văn Tường

2. TS. Phạm Văn Tĩnh

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Luận án sẽ được bảo vệ tại hội đồng chấm luận án cấp trường họp tại: Trường Đại học Lâm nghiệp - Xuân Mai, Chương Mỹ, Hà Nội

Vào hồi: , ngày tháng năm 2025

Có thể tìm hiểu luận án tại thư viện: Thư viện Quốc gia và Thư viện trường Đại học Lâm nghiệp

DANH MỤC CÁC BÀI BÁO ĐÃ CÔNG BỐ CỦA LUẬN ÁN

1- Son Hoang, TruongBui Le Hong, Anh Nguyen Phạm Thuc, Tuong Tran Van , Tinh Pham Van, Trung Nguyen Van, (July 29th - 30th, 2022), “Research Design and Manufacture of Automatic Edging and Trimming System for Wood Board from Wagon in Sawing Line Using PLC Control System”, *2022 6th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD)*, *Electronic ISBN:978-1-6654-6628-8, Print on Demand(PoD) ISBN:978-1-6654-6629-5.*

<https://ieeexplore.ieee.org/xpl/conhome/9987719/proceeding>

DOI: 10.5267/j.esm.2024.1.008

2- Hoang Son^a , Vu Khac Bầy^b, Tran Van Tuong^a , Bui Le Hong Truong^c , Luong Anh Tuan^{d*} and Hoang Hai Son^b, “Horizontal oscillations of the wood sawing support during the cutting process in a wood sawing line using a vertical bandsaw”, *Engineering Solid Mechanics*12 (2024) 247-258. ISSN 2291-8752 (Online) - ISSN 2291-8744 (Print)

https://www.growingscience.com/esm/online/esm_2024_8.pdf

DOI: 10.1109/GTSD54989.2022.9989051

MỞ ĐẦU

1. Đặt vấn đề

Từ năm 2016 – 2018, Bộ khoa học và Công nghệ đã giao cho trường Đại học Lâm nghiệp chủ trì đề tài độc lập cấp quốc gia “Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động năng suất 3 - 4 m³/h gỗ thành phẩm” mã số ĐTĐL.CN-10/16, đề tài đã thiết kế, chế tạo ra được dây chuyền xẻ gỗ tự động.

Trong quá trình làm việc của hệ thống xe goòng có nhiều yếu tố ảnh hưởng đến năng suất dây chuyền, chất lượng sản phẩm và độ an toàn trong quá trình làm việc, trong đó có 3 vấn đề chính cần chú ý như sau:

Thứ nhất, xe goòng và nguyên liệu gỗ tròn có trọng lượng lớn được phân bố cho 3 cặp bánh di chuyển trên hai thanh ray đặt trên nền bê tông. Do tải trọng tập trung trên các bánh xe là khác nhau và di chuyển trên hai thanh ray nên ngoài hiện tượng dao động dọc theo hướng thanh ray, xe goòng còn có hiện tượng dao động ngang.

Thứ hai, khi xảy ra sự cố, chẳng hạn như đứt lưỡi cưa, phát hiện vật cản, hoặc gặp các tình huống nguy hiểm khác đòi hỏi xe goòng cần phải được điều khiển dừng lại ngay lập tức để đảm bảo an toàn.

Thứ ba, để tăng năng suất của dây chuyền, tốc độ di chuyển của xe goòng cần phải lớn nhất có thể nhưng vẫn đảm bảo về độ an toàn, khả năng phanh hãm và chất lượng mạch xẻ.

Xuất phát từ những vấn đề nêu trên, đề tài luận án: “**Nghiên cứu động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động**”, trong đó chủ yếu tập trung vào nghiên cứu về động lực học di chuyển dọc liên quan đến tốc độ di chuyển của xe goòng, các thông số đàn hồi của nền móng và của đường ray liên quan đến dao động ngang của xe goòng; đồng thời nghiên cứu về khả năng phanh hãm xe goòng để đưa ra được các thông số trong các chi tiết của hệ thống phanh và làm thông số đầu vào trong quá trình điều khiển phanh.

2. Mục đích nghiên cứu của luận án

Xây dựng mô hình, thiết lập phương trình động lực học và điều khiển xe goòng trong quá trình xẻ gỗ tự động, khảo sát các phương trình đã lập để xác định thông số xây dựng nền móng đường ray xe goòng, đồng thời xác định lực phanh hãm xe goòng khi xe goòng gặp sự cố nhằm nâng cao năng suất và chất lượng mạch xẻ và an toàn cho hệ thống xe goòng xẻ gỗ tự động.

3. Những đóng góp mới của luận án

1. Luận án đã xây dựng được mô hình, thiết lập được phương trình động lực học và thuật toán điều khiển chuyển động của xe goòng. Đã tính toán dao động ngang của mặt phẳng mạch xẻ gỗ, bài toán được đưa về dao động của dầm trên nền đàn hồi, chịu nhiều tải trọng tập trung di chuyển. Bằng việc sử dụng các tính chất của hàm Dirac, luận án đã thiết lập được phương trình dao động ngang của mạch xẻ và cho nghiệm dưới dạng giải tích. Với việc nhận được các biểu thức về tần số dao động riêng và tần số dao động cưỡng bức cho phép kết luận: Với các hệ thống dây chuyền xẻ gỗ dùng cưa vòng đứng và xe goòng xẻ gỗ tự động thì không xảy ra hiện tượng cộng hưởng của dầm ray.

2. Luận án đã khảo sát phương trình dao động ngang của mạch xẻ đã cho kết quả (Bảng 3.2), trên đó ghi các cặp giá trị độ cứng chống uốn của dầm ray EI và hệ số nền $k = k_0.b$ tương ứng với biên độ dao động ngang của xe goòng đạt giá trị max. Căn cứ vào

kết quả này, có thể đưa ra sự lựa chọn hợp lý các thông số về EI và k_0 , phục vụ cho quá trình thi công khi lắp đặt nền móng xe goòng, từ kết quả khảo sát xác định được thông số khi xây dựng lắp đặt móng cho xe goòng là: Khi $k_d = 8 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, chiều dày lớp bê tông $h_n = 0,88 \text{ m}$. Khi $k_d = 14 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, chiều dày lớp bê tông $h_n = 0,7 \text{ m}$.

3. Luận án đã xây dựng được mô hình, thiết lập được phương trình động lực học quá trình phanh hãm xe goòng, kết quả khảo sát khảo sát phương trình động lực học phanh xe goòng xác định được thông số để phanh hãm xe goòng như sau: Hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo $a_k \geq 20 \text{ m/s}^2$ và lực kéo phanh $F \geq 2683 \text{ N}$, đường kính cáp kéo phanh xe goòng $\Phi = 22 \text{ mm}$.

4. Ý nghĩa khoa học của luận án

Dựa trên cơ sở lý thuyết về động lực học, việc thiết lập phương trình dao động ngang của mạch xê được chuyển qua bài toán dao động của dầm trên nền đàn hồi Winkler, chịu nhiều tải trọng tập trung thay đổi, di chuyển. Kết quả khảo sát đã xác định được các cặp giá trị độ cứng chống uốn của ray EI và hệ số nền móng k, đảm bảo biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xê đều nằm trong giới hạn cho phép, giúp cho sự lựa chọn hợp lý các thông số kỹ thuật phục vụ cho quá trình lắp đặt hệ thống xê. Đây là những đóng góp về mặt khoa học và có giá trị tham khảo khảo cho các nghiên cứu về động lực học xe goòng trong dây chuyền xê gỗ dùng cửa vòng đứng và cho các đối tượng nghiên cứu khác tương tự.

5. Ý nghĩa thực tiễn của luận án

Kết quả nghiên cứu của đề tài luận án có thể làm tài liệu tham khảo cho quá trình tính toán thiết kế xe goòng xê gỗ tự động, đồng thời sử dụng cho việc lắp đặt và hoàn thiện xe goòng trong dây chuyền xê gỗ tự động thuộc đề tài cấp quốc gia mã số ĐTĐL.CN-10/16, nhằm nâng cao năng suất của dây chuyền, nâng cao chất lượng ván xê và đảm bảo an toàn cho người và thiết bị khi vận hành dây chuyền, đây là ý nghĩa thực tiễn của luận án.

CHƯƠNG 1 TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1 Tổng quan chung về hệ thống xe goòng đẩy gỗ trong dây chuyền xê gỗ tự động bằng cửa vòng đứng

Việc sử dụng hệ thống xê gỗ tự động bằng cửa vòng đứng sẽ mang lại những ưu điểm gồm nâng cao được năng suất và chất lượng ván xê, nâng cao được tỷ lệ thành khí, từ đó giảm được chi phí sản xuất, đảm bảo an toàn trong quá trình xê. Tuy nhiên, sử dụng hệ thống xê gỗ tự động đòi hỏi chi phí đầu tư ban đầu cao, yêu cầu cao về kỹ thuật vận hành và chăm sóc bảo dưỡng. Do vậy, hệ thống xê gỗ tự động chủ yếu được sử dụng tại các cơ sở sản xuất quy mô lớn, có khả năng đầu tư và đáp ứng được các yêu cầu về kỹ thuật vận hành và chăm sóc bảo dưỡng.

1.2. Tình hình sử dụng dây chuyền xê gỗ tự động trên thế giới và ở Việt Nam

1.2.1. Khái quát tình hình sử dụng dây chuyền xê gỗ tự động trên thế giới

Việc nghiên cứu công nghệ và thiết kế chế tạo dây chuyền thiết bị xê gỗ tự động trên thế giới đã đạt được thành tựu to lớn, đã góp phần nâng cao năng suất, chất lượng và tỷ lệ thành phẩm. Song, dây chuyền thiết bị xê gỗ tự động có vốn đầu tư lớn, kỹ thuật sử dụng phức tạp và phụ thuộc vào đối tượng gỗ của mỗi nước, mỗi quốc gia, khi áp dụng vào mỗi nước cần có nghiên cứu cho phù hợp với đối tượng gỗ cần xê và vốn đầu tư cũng như trình độ của công nhân vận hành dây chuyền thiết bị [38], [37], [17], [13]

1.2.2. Khái quát tình hình sử dụng dây chuyền xẻ gỗ tự động ở Việt Nam

Hiện nay ở Việt Nam có khoảng 5.000 cơ sở chế biến gỗ trong đó 60% là các cơ sở vừa và nhỏ chủ yếu hoạt động ở quy mô làng nghề và hộ gia đình tập trung vào sản xuất đồ thủ công mỹ nghệ phục vụ thị trường trong nước. Còn lại là các nhà máy chế biến gỗ quy mô lớn sản xuất các sản phẩm đồ mộc phục vụ nhu cầu xuất khẩu là chủ yếu.

Đối với các cơ sở quy mô nhỏ, để thực hiện quá trình xẻ ván, hiện nay người ta có thể sử dụng một số loại cưa phổ biến gồm cưa vòng nằm, cưa vanh, cưa đĩa.



Hình 1.1. Cưa vanh dùng để xẻ phá gỗ tròn thành ván

Hình 1.6 là loại cưa vanh là một loại cưa vòng đứng chủ yếu dùng để xẻ ván các loại gỗ có đường kính nhỏ hơn 30 cm, khi xẻ cần hai người đứng đối diện hai bên bàn cưa để thực hiện quá trình đưa gỗ vào xẻ và lấy ván ra.

Trong miền Nam, một số công ty chế biến gỗ cao su ở Bình Dương đã sử dụng dây chuyền xẻ gỗ bán tự động, trong đó khâu cấp liệu và đẩy gỗ bằng băng tải, cưa xẻ dùng cưa vòng tuy nhiên hệ thống vạm kẹp gỗ vẫn thực hiện bằng thủ công. Các dây chuyền xẻ gỗ này cho năng suất cao hơn, giảm nặng nhọc cho người lao động, tuy nhiên chất lượng sản phẩm không cao, tỷ lệ thành phẩm thấp. Một số nhà máy chế biến ở Quy Nhơn – Bình Định còn dùng loại cưa vòng cải tiến sử dụng xe gòong để đẩy gỗ trong quá trình xẻ. Chiều dày ván xẻ được điều khiển bằng động cơ điện, tuy nhiên mức độ thủ công còn cao và năng suất còn hạn chế [9].

Hình 1.8 giới thiệu một mẫu dây chuyền xẻ gỗ do công ty Máy & thiết bị SUMAC lắp đặt. Thiết bị này có thể xẻ được gỗ có đường kính $\varnothing 400 \text{ mm} \div \varnothing 1000 \text{ mm}$, chiều dài cây tối đa lên đến 6 m với dung sai cắt: $\pm 1 \text{ mm}$. Ngoài ra, các hệ thống băng tải đưa phôi tự động hỗ trợ cấp phôi nhanh chóng kết hợp với hệ thống điều khiển bằng PLC. Tuy nhiên, hạn chế của dây chuyền này là chưa có hệ thống tự động thiết lập bản đồ xẻ để tối ưu tỉ lệ thành phẩm [14]



Hình 1.2. Dây chuyền xẻ tự động của công ty Máy & thiết bị SUMAC

Như vậy, công đoạn sản xuất ván xẻ ở Việt Nam hiện nay đối với các cơ sở chế biến có quy mô vừa và nhỏ chủ yếu được thực hiện bằng các loại cưa vòng đứng và cưa vòng nằm sử dụng sức người để đẩy gỗ thủ công nên năng suất thấp, chi phí nhân công

cao dẫn đến hiệu quả kinh tế không cao và không chủ động được nguồn lực lao động. Một số cơ sở có quy mô sản xuất lớn và khả năng đầu tư đã nhập khẩu các dây chuyền xẻ gỗ tự động và bán tự động để phục vụ công đoạn sản xuất ván xẻ. Tuy nhiên, các dây chuyền này thường có giá thành cao, khó khăn trong việc chăm sóc, bảo dưỡng, sửa chữa và thay thế do đó dẫn đến hạn chế về hiệu quả kinh tế và không chủ động được trong việc xử lý các vấn đề kỹ thuật.

1.3. Tổng quan các công trình nghiên cứu về động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động dùng cửa vòng đứng

1.3.1. Các công trình nghiên cứu trên thế giới

Động lực học và điều khiển trong quá trình xẻ của dây chuyền xẻ gỗ tự động có ảnh hưởng lớn đến năng suất, chất lượng mạch xẻ và mức độ an toàn, đặc biệt là động lực học và điều khiển đối với cửa vòng và xe goòng.

Đối với các công trình nghiên cứu về hệ thống phanh của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động, hiện nay hệ thống phanh của xe goòng chở gỗ đã được phát triển tương đối hoàn chỉnh cho hệ thống xẻ gỗ tự động và đảm bảo an toàn khi xảy ra sự cố, tuy nhiên chưa thấy có công bố nào trên thế giới liên quan đến nghiên cứu hệ thống phanh của xe goòng chở gỗ.

Liên quan đến dao động của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động, chưa thấy công trình nghiên cứu về dao động của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ được công bố.

1.3.2. Các công trình nghiên cứu ở Việt Nam

Hiện nay ở Việt Nam đã có một số dây chuyền xẻ gỗ tự động sử dụng cửa vòng đứng và xe goòng chở gỗ hiện nay đã tương đối hoàn thiện và được áp dụng rộng rãi trong thực tế sản xuất, đặc biệt là ở các nước phát triển nhưng các công bố về các kết quả nghiên cứu xe goòng chở gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ nói chung và dây chuyền xẻ gỗ tự động nói riêng trên Thế giới và ở Việt Nam còn rất hạn chế, đặc biệt là các công trình nghiên cứu về động lực học và điều khiển xe goòng chở gỗ. Có một số công bố về các nghiên cứu về dây chuyền xẻ gỗ nói chung nhưng chủ yếu tập trung vào ổn định của cửa vòng đứng, độ mài giữa lưỡi cửa và bánh đà và một số nghiên cứu liên quan đến phương pháp thực nghiệm để tối ưu hóa tốc độ chuyển động dọc của xe goòng và các nghiên cứu về hiệu suất của dây chuyền xẻ gỗ. Các nghiên cứu về điều khiển, phanh hãm và dao động ngang của xe goòng chở gỗ gần như chưa được công bố.

1.4. Tổng quan về cấu tạo và nguyên lý hoạt động của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động do đề tài mã số ĐTDL.CN-10/16 thiết kế chế tạo

Hệ thống xe goòng chở gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động là hệ thống quan trọng nhất, quyết định năng suất chất lượng sản phẩm, đây là hệ thống có cấu tạo phức tạp nhất, nhiều chi tiết nhất trong dây chuyền. Hệ thống xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động bao gồm các cơ cấu như sau:

- Cơ cấu xoay trở khúc gỗ để tạo vị trí xẻ tối ưu;
- Cơ cấu vạm kẹp chặt khúc gỗ để ổn định khúc gỗ khi xẻ không bị rung lắc, xô dịch;
- Cơ cấu di chuyển khúc gỗ tiến vào cửa để tạo chiều dày mạch xẻ;
- Cơ cấu di chuyển xe goòng theo chiều dọc cây gỗ để tạo mạch xẻ.

Hệ thống xoay, lật, vạm kẹp gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động đã được thiết kế

Nguyên lý hoạt động

Dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động được thiết kế với năng suất 3-4 m³ thành phẩm/giờ. Đầu vào của dây chuyền là gỗ tròn có đường kính từ 0,3-0,8m, chiều dài tối đa 4m, chiều

dày gỗ thành phẩm đạt độ chính xác $\geq 0,8\text{mm}$ /tổng chiều dài 4m, tỉ lệ gỗ đạt từ 60-70%. Hệ thống xoay lật, vạm kẹp gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động là hệ thống quan trọng nhất, quyết định năng suất chất lượng sản phẩm, đây là hệ thống có cấu tạo phức tạp nhất, nhiều chi tiết nhất trong dây chuyền.

Xe goòng đẩy gỗ có thể di chuyển được thông qua 6 bánh xe đặt trên hai thanh ray thép. Mặc dù xe goòng chạy trên ray sắt với tốc độ không cao, chỉ trong khoảng 0,08 – 0,25 m/s, nhưng do khối trọng lượng lớn, lại phân bố không đều trên 6 bánh di chuyển trên hai ray sắt đặt trên nền bê tông đàn hồi nên sẽ dẫn đến sự rung động của các ray với các biên độ và tần số khác nhau; đây là một trong các nguyên nhân làm cho mặt phẳng xẻ gỗ có sự dao động theo phương ngang, dẫn đến làm tăng độ rộng của mạch xẻ cũng như chất lượng mặt xẻ gỗ bị giảm. Chính vì vậy, cần nghiên cứu một cách sâu về nội dung này để tìm ra được các thông số phù hợp trong thiết kế, lắp đặt ban đầu hệ thống xe goòng đẩy gỗ, đảm bảo cho biên độ dao động của mạch xẻ nằm trong giới hạn cho phép trong quá trình xẻ gỗ. Đây cũng là một trong các mục đích nghiên cứu của luận án.

1.5. Mục tiêu nghiên cứu của luận án

Trên cơ sở kết quả phân tích phân tổng quan, đề phục vụ cho mục đích nghiên cứu, luận án cần hoàn thành các mục tiêu nghiên cứu sau:

- Xây dựng mô hình, thiết lập các phương trình động lực học trong chuyển động dọc trên ray của xe goòng, từ đó mô phỏng điều khiển xe chạy với vận tốc phù hợp với thông số của lực cắt lưỡi cưa và lực cản cắt riêng của gỗ.
- Thiết lập phương trình dao động ngang của mạch xẻ gỗ, khảo sát các yếu tố ảnh hưởng đến biên độ dao động ngang của mạch xẻ, tính toán các thông số về nền móng, thanh ray để phục vụ cho quá trình lắp đặt ban đầu, đảm bảo biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ phải nằm trong giới hạn cho phép.
- Tính toán các thông số cho dây cáp phanh và lực kéo phanh cũng như tốc độ kéo ngược cáp phanh để khi phanh xe goòng (phanh bằng tời kéo) thì đoạn đường phanh nằm trong khoảng cách cho phép.
- Thực nghiệm để kiểm chứng mô hình tính toán lý thuyết về dao động ngang của mạch xẻ có phù hợp với thực tế không.

1.6. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu trong luận án là hệ thống xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động do đề tài cấp nhà nước mã số ĐTĐL.CN-10/16 thiết kế và chế tạo.

1.7. Phạm vi nghiên cứu

- Để xây dựng mô hình lý thuyết khi nghiên cứu dao động ngang của mạch xẻ cũng như nghiên cứu cho quá trình phanh hãm, luận án sử dụng các giả thiết:
 - + Khung và bánh xe goòng là tuyệt đối cứng (không chịu uốn, xoắn, nén);
 - + Bánh xe goòng lăn không trượt trên ray;
 - + Các thanh ray chịu uốn thuần túy, đặt trên nền đàn hồi Winkler;
 - + Cáp kéo phanh có độ tự dẫn ban đầu và đàn hồi theo quy luật Huc;
 - + Bỏ qua độ dơ giữa các bánh xe và ổ trục bánh cũng như độ dơ giữa bánh xe và dầm ray.
- Thực nghiệm để kiểm chứng mô hình sẽ dùng gỗ Tần Bì (có lực cản cắt riêng, $K = 36,15 \text{ N/mm}^2$ [3]) để thực nghiệm xẻ.

1.8. Nội dung nghiên cứu

1.8.1. Nội dung nghiên cứu lý thuyết

- Xây dựng mô hình động lực học, thiết lập các phương trình vi phân mô tả động lực học chuyển động dọc của xe goòng;
- Xây dựng mô hình, thiết lập phương trình động lực học quá trình phanh hãm;
- Xây dựng bộ điều khiển, thuật toán điều khiển quá trình chuyển động dọc của xe goòng và quá trình phanh hãm;
- Xây dựng mô hình, thiết lập phương trình dao động ngang của xe goòng trong mặt phẳng mạch cửa, dựa trên bài toán dầm nằm trên nền đàn hồi chịu tải trọng tập trung thay đổi và di chuyển;
- Khảo sát các phương trình động lực học và mô phỏng điều khiển xe goòng trong quá trình di chuyển dọc và quá trình phanh hãm;
- Khảo sát phương trình dao động ngang của xe goòng trong mặt phẳng mạch cửa khi xe gổ.

1.8.2. Nội dung nghiên cứu thực nghiệm

- Xác định tải trọng tác dụng lên các bánh xe;
- Xác định hệ số tự dẫn λ của cáp;
- Xác định hệ số nền k_0 ;
- Thực nghiệm đo biên độ dao động ngang của mạch xe để kiểm chứng với kết quả tính toán lý thuyết.

1.9. Phương pháp nghiên cứu

1.9.1. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết

Trong nghiên cứu lý thuyết, luận án vận dụng phương pháp xây dựng mô hình động lực học xe goòng trong đó có xét đến các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình phanh; xây dựng bài toán dao động ngang của xe goòng, sau đó khảo sát các hệ phương trình bằng các mô hình thuật toán được xác lập.

1.9.2. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm

- Trong nghiên cứu thực nghiệm, luận án ứng dụng phương pháp đo các đại lượng không điện bằng điện, sử dụng các thiết bị đo và phần mềm đo hiện đại trong thu thập và xử lý số liệu thực nghiệm;
- Việc áp dụng các phương pháp nghiên cứu nêu trên sẽ được trình bày cụ thể ở các chương tiếp theo khi tiến hành nghiên cứu từng nội dung.

Kết luận chương 1

1. Hệ thống xe goòng xe gổ tự động đã được đề tài độc lập cấp nhà nước mã số ĐTDL.CN-10/16 thiết kế chế tạo, tuy nhiên đề tài chỉ tập trung vào tính toán thiết kế, chế tạo và khảo nghiệm, chưa có đề cập đến nghiên cứu động lực học và điều khiển xe goòng này.

2. Trong các công trình nghiên cứu về hệ thống dây chuyền xe gổ trên thế giới và ở Việt Nam đã được công bố, thì nội dung trình nghiên cứu về động lực học và điều khiển xe goòng xe gổ tự động còn hạn chế.

3. Hệ thống xe goòng xe gổ tự động do đề tài độc lập cấp nhà nước thiết kế chế tạo còn nhiều tồn tại đó là rung động lớn, từ đó ảnh hưởng đến độ mỏi mô bệ mặt ván xe, chiều dài quãng đường phanh hãm của xe goòng lớn khi xe goòng gặp sự cố, từ đó ảnh hưởng đến an toàn của lưới cửa xe gổ. Vì vậy, việc thực hiện đề tài: "**Nghiên cứu động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xe gổ tự động**" mà luận án lựa chọn là cần thiết nhằm đưa ra giải pháp lựa chọn, điều khiển các thông số hợp lý trong quá

trình xẻ gỗ; hạn chế rung động và phanh hãm kịp thời khi xe goòng gặp sự cố, từ đó làm tăng năng suất xẻ, đảm bảo chất lượng và an toàn cho hệ thống xe goòng xẻ gỗ tự động.

CHƯƠNG 2 ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN XE GOÒNG TRONG QUÁ TRÌNH DI CHUYỂN, PHANH HÃM

2.1. Động lực học và điều khiển chuyển động dọc của xe goòng trong quá trình xẻ gỗ

Khi làm việc, xe goòng có hai chiều chuyển động gồm chuyển động theo chiều xẻ gỗ và chuyển động theo chiều không xẻ gỗ.



Hình 2.1. Sơ đồ chuyển động của xe goòng

Sơ đồ di chuyển của xe goòng được thể hiện như hình 2.1. Từ mô hình này ta sẽ phân tích các lực tác động lên xe goòng trong quá trình làm việc.



Hình 2.2. Mô hình động lực học chuyển động dọc của xe goòng

2.1.1. Các giả thiết xây dựng mô hình động lực học xe goòng

- Đường ray nằm ngang tuyệt đối;
- Bỏ qua lực cản gió vì dây chuyển đặt trong nhà và di chuyển với tốc độ chậm;
- Không tính đến sự rung động của lưỡi cưa.

2.1.2. Thiết lập phương trình vi phân chuyển động chuyển động dọc của xe goòng

Từ hình 2.2, ta có phương trình cân bằng lực như sau:

$$m\ddot{x} = F_k - Q_c - \Sigma F_{msi} \quad (2.1)$$

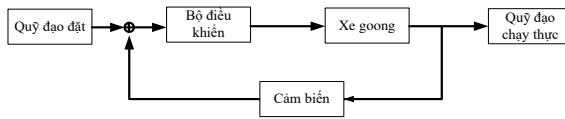
trong đó: F_k - lực kéo cáp xe goòng; Q_c - lực cản của lưỡi cưa đối với xe goòng theo chiều dọc cây gỗ; ΣF_{ms} - tổng lực ma sát giữa xe goòng và đường ray:

$$\Sigma F_{ms} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 \quad (2.2)$$

trong đó: F_{1-6} lần lượt là lực ma sát tại các bánh xe từ 1 đến 6.

2.2. Xây dựng thuật toán điều khiển chuyển động xe goòng

Để điều khiển chuyển động xe goòng theo quỹ đạo mong muốn (chạy theo các quỹ đạo AB-BC-CD khi xẻ gỗ, chạy theo quỹ đạo GF, FE khi đi về không xẻ), thì hệ thống xe goòng cần phải được điều khiển theo vòng kín, với sơ đồ điều khiển tổng quát được thể hiện trên hình 2.4



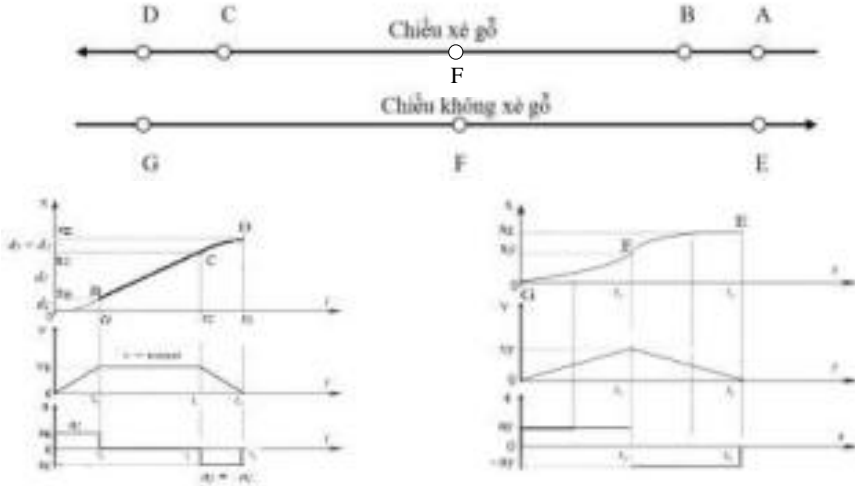
Hình 2.3. Hệ thống điều khiển vòng kín chuyển động xe goòng

2.2.1. Thiết lập chế độ đặt cho chuyển động của xe goòng

Thiết lập chế độ cho chuyển động xe goòng là thiết lập giá trị mong muốn của chuyển động xe để có tín hiệu đưa vào hệ thống điều khiển. Việc thiết kế chế độ di chuyển của

xe có nhiệm vụ mô hình hoá yêu cầu chuyển động (được thể hiện trên Hình 2.1) ra tín hiệu toán học. Từ yêu cầu công nghệ về chuyển động của xe goòng, chúng ta có thể thấy:

Khi xe goòng xẻ gỗ, yêu cầu chuyển động theo chế độ 2-1-2: vận tốc xe tăng dần: đoạn AB - vận tốc xe không đổi: đoạn BC - vận tốc xe giảm dần: đoạn CD, chế độ chuyển động này được thể hiện trên (Hình 2.5-a);



a) Chế độ 2-1-2

b) Chế độ 2-2

Hình 2.4. Đồ thị chế độ chuyển động xe goòng

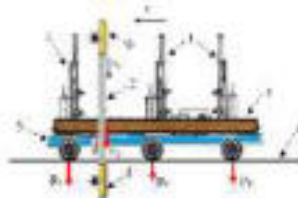
2.2.2. Xây dựng thuật toán điều khiển chuyển động xe goòng

Sau thời gian điều khiển thì
$$\begin{cases} e = x_d - x \rightarrow 0 \\ \dot{x} \rightarrow 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} x = x_d \\ \dot{x} \rightarrow 0 \end{cases}$$
 Có nghĩa là nếu sử dụng bộ

điều khiển PD bù ma sát, thì tọa độ x di chuyển của xe goòng sẽ bám vào giá trị mong muốn đã đặt ra; đồng thời $\dot{x} \rightarrow 0$ có nghĩa là hệ thống điều khiển sẽ làm xe dừng lại ở cuối quỹ đạo (điểm D đối với chuyển động xẻ gỗ, và E đối với chuyển động quay về).

2.3. Tính toán dao động ngang của xe goòng (dao động mặt phẳng mạch của gỗ) trong quá trình xẻ gỗ

Nghiên cứu dao động của xe đẩy gỗ trong quá trình xẻ gỗ được mô hình hóa về bài toán dao động của dầm trên nền đàn hồi (Winkler), chịu các tải tập trung thay đổi và di động.



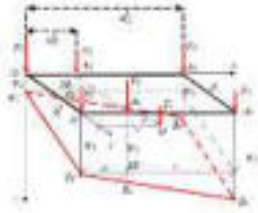
Hình 2.5. Sơ đồ mặt cắt đứng của xe goòng đẩy gỗ (trong dây chuyền sử dụng máy cưa vòng đứng)

Trong nội dung nghiên cứu của luận án, sử dụng mô hình dao động của dầm trên nền đàn hồi Winkler, nghiệm giải tích của phương trình vi phân dao động của dầm chịu tải tập trung di động được giải bằng phương pháp tách biến. Cùng với việc sử dụng hàm Delta Dirac và các tính chất của nó đã xác định được biểu thức tính biên độ dao động ngang của mặt phẳng mạch xẻ gỗ. Trên cơ sở kết quả này, cặp các giá trị EI và k_0 được xác định để biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ gỗ nằm trong giới hạn cho phép.

2.3.1. Tính toán các lực do trọng lượng của xe đẩy gỗ (trong dây chuyển xẻ gỗ dùng cưa vòng đứng) tác động lên hai thanh ray tại các điểm tiếp xúc giữa bánh xe và ray, khi xe di chuyển với vận tốc không đổi $v(m/s)$ - có kể đến lực cắt gỗ của lưỡi cưa

Giả sử khung xe đẩy gỗ là cứng tuyệt đối, các trục của 6 bánh xe được gắn vào khung tại các điểm A_i có khoảng cách như minh họa ở (hình 2.7) Tại điểm A_i có lực cắt $P_i(N)$ và tại điểm M có lực cắt gỗ F_c hướng xuống.

Giả sử rằng các bánh của xe đẩy, với các lực tác dụng như trên (hình 2.7), được đặt trên lò xo đàn hồi có hệ số cứng $\bar{k}$. Nếu gọi F_i là lực của xe tác dụng lên dầm ray tại các điểm A_i (điểm tiếp xúc của bánh xe và ray) và W_i là chiều dài của lò xo bị nén (hình 2.7), thì $F_i = \bar{k} W_i$



Hình 2.6. Mô hình tính toán tải trọng tác dụng lên thanh ray tại các điểm tiếp xúc với bánh xe goòng.

2.3.2. Tính toán dầm trên nền đàn hồi Winkler

2.3.2.1. Giả thuyết Winkler (1867) được sử dụng để tính toán dầm trên nền đàn hồi.

Dầm làm việc trên nền đàn hồi được sử dụng với giả thuyết Winkler:

Nền theo giả thuyết Winkler là loại nền lún cục bộ, tức là độ lún của nền chỉ xảy ra tại các điểm nằm phía dưới của dầm nên có thể mô tả nền như là một hệ thống gồm vô số các lò xo độc lập thẳng đứng sát vào nhau (hình 2.8a). Do vậy cường độ phản lực của nền tại mỗi điểm tỷ lệ với độ lún của nền (hay độ võng của dầm) tại chính điểm đó.

Theo Winkler ta có: $p_0(x, t) = k_0 W(x, t)$ (2.51)

trong đó: $W(x, t)$ - Độ lún của nền (hay độ võng của dầm) tại mặt cắt có tọa độ x, m ;

k_0 - Hệ số nền, N/m^3 ;

$p_0(x, t)$ - Phản lực của nền tại $x, N/m^2$.

Nếu dầm có bề rộng $b \ll L$ với L là chiều dài dầm, thì có thể giả thiết phản lực của nền được phân bố đều theo bề rộng b . Khi đó, phản lực nền tác dụng lên mặt cắt tọa độ x sẽ là:

$$P(x, t) = k_0 \cdot b W(x, t) = k W(x, t), N/m \quad (2.52)$$

Các hệ số k_0, k gọi là các hệ số nền có các thứ nguyên $[k_0] = \frac{N}{m^3}, [k] = \frac{N}{m^2}$

2.3.2.2. Hàm Dirac

1) Hàm bước đơn vị Heaviside là hàm dạng:
$$H(\xi) = \begin{cases} 1, & \xi > 0 \\ 0, & \xi < 0 \end{cases} \quad (2.53)$$

2) Hàm xung $\delta_\varepsilon(x - x_0) = \frac{1}{\varepsilon} [H(x - x_0) - H(x - (x_0 + \varepsilon))]$ (2.54)

Hàm xung có độ cao $\frac{1}{\varepsilon}$ trong khoảng $[x_0, x_0 + \varepsilon]$ và bằng không ở các vị trí khác

3) Hàm Delta Dirac

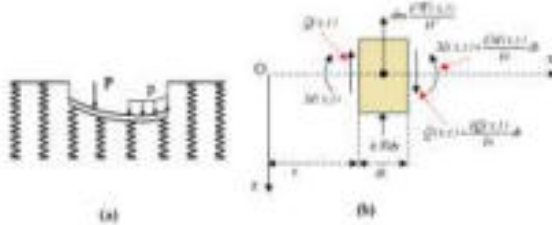
Hàm Delta Dirac không phải là một hàm theo nghĩa thông thường. Hàm Delta Dirac bằng không ở mọi nơi, trừ tại điểm x_0 mà tại đó nó có giá trị vô hạn sao cho:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \delta(x - x_0) dx = 1 \quad (2.55)$$

2.3.2.3 Phương trình vi phân dao động của dầm trên nền đàn hồi Winkler

Xét một dầm có chiều dài L , có hai đầu gắn bản lề, mô đun Young E , mô men quán tính của dầm I , đặt trên nền Winkler có hệ số đàn hồi k_0 . Chọn hệ tọa độ O_{xz} có trục O_x dọc theo trục dầm, trục O_z hướng xuống dưới. Dầm chịu tải trọng phân bố dọc theo dầm có cường độ $q(x, t)$ (N/m). Giả sử trong quá trình làm việc dầm và móng không tách rời nhau, tức là độ lún của móng và độ võng của dầm luôn bằng nhau tại mọi mặt cắt với bất kỳ tọa độ x nào.

Giả sử độ rộng dầm là b , khi đó theo Winkler có phản lực nền tác dụng lên mặt cắt tọa độ x : $P(x, t) = k_0 \cdot b \cdot W(x, t) = k \cdot W(x, t)$ (2.59)



Hình 2.7. (a) - Mô hình nền Winkler, (b) - Mô tả các lực tác dụng lên phần tử dầm

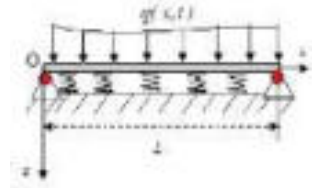
$$\frac{\partial^2 W(x, t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho} \frac{\partial^4 W(x, t)}{\partial x^4} + \frac{k}{\rho} W(x, t) = 0, \quad 0 \leq x \leq L \quad (2.67)$$

Trong đó: EI (N.m²) là độ cứng chống uốn của dầm ray, ρ (kg/m) là mật độ khối lượng của dầm ray trên đơn vị độ dài.

Phương trình (2.67) là phương trình *dao động tự do* của dầm đồng chất, thiết diện không đổi được nằm trên nền đàn hồi có hệ số nền $k = k_0 \cdot b$.

Trong trường hợp dầm chịu tải theo phân bố $q(x, t)$ (N/m), ta thu được phương trình vi phân dao động của dầm:

$$\frac{\partial^2 W(x, t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho} \frac{\partial^4 W(x, t)}{\partial x^4} + \frac{k}{\rho} W(x, t) = \frac{1}{\rho} q(x, t) \quad (2.68)$$



Hình 2.8. Mô hình dầm nằm trên nền đàn hồi chịu tải phân bố $q(x,t)$

Nghiệm tổng quát của phương trình vi phân (2.67) tìm được bằng phương pháp tách biến

$$W(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t] \left[C_n \cos \frac{n\pi}{L} x + D_n \sin \frac{n\pi}{L} x \right] \quad (2.69)$$

Trong đó: A_n, B_n - là các hệ số được xác định từ điều kiện đầu;

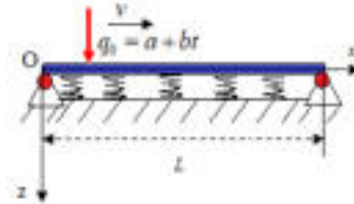
C_n, D_n - là các hệ số được xác định từ điều kiện biên tại $x=0$ và $x=L$.

Thay (2.69) vào (2.67) được:

$$\sum_{n=1}^{\infty} \left[-\omega_n^2 + \frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho} \right] [A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t] \left[C_n \cos \frac{n\pi}{L} x + D_n \sin \frac{n\pi}{L} x \right] = 0$$

và vì biểu thức đúng với mọi x và t , ta nhận được: $\omega_n^2 = \frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho}$, $n=1,2,\dots$ (2.70)

2.3.2.4. Phương trình vi phân dao động của dầm trên nền đàn hồi, hai đầu gối đỡ, chịu tác dụng của tải trọng $q_0=a+bt$ chuyển động với vận tốc không đổi $v(m/s)$ dọc theo dầm
Xét dầm trên nền đàn hồi chịu tải trọng $q_0=a+bt$ chuyển động với vận tốc không đổi v (hình 2.10)



Hình 2.9. Mô hình tính toán dao động của dầm nền đàn hồi chịu tải trọng

$q_0=a+bt$ di chuyển với vận tốc v

Sử dụng hàm Delta Dirac, tải trọng phân bố trên dầm trong trường hợp này có dạng $q(x,t) = (a + bt)\delta(x - vt)$, dẫn đến phương trình (2.68) có dạng:

$$\frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho} \frac{\partial^4 W(x,t)}{\partial x^4} + \frac{k}{\rho} W(x,t) = \frac{(a + bt)}{\rho} \delta(x - vt) \quad (2.71)$$

Tìm nghiệm (2.71) dưới dạng:

$$W(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} T_i(t) X_i(x) \quad (2.72)$$

Vì điều kiện biên cần được thỏa mãn: $W(0) = W(L) = 0$; $\ddot{W}(0) = \ddot{W}(L) = 0$ (2.73)

dẫn đến

$$W(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} T_i(t) \sin \frac{i\pi}{L} x \quad (2.74)$$

Thay (2.74) vào (2.71), dẫn đến:

$$\sum_{i=1}^{\infty} \left[\ddot{T}_i + \left(\frac{EI}{\rho} \left(\frac{i\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho} \right) T_i \right] \cdot \sin \frac{i\pi}{L} x = \frac{(a+bt)}{\rho} \delta(x-vt) \quad (2.75)$$

Nhân cả hai vế của (2.75) với $\sin \frac{n\pi}{L} x$ sau đó lấy tích phân trên đoạn $[0, L]$ và chú ý đến tính chất của hàm Delta Dirac, nhận được:

$$\ddot{T}_n + \left(\frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho} \right) T_n = \frac{2(a+bt)}{\rho L} \int_0^L \delta(x-vt) \sin \frac{n\pi x}{L} dx = \frac{2(a+bt)}{\rho L} \sin \frac{n\pi}{L} vt \quad (2.76)$$

Phương trình (2.76) có dạng: $\ddot{T}_n + \omega_n^2 T_n = (A+Bt) \sin \Omega_n t$ (2.77)

Trong đó $\omega_n = \sqrt{\frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho}}$ tần số dao động riêng của dầm; $\Omega_n = \frac{n\pi v}{L}$ là tần số dao

động cưỡng bức và $A = \frac{2a}{\rho L}$; $B = \frac{2b}{\rho L}$ (2.78)

Nghiệm tổng quát của (2.77) sẽ là:

$$T_n = A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \left[(A+Bt) \sin \Omega_n t - \frac{2\Omega_n B}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos \Omega_n t \right] \quad (2.79)$$

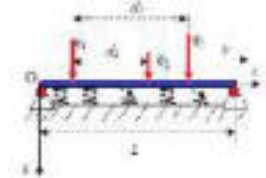
Dẫn tới nghiệm của (2.71) sẽ là:

$$W(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t + (K_n + M_n t) \sin \Omega_n t + N_n \cos \Omega_n t \right\} \cdot \sin \frac{n\pi}{L} x \quad (2.80)$$

Trong đó: $K_n = \frac{2a}{\rho L(\omega_n^2 - \Omega_n^2)}$; $M_n = \frac{2b}{\rho L(\omega_n^2 - \Omega_n^2)}$; $N_n = -\frac{4\Omega_n b}{\rho L(\omega_n^2 - \Omega_n^2)^2}$ (2.81)

2.3.2.5. Phương trình vi phân dao động của dầm trên nền đàn hồi chịu ba tải trọng
 $q_1 = a_1 + b_1 t$, $q_2 = a_2 + b_2 t$, $q_3 = a_3 + b_3 t$ tại các vị trí cách nhau, các tải trọng chuyển động với vận tốc không đổi v dọc theo dầm.

Xét dầm đặt trên nền đàn hồi chịu 3 tải trọng $q_1 = a_1 + b_1 t$, $q_2 = a_2 + b_2 t$, $q_3 = a_3 + b_3 t$ các tải được đặt cách nhau như trong (Hình 2.11) và chúng di chuyển dọc theo dầm với tốc độ v không đổi.



Hình 2.10. Mô hình tính toán dao động của dầm trên nền đàn hồi, chịu 3 tải trọng tập trung thay đổi q_1, q_2, q_3 và chuyển động trên dầm với vận tốc v không đổi.

Sử dụng hàm Delta Dirac cho tải trọng phân bố trên dầm, phương trình vi phân dao động (2.71) của dầm trong trường hợp này có dạng:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho} \frac{\partial^4 W(x,t)}{\partial x^4} + \frac{k}{\rho} W(x,t) = \\ = \frac{1}{\rho} [q_1 \delta(x-vt) + q_2 \delta(x+d_1-vt) + q_3 \delta(x+d_2-vt)] \end{aligned} \quad (2.82)$$

Để thỏa mãn điều kiện biên (2.73), ta tìm nghiệm (2.82) dưới dạng:

$$W(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) \sin \frac{n\pi}{L} x \quad (2.83)$$

Khi đó T_n sẽ là nghiệm của phương trình:

$$\ddot{T}_n + \omega_n^2 T_n = \frac{2}{\rho L} \left[q_1 \sin \frac{n\pi}{L} vt + q_2 \sin \frac{n\pi}{L} (vt - d_1) + q_3 \sin \frac{n\pi}{L} (vt - d_2) \right] \quad (2.84)$$

$$\text{Phương trình (2.84) trở thành: } \ddot{T}_n + \omega_n^2 T_n = \sum_{i=1}^3 (\bar{a}_i + \bar{b}_i t) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) \quad (2.87)$$

Nghiệm tổng quát của (2.87) có dạng sau:

$$\begin{aligned} T_n(t) = A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t + \\ + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[(\bar{a}_i + \bar{b}_i t) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) - \frac{2\Omega_n \bar{b}_i}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos(\Omega_n t - \bar{c}_i) \right] \end{aligned} \quad (2.88)$$

dẫn đến nghiệm tổng quát của (2.82) có dạng:

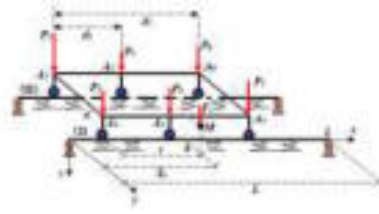
$$\begin{aligned} W(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[(\bar{a}_i + \bar{b}_i t) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{2\Omega_n \bar{b}_i}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos(\Omega_n t - \bar{c}_i) \right] \right\} \sin \frac{n\pi}{L} x \end{aligned} \quad (2.89)$$

Cho (2.89) thỏa mãn điều kiện đầu $W|_{t=0} = 0$; $\frac{\partial W}{\partial t} \Big|_{t=0}$, nhận được:

$$\begin{aligned} A_n = \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{a}_i \sin \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos \bar{c}_i \right] \\ B_n = \frac{1}{\omega_n (\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{b}_i \sin \bar{c}_i - \bar{a}_i \Omega_n \cos \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sin \bar{c}_i \right] \end{aligned} \quad (2.90)$$

2.3.3. Phương trình dao động ngang của xe goòng (dao động của mặt phẳng mạch xê gồ) trong quá trình cắt gổ

2.3.3.1. Biên độ dao động ngang của mạch cưa tại điểm có độ cao h so với mặt phẳng hai đường ray



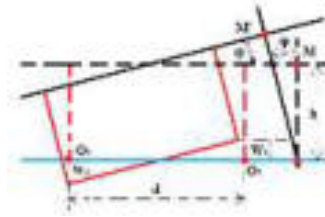
Hình 2.11. Mô hình tính dao động của xe goòng trong quá trình xẻ gỗ

Xe goòng đẩy gỗ (trong dây chuyền xẻ gỗ sử dụng cửa vòng đứng) được bố trí chạy trên hai đường ray có cùng độ rộng b (m) và chúng cách nhau khoảng cách d (m); các tải trọng P_i tại các điểm A_i ($i=1 \div 6$) trên các trục bánh xe có khoảng cách với nhau như (Hình 2.12). Các đường ray có chiều dài L (m) và độ cứng uốn không đổi EI . Đường ray được đặt trên nền bê tông có hệ số đàn hồi k_0 (N/m^3).

Chọn hệ tọa độ có trục x - theo hướng ray và trục z - hướng xuống. Vị trí lưỡi cửa nằm ở M , có tọa độ $(X_c, u, -h)$ (chiều cao h so với mặt phẳng của hai thanh ray). Xe đẩy gỗ chuyển động với vận tốc không đổi v (m/s). Theo cách tính ở phần (2.1.1), các lực tác dụng lên ray tại các điểm tiếp xúc với bánh xe có dạng: $F_i = a_i + b_i \cdot t$

Đặt φ là góc quay quanh trục X của mặt phẳng khe xẻ gỗ, dẫn đến:

$$\tan \varphi = \frac{W^{(I)}(X_c, t) - W^{(II)}(X_c, t)}{d} \quad (2.95)$$



Hình 2.12. Mô hình tính góc φ - góc quay quanh trục Ox của mặt phẳng ngang
Nếu dao động nhỏ sẽ có $\tan \varphi \approx \varphi$, Vì vậy:

$$\varphi(t) = \frac{1}{d} \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi}{L} X_c \left\{ \left(A_n^{(I)} - A_n^{(2)} \right) \cos \omega_n t + \left(B_n^{(I)} - B_n^{(2)} \right) \sin \omega_n t + \right. \quad (2.96)$$

$$\left. + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\left(\bar{a}_i^{(1)} - \bar{a}_i^{(2)} + \left(\bar{b}_i^{(1)} - \bar{b}_i^{(2)} \right) t \right) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) - \frac{2\Omega_n (\bar{b}_i^{(1)} - \bar{b}_i^{(2)})}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos(\Omega_n t - \bar{c}_i) \right] \right\}$$

Biên độ dao động ngang của mạch cửa tại điểm - có độ cao h so với mặt ray sẽ là:

$$A = h \cdot \varphi(t) \quad (2.97)$$

Trong biểu thức (2.96), vế phải là một chuỗi hàm. Nếu $\Omega_n \neq \omega_n$ (khi không xảy ra cộng hưởng), thì các hệ số là vô cùng bé ngang cấp với $\frac{1}{n^2}$ khi $n \rightarrow \infty$, nên chuỗi hội tụ

đều với mọi x và t . Do đó, khi tính toán, chúng ta sẽ lấy tổng của hữu hạn số hạng và có thể đánh giá được sai số này.

2.3.4. Kiểm tra sự cộng hưởng

Phương trình (2.97) - biểu thị biên độ dao động ngang của mặt phẳng cửa tại một điểm có độ cao h - hiện tượng cộng hưởng (hoặc hiện tượng phách) sẽ xảy ra nếu tần số dao động riêng ω_n trùng (hoặc gần bằng) với tần số dao động cưỡng bức Ω_n . Từ biểu thức trong (2.94), để $\omega_n = \Omega_n$ (tức là khi đó hiện tượng cộng hưởng sẽ xảy ra) vận

$$v^2 = \frac{\left[\frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho} \right]}{\left(\frac{n\pi}{L} \right)^2} \quad (2.98)$$

Như vậy, hiện tượng phách sẽ xảy ra nếu vận tốc của xe goòng ở lân cận các giá trị được chỉ ra trên (2.98).

Tính toán với các tham số $EI = 30 \times 10^6 \text{ Nm}^2$; $\rho = 40 \text{ kg/m}$; $L = 15 \text{ m}$; $k = 6 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, từ (2.98) ta sẽ nhận được các giá trị $v \text{ (m/s)}$ tương ứng với các mod n để cộng hưởng xảy ra, kết quả tính toán được ghi trong (Bảng 2.1).

Bảng 2.1. Tốc độ v của xe goòng để cộng hưởng xảy ra ứng với các mod n

mod (n)	$\omega_n = \Omega_n$ (Hz)	$v \text{ (m/s)}$	mod (n)	$\omega_n = \Omega_n$ (Hz)	$v \text{ (m/s)}$
1	389.2	1858.1	6	1421.4	1131.1
2	416.0	993.2	7	1901.3	1296.9
3	516.6	822.2	8	2461.9	1469.3
4	720.7	860.3	9	3101.3	1645.3
5	1025.6	979.4	10	3818.5	1823.2

Theo kết quả nhận được ở Bảng 2.1, thấy rằng, hiện tượng cộng hưởng xảy ra ở vận tốc nhỏ nhất là 822,2 (m/s) (với mod $n=3$). Do đó, với vận tốc của xe goòng chỉ nằm trong khoảng 0,09 – 0,25 (m/s) thì không thể xảy ra cộng hưởng

2.4. Cơ cấu phanh xe goòng và mô hình tính toán động lực học khi phanh

2.4.1. Cơ cấu phanh xe

Do xe goòng có khối lượng lớn, chạy trên đường ray, nên mặc dù di chuyển với vận tốc nhỏ nhưng nếu sử dụng hệ thống phanh kẹp bánh thì vẫn có hiện tượng xe sẽ trượt trên ray khi phanh. Do vậy, ở đây sẽ sử dụng phanh xe goòng bằng dây cáp kéo ngược lại khi phanh.

Cơ cấu phanh xe goòng gồm dây cáp thép nối xe với hệ thống kéo dây cáp đặt tại A – gắn chặt trên đất như (hình 2.14).

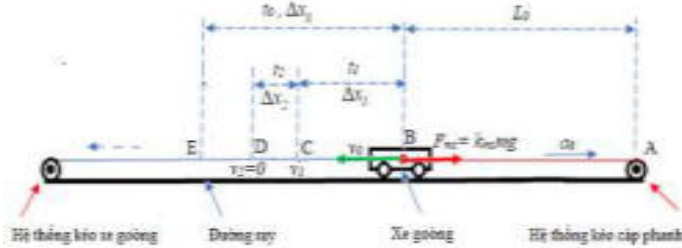
Dây cáp thép được bện bằng các sợi thép, mỗi sợi thép được bện bằng các sợi thép. Chú ý rằng, do được bện bằng các sợi nên khi kéo dây cáp sẽ có sự tự dẫn (cho đến khi các sợi, các tao làm dây cáp săn lại), lúc đó lực kéo cáp mới có sự tác động đến phanh. Đánh giá được sự tự dẫn của dây cáp được thông qua hệ số λ , tức là nếu cáp có độ dài ban đầu $L_0 \text{ (m)}$, sau khi tự dẫn có độ dài $L_d \text{ (m)}$ thì ta được:

$$\lambda = \frac{L_d - L_0}{L_0} \quad (2.99)$$

Hệ thống kéo cáp phanh được yêu cầu khởi động và làm việc trong thời gian rất ngắn ($\ll 1s$), do vậy nên được thiết kế bằng hệ thống thủy lực. Hệ thống kéo cáp phanh tạo ra lực kéo cáp để dây cáp phanh chuyển động với gia tốc a_k .

2.4.2. Mô hình tính toán động lực học khi phanh xe

Giả sử trong quá trình xe gỗ, xe di chuyển theo hướng AB, khi đến B thì phanh xe.



Hình 2.13. Mô hình tính toán động lực học khi phanh xe goòng

Thực tế, khi bắt đầu phanh, dây cáp phanh chuyển động theo hướng BA với gia tốc a_k . Do tại thời điểm ban đầu cáp phanh có vận tốc bằng 0, nên sau thời gian t_0 , cáp phanh được cuộn vào rulo A với độ dài:
$$L_{cuon} = \frac{a_k t_0^2}{2} \quad (2.107)$$

Với độ dài ban đầu L_0 , cáp có độ dài tự dẫn là: $L_{dan} = \lambda L_0 \quad (2.108)$

Trong quá trình phanh xe, có thể xảy ra các trường hợp sau:

$$\text{Nếu } \Delta x_0 \leq L_{dan} - L_{cuon} = \lambda L_0 - \frac{a_k t_0^2}{2} \Leftrightarrow v_0^2 \leq \frac{2g^2 \cdot k_{ms}^2 \lambda L_0}{(gk_{ms} + a_k)} \quad (2.109)$$

thì không cần phanh (phanh không tác dụng)

$$\text{Nếu } \Delta x_0 > L_{dan} - L_{cuon} = \lambda L_0 - \frac{a_k t_0^2}{2} \Leftrightarrow v_0^2 > \frac{2g^2 \cdot k_{ms}^2 \lambda L_0}{(gk_{ms} + a_k)} \quad (2.110)$$

thì phanh mới tác dụng.

2.4.3. Thiết lập phương trình động lực học xe goòng trong quá trình phanh hãm

Như phân tích trong mô hình tính toán động lực học xe goòng trong quá trình chuyển động và phanh hãm ở mục trên, gọi v_0 là vận tốc xe lúc bắt đầu phanh, khi đó có hai trường hợp xảy ra:

$$+) \text{ Xe sẽ dừng trước khi phanh có tác dụng hãm xe nếu: } v_0^2 \leq \frac{2g^2 \cdot k_{ms}^2 \lambda L_0}{(gk_{ms} + a_k)} \quad (2.111)$$

$$+) \text{ Quá trình phanh hãm xe có tác dụng nếu: } v_0^2 > \frac{2g^2 \cdot k_{ms}^2 \lambda L_0}{(gk_{ms} + a_k)} \quad (2.112)$$

Xây dựng phương trình động lực học cho xe trong quá trình thỏa mãn điều kiện (2.112). Khi đó xe tự trôi đến thời điểm t_1 (với $t_1 < t_0$) thì phanh xe bắt đầu có tác dụng. Giá trị t_1 thỏa mãn phương trình:

$$\Delta x_1 = -k_{ms}g \cdot \frac{t_l^2}{2} + v_0 t_l = \lambda L_0 - \frac{a_k t_l^2}{2} \quad (2.113)$$

$$\text{hay là: } -\frac{(k_{ms}g - a_k)}{2} t_l^2 + v_0 t_l - \lambda L_0 = 0 \quad (2.114)$$

Ta có tổng đoạn đường xe goòng di chuyển khi bắt đầu phanh đến khi xe dừng:

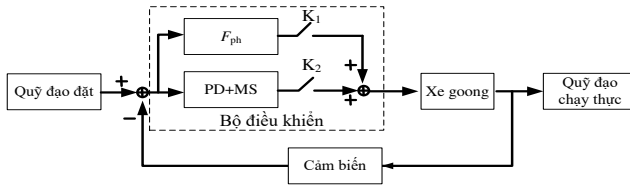
$$\Delta x = \Delta x_1 + \Delta x_2 \quad (2.140)$$

$$\text{Và lực cần thiết để kéo phanh: } F_{ph} = \sigma \cdot S = E \varepsilon \cdot S = E \cdot S \cdot \frac{\Delta x_2}{L_l} \quad (2.141)$$

2.5. Xây dựng bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh

Tại mục 2.2 luận án đã tiến hành xây dựng bộ điều khiển chuyển động cho xe goòng, tuy nhiên do hệ thống có quán tính rất lớn do vậy bộ điều khiển PD bù ma sát sẽ gây ra sai số tính khi dừng (tại điểm D). Đồng thời bộ điều khiển này sẽ không có tác dụng khi hệ thống bị sự cố, cần phải dừng khẩn cấp (trường hợp đứt lưỡi cưa, trường hợp mạch xê bị lệch ...).

Để khắc phục tồn tại này, luận án đề xuất thêm thành phần phanh vào bộ điều khiển. Sơ đồ bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh được mô tả trên hình 2.15.



Hình 2.15. Bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh

Trên (Hình 2.15) thể hiện bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh. Cấu tạo bộ điều khiển bao gồm thành phần điều khiển PD bù thành phần ma sát có phương trình biểu diễn tại (2.37) và thành phần bổ sung phanh có phương trình biểu diễn tại (2.141). Hai khoá động K_1 và K_2 được đóng mở trong các trường hợp sau:

- Trong trường hợp bình thường $K_1 = 0$ (mở), $K_2 = 1$ (đóng). Khi đó phương trình bộ điều

$$\text{ khiển là: } F_k = K_p e - K_d \dot{x} + mg\mu \quad (2.142)$$

Kết luận chương 2

1. Đã xây dựng được mô hình, thiết lập phương trình và thuật toán điều khiển chuyển động của xe goòng trong quá trình xê gồ tự động

2. Đã xây dựng được mô hình dao động ngang của mặt phẳng mạch xê gồ, đã thiết lập được phương trình dao động ngang của mạch xê và đã tìm được nghiệm dưới dạng giải tích. Kết quả nhận được các biểu thức về tần số dao động riêng và dao động cưỡng bức cho phép kiểm tra sự cộng hưởng dao động của dầm ray, kết quả nghiên cứu này làm cơ sở để khảo sát dao động ngang của mạch xê để từ đó xác định thông số xây dựng, lắp đặt nền móng đường ray xe goòng

3. Đã xây dựng được mô hình và thiết lập được phương trình động lực học quá trình phanh hãm xe goòng khi xe goòng gặp sự cố, đã xây dựng được thuật toán điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh, kết quả này làm cơ sở để khảo sát động lực học phanh để đề xuất hệ thống phanh hãm xe goòng an toàn khi sử dụng.

CHƯƠNG 3 KHẢO SÁT CÁC PHƯƠNG TRÌNH ĐỘNG LỰC HỌC VÀ MÔ PHỎNG ĐIỀU KHIỂN XE GOÒNG TRONG QUÁ TRÌNH DI CHUYỂN, PHANH HÃM

Các kết quả mô phỏng sẽ cho các thông số điều khiển xe goòng di chuyển theo các tốc độ phù hợp với từng loại gỗ và theo kích cỡ khúc gỗ xẻ, đảm bảo đúng kỹ thuật xẻ gỗ và đạt năng suất cao nhất.

3.1. Khảo sát phương trình dao động ngang của mạch cưa xẻ

Phương trình biểu diễn dao động ngang của mạch xẻ gỗ (2.96)

$$\varphi(t) = \frac{1}{d} \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi}{L} X_c \left\{ (A_n^{(1)} - A_n^{(2)}) \cos \omega_n t + (B_n^{(1)} - B_n^{(2)}) \sin \omega_n t + \right. \\ \left. + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[(\bar{a}_i^{(1)} - \bar{a}_i^{(2)} + (\bar{b}_i^{(1)} - \bar{b}_i^{(2)}) t) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) - \frac{2\Omega_n (\bar{b}_i^{(1)} - \bar{b}_i^{(2)})}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos(\Omega_n t - \bar{c}_i) \right] \right\}$$

Trong đó: $\bar{c}_1 = 0$; $\bar{c}_2 = \frac{n\pi}{L} d_1$; $\bar{c}_3 = \frac{n\pi}{L} d_2$

$$\bar{a}_1^{(1)} = \frac{2a_1}{\rho L}; \bar{b}_1^{(1)} = \frac{2b_1}{\rho L}; \bar{a}_2^{(1)} = \frac{2a_4}{\rho L}; \bar{b}_2^{(1)} = \frac{2b_4}{\rho L}; \bar{a}_3^{(1)} = \frac{2a_5}{\rho L}; \bar{b}_3^{(1)} = \frac{2b_5}{\rho L};$$

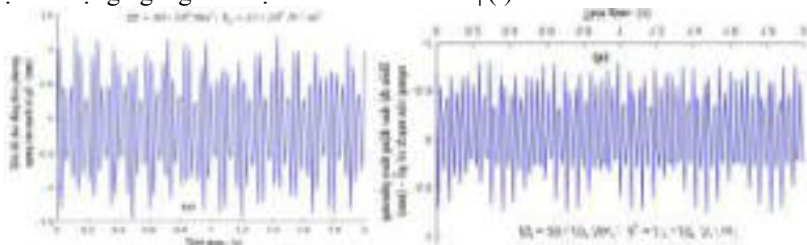
$$\bar{a}_1^{(2)} = \frac{2a_2}{\rho L}; \bar{b}_1^{(2)} = \frac{2b_2}{\rho L}; \bar{a}_2^{(2)} = \frac{2a_3}{\rho L}; \bar{b}_2^{(2)} = \frac{2b_3}{\rho L}; \bar{a}_3^{(2)} = \frac{2a_6}{\rho L}; \bar{b}_3^{(2)} = \frac{2b_6}{\rho L};$$

$$A_n^{(m)} = \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{a}_i^{(m)} \sin \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i^{(m)}}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos \bar{c}_i \right]$$

$$B_n^{(m)} = \frac{1}{\omega_n (\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{b}_i^{(m)} \sin \bar{c}_i - \bar{a}_i^{(m)} \Omega_n \cos \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i^{(m)}}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sin \bar{c}_i \right]; \quad m=1, 2$$

$$\omega_n^2 = \frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho}; \quad \Omega_n = \frac{n\pi v}{L}$$

Biên độ dao động ngang A được tính theo $A = h \cdot \varphi(t)$



Hình 3.1. Biên độ dao động theo phương ngang của mạch cắt gỗ

Tính toán với các thông số ở Bảng 3.1 và tải trọng đặt tại các điểm A_i :

$P_1 = 10 \text{ kN}$; $P_2 = 9 \text{ kN}$; $P_3 = 8,5 \text{ kN}$; $P_4 = 9,2 \text{ kN}$; $P_5 = 10,5 \text{ kN}$; $P_6 = 10,2 \text{ kN}$; số các số hạng lấy trong tổng $N=30$. Kết quả tính toán biên độ dao động ngang tại M nằm trên mặt phẳng mạch cửa với độ cao $h=1,2$ (m) được chỉ ra trong (Hình 3.1) với hai trường hợp: $EI = 30 \times 10^6 \text{ Nm}^2$; $k = 12 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ và $EI = 80 \times 10^6 \text{ Nm}^2$; $k = 17 \times 10^5 \text{ N/m}^2$.

Kết quả tính toán trong khoảng thời gian 120 s (thời gian xê khúc gỗ dài 6 m) cho thấy biên độ dao động ngang tại điểm trên mặt phẳng cửa (cao $1,2 \text{ m}$) đạt giá trị lớn nhất là $1,5 \text{ mm}$ trong trường hợp (a) và $0,82 \text{ mm}$ trong trường hợp (b) (hình 3.1)

Nhận xét:

Từ kết quả khảo sát cho hai trường hợp khi cho tăng giá trị EI cũng như tăng giá trị k thì biên độ dao động ngang lớn nhất cũng sẽ giảm đi. Để có thể đánh giá mức độ giảm đi của biên độ dao động ngang mạch xê khi tăng các giá trị của EI và k_0 , mục tiếp theo sẽ tính toán biên độ dao động ngang đạt lớn nhất ứng với các cặp trị số EI và k_0 thay đổi.

3.2. Khảo sát sự ảnh hưởng của các tham số EI và k_0 đến giá trị cực đại của biên độ dao động ngang mạch xê

3.2.1 Khảo sát sự phụ thuộc của giá trị cực đại biên độ dao động ngang mạch xê vào các tham số EI và k_0

Trong kỹ thuật xê gỗ, biên độ dao động ngang của mặt phẳng xê chỉ được phép trong một giới hạn rất nhỏ ($< 1,5 \text{ mm}$). Vì vậy, trong việc thiết kế và thi công lắp đặt dây chuyền xê gỗ cần phải lựa chọn các thông số phù hợp, để đảm bảo yêu cầu kỹ thuật trong quá trình xê gỗ. Chủ ý rằng, từ các công thức (2.93) - (2.97), khi các thông số của xe goòng cố định thì biên độ dao động ngang của mặt phẳng xê phụ thuộc vào thông số EI - độ cứng chống uốn của ray và k_0 - độ cứng đàn hồi của nền móng.

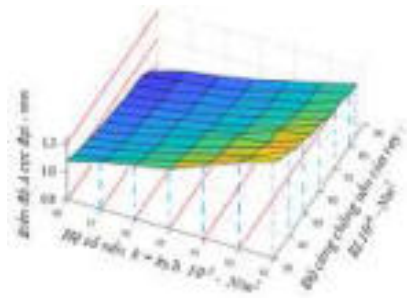
Với mỗi cặp giá trị EI và k_0 sẽ nhận được giá trị lớn nhất về biên độ dao động ngang của mặt phẳng xê. Các kết quả này được ghi vào (Bảng 3.2) với đồ thị (Hình 3.2) biểu diễn mối quan hệ giữa biên độ dao động ngang cực đại A với độ cứng chống uốn của ray EI và hệ số nền k_0 . Từ đây có thể lựa chọn các cặp giá trị EI và k_0 sao cho biên độ dao động ngang của mặt phẳng xê nằm trong giới hạn cho phép trong quá trình xê gỗ.

Bảng 3.1. Giá trị cực đại của biên độ dao động $A(\text{mm})$ theo phương ngang của mặt phẳng cửa đối với mỗi cặp giá trị EI và $k = k_0.b$.

Tính toán theo các thông số trên Bảng 3.1 và với $v = 0,15 \text{ m/s}$; $b_0 = 0,1 \text{ m}$

$EI \cdot 10^{-6}$ (Nm^2)	$k \cdot 10^{-5} (\text{N/m}^2)$						
	12	13	14	15	16	17	18
30	1,501	1,428	1,335	1,237	1,194	1,146	1,081
35	1,449	1,37	1,286	1,213	1,152	1,086	1,046
40	1,414	1,31	1,252	1,182	1,126	1,076	1,023
45	1,358	1,292	1,225	1,152	1,09	1,043	1,001
50	1,339	1,248	1,208	1,136	1,084	1,022	0,972
55	1,298	1,25	1,161	1,105	1,06	0,999	0,956
60	1,284	1,2	1,131	1,075	1,036	0,983	0,939

65	1,247	1,18	1,111	1,063	1,004	0,963	0,925
70	1,226	1,155	1,094	1,038	0,994	0,939	0,905
75	1,212	1,129	1,079	1,015	0,98	0,925	0,9
80	1,183	1,127	1,066	0,994	0,948	0,92	0,888
85	1,175	1,109	1,052	0,991	0,945	0,908	0,839



Hình 3.2. Đồ thị quan hệ giữa biên độ dao động ngang cực đại $A(\text{mm})$ với độ cứng chống uốn của ray $EI (\text{Nm}^2)$ và hệ số độ cứng của nền $k=k_0b (\text{N/m}^2)$

3.2.2 Xác định chiều sâu h của nền bê tông móng lắp đặt xe goòng

Khi thiết kế lắp đặt hệ thống móng và dầm ray cho xe goòng, từ sự lựa chọn độ cứng chống uốn của dầm ray EI , sử dụng (Bảng 3.2) ta có thể xác định được hệ số nền móng bê tông cần đạt được ít nhất là k_0 để biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xe không vượt quá 1 mm.

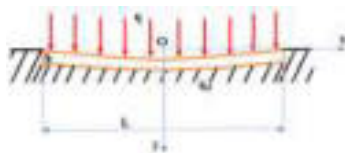
Khi biết được kích thước chiều dài L , chiều rộng R của khối bê tông móng và hệ số nền đất nằm dưới lớp bê tông là k_d , ta cần xác định chiều sâu h của lớp móng bê tông để hệ số nền móng tổng thể đạt được $k \geq k_0$.

Khi đặt một tải trọng phân bố đều với cường độ q^* (N/m^2) lên mặt lớp móng bê tông. Gọi độ võng tại điểm giữa O trên lớp móng bê tông là y_o , khi đó hệ số nền tại O sẽ là:

$$\lambda_o = \frac{q^*}{y_o} \quad (3.1)$$

Theo mô hình nền Winkler, phản lực nền $r(x)$ tại mỗi điểm tỷ lệ thuận với độ lún đàn hồi tại điểm đó, tức là $r(x) = k_d.R.y(x)$. Phản lực nền $r(x)$ có thể coi như tải trọng liên tục, không đồng đều và hướng lên trên, do vậy ta có được phương trình vi phân độ võng của dầm bị uốn:

$$E_b I_b \frac{d^4 y(x)}{dx^4} + k_d R.y(x) = q \quad (3.2)$$



Hình 3.3. Mô hình dầm chịu tải phân bố đều nằm trên nền đàn hồi

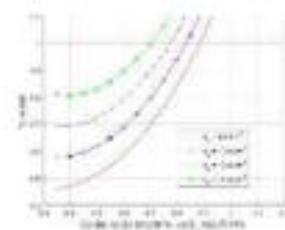
Như vậy, nếu lựa chọn dầm ray với chất liệu thép và hình dạng thiết diện ngang để độ cứng chống uốn đạt $EI = 75.10^6 \text{ Nm}^2$, yêu cầu mạch xe có biên độ dao động ngang lớn nhất là 1 mm, thì nền móng (đất, bê tông) phải có hệ số nền đạt ít nhất là $k \geq k_0 = 16.10^6$

N/m³. Với kích thước móng bê tông với chiều dài $L=16$ m, chiều rộng $R=2,2$ m sẽ thu được kết quả sau:

a) Với bê tông M300 theo TCVN 5574:2018 có mô đun đàn hồi $E_b=28,75$ MPa thì tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ ứng với các hệ số nền đất k_d nằm dưới lớp bê tông (đất cát chặt vừa theo Bowles)

được chỉ ra trên đồ thị (Hình 3.4). Từ đồ thị trên (Hình 3.4), nhận thấy rằng: nếu hệ số nền đất tăng lên thì độ dày lớp bê tông sẽ giảm đi. Chẳng hạn, để $\frac{k}{k_0} = 1$ với $k_d = 8$ kN/m³

thì lớp bê tông M300 cần độ dày $h_n = 0,88$ m; còn với $k_d = 14$ kN/m³ thì lớp bê tông M300 cần độ dày $h_n = 0,7$ m.

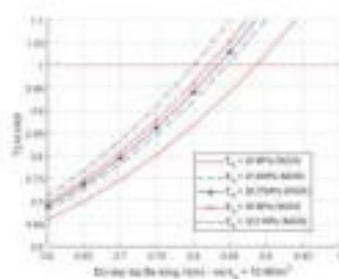


Hình 3.4. Tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ theo độ dày lớp bê tông M300 ứng với các lớp đất có các hệ số nền k_d

b) Với lớp đất dưới có hệ số nền $k_d = 10$ kN/m³, thì tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ ứng với các lớp bê tông

có mác khác nhau (theo TCVN 5574:2018) được chỉ ra trên đồ thị Hình 3.5. Từ đồ thị trên (Hình 3.5), nhận thấy rằng: nếu mác bê tông tăng lên thì độ dày lớp bê tông sẽ giảm đi, Chẳng hạn, để $\frac{k}{k_0} = 1$ thì lớp bê tông M200 cần độ dày $h_n = 0,88$ m; còn lớp bê tông

M400 cần độ dày $h_n = 0,8$ m.



Hình 3.5. Tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ theo độ dày lớp bê tông với các Mac khác nhau (khi lớp đất

nằm dưới có hệ số nền $k_d = 10$ kN/m³)

3.3. Khảo sát sự ảnh hưởng của vận tốc xe goòng đẩy gỗ đến giá trị cực đại của biên

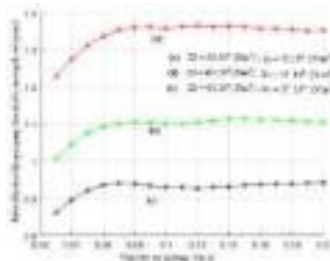
độ dao động ngang mạch xẻ

Kết quả tính toán về biên độ lớn nhất dao động ngang của mạch xẻ gỗ và lực cắt gỗ theo giá trị vận tốc di chuyển của xe goòng đẩy gỗ được ghi trên (Bảng 3.3) và đồ thị biểu diễn các sự phụ thuộc này được ghi trên (Hình 3.6).

Từ kết quả tính toán này, có thể thấy khi vận tốc nằm trong khoảng 0,01 m/s đến 0,07 thì biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ sẽ tăng lên theo cùng vận tốc. Khi vận tốc xe goòng nằm trong khoảng 0,07 m/s đến 0,2 m/s thì biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ không thay đổi nhiều khi vận tốc xe goòng thay đổi, chúng gần như cùng ở một mức.

Bảng 3.2. Biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ gỗ theo các giá trị vận tốc xe goòng đẩy gỗ ở các cặp giá trị ($EI, k=k_0b$)

$EI.10^{-6} \text{ (Nm}^2\text{)} =$	80	60	40
$k.10^{-5} \text{ (N/m}^2\text{)} =$	17	15	13
$v\text{(m/s)}$	<i>Biên độ Max (mm)</i>	<i>Biên độ Max (mm)</i>	<i>Biên độ Max (mm)</i>
0.03	0.86	1.01	1.23
0.04	0.90	1.05	1.27
0.05	0.92	1.08	1.31
0.06	0.94	1.09	1.34
0.07	0.94	1.10	1.35
0.08	0.94	1.11	1.36
0.09	0.93	1.11	1.36
0.1	0.93	1.10	1.36
0.11	0.93	1.10	1.36
0.12	0.93	1.11	1.37
0.13	0.93	1.11	1.36
0.14	0.93	1.11	1.36
0.15	0.94	1.11	1.36
0.16	0.94	1.11	1.36
0.17	0.94	1.11	1.36
0.18	0.94	1.11	1.36
0.19	0.94	1.11	1.35
0.2	0.94	1.11	1.35



Hình 3.6. Đồ thị biểu diễn biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ theo các vận tốc khác nhau ở các cặp giá trị của EI và k_0 .

Nhận xét: Biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xê sẽ tăng gần tuyến tính với vận tốc khi vận tốc xe goòng ở trong khoảng $v = 0,03 - 0,07$ m/s và hầu như không thay đổi khi vận tốc xe goòng ở trong khoảng $v = 0,07 - 0,2$ m/s.

3.4. Khảo sát, đánh giá động lực học và điều khiển chuyển động xe goòng thông qua mô phỏng

3.4.1. Các giả thiết hoạt động xe goòng dùng cho mô phỏng

Theo yêu cầu công nghệ, tham số của mô hình xe goòng: $F_k = m\ddot{x} + B_0\dot{x} + mg\mu$ (3.10)

với $B_0 = \frac{850.K_b.L_{cat}}{v_c}$ và các tham số được xác định trong Bảng 3.4

Từ các giả thiết trên tiến hành tính toán các giá trị tọa độ x của xe goòng khi di chuyển theo chiều xê gỗ (phương trình (2.30)) và khi di chuyển lùi về không tải (phương trình (2.34))

Bảng 3.3. Tham số mô hình xe goòng và yêu cầu chuyển động

STT	Tham số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	L_{cat}	m	0,5	Chiều cao mạch xê
2	K	N/mm^2	36,15	Lực cản cắt riêng
3	b_c	mm	2,5	Chiều rộng mạch xê gỗ
4	v	m/s	0,15	Tốc độ xe goòng (cũng là tốc độ đẩy gỗ)
5	m_{xg}	kg	6000	
6	m_g	kg	500	
7	μ		0,01	Hệ số cản chuyển động, $\mu = \frac{k_{ms}d_b + k_t d_t}{d_b} k_b$
8	L_2	m	4	Chiều dài khúc gỗ xê
9	$L_1 = L_3$	m	0,5	Khoảng cách đoạn AB và CD – đoạn không xê
10	a_{max}	m/s^2	0,04	Gia tốc giới hạn của chuyển động xe goòng

3.4.1.1. Tính tham số ở chế độ xe chuyển động theo chiều xê gỗ

Tính toán với các thông số trên Bảng (3.1) và (3.4), và với:

$$L_2 = 4 (m); v = 0,15 (m/s); L_1 = 0,5 (m) \quad (3.11)$$

a) Gọi a_1 và t_B là gia tốc và thời gian của chuyển động xe trên đoạn AB, theo (2.30) có được phương trình chuyển động của xe trên đoạn AB:

$$x = \frac{a_1}{2} t^2; 0 \leq t \leq t_B \quad (3.12)$$

$$\text{theo (2.26) có được: } t_B = \frac{2L_1}{v}; a_1 = \frac{v^2}{2L_1} \quad (3.13)$$

Thay (3.11) vào (3.13) có được:

$$t_B = \frac{20}{3} \approx 6,67 (s); a_1 = 0,225 \left(\frac{m}{s^2} \right) \quad (3.14)$$

$$\text{Thỏa mãn điều kiện: } a_{max} = 0,04 > \frac{v^2}{2L_1} = 0,0225 \quad (3.15)$$

Do trên đoạn AB, không có lực cản cắt gỗ, nên từ (2.35), lực kéo xe $F_{k_{AB}}$ cần thoả mãn phương trình:

$$F_{k_{AB}} = ma_1 + mg\mu \quad (3.16)$$

b) Trên đoạn BC, do xe chuyển động với vận tốc không đổi v và có lực cản cắt gỗ nên có được phương trình chuyển động:

$$x = L_1 + v.(t - t_B) ; \quad t_B \leq t \leq t_C = t_B + \frac{L_2}{v} \quad (3.17)$$

và lực kéo xe $F_{k_{BC}}$ cần thoả mãn phương trình: $F_{k_{BC}} = B_0 v + mg\mu$ (3.18)
 với $m = (m_{xg} + m_g) ; (kg)$

$$B_0 = \frac{850.Kb.L_{cat}}{v_c} ; \left(\frac{N.s}{m} \right)$$

$$v_c = \frac{\pi D \omega_c}{60} ; (m/s) \quad (3.19)$$

c) Trên đoạn CD, do xe chuyển động giảm dần đều với gia tốc $-a_1$ và không có lực cản cắt gỗ nên có được phương trình chuyển động:

$$x = L_1 + L_2 + v(t - t_c) - \frac{a_1}{2}(t - t_c)^2, \quad t_c \leq t \leq t_D = t_c + t_B \quad (3.20)$$

và lực kéo xe $F_{k_{CD}}$ cần thoả mãn phương trình:

3.4.1.2. Tính tham số ở chế độ xe chuyển động chạy lùi về không xẻ gỗ

Phương trình chuyển động của xe goòng ở chế độ lùi về không xẻ gỗ theo (2.34) có dạng:

$$x = H_1 \left(t - \frac{t_{DA}}{2} \right) t - H_2 \left(t - \frac{t_{DA}}{2} \right)^3 - \frac{L}{4}; \quad 0 \leq t \leq t_{DA} = \sqrt{\frac{6L}{a_{max}}} \quad (3.22)$$

$$H_1 = \sqrt{\frac{3La_{max}}{8}} ; \quad H_2 = \frac{a_{max}}{6} \sqrt{\frac{2a_{max}}{3L}} ; \quad t_{DA} = \sqrt{\frac{6L}{a_{max}}}$$

Trong đó

Với a_{max} là gia tốc giới hạn của chuyển động xe goòng.

Dẫn đến :

$$\dot{x} = H_1 \left(t - \frac{t_{DA}}{2} \right) - \frac{H_2}{3} \left(t - \frac{t_{DA}}{2} \right)^2 ; \quad 0 \leq t \leq t_{DA} = \sqrt{\frac{6L}{a_{max}}} \quad (3.23)$$

Phương trình (3.22) và (3.23) thoả mãn điều kiện:

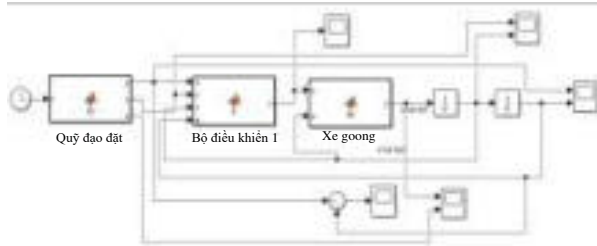
$$\begin{cases} x(0) = 0 ; x(t_{DA}) = L \\ \dot{x}(0) = 0 ; \dot{x}(t_{DA}) = 0 \end{cases} \quad (3.24)$$

Lực kéo xe goòng $F_{k_{DA}}$ cần thoả mãn phương trình:

$$F_{k_{DA}} = -\frac{mH_2}{6} \left(\frac{t_{DA}}{2} - t \right) + mg\mu ; \quad 0 \leq t \leq t_{DA} = \sqrt{\frac{6L}{a_{max}}} \quad (3.25)$$

3.4.2. Kết quả mô phỏng

Sử dụng phần mềm Matlab-Simulink để tiến hành thiết lập chương trình mô phỏng, với sơ đồ khối của hệ thống được mô tả trên hình 3.7.

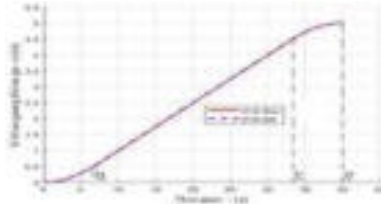


Hình 3.7. Sơ đồ khối Matlab-Simulink được xây dựng

Q là khối đặt quỹ đạo đầu vào theo (3.20) hoặc (3.22); F là bộ điều khiển 1 với luật điều khiển tại (2.37); M là mô hình xe goòng được mô tả bởi phương trình động lực học.

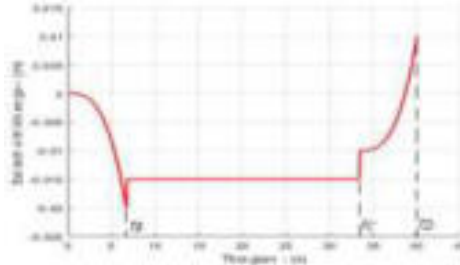
3.4.2.1. Mô phỏng với trường hợp xe goòng chuyển động khi xẻ gỗ

Kết quả mô phỏng quá trình xe goòng chạy tiến để xẻ gỗ được thể hiện trên các (Hình 3.9, Hình 3.10, Hình 3.11, Hình 3.12). Trên (Hình 3.8) biểu diễn sự biến thiên tọa độ x của xe goòng theo thời gian;

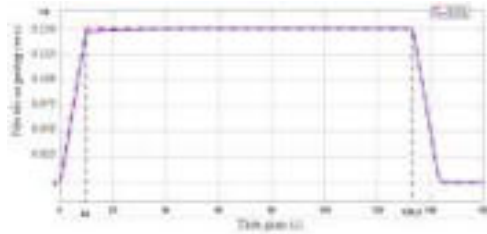


Hình 3.8. Chế độ di chuyển xe goòng

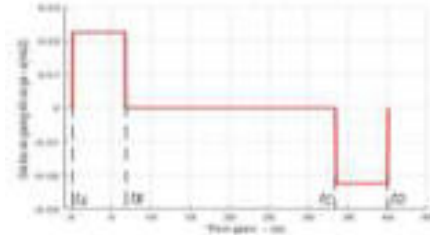
(Thể hiện vị trí của khúc gỗ được xẻ đặt trên xe goòng khi đi qua lưỡi cưa xẻ)



Hình 3.9. Sai lệch vị trí khi xe goòng chuyển động trong quá trình xẻ gỗ
(sai lệch = giá trị mong muốn - vị trí thực)

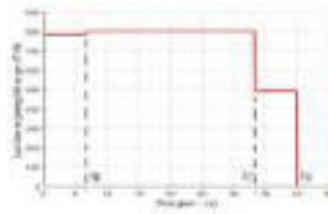


Hình 3.10. Vận tốc di chuyển xe goòng khi chạy tiến trong quá trình xẻ gỗ



Hình 3.11. Gia tốc xe goòng khi chạy tiến trong quá trình chạy tiến xẻ gỗ

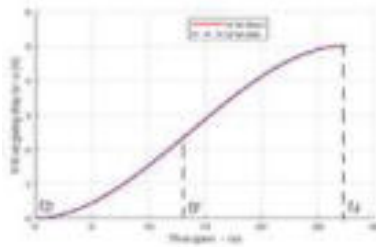
Hình 3.9 thể hiện sai số vị trí giữa giá trị đặt đầu vào và vị trí thực tế của xe goòng theo thời gian, kết quả cho thấy sai số lớn nhất về vị trí là $0,02\text{ (m)}$ tương ứng là 20 (mm) ; (Hình 3.10) thể hiện sự biến đổi vận tốc xe goòng trong thực tế so với vận tốc đặt theo thời gian. (Hình 3.11) thể hiện gia tốc xe goòng đạt được trên thực tế và (Hình 3.12) thể hiện lực kéo của hệ thống truyền động cần phải sinh ra để tác động lên xe goòng giúp xe goòng chuyển động theo thời gian ở các vị trí mong muốn.



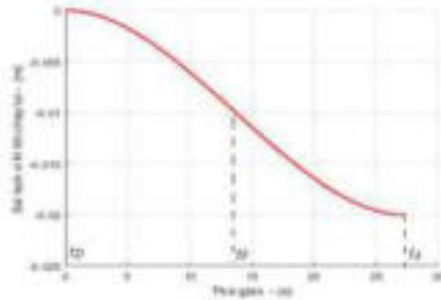
Hình 3.12. Lực tác dụng cần thiết tác động lên xe goòng trong quá trình chạy tiến xẻ gỗ

3.4.2.2. Mô phỏng với trường hợp xe goòng chuyển động lùi về không xẻ gỗ

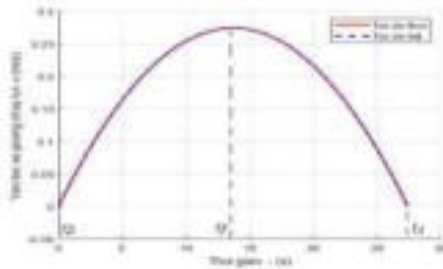
Kết quả mô phỏng quá trình xe goòng chạy lùi lại không xẻ gỗ được thể hiện trên các hình từ (Hình 3.13 đến Hình 3.15). Hình 3.13 biểu diễn sự biến thiên về tọa độ x của xe goòng; Hình 3.14 thể hiện sai số vị trí giữa giá trị đặt đầu vào và vị trí thực tế của xe goòng theo thời gian, sai số lớn nhất đạt $\sim 20\text{ (mm)}$; Hình 3.15 thể hiện sự biến đổi vận tốc xe goòng trong thực tế so với vận tốc được đặt ra theo thời gian.



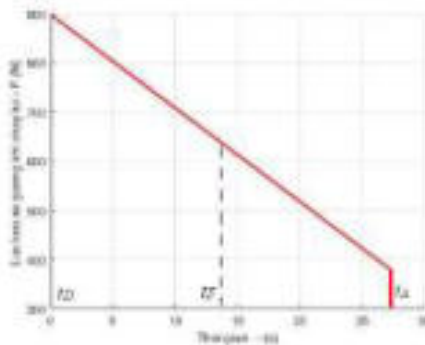
Hình 3.13. Chế độ di chuyển xe goòng chạy lùi khi không xả gỗ



Hình 3.14. Sai lệch vị trí khi xe goòng chuyển động trong quá trình chạy lùi không xả gỗ



Hình 3.15. Vận tốc di chuyển xe goòng khi chạy lùi không xả gỗ



Hình 3.16. Lực tác dụng cần thiết tác động lên xe goòng trong quá trình chạy lùi không xả

3.4.3. Đánh giá mô hình động lực học và bộ điều khiển thông qua kết quả mô phỏng

Từ kết quả mô phỏng trong hai trường hợp xe goòng chạy tiến để xê gỗ và xe goòng chạy lùi không xê gỗ, luận án nhận thấy có sự sai lệch nhất định về quỹ đạo giữa giá trị thực tế và giá trị đặt đầu vào của hệ thống điều khiển (PD bù ma sát), thể hiện rõ trên (Hình 3.9 và Hình 3.14). Sai lệch này diễn ra lớn bắt đầu tại các thời điểm có sự biến đổi của tốc độ (*điểm B và điểm D đối với khi chạy tiến, lúc này tốc độ thay đổi từ chuyển động nhanh dần đều sau chuyển động có vận tốc không đổi, và thay đổi từ vận tốc đều sang vận tốc chậm dần đều; tại điểm F đối với chạy lùi, lúc này tốc độ thay đổi từ nhanh dần đều sang chậm dần đều*); sai lệch lớn nhất của hệ thống trong cả hai trường hợp đạt giá trị xấp xỉ $\sim 20\text{ mm}$; đồng thời sai lệch tĩnh cũng xảy ra tương ứng tại điểm cuối quỹ đạo khi xe goòng dừng, nó làm cho xe goòng không dừng đúng tại điểm D khi xe chạy tiến (*dừng tại điểm D+ 20 (mm)*) và điểm E khi xe chạy lùi (*dừng tại điểm E+10 (mm)*).

Từ quá trình khảo sát khi nghiên cứu, luận án nhận thấy nguyên nhân dẫn đến sai lệch quỹ đạo là do quán tính hệ thống quá lớn, khối lượng xe goòng khi có gỗ $m = 6500\text{ kg}$, gây ra quán tính rất lớn khi có sự thay đổi về vận tốc của hệ cơ học.

Để khắc phục hiện tượng sai lệch này, luận án đề xuất thêm hệ thống phanh được lắp trên xe goòng giúp bộ điều khiển hệ thống có thêm công cụ hỗ trợ việc dừng và điều chỉnh vận tốc xe goòng theo ý muốn, đồng thời giúp chất lượng mạch xê được tốc độ hơn khi hệ thống điều khiển bám sát được quỹ đạo đặt (chính là quỹ đạo mong muốn theo yêu cầu của công nghệ xê).

3.5. Khảo sát sự ảnh hưởng của gia tốc kéo ngược cáp phanh và đường kính dây cáp phanh đến giá trị đoạn đường phanh hãm và lực kéo phanh.

Như trong phần đầu của mục 2.4.1 đã giải thích vì sao khi tính toán lực kéo phanh ta sẽ không tính đến sự tham gia của lực cản lười cưa trong quá trình phanh hãm xe goòng.

Trên thực tế, vận tốc vận hành xe goòng nằm trong khoảng từ $5 - 15\text{ m/phút}$, tức là trong khoảng $0,085 - 0,25\text{ m/s}$. Do vậy ở đây ta tính toán cho trường hợp phanh xe goòng khi đang ở vận tốc lớn nhất: $v = 0,25\text{ m/s}$.

Từ công thức (2.141), nhận thấy lực kéo phanh cần thiết tỷ lệ thuận với độ dài đoạn Δx_2 . Từ (2.139) thấy Δx_2 tăng khi khối lượng m và v_0 tăng lên. Do vậy ta tính toán cho lực phanh cần thiết cho trường hợp khối lượng xe goòng m lớn nhất và di chuyển với vận tốc v_0 lớn nhất có thể. Để có thể lựa chọn đường kính Φ (mm) dây cáp phanh cũng như gia tốc kéo ngược dây cáp phanh a_k (m/s^2) trong quá trình hãm phù hợp với yêu cầu đoạn đường phanh hãm (đoạn đường đi được của xe goòng từ khi bắt đầu phanh đến khi dừng hẳn) nằm trong giới hạn cho phép, tiến hành khảo sát các phương trình từ (2.106) đến (2.141) với các thông số được cho trên (Bảng 3.5).

Bảng 3.4 Các thông số được sử dụng trong quá trình khảo sát phanh xe goòng

Tham số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
m	kg	6500	Khối lượng xe + gỗ
E	N/m^2	$2,5 \cdot 10^9$	Mô đun đàn hồi dây cáp phanh
λ		0,0033	Hệ số tự dẫn của cáp kéo phanh
L_0	m	7	Độ dài đoạn cáp bắt đầu kéo phanh
v_0	m/s	0,25	Vận tốc xe goòng lúc bắt đầu kéo phanh
k_{ms}		0,001	Hệ số ma sát lăn

g	m/s^2	9,81	Gia tốc trọng trường
a_k	m/s^2	$4 \div 22$	Gia tốc kéo ngược cấp phanh
Φ	mm	$10 \div 28$	Đường kính dây cáp kéo phanh

Bảng 3.5 Đoạn đường phanh hãm (mm), ứng với mỗi cặp giá trị Φ và a_k

Gia tốc kéo ngược phanh $a_k (m/s^2)$	Đường kính cáp phanh - $\Phi (mm)$									
	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
4	75	66	60	55	52	48	46	44	42	40
6	67	60	54	50	46	44	41	39	38	36
8	62	55	50	46	43	40	38	36	35	33
10	58	52	47	43	40	38	36	34	33	31
12	55	49	44	41	38	36	34	32	31	30
14	52	47	42	39	36	34	32	31	30	28
16	50	45	41	38	35	33	31	30	28	27
18	48	43	39	36	34	32	30	29	27	26
20	47	42	38	35	33	31	29	28	26	25
22	46	41	37	34	32	30	28	27	26	25

Bảng 3.6. Giá trị lực kéo phanh (N) ứng với mỗi cặp giá trị Φ và a_k

$a_k (m/s^2)$	$\Phi (mm)$									
	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
4	1659	2055	2458	2867	3280	3696	4116	4538	4962	5388
6	1487	1845	2211	2582	2957	3336	3718	4103	4490	4879
8	1373	1705	2045	2390	2739	3093	3449	3808	4169	4532
10	1289	1602	1922	2248	2578	2912	3249	3588	3930	4274
12	1223	1521	1826	2137	2452	2770	3092	3416	3742	4071
14	1170	1456	1748	2046	2349	2654	2963	3275	3589	3904
16	1125	1401	1683	1970	2262	2557	2856	3157	3460	3765
18	1087	1354	1627	1905	2188	2474	2763	3055	3349	3645
20	1054	1313	1578	1849	2123	2402	2683	2967	3253	3540
22	1025	1277	1535	1799	2066	2338	2612	2888	3167	3448

Gia sử hệ thống xe gỗ yêu cầu quãng đường phanh xe goòng không vượt quá 30 mm, nếu cấp phanh có trị số E và λ như trong (Bảng 3.5) thì căn cứ trên (Bảng 3.6), ta phải chọn đường kính cáp kéo phanh $\Phi \geq 22$ mm và thiết kế hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo a_k tương ứng với Φ trên (Bảng 3.6) và lực kéo tương ứng trên (Bảng 3.7). Chẳng hạn, nếu $\Phi = 22$ mm thì hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo $a_k \geq 20$ m/s² và lực kéo phanh $F \geq 2683$ N.

Kết luận chương 3

1. Kết quả khảo sát phương trình dao động ngang của mặt phẳng mạch xe đã đưa ra được (Bảng 3.2) cặp các trị (EI , k) ứng với giá trị biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xe. Điều này cho phép lựa chọn hợp lý cặp giá trị của hai thông số trên trong quá trình gia công nền móng và lắp đặt thanh ray trong hệ thống dây chuyền xe gỗ để thỏa

mãn điều kiện biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xê nằm trong giới hạn cho phép.

2. Từ kết quả khảo sát ở các đồ thị Hình 3.4 và Hình 3.5 với (Bảng 3.2), để biên độ dao động ngang nằm trong giá trị cho phép thì độ dày h_b của lớp bê tông móng đường ray xe goòng sẽ tùy thuộc vào mác bê tông và hệ số nền đất k_d (nằm dưới lớp bê tông): Khi $k_d = 8 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, thì chiều dày lớp bê tông đổ móng đường ray xe goòng xê gỗ tự động là $h_b = 0,88 \text{ m}$; Khi $k_d = 14 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, thì chiều dày lớp bê tông đổ móng đường ray xe goòng xê gỗ tự động là $h_b = 0,7 \text{ m}$.

3. Nếu tăng khoảng cách giữa hai đường ray thì biên độ dao động của góc φ nhỏ đi, dẫn đến biên độ dao động ngang của mạch xê sẽ nhỏ đi. Biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xê sẽ tăng gần tuyến tính với vận tốc khi vận tốc xe goòng ở trong khoảng $v = 0,03 - 0,07 \text{ m/s}$ và hầu như không thay đổi khi vận tốc xe goòng ở trong khoảng $v = 0,07 - 0,2 \text{ m/s}$.

4. Kết quả khảo sát về phanh hãm xe goòng đã cho các bảng tra cứu về sự liên hệ giữa quãng đường phanh với các thông số về đường kính cáp phanh Φ và gia tốc kéo phanh a_k (các Bảng 3.6; Bảng 3.7). Từ kết quả khảo sát xác định được thông số để phanh hãm xe goòng như sau: Nếu đường kính cáp kéo phanh hãm xe goòng là $\Phi = 22 \text{ mm}$ thì hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo $a_k \geq 20 \text{ m/s}^2$ và lực kéo phanh $F \geq 2683 \text{ N}$.

CHƯƠNG 4

THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ VÀ KIỂM CHỨNG MÔ HÌNH TÍNH TOÁN LÝ THUYẾT

4.1. Mục tiêu và đối tượng nghiên cứu thực nghiệm

L luận án tiến hành nghiên cứu thực nghiệm vì cần có được kết quả nghiên cứu thực nghiệm để so sánh với kết quả tính toán theo mô hình lý thuyết, từ đó sẽ đánh giá được mức độ phù hợp thực tế của mô hình tính toán lý thuyết đã xây dựng.

Xuất phát từ các lý do trên luận án tiến hành nghiên cứu thực nghiệm với mục tiêu và nhiệm vụ như sau:

4.1.1. Mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm

- Thực nghiệm để đưa ra giá trị một số thông số: hệ số nền k_0 , hệ số tự dẫn cáp kéo và cáp phanh.

- Qua số liệu thực nghiệm, xác định biên độ dao động mạch xê gỗ; so sánh kết quả nhận được với kết quả tính toán qua mô hình lý thuyết và đưa ra kết luận.

- Từ các kết quả thực nghiệm, đánh giá mức độ tin cậy của mô hình tính toán đã lập.

4.1.2. Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm

Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm là hệ thống xê gỗ tự động do đề tài cấp nhà nước “Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo dây chuyền thiết bị xê gỗ tự động năng suất 3 -4 m³/h gỗ thành phẩm” mã số ĐTĐL.CN-10/16 đã thiết kế, chế tạo ra được dây chuyền xê gỗ tự động. Địa điểm tiến hành thực nghiệm tại Công ty cổ phần thiết bị chuyên dùng Việt Nam.

4.2. Chọn hàm mục tiêu và xác định các thông số thực nghiệm

4.2.1. Chọn hàm mục tiêu nghiên cứu

Để hệ thống xê gỗ làm việc hiệu quả thì biên độ dao động của mạch xê chỉ được nằm trong giới hạn cho phép. Do vậy luận án lựa chọn một trong các mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm là **biên độ dao động của mạch xê gỗ** trong hệ thống tự động xê gỗ bằng cửa vòng đứng.

Luận án cũng lựa chọn mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm nữa là về hệ thống phanh xe goòng. Mặc dù xe goòng chạy với vận tốc nhỏ, nhưng do xe goòng chạy trên đường ray và có khối lượng lớn, nên lực quán tính sẽ làm cho xe di chuyển với ***khoảng cách*** Δx ***sau khi phanh***. Việc thực nghiệm là để kiểm chứng: với các thông số thiết kế và lắp đặt hệ thống móng nền và xe goòng thì Δx có đạt yêu cầu nhỏ hơn khoảng cách di chuyển cho phép của xe goòng sau phanh không?

4.2.2. Chọn tham số ảnh hưởng đến hàm mục tiêu

Hệ số nền bê tông k_0 phụ thuộc không những vào mác bê tông còn phụ thuộc vào độ sâu, chiều rộng ngang và dọc của móng nền, do vậy cần đo đạc trực tiếp bằng phương pháp:

Thí nghiệm bàn nén hiện trường theo TCVN 9354:2012.

Do cáp phanh xe goòng là loại cáp nhiều sợi được bện vào nhau theo các tao cáp, do vậy luôn có độ tự dẫn của cáp, tức là trước khi xảy ra hiện tượng cáp bị dẫn theo định luật Húc (do ứng lực chưa xuất hiện trong các sợi dây cáp) thì cáp bị dẫn do bị săn lại (dưới tác dụng của lực kéo); đoạn cáp được dẫn ra ΔL (do cáp săn lại) sẽ tỷ lệ thuận với độ dài cáp ban đầu L_0 theo hệ số tự dẫn λ , tức là:

$$\lambda = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (4.1)$$

Tóm lại: Trong luận án này chọn một số thông số để thực nghiệm đo đạc là hệ số nền k_0 và hệ số tự dẫn dây cáp λ . Đây là những thông số phải được biết khi lắp đặt dây chuyền xẻ, do vậy cần được tính toán chính xác để biên độ dao động của mạch xẻ gỗ nằm trong giới hạn cho phép khi hệ thống dây chuyền xẻ hoạt động.

4.3. Phương pháp thực nghiệm xác định hệ số nền k_0 và hệ số tự dẫn cáp λ

4.3.1. Thực nghiệm xác định hệ số nền k_0

Thí nghiệm bàn nén trên đất nền được thực hiện tại những vị trí được chỉ định nhằm tìm ra được độ lún thực tế của nền móng dưới tải trọng cho trước.

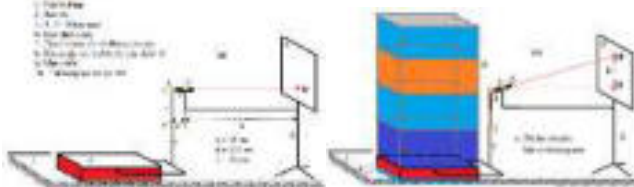
Công thức xác định hệ số nền k_0 :
$$k_0 = \frac{p_2 - p_1}{s_2 - s_1} \quad (4.2)$$

trong đó : p_1, p_2 là cấp áp lực nén thí nghiệm với độ lún tương ứng s_1, s_2 .

4.3.1.1. Quá trình thí nghiệm bàn nén hiện trường

+ **Quy trình gia tải :**

Gia tải theo 10 cấp áp lực (0,0 – 0,06 – 0,12 – 0,18 – 0,24 – 0,3 – 0,36 – 0,42 – 0,48 – 0,54 – 0,6 kg/cm²). Trong mỗi cấp gia tải, ghi nhận vị trí của điểm B' trên màn chiếu để từ đó tính được các khoảng cách BB' của mỗi lần. Thời gian giữ tải của mỗi cấp tải và được phân bổ để ghi nhận điểm B' trên màn chiếu: 10 phút - 10 phút - 10 phút - 15 phút - 15 phút - 30 phút - 30 phút - 30 phút - 30 phút - 30 phút. Giảm tải cũng theo 10 cấp. Thời gian giảm tải của mỗi cấp là 30 phút và được phân bổ để ghi số đọc đồng hồ như sau: 10 phút - 10 phút - 10 phút.

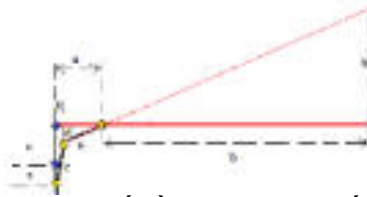


Hình 4.1. Mô tả thiết bị thí nghiệm bàn nén hiện trường bằng gia tải tĩnh

(a)- Khi chưa chất tải lên bàn nén; (b)- Khi đã chất tải lên bàn nén;

4.3.1.2. Xử lý kết quả đo đặc thí nghiệm

Số liệu đo đặc trong quá trình gia tải ở 10 cấp được ghi trong (Bảng 4.1) ở các cột (1) và (2). Mô tả cách tính hệ số nền k_0 theo cách bố trí thí nghiệm đo đặc được trình bày trên (Hình 4.2).



Hình 4.2. Mô hình tính hệ số nền k_0 theo cách bố trí thí nghiệm đo

Với việc bố trí dụng cụ thí nghiệm dẫn đến mô hình tính trên (Hình 4.2) cho ta các công

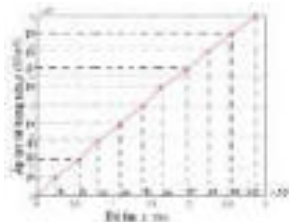
thức: Đặt $\frac{h}{b} = u \Rightarrow x = a \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1+u^2}} \right); d = \frac{au}{\sqrt{1+u^2}}$

$\Rightarrow$ độ lún $s = \sqrt{c^2 - x^2} + d - c$, với $a = c = 10 \text{ cm}$, $b = 200 \text{ cm}$

Bảng 4.1. Kết quả và xử lý số liệu đo của quá trình gia tải bàn nén

Áp lực nền p (N/m ²)	h(mm)	u	x(m)	d (m)	s (m)	k_0 (N/m ³)	k_0 - bước (N/m ³)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
0	0	0	0	0	0	0	0
6000	5	0,025	3,1E-06	2,5E-04	2,5E-04	2,4E+07	2,4E+07
12000	11	0,055	1,5E-05	5,5E-04	5,5E-04	2,2E+07	2,0E+07
18000	16	0,08	3,2E-05	8,0E-04	8,0E-04	2,3E+07	2,4E+07
24000	22	0,11	6,0E-05	1,1E-03	1,1E-03	2,2E+07	2,0E+07
30000	28	0,14	9,7E-05	1,4E-03	1,4E-03	2,2E+07	2,0E+07
36000	33	0,165	1,3E-04	1,6E-03	1,6E-03	2,2E+07	2,5E+07
42000	40	0,2	1,9E-04	2,0E-03	2,0E-03	2,1E+07	1,8E+07
48000	46	0,23	2,5E-04	2,2E-03	2,2E-03	2,1E+07	2,1E+07
54000	53	0,265	3,3E-04	2,6E-03	2,6E-03	2,1E+07	1,9E+07
60000	60	0,3	4,2E-04	2,9E-03	2,9E-03	2,1E+07	1,9E+07

Từ các số liệu đo, tính được các đại lượng u , x , d , s được ghi trên các cột từ (3) – (6) trên Bảng 4.1.



Hình 4.3. Đồ thị quan hệ giữa áp lực tải trọng nén và độ lún của bàn nén

Hình 4.3 mô tả quan hệ giữa áp lực của tải trọng nén và độ lún tương ứng (ghi trên cột (1) và cột (6) Bảng 4.1).

Trên Bảng 4.1:

+ Cột (7) ghi kết quả tính hệ số nền được tính theo công thức: $k_0^{(i)} = \frac{P_i}{s_i}$; $i = 1 \div 10$ (4.3)

+ Cột (8) ghi kết quả tính hệ số nền được tính theo công thức

$$k_0^{(i)} = \frac{P_i - P_{i-1}}{s_i - s_{i-1}}; i = 1 \div 10; s_0 = 0 \quad (4.4)$$

Công thức (4.3) thể hiện hệ số nền k_0 được tính theo tổng áp lực và tổng độ lún tương ứng; công thức (4.4) thể hiện hệ số nền k_0 được tính theo giá trị gia tải và số gia của độ lún tương ứng.

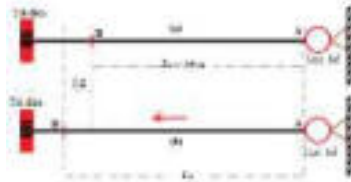
Do vậy có thể lấy theo trị trung bình: $k_0 = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} k_0^{(i)} \approx 21.10^6 \text{ (N/m}^3\text{)}$ (4.5)

4.3.2. Thục nghiệm xác định hệ số cấp tự dẫn λ

4.3.2.1. Quá trình thí nghiệm xác định hệ số cấp tự dẫn λ

+ Bố trí thí nghiệm

Một đầu của đoạn cáp nối với lực kế đã được cố định, đầu kia của đoạn cáp nối tiếp tới kéo cáp. Đoạn cáp để thẳng trên mặt phẳng và ở trạng thái tự do; Gọi A là điểm nối cáp và lực kế, đánh dấu điểm B (trên cáp) sao cho độ dài AB = 10 m.



Hình 4.4. Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định hệ số cấp tự dẫn λ

(a)– Đoạn cáp ở trạng thái tự do;

(b)– Đoạn cáp được kéo đến khi xuất hiện ứng lực trong sợi cáp

Điều khiển từ điện kéo cáp từ từ cho đến khi lực kế xuất hiện giá trị ứng lực kéo của cáp, lúc này điểm B sẽ ở vị trí B'. Đo độ dài AB' bằng L_d , có được:

$$\Delta L = L_d - L_0 \Rightarrow \lambda_i = \frac{\Delta L}{L_0}$$

Bảng 4.2. Kết quả đo đạc thí nghiệm tính hệ số tự dẫn cáp phanh

TT	$L_0 \text{ (m)}$	$L_d \text{ (m)}$	$\Delta L \text{ (m)}$	λ_i
1	10	10,05	0,05	0,005
2	11	11,06	0,06	0,0055
3	9	9,02	0,02	0,0022
4	10	10,03	0,03	0,003
5	10,4	10,45	0,05	0,0048
6	10	10,05	0,05	0,005
7	11,5	11,53	0,03	0,0026
8	10,5	10,52	0,02	0,0019
9	9,5	9,51	0,01	0,0011
10	11	11,02	0,02	0,0018

Thực hiện thí nghiệm đo đặc trên ở 10 đoạn cáp khác nhau, kết quả được ghi trên (Bảng 4.2). Hệ số tự dẫn của dây cáp được tính theo trị trung bình của các lần đo:

$$\lambda = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} \lambda_i \quad (4.6)$$

Từ kết quả của các lần đo được ghi trên (Bảng 4.2), có được hệ số tự dẫn của cáp phanh tính theo (4.6): $\lambda = 0,0033$ (4.7)

4.4. Thực nghiệm đo biên độ dao động ngang của mạch xẻ gỗ

Kết quả đo này được so sánh với kết quả tính toán tại điểm M theo mô hình lý thuyết.

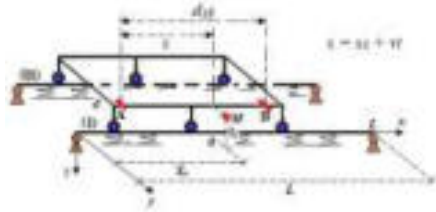
Ba điểm A, B và M nằm trên xe goòng và cùng trên một đường thẳng song song với đường ray. Tại A và B đặt các cảm biến đo gia tốc theo phương ngang.

Từ kết quả đo đặc biên độ dao động ngang tại hai điểm A và B, ta có thể tính ra được biên độ dao động tại điểm M theo cách tính toán sau:

Gọi khoảng cách AB là d_{AB} , khoảng cách AM là $x = x_0 + v.t$. Ở đây x_0 là khoảng cách ban đầu khi xe chưa chuyển động xẻ, v (m/s) là vận tốc xe goòng di chuyển, t (s) thời gian tính bằng giây. Chọn hệ trục tọa độ như hình vẽ, khi đó tọa độ y_M theo phương ngang của điểm M được tính:

$$y_M = \frac{x}{d_{AB}}(y_B - y_A) + y_A \quad (4.8)$$

trong đó : y_A và y_B là tọa độ theo phương ngang của các điểm A và B.



Hình 4.5. Sơ đồ đặt các cảm biến đo gia tốc theo phương ngang tại các điểm A, B cùng độ cao với M trên xe goòng

4.4.1. Thiết bị đo được sử dụng trong nghiên cứu thực nghiệm

a) Thiết bị khuếch đại tín hiệu DMC-Plus

Luận án sử dụng bộ khuếch đại tín hiệu DMC-Plus của Cộng hòa Liên bang Đức. Thiết bị này là bộ thu thập và khuếch đại thông tin đo lường kết nối với máy tính như hình 4.6. Thiết bị này thay thế cho bộ khuếch đại K và bộ chuyển đổi A/D (Analog/Digital) trong sơ đồ nguyên lý của phương pháp thí nghiệm. Thiết bị DMC Plus có các modul được chế tạo theo các kênh:

+ Modul DV01: Là modul khuếch đại kiểu dòng một chiều DC, dùng để đo nhiệt độ, nối với cặp nhiệt, các dòng một chiều. Modul này có thể đo được nguồn điện áp với dải đo rất rộng ($\pm 0,1V$; $\pm 1V$; $\pm 10V$; $\pm 200V$), dải tần 2,2 kHz.

+ Modul DV10: Kiểu khuếch đại dòng một chiều DC, để nối các cầu đủ và bán cầu điện trở, có thể đo điện thế, nguồn điện áp DC, dải tần 4,4 Hz.

+ Modul DV30: Kiểu khuếch đại là tần số 600Hz, dùng để đo các cầu đủ và bán cầu điện trở, đo điện thế, nguồn điện áp DC, dải tần 250 Hz.

+ Modul DV35: Kiểu khuếch đại là tần số, thích hợp để đo điện trở, nguồn điện áp DC, dải tần 250 Hz.

+ Modul DV55: Kiểu khuếch đại là tần số, khoảng khuếch đại là 4,8 kHz, rất thông dụng. Dùng để nối với các cầu đủ và bán cầu điện trở, đo điện áp các nguồn áp DC, dải tần 2,2 kHz.

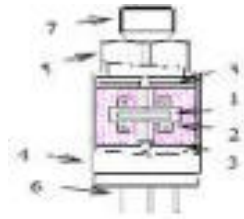
+ Modul DZ65: Dùng cho việc nối các cảm biến đo mô men và tốc độ, công suất.



Hình 4.6. Thiết bị DMC Plus

b) Cảm biến đo gia tốc B12/1000

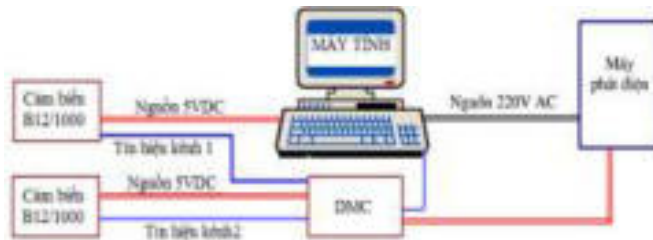
Để xác định gia tốc chuyển động theo phương ngang của xe goòng khi di chuyển trong quá trình xê gồ, luận án sử dụng đầu đo gia tốc theo nguyên lý điện cảm do hãng HBM của Cộng hoà Liên bang Đức sản xuất. Hình dáng và sơ đồ nguyên lý được thể hiện ở hình 4.8.



Hình 4.7. Đầu đo gia tốc B12/1000

1- Khối quán tính; 2 - Mặt cắt của hai cuộn dây điện cảm; 3 - Lò xo lá (phần tử đàn hồi); 4 - Thân đầu đo; 5 - Cạnh vát; 6 - Cọc nối dây; 7 - Đầu có ren lắp vào vật đo

Cảm biến được gắn cố định vào một vị trí được xác định trên xe goòng theo phương ngang. Khi xe có dao động ngang sẽ làm khối quán tính (1) dao động trong hai cuộn dây điện cảm (2), làm cho từ trở của mạch từ thay đổi dẫn đến điện cảm của hai cuộn dây (2) thay đổi.



Hình 4. 8. Sơ đồ kết nối thiết bị đo với cảm biến đo

4.4.2. Phương pháp xử lý kết quả thí nghiệm

a) Số lượng số liệu đo đặc

Do chưa biết được tổng thể nên việc **xác định kích thước mẫu** sẽ sử dụng theo công thức:

$$N = Z^2 \frac{p(1-p)}{e^2} \quad (4.9)$$

Từ (4.9) ta có được lượng số liệu đo đạc tối thiểu là:

$$N = 1.96^2 \frac{0.5(1-0.5)}{0.05^2} = 384.16 \quad (4.10)$$

Để kiểm định mô hình tính toán lý thuyết trên các số liệu đo thực nghiệm, tiến hành đo gia tốc chuyển động ngang của xe goòng khi di chuyển trên đường ray. Do quãng đường xe di chuyển trên ray trong quá trình xê gồ là 6 m, tốc độ di chuyển của xe $v = 0,15$ m/s nên xe goòng di chuyển hết quãng đường xê gồ với thời gian $T = 40$ s. Máy đo được đặt chế độ 0,1 s một lần đo, dẫn đến số lượng số liệu đo trên mỗi mạch xê là $N = 400 > 384,16$ thỏa mãn điều kiện số lượng số liệu đo (4.10).

b). Phương pháp tính biên độ dao động ngang của xe goòng (tại điểm đặt cảm biến đo) từ số liệu thực nghiệm đo gia tốc.

Qua thực nghiệm, số liệu nhận được là gia tốc dao động ngang của xe tại điểm đo. Giá trị về biên độ dao động ngang tại điểm đo sẽ được tính toán theo phương pháp sau:

+ Gọi T (s) là quãng thời gian từ khi bắt đầu đo gia tốc đến khi kết thúc, với bước thời gian đo là Δt . Như vậy ta sẽ có số lần đo là M :

$$M = \frac{T}{\Delta t} + 1 \quad (4.11)$$

+ Các số liệu đo gia tốc $\ddot{y}$ được biểu diễn dưới dạng chuỗi Fourier chỉ có cosin với $N + 1$ số hạng:

$$\ddot{y}(t) \approx \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^N a_k \cos\left(\frac{k\pi}{T}t\right) \quad (4.13)$$

Tích phân (4.13) cùng với điều kiện $\omega(0) = 0$; $\dot{\omega}(0) = 0$ dẫn đến hàm biểu diễn biên độ góc từ số liệu đo:

$$y(t) \approx \frac{a_0 t^2}{4} - \sum_{k=1}^N a_k \frac{T^2}{(k\pi)^2} \cos\left(\frac{k\pi}{T}t\right) + \sum_{k=1}^N a_k \frac{T^2}{(k\pi)^2} \quad (4.16)$$

Chú ý rằng, do chuỗi Fourier hội tụ chậm, nên số số hạng N trong tổng (4.16) khá lớn. Trong luận án, tính toán với $N = 290$.

c). Kiểm tra sự tương quan giữa hai dãy giá trị

Hệ số tương quan (r) là một chỉ số thống kê đo lường mối liên hệ tương quan giữa hai biến số x và y . Hệ số tương quan có giá trị từ -1 đến 1. Hệ số tương quan bằng 0 (hay gần 0) có nghĩa là hai biến số không có liên hệ gì với nhau; ngược lại nếu hệ số bằng -1 hay 1 có nghĩa là hai biến số có một mối liên hệ tuyệt đối. Nếu giá trị của hệ số tương quan là âm ($r < 0$) có nghĩa là khi x tăng cao thì y giảm (và ngược lại, khi x giảm thì y tăng); nếu giá trị hệ số tương quan là dương ($r > 0$) có nghĩa là khi x tăng cao thì y cũng tăng, và khi x giảm cao thì y cũng giảm theo.

Có nhiều hệ số tương quan trong thống kê: hệ số tương quan Pearson r , Spearman ρ , Kendall τ . Trong luận án, sử dụng hệ số tương quan Pearson r để đánh giá sự tương quan giữa dãy giá trị gia tốc góc qua đo đạc và từ hàm hồi quy của nó. Hệ số tương quan Pearson r cũng được sử dụng để đánh giá sự tương quan giữa dãy giá trị biên độ góc có được từ hàm hồi quy thực nghiệm (qua số liệu đo gia tốc góc), với dãy giá trị có được từ

mô hình tính toán; trong trường hợp này, nếu hệ số tương quan $r \geq 0,8$ thì có thể chấp nhận mô hình tính toán được xây dựng trong luận án.

4.4.3 Tổ chức tiến hành thí nghiệm

c) Các thông số của hệ thống xe gỗ

Bảng 4.3. Các thông số được sử dụng trong quá trình khảo sát

Ký hiệu	Nội dung	Giá trị
d_1	Khoảng cách giữa trục bánh xe giữa và trên	2,5 [m]
d_2	Khoảng cách giữa trục bánh xe cuối cùng và đầu tiên	6,5 [m]
d	Khoảng cách giữa hai thanh ray	1,5 [m]
v	Tốc độ của xe goòng (tốc độ đẩy gỗ)	0,15 [m/s]
L	Chiều dài của dầm ray	15 [m]
b	Chiều rộng của dầm ray	0,1 [m]
k_0	Hệ số nền đặt đường ray	21×10^6 [N/m ³]
b_c	Chiều rộng của bộ răng cưa vòng đứng	2,5 [mm]
n_c	Số răng cưa trên một inch (TPI) (hoặc 0,0254 m)	4
L_{cut}	Chiều dài mạch cắt gỗ	20 [inch] (hoặc 0,508 m)
n_{cr}	Số lượng răng lưỡi cưa trong mạch cắt	$n_{cr} = n_c L_{cut}$
ω_c	Tốc độ quay của bánh cưa	700 [rpm]
D	Đường kính của bánh cưa	38 [inch] (hoặc 0,965 m)
K	Lực cản cắt riêng	36,15 [N/mm ²]
ρ	Khối lượng trên một đơn vị chiều dài của đường ray	40 [kg/m]
X_c	Tọa độ x của lưỡi cưa vòng đứng	3 [m]
u	Tọa độ y của điểm lưỡi cưa cắt gỗ	0,5 [m]
h	Chiều cao của điểm tính toán biên độ dao động theo phương ngang của mạch cắt gỗ.	1,2 [m]

Thí nghiệm được thực hiện trên hệ thống xe gỗ tự động dùng cưa vòng đứng với các thông số được ghi trong (Bảng 4.3).

d) Tiến hành thí nghiệm

Khi công tác lắp đặt được hoàn tất luận án tiến hành thí nghiệm như sau:

- Cho hệ thống xe hoạt động, vận tốc xe goòng tăng dần và đạt ổn định ở mức 9 m/phút (tức là 0,15 m/s).

- Khi xe di chuyển đến vị trí M được đánh dấu khoảng cách AM bằng x_0 thì bắt đầu tiến hành ghi số liệu đo gia tốc tại A và B.

Quá trình bố trí thí nghiệm và tổ chức thí nghiệm được thể hiện trên (Hình 4.11 và Hình 4.12).

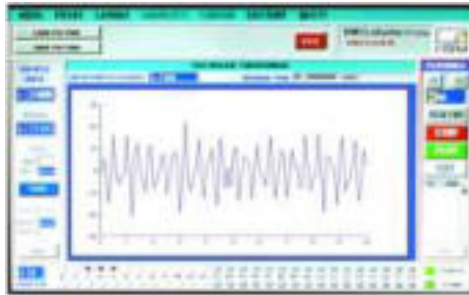


Hình 4.9. Bố trí thí nghiệm đo biên độ dao động ngang của mạch xê



Hình 4.10. Quá trình đo gia tốc dao động ngang của xe goòng

Đồ thị gia tốc dao động ngang tại điểm A trong quá trình xê gỗ được ghi lại dưới dạng đồ thị thể hiện trên Hình 4.12.



Hình 4.11. Đồ thị gia tốc dao động ngang tại điểm A trong quá trình xê.

4.4.4. Xử lý số liệu đo và so sánh kết quả thực nghiệm với kết quả tính toán theo mô hình lý thuyết.

Kết quả thí nghiệm thu được dạng biểu đồ (Hình 4.13) và dạng số theo thời gian với bước ghi 0,1s được chuyển ghi lại trên EXCEL. Các số liệu được thể hiện ở phần phụ lục trên các (Bảng 3).

Trên các đồ thị ở Hình 4.13: Thể hiện các số liệu gia tốc được đo đặc bởi các dấu ‘*’ màu đỏ. Trên cơ sở các số liệu đo đặc này, tính theo hàm hồi quy thực nghiệm dạng (4.13) với lượng số hạng $N=175$ và $N = 290$, kết quả hàm hồi quy gia tốc được thể hiện trên Hình (4.13).

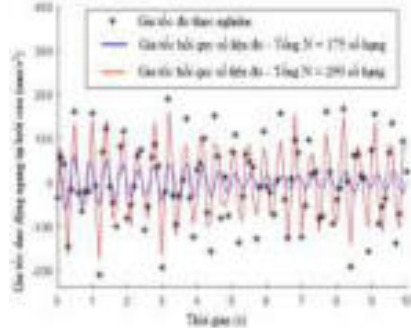
Hàm hồi quy gia tốc theo (4.13) là dạng:

$$\dot{y}(t) \approx \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^N a_k \cos\left(\frac{k\pi}{T}t\right)$$

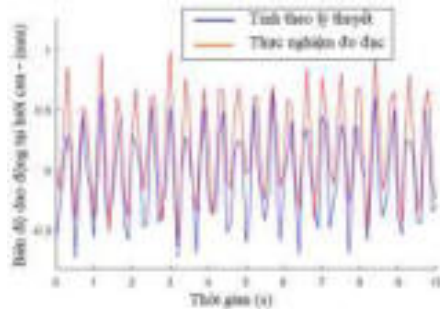
Trong đó các hệ số a_0 và a_k ($k = 1 \div N = 290$) được ghi trong (phụ lục Bảng 2) khi có được hàm hồi quy thực nghiệm các số đo gia tốc, ta có thể tích phân hai lần để nhận được hàm hồi quy thực nghiệm biên độ dao động theo công thức (4.16):

$$y(t) \approx \frac{a_0 t^2}{4} - \sum_{k=1}^N a_k \frac{T^2}{(k\pi)^2} \cos\left(\frac{k\pi}{T}t\right) + \sum_{k=1}^N a_k \frac{T^2}{(k\pi)^2}$$

Đồ thị đường hồi quy thực nghiệm biên độ được thể hiện bởi đường màu đỏ trên (Hình 4.14). So sánh với giá trị biên độ dao động tính từ mô hình lý thuyết đường màu xanh trên (Hình 4.14). Nhận thấy lượng số hạng N càng lớn thì độ chính xác của hàm hồi quy sẽ tăng lên. Do vậy, các tính toán ở đây sẽ lấy $N = 290$.



Hình 4.12. Đồ thị giá trị đo thực nghiệm và hồi quy gia tốc dao động ngang của mạch xê tại điểm lưới cửa cắt gỗ:



Hình 4.13. Đồ thị so sánh kết quả thực nghiệm với mô hình tính biên độ dao động của mạch xê trong quá trình xê gỗ.

Các giá trị biên độ dao động ngang của mạch xê theo thời gian trong quá trình xê gỗ, tính theo mô hình lý thuyết và đo thực nghiệm được ghi trong (Bảng 1 phần phụ lục) trên các cột 4 và cột 5. So sánh tương quan hai dãy số này theo thời gian t cho ra hệ số tương quan $r \approx 0,89$. Điều này chứng tỏ mô hình tính toán lý thuyết mà luận án sử dụng là sát với thực tế.

KẾT LUẬN CHƯƠNG 4

1. Đã xây dựng được phương pháp nghiên cứu thực nghiệm xác định gián tiếp biên độ dao động của mặt phẳng mạch xê gỗ thông qua việc thực nghiệm đo gia tốc dao động ngang tại hai điểm khác nhau nằm trên xe goòng, từ đó lựa chọn được các thiết bị đo, cảm biến đo, phương pháp xử lý số liệu thí nghiệm.

2. Từ kết quả thí nghiệm xác định biên độ dao động ngang của mạch xê so sánh với biên độ dao động nhận được từ mô hình tính toán lý thuyết cho thấy: dãy các giá trị này đều có hệ số tương quan $r > 0,8$. Điều đó chứng tỏ mô hình tính toán theo lý thuyết phù

hợp với thực tế và có độ tin cậy.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

1. Kết luận

Trên cơ sở của những kết quả nghiên cứu lý thuyết, và thực nghiệm về động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động dùng cưa vòng đứng, luận án đã đạt được một số kết quả sau:

1. Xây dựng mô hình và thiết lập các phương trình động lực học quá trình chuyển động dọc của xe goòng xẻ gỗ tự động. Trên cơ sở mô hình động lực học đã được thiết lập, luận án đã xây dựng thuật toán điều khiển chuyển động dọc và thuật toán điều khiển phanh hãm xe goòng.

2. Luận án đã xây dựng được mô hình tính toán dao động ngang của mặt phẳng mạch xẻ gỗ, bài toán được đưa về dao động của dầm trên nền đàn hồi, chịu nhiều tải trọng tập trung thay đổi di chuyển. Bằng việc sử dụng các tính chất của hàm Dirac, luận án đã thiết lập được phương trình dao động ngang của mạch xẻ và cho nghiệm dưới dạng giải tích. Từ kết quả nhận được các biểu thức về tần số dao động riêng và tần số dao động cưỡng bức cho phép kết luận: Với các hệ thống dây chuyền xẻ gỗ dùng cưa vòng đứng và xe goòng xẻ gỗ tự động thì không xảy ra hiện tượng cộng hưởng của dầm ray.

3. luận án đã khảo sát phương trình dao động ngang của mạch xẻ đã cho kết quả (Bảng 3.2), trên đó ghi các cặp giá trị độ cứng chống uốn của dầm ray EI và hệ số nền $k = k_0.b$ tương ứng với biên độ dao động ngang của xe goòng đạt giá trị max. Căn cứ vào kết quả này, có thể đưa ra sự lựa chọn hợp lý: các thông số về EI và k_0 cũng như chiều dày h_b của lớp móng bê tông phục vụ cho quá trình thi công khi lắp đặt nền móng xe goòng, đảm bảo cho biên độ dao động ngang lớn nhất của mặt phẳng mạch xẻ nhỏ hơn giới hạn cho phép. Chẳng hạn, với $EI = 75.10^6$, giới hạn độ rộng mạch xẻ gỗ $b_{gh-m} = 1 \text{ mm}$: Khi $k_d = 8 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, thì chiều dày lớp bê tông $h_b = 0,88 \text{ m}$; Khi $k_d = 14 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, thì chiều dày lớp bê tông $h_b = 0,7 \text{ m}$.

4. Luận án đã xây dựng được mô hình, thiết lập được phương trình động lực học quá trình phanh hãm xe goòng, kết quả khảo sát khảo sát phương trình động lực học phanh xe goòng, cho ra bảng lựa chọn các thông số để phanh hãm xe goòng, đảm bảo cho quãng đường phanh hãm nhỏ hơn khoảng cách cho phép. Chẳng hạn, nếu quãng đường phanh xe goòng không vượt quá 30 mm , với đường kính cáp kéo phanh hãm xe goòng $\Phi = 22 \text{ mm}$, thì hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo $a_k \geq 20 \text{ m/s}^2$ và lực kéo phanh $F \geq 2683 \text{ N}$.

5. Luận án đã xây dựng được phương pháp nghiên cứu thực nghiệm động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động. Đã tiến hành thực nghiệm để xác định hệ số nền móng và xác định hệ số tự dẫn của cáp phanh xe. Việc đo biên độ dao động ngang của mạch xẻ được tiến hành một cách gián tiếp thông qua việc đo gia tốc chuyển động ngang tại hai điểm khác nhau trên xe goòng. Kết quả thực nghiệm để kiểm chứng mô hình tính toán lý thuyết về dao động ngang mạch xẻ cho thấy hệ số tương quan r giữa dãy các giá trị biên độ dao động của mô hình tính toán lý thuyết và kết quả thực nghiệm đều thỏa mãn $r > 0,8$; điều đó chứng tỏ mô hình tính toán theo lý thuyết phù hợp với thực tế.

2. Kiến nghị

Do điều kiện về thời gian và phạm vi nghiên cứu, để hoàn thiện nghiên cứu về động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ cần tiếp tục nghiên cứu một số nội dung sau:

1. Nghiên cứu xác định một số thông số tối ưu của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động đáp ứng yêu cầu nâng cao năng suất, chất lượng và an toàn khi hoạt động.
2. Xây dựng và thiết lập hệ thống điều khiển tối ưu của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động nhằm nâng cao năng suất, chất lượng và an toàn cho hệ thống xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động.