

PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG VÀ GIẢI PHÁP GIẢM SAI SỐ ĐỘ SÂU THU HOẠCH CỦA LIÊN HIỆP MÁY THU HOẠCH HÀNH TÍM

VIBRATION ANALYSIS AND DEPTH ERROR REDUCTION STRATEGY OF AN INTEGRATED SHALLOT HARVESTING MACHINE

Nguyễn Thuận Hải Đăng¹, Cao Hùng Phi¹,
Lê Duy Long^{2,*}, Trần Phúc Hòa²

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2026.166>

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu về liên hiệp máy thu hoạch hành tím, xây dựng mô hình dao động và mô phỏng hệ thống làm việc trên địa hình đất mềm, đặc biệt phù hợp với điều kiện canh tác tại vùng Đồng bằng sông Cửu Long. Liên hiệp máy gồm ba thành phần chính: máy kéo (m_1), máy thu hoạch (m_2), và mũi thu hoạch (m_3). Mô hình 17 bậc tự do được phát triển nhằm miêu tả các chuyển động của liên hiệp máy. Kết quả mô phỏng trong cấu hình ban đầu cho thấy mũi thu hoạch chịu lực kích thích lên đến $\pm 200\text{N}$, gây ra dao động độ sâu đến $\pm 10\text{mm}$ và sai số vị trí giữa các thành phần lên đến $\pm 10\text{mm}$. Các dao động này có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác thu hoạch và làm tăng nguy cơ tổn thất sản phẩm. Sau khi tối ưu, hệ thống cho thấy đặc tính giảm chấn được cải thiện và sai số được giảm rõ rệt. Độ sâu thu hoạch dao động ổn định trong khoảng $\pm 1\text{mm}$ và sai số ổn định ở mức xấp xỉ 2mm . Nghiên cứu khẳng định cách tiếp cận mô hình dao động nhiều bậc tự do là cần thiết để đánh giá và cải tiến hiệu suất làm việc của máy nông nghiệp trên mặt ruộng mấp mô. Cấu hình tối ưu mang lại sự cải thiện về độ chính xác thu hoạch và độ ổn định hệ thống, mở ra phương pháp thiết kế tối ưu cho máy nông nghiệp.

Từ khóa: Máy thu hoạch hành tím, mũi thu hoạch, phân tích dao động, mô hình Bekker, tối ưu hóa.

ABSTRACT

This study focuses on the dynamic analysis of an integrated shallot harvesting machine system by developing a vibration model and simulating its operation on soft soil terrain, particularly suited to agricultural conditions in the Mekong Delta region of Vietnam. The harvesting system consists of three primary components: a tractor (m_1), a harvesting unit (m_2), and a harvesting tip (m_3). A 17-degree-of-freedom (DOF) model was developed to describe the motion behavior of the integrated system. Simulation results under the initial configuration reveal that the harvesting tip experiences the highest excitation force, reaching up to $\pm 200\text{N}$, leading to depth oscillations of up to $\pm 10\text{mm}$ and relative positional errors between system components of up to $\pm 10\text{mm}$. These oscillations significantly affect harvesting accuracy and increase the risk of crop loss. After optimization, the system demonstrates improved damping behavior and a notable reduction in vibration-induced errors. The harvesting depth stabilizes within a fluctuation range of $\pm 1\text{mm}$, and the steady-state depth error is approximately 2mm . This research confirms that adopting a multi-degree-of-freedom dynamic modeling approach is essential for evaluating and enhancing the operational performance of agricultural machinery operating on uneven terrain. The optimized configuration yields clear improvements in harvesting precision and system stability, providing a foundation for optimal design methodologies in agricultural machinery.

Keywords: Shallot harvester, harvesting tip, vibration analysis, Bekker model, optimization.

¹Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long

²Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: longld@hau.edu.vn

Ngày nhận bài: 20/02/2026

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 10/4/2026

Ngày chấp nhận đăng: 29/6/2026

1. GIỚI THIỆU

Cơ giới hóa nông nghiệp ngày càng trở nên cấp thiết để đáp ứng nhu cầu về năng suất, giảm chi phí lao động và cải thiện chất lượng sản phẩm [1, 2]. Đồng bằng sông Cửu Long (ĐBSCL) là nơi có diện tích trồng rau quả lớn nhất cả nước, tuy nhiên việc ứng dụng cơ giới hóa vẫn còn hạn chế [3, 4]. Trong đó, hành tím là loại rau củ làm gia vị được ưa thích trong nước và cả quốc tế, có giá trị kinh tế rất cao nhưng việc thu hoạch hiện nay vẫn chủ yếu bằng phương pháp thủ công. Điều này dẫn đến năng suất không ổn định, tổn thất sau thu hoạch lớn và chi phí sản xuất tăng cao.

Việc phát triển một hệ thống liên hiệp máy kéo - máy thu hoạch đóng vai trò quan trọng trong việc tự động hóa quy trình thu hoạch [5-7]. Tuy nhiên, đặc thù của đất lũng mềm, bề mặt không bằng phẳng và lực tác động từ bánh xe làm phát sinh dao động cơ học truyền qua khung máy, ảnh hưởng trực tiếp đến độ sâu cắt thu hoạch, đây là một chỉ số quan trọng quyết định năng suất và độ tổn thất củ hành.

Các công trình nghiên cứu trước đã chỉ ra rằng dao động trong hệ thống máy thu hoạch có khả năng gây ra sai số vị trí và hướng cắt đáng kể [7]. Để nghiên cứu về dao động của liên hiệp máy (LHM) cần mô hình hóa và mô phỏng động lực học để phân tích [8]. Hiện nay có nhiều nghiên cứu về phân tích động lực học của máy nông nghiệp, tuy nhiên có rất ít nghiên cứu phân tích dao động của máy thu hoạch hành [9, 10].

Để mô phỏng chính xác lực tác động giữa bánh xe và đất, mô hình Bekker phi tuyến được sử dụng phổ biến trong lĩnh vực cơ học địa chất [11]. Nghiên cứu cũng cho thấy mô hình này giúp mô phỏng tương tác ma sát, lực chìm và đặc tính giảm chấn của đất hiệu quả hơn các mô hình đơn giản trước đây.

Không chỉ ảnh hưởng đến cơ cấu cắt, dao động còn gây ra các vấn đề về sức khỏe người điều khiển [12]. Các hiện tượng rung động toàn thân tạo áp lực lên cột sống, dẫn đến mệt mỏi và tổn thương dài hạn [13]. Điều này đã thúc đẩy các nghiên cứu tích hợp cơ cấu giảm chấn ghế và hệ treo vào máy thu hoạch.

Một số nghiên cứu khác cũng chỉ ra rằng năng suất và chất lượng thu hoạch phụ thuộc nhiều vào độ ổn định của bộ đào hành [14, 15]. Nhiều phương pháp đã được áp dụng để phân tích rung động, trong đó nổi bật là phân tích phần tử hữu hạn và mô phỏng số [16, 17].

Trong bối cảnh ấy, nghiên cứu này thiết lập một mô hình dao động của liên hiệp máy gồm 17 bậc tự do (multi-

DOF), bao gồm các chuyển động tịnh tiến và quay của máy kéo, máy thu hoạch, cơ cấu thu hoạch, cùng sự tương tác giữa bánh xe và mặt đất thông qua mô hình Bekker phi tuyến. Các kích thích đầu vào của mô hình là dao động thực tế từ địa hình ruộng mềm.

Mục tiêu của nghiên cứu là phân tích lực kích thích tác động lên mỗi thành phần trong hệ thống, đánh giá sai số vị trí tương đối giữa máy kéo, máy thu hoạch, đo lường dao động độ sâu thu hoạch so với độ sâu mong muốn. Bên cạnh đó, nghiên cứu đưa ra giải pháp để thiết kế hệ thống giảm chấn tối ưu áp dụng các thuật toán mô phỏng hiện đại, nhằm nâng cao ổn định mũi thu hoạch trong quá trình vận hành.

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Liên hiệp máy thu hoạch hành tím

Nhu cầu của sản xuất hành tím ở vùng ĐBSCL đã thúc đẩy nghiên cứu thiết kế chế tạo liên hiệp máy thu hoạch hành tím (LHMTHT). Công trình nghiên cứu khoa học cấp nhà nước với mã số KHCN-TNB.ĐT/14-19/C29 đã chế tạo ra mẫu và thử nghiệm thực tế. Máy được dẫn động từ máy kéo cơ sở KOBUTA L4508VN với trạng thái hoạt động ổn định, bước đầu đánh giá được tính phù hợp của thiết kế với đồng ruộng trồng hành ở vùng miền Tây Nam Bộ. LHMTHT được chế tạo và đưa vào sử dụng như hình 1.



Hình 1. Mẫu máy đã được thiết kế chế tạo thử nghiệm

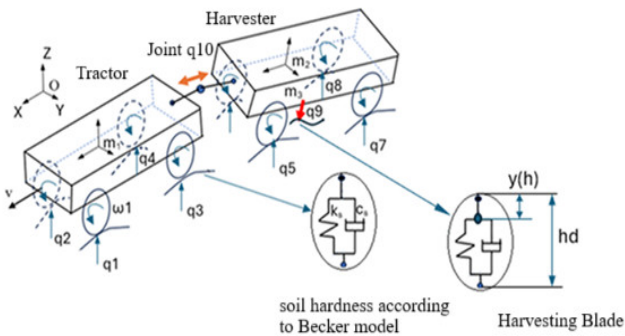
Các thông số của LHM trích dẫn từ chủ nhiệm đề tài và nhóm thực hiện được trình bày trong bảng 1 [10, 18].

Bảng 1. Thông số cơ bản của liên hiệp máy

TT	Tham số	Giá trị
2	Chiều rộng chi tiết tiếp xúc hành	897,6cm
3	Khoảng cách giữa các răng xúc hành	3,2mm
4	Chiều rộng băng truyền động vận chuyển	45cm
5	Số lượng gầu tải vận chuyển	16
6	Kích thước gầu tải	(27 x 1,5 x 0,7)cm
7	Kích thước sàng đất	(85 95)cm

2.2. Mô hình hóa LHM

Liên hiệp máy thu hoạch hành tím được mô hình hóa thành một hệ cơ học hỗn hợp gồm mô hình máy kéo, mô hình máy thu hoạch hành, mô hình khớp nối, mô hình cơ cấu thu hoạch và mô hình các bánh xe. Bài báo này xây dựng hệ phương trình 17 bậc tự do chuyển động của LHM. Lực kích thích từ mặt ruộng có tính đến các yếu tố phi tuyến như đặc tính lún của đất ruộng và tương tác giữa bánh xe với mặt đất theo mô hình Bekker. Sơ đồ mô hình hóa liên hiệp máy thu hoạch hành tím mô tả trên hình 2.



Hình 2. Mô hình hóa LHMTHHT

Các bậc tự do của hệ:

- Máy kéo: 4 bậc tự do $x_1, z_1, \phi_1, \theta_1$ (dịch chuyển theo phương z, x , góc lắc dọc, góc lắc ngang)
- Máy thu hoạch hành: 4 bậc tự do $x_2, z_2, \phi_2, \theta_2$ (dịch chuyển theo phương x, z , góc lắc dọc, góc lắc ngang)
- Lưỡi thu hoạch: 1 bậc tự do z_3 (dịch chuyển theo phương z)
- Bánh xe: 8 bậc tự do (quay quanh trục)
- Các lực tác dụng lên hệ:
- Lực từ mặt ruộng lên 4 bánh xe máy kéo: q_1, q_2, q_3, q_4
- Lực từ mặt ruộng lên 4 bánh xe máy thu hoạch: q_5, q_6, q_7, q_8
- Lực từ mặt ruộng lên mũi thu hoạch: q_9
- Lực liên kết khớp nối: q_{10}

2.3. Xây dựng phương trình động lực học.

2.3.1. Phương trình chuyển động của máy kéo

Gọi các biến trạng thái của máy kéo: z_1 - dịch chuyển theo phương z ; x_1 - dịch chuyển theo phương x ; ϕ_1 : góc lắc dọc (quanh trục y); θ_1 - góc lắc ngang (quanh trục x).

Phương trình chuyển động của máy kéo được xây dựng như sau:

$$m_1 \ddot{z}_1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 - m_1 g - q_{10-z} \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -q_{9-x} - q_{10-x} \quad (2)$$

$$I_{1-y} \ddot{\phi}_1 = q_3 \frac{c_1}{2} + q_4 \frac{c_1}{2} - q_1 \frac{c_1}{2} - q_2 \frac{c_1}{2} - q_{10-z}(L_1 - L_{kn}) - q_{10-x} h_1 \quad (3)$$

$$I_{1-x} \ddot{\theta}_1 = q_2 \frac{b_1}{2} + q_4 \frac{b_1}{2} - q_1 \frac{b_1}{2} - q_3 \frac{b_1}{2} \quad (4)$$

Trong đó: I_{1-y} - mô-men quán tính của máy kéo quanh trục y ; I_{1-x} - mô-men quán tính của máy kéo quanh trục x ; L_{kn} : khoảng cách từ khớp nối đến phía trước máy kéo.

2.3.2. Phương trình chuyển động của máy thu hoạch

Gọi các biến trạng thái của máy thu hoạch: z_2 - dịch chuyển theo phương z ; x_2 - dịch chuyển theo phương x ; ϕ_2 - góc lắc dọc (quanh trục y); θ_2 - góc lắc ngang (quanh trục x).

Phương trình chuyển động cho máy thu hoạch:

$$m_2 \ddot{z}_2 = q_5 + q_6 + q_7 + q_8 - m_2 g + q_{10-z} - q_{9-z} \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = q_{9-x} + q_{10-x} \quad (6)$$

$$I_{2-y} \ddot{\phi}_2 = q_7 \frac{c_2}{2} + q_8 \frac{c_2}{2} - q_5 \frac{c_2}{2} - q_6 \frac{c_2}{2} + q_{10-z}(L_{kn2}) - q_{9-z}(L_2 - st_x) \quad (7)$$

$$I_{2-x} \ddot{\theta}_2 = q_6 \frac{b_2}{2} + q_8 \frac{b_2}{2} - q_5 \frac{b_2}{2} - q_7 \frac{b_2}{2} - q_{9-z} st_y \quad (8)$$

Trong đó: I_{2-y} - mô-men quán tính của máy thu hoạch quanh trục y ; I_{2-x} - mô-men quán tính của máy thu hoạch quanh trục x ; L_{kn2} - khoảng cách từ khớp nối đến phía trước máy thu hoạch; st_x, st_y - tọa độ cơ cấu thu hoạch.

2.3.3. Phương trình cho cơ cấu thu hoạch

Gọi z_3 là dịch chuyển theo phương z của cơ cấu thu hoạch. Phương trình chuyển động của cơ cấu thu hoạch như sau:

$$m_3 \ddot{z}_3 = q_{9-z} - m_3 g \quad (9)$$

2.3.4. Phương trình cho 8 bánh xe

Cho bánh thứ i ($i = 1, 2, \dots, 8$), phương trình cho 8 bánh xe được viết tổng quát như sau:

$$I_{bx} \dot{\omega}_i = r_{bx} q_i \quad (10)$$

Trong đó: I_{bx} - mô-men quán tính của bánh xe; ω_i - gia tốc góc của bánh thứ i ; r_{bx} - bán kính bánh xe.

2.4. Phương trình của các lực kích thích

Lực từ mặt ruộng lên bánh xe: Theo mô hình Bekker, lực q_i ($i = 1, 2, \dots, 8$) được thiết lập theo phương trình (11) [19].

$$q_i = A \cdot p = A \cdot k_c \left(\frac{z}{b} \right)^n \quad (11)$$

Trong đó: A - diện tích tiếp xúc bánh xe với mặt đất; z - độ lún của bánh xe; b - chiều rộng bánh xe; k_c , n - các hằng số đặc trưng cho đất.

Lực tác dụng lên lưỡi thu hoạch:

$$q_{9-z} = k_9(h_d \cdot y(h) - z_3 + z_2 + st_y \cdot \theta_2 - st_x \cdot \varphi_2) \quad (12)$$

$$q_{9-x} = c_9 \cdot v \quad (13)$$

Trong đó: k_9 - độ cứng của đất tại mũi thu hoạch; c_9 - hệ số cản của đất; h_d - chiều sâu mặt ruộng (0,3m); $y(h)$ - độ sâu tương đối của mũi thu hoạch; v - vận tốc di chuyển (5km/h).

Lực liên kết khớp nối:

$$q_{10-z} = k_{10}(z_2 - z_1 - L_1\varphi_1 + L_3\varphi_2) \quad (14)$$

$$q_{10-x} = k_{10}(x_2 - x_1 - h_1\varphi_1 + h_3\varphi_2) \quad (15)$$

Trong đó: k_{10} - độ cứng của khớp nối; L_1 , L_3 - khoảng cách từ trọng tâm đến khớp nối; h_1 , h_3 - chiều cao trọng tâm.

2.5. Các thông số của mô hình

- Khối lượng máy kéo $m_1 = 1370\text{kg}$ không bao gồm 4 bánh xe.

- Khối lượng máy thu hoạch hành $m_2 = 600\text{kg}$ đã bao gồm 4 bánh xe.

- Khối lượng cơ cấu thu hoạch hành $m_3 = 100\text{kg}$ lắp cố định trên thân Máy thu hoạch hành để cắm mũi thu hoạch hành xuống đất giống như một lưỡi cày.

- Khối lượng mỗi bánh $m_{bx} = 10\text{kg}$. Các bánh xe quay với vận tốc góc $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_8$ tương ứng.

- Khối lượng khớp nối $m_k = 30\text{kg}$.

- Kích thước máy kéo: Dài x rộng x cao ($L_1 \times B_1 \times H_1$) = 2m x 1,2m x 1,6m

- Vết bánh xe máy kéo trước/sau $b_1 \times c_1 = 1,2\text{m} \times 1,4\text{m}$

- Bán kính bánh xe máy kéo trước/sau $r_{bx11}/r_{bx12} = 0,3/0,5\text{m}$

- Tọa độ trọng tâm máy kéo (đối xứng trong mặt phẳng dọc), cao $h_1 = 0,9\text{m}$

- Kích thước máy thu hoạch hành: Dài x rộng x cao ($L_2 \times B_2 \times H_2$) = 1,6m x 1,0m x 1,4m

- Vết bánh xe trước/sau máy thu hoạch hành $b_2 \times c_2 = 1,1\text{m} \times 1,1\text{m}$

- Bán kính bánh xe máy thu hoạch hành trước/sau $r_{bx21}/r_{bx22} = 0,6/0,15\text{m}$

- Tọa độ trọng tâm máy thu hoạch hành (đối xứng trong mặt phẳng dọc), cao $h_1 = 0,6\text{m}$

- Tọa độ cơ cấu thu hoạch là $st_x = b_2/2$, $st_y = c_2/2$

- Chiều sâu cắm xuống đất của mũi thu hoạch là $h_t = h_d \cdot y(h)$ luôn thay đổi, trong đó $h_d = 0,25\text{m}$ là chiều sâu mặt ruộng, $y(h)$ là độ sâu sẽ thay đổi của mũi trong quá trình LHM làm việc. Giả định ban đầu tại thời điểm hệ bắt đầu khởi hành có $y(h) = 0,1\text{m}$ để h_t cố định từ đầu và sẽ thay đổi theo $y(h)$. Giả định mũi thu hoạch cứng tuyệt đối, không bị biến dạng.

- Kích thước khớp kéo: Dài x cao ($L_3 \times H_3$) = 0,6m x 0,1m

- Tọa độ trọng tâm khớp kéo (đối xứng trong mặt phẳng dọc), cao $h_3 = 0,6\text{m}$

- Máy kéo và máy thu hoạch nối với nhau bằng khớp kéo là khớp xoay.

- Chiều dài vận hành của hệ trên đường đất ruộng $L_d = 30\text{m}$

Có xét đến các lực kích động từ mặt đường do các kích thích của 3 loại mấp mô bề mặt đất gây nên gồm:

- Mấp mô theo ISO8608 loại D khác nhau trên mỗi bánh xe suốt chiều dài vận hành.

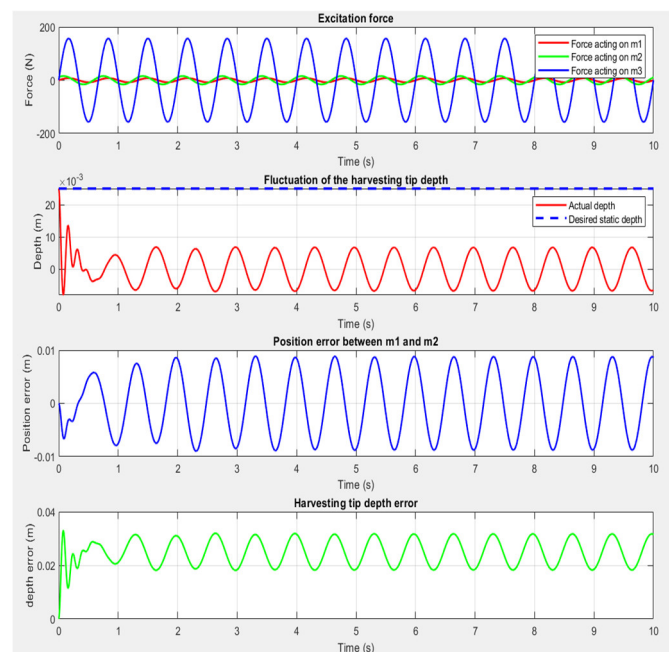
- Mấp mô hình sin cao $h_{x1} = 0,12\text{m}$ ở chiều dài $L_{d1} = 8\text{m}$

- Mấp mô hình sin cao $h_{x2} = 0,2\text{m}$ ở chiều dài $L_{d2} = 15\text{m}$

- Vận tốc di chuyển dọc cực đại theo phương x của cả hệ $v = 5\text{km/h}$.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Dao động độ sâu mũi thu hoạch



Hình 3. Dao động độ sâu mũi thu hoạch

Nội dung trọng tâm của bài báo là phân tích dao động của mũi thu hoạch. Mô hình dao động 17 bậc tự do đã được xây dựng và mô phỏng trong khoảng thời gian 10 giây để đánh giá ảnh hưởng của kích thích dao động từ địa hình ruộng lên các thành phần của LHMTHHT qua hàm ode45 của Matlab [20]. Kết quả được thể hiện qua bốn biểu đồ chính như hình 3.

Biểu đồ lực kích thích tác động lên các phần tử: Lực tác động lên m_3 có biên độ dao động lớn nhất ($\pm 200N$), vượt xa so với lực trên m_1 và m_2 . Mũi thu hoạch là phần tiếp xúc trực tiếp với mặt ruộng, do đó chịu lực dao động nền mạnh nhất. Sự gia tăng lực tại m_3 là hệ quả tất yếu từ tương tác phi tuyến giữa mũi thu hoạch và đất canh tác mềm, điều này đã được mô tả bởi mô hình Bekker và Wong [21].

Biểu đồ dao động độ sâu mũi thu hoạch: Độ sâu thực tế dao động cách độ sâu mong muốn khoảng 25mm, biên độ ban đầu lớn (25mm) sau đó giảm về khoảng ổn định (10mm). Dao động độ sâu của mũi thu hoạch quyết định đến năng suất và chất lượng thu hoạch. Nếu độ sâu không đủ sẽ dẫn đến hành bị cắt non, dập củ. Nếu quá sâu sẽ dẫn đến tăng lực tác động làm hư hỏng mũi thu hoạch.

Biểu đồ sai số vị trí giữa m_1 và m_2 : Biên độ dao động vị trí giữa máy kéo và máy thu hoạch là khoảng $\pm 0,01m$, ổn định sau 2 giây. Điều này phản ánh đúng đặc tính dao động trong hệ liên kết đàn hồi và giảm chấn giữa các khối. Sai số này tuy nhỏ nhưng nếu không được kiểm soát sẽ dẫn đến mất đồng bộ trong hệ thống, đặc biệt với độ sâu mũi thu hoạch.

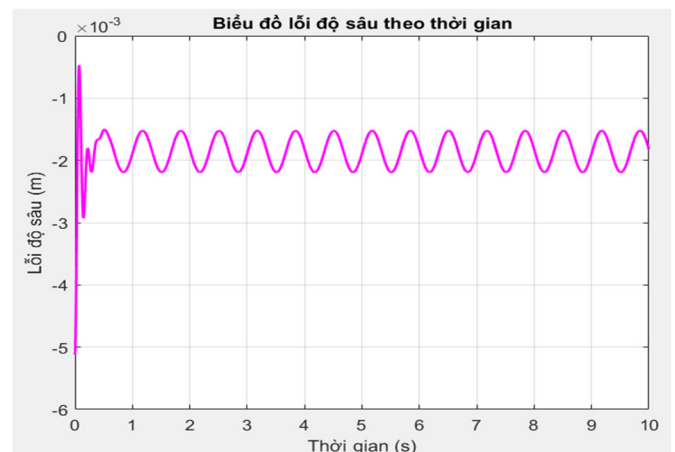
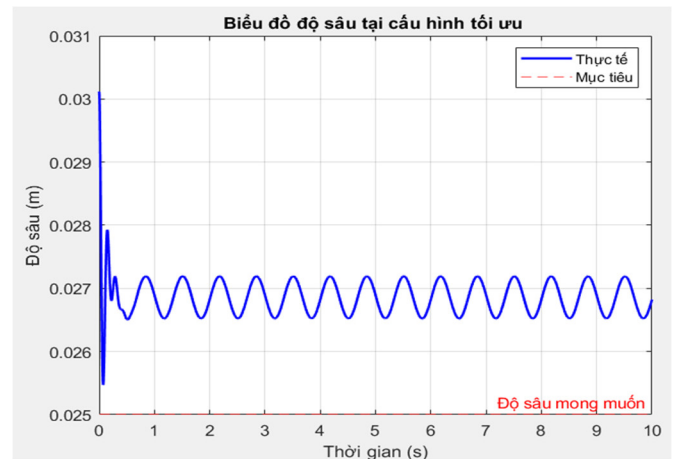
Biểu đồ sai số độ sâu thu hoạch: Sai số dao động quanh giá trị 25mm, giảm dần nhẹ sau thời gian đầu và duy trì ổn định ở mức 20mm. Dù mô hình có tính giảm chấn tốt, vẫn tồn tại sai số thu hoạch trung bình khoảng 20mm, tương đương với 50% chiều dài củ hành trong thực tế. Điều này cho thấy cần cải tiến thiết kế để giảm sai số độ sâu thu hoạch.

3.2. Mô phỏng tối ưu dao động độ sâu thu hoạch

Tiến hành mô phỏng bằng cách thay đổi thông số theo bảng 2 để tìm ra bộ thông số cho kết quả lỗi độ sâu thấp nhất. Kết quả dao động độ sâu mũi thu hoạch với bộ thông số tối ưu được thể hiện ở hình 4.

Bảng 2. Thông số khảo sát tối ưu

Thông số khảo sát	Giá trị khảo sát	Kết quả tối ưu
Khối lượng máy kéo m_1 (kg)	1000-1200-1400	1400
Khối lượng máy thu hoạch m_2 (kg)	400-500-600	600
Khối lượng cơ cấu thu hoạch m_3 (kg)	60-80-100	100
Vận tốc di chuyển V (km/h)	2-4-6-8	2



Hình 4. Biểu đồ độ sâu và lỗi độ sâu thu hoạch với bộ thông số tối ưu

Dựa trên kết quả khảo sát tối ưu, độ sâu mũi thu hoạch dao động quanh khoảng 27mm. So với trước khi tối ưu, biên độ dao động đã giảm đáng kể. Dao động đã được giảm chấn tốt hơn, không còn dao động lan truyền dài. Với độ sâu mong muốn là 0,025m thì lỗi độ sâu khoảng -2mm. Giá trị này là chấp nhận được cho các máy nông nghiệp nói chung. Kết quả này cho thấy phương pháp tối ưu đã giảm được trên 80% sai số dao động, đồng thời giúp hệ đạt trạng thái ổn định nhanh hơn so với mô hình ban đầu.

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, một mô hình dao động cơ học 17 bậc tự do đã được phát triển nhằm mô phỏng và phân tích ảnh hưởng của dao động đến LHMTHHT. Hệ thống bao gồm máy kéo, máy thu hoạch và bộ phận tiếp xúc trực tiếp với mặt đất có vai trò quyết định độ sâu đào hành là mũi thu hoạch.

Các kết quả mô phỏng tại cấu hình ban đầu cho thấy mũi thu hoạch phải chịu lực dao động lớn nhất trong hệ thống, với biên độ dao động ban đầu lên đến $\pm 200N$ và sai số độ sâu cắt dao động từ 10 - 20mm. Dao động này làm giảm độ chính xác và độ tin cậy trong quá trình thu

hoạch, đặc biệt đối với loại cây trồng yêu cầu độ sâu đào chính xác để tránh tổn thất như hành tím.

Sau khi tối ưu các tham số khối lượng các thành phần của hệ và vận tốc di chuyển, mô hình cho thấy hiệu quả rõ rệt. Dao động độ sâu giảm mạnh, biên độ ổn định chỉ còn $\pm 1\text{mm}$, trong khi sai số độ sâu trung bình ổn định quanh -2mm . Mặc dù sai số tĩnh vẫn tồn tại, hệ thống đã đạt được đáp ứng dao động điều hòa, ổn định và phù hợp hơn với yêu cầu thu hoạch thực tế.

Nghiên cứu này khẳng định rằng việc mô hình hóa dao động với đầy đủ các bậc tự do và mô phỏng tương tác giữa bánh xe và mặt đất là cần thiết để đánh giá hiệu quả hoạt động của máy thu hoạch. Đồng thời, cấu hình tối ưu giúp cải thiện đáng kể độ chính xác thu hoạch, giảm sai số dao động và nâng cao chất lượng thu hoạch. Những kết quả đạt được là cơ sở quan trọng để phát triển các giải pháp cơ giới hóa phù hợp cho thu hoạch hành tím tại các vùng canh tác đặc thù như Đồng bằng sông Cửu Long.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. B. Tomar, et al., "Agricultural Mechanization Development," in book: *agricultural machination for sustainable agricultural and rural development*. Publisher: Elite Publishing house, 2023. Available: <https://www.researchgate.net/publication/375422997>
- [2]. G. G. Mahmood, S. Liberatori, F. Mazzetto, "Agricultural mechanization perspective in Pakistan: present challenges and digital future," *Journal of Agricultural Engineering*, 56, 2, 2025. doi: 10.4081/jae.2025.1636.
- [3]. T. Matsubara, C. T. Truong, C. D. Le, Y. Kitaya, Y. Maeda, "Transition of Agricultural Mechanization, Agricultural Economy, Government Policy and Environmental Movement Related to Rice Production in the Mekong Delta, Vietnam after 2010," *AgriEngineering*, 2, 4, 649-675, 2020. doi: 10.3390/agriengineering2040043.
- [4]. H. B. Nguyen, L. Van Nguyen, L. Van Nguyen, and T. A. Bui, "Mekong River Delta agricultural mechanization development: Case study in Vinh Long Province, Vietnam," *Int J Adv Sci Eng Inf Technol*, 10, 2, 736-742, 2020. doi: 10.18517/ijaseit.10.2.11417.
- [5]. A. Joshi, I. Dandekar, V. Patil, "A Review paper based on Design and Development of An Onion Harvesting Machine," *Journal of Information and Computational Science*, 9, 12, 2019. Available: <https://www.researchgate.net/publication/339201506>
- [6]. M. Arjun Naik, R. N. Pateriya, C. Ramulu, "Onion harvester with topping unit: A complete harvesting machine for onion," *Indian Farming*, 74, 2024.
- [7]. M. M. Ibrahim, M. M. Abdel-Galeil, M. M. Sh Refaey, "Developing a combine machine for harvesting and collecting of onion crop," *J. of Soil Sciences and Agricultural Engineering*, 1, 4, 349-361, 2010.
- [8]. M. N. Erokhin, et al., "Development and Modeling of an Onion Harvester with an Automated Separation System," *AgriEngineering*, 4, 2, 380-399, 2022. doi: 10.3390/agriengineering4020026.
- [9]. Z.Y. Wu, Y.D. Gao, Z. Xu, S.F. Wang, "Modeling and Simulation of Tracked Vehicle Based on Pro/E and RecurDyn," in *5th International Conference on Advanced Design and Manufacturing Engineering*, Atlantis Press, 2015.
- [10]. Cao Hung Phi, Le Trung Hau, Cao Dang Long, "Design and dynamics calculations of shallot seed feeding mechanism," *Engineering Solid Mechanics*, 2022.
- [11]. G. Gerhart, "Bekker's Terramechanics Model for Off-Road Vehicle Research," *US Army TARDEC*, 1999. Available: <https://www.researchgate.net/publication/235069513>
- [12]. M. G. R. Toward, M. J. Griffin, "A variable parameter single degree-of-freedom model for predicting the effects of sitting posture and vibration magnitude on the vertical apparent mass of the human body," *Ind Health*, 48, 5, 654-662, 2010. doi: 10.2486/indhealth.MSWBVI-33.
- [13]. H. Seidel, M. J. Griffin, "Modelling the response of the spinal system to whole-body vibration and repeated shock," *Clinical Biomechanics*, 16 Supplement, 1, s3-s7, 2001. Available: www.elsevier.com/locate/clinbiomech
- [14]. A. Gautam, P. Diwan, S. V. Jogdand, R. K. Naik, "Development and Evaluation of Tractor Operated Onion Digger," *Int J Plant Soil Sci*, 35, 19, 229-239, 2023. doi: 10.9734/ijpss/2023/v35i193548.
- [15]. M. C. Singh, "Development and performance evaluation of a digger for harvesting onion (*Allium cepa* L.)," *International Journal of Agricultural Engineering*, 7, 2, 391-394, 2014. doi: 10.15740/has/ijae/7.2/391-394.
- [16]. J. Yang, "Strength Calculation Method of Agricultural Machinery Structure Using Finite Element Analysis," *International Journal of Advanced Computer Science and Applications*, 15, 10, 2024.
- [17]. V. Chauhan, P. K. Srivastava, "Computational techniques based on runge-kutta method of various order and type for solving differential equations," *International Journal of Mathematical, Engineering and Management Sciences*, 4, 2, 375-386, 2019. doi: 10.33889/ijmems.2019.4.2-030.
- [18]. Cao Hung Phi, Nguyen Thai Van, Le Hong Ky, "Design and Manufacturing of a Non-Standard Chain Parts for a Chain Conveyor for a Harvest Shallot: A Case Study," *Applied Mechanics and Materials*, 902, 91-96, 2020.
- [19]. M. Rashidi, M. Fakhri, M. A. Sheikhi, S. Azadeh, S. Razavi, "Evaluation of bekker model in predicting soil pressure-sinkage behaviour under field conditions," *Middle East J Sci Res*, 12, 10, 1364-1369, 2012. doi: 10.5829/idosi.mejsr.2012.12.10.1897.
- [20]. M. Agostinacchio, D. Ciampa, S. Olita, "The vibrations induced by surface irregularities in road pavements - A Matlab® approach," *European Transport Research Review*, 6, 3, 267-275, 2014. doi: 10.1007/s12544-013-0127-8.
- [21]. J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*, 3rd ed. John Wiley, 2001.

AUTHORS INFORMATION

Nguyen Thuan Hai Dang¹, Cao Hung Phi¹, Le Duy Long², Tran Phuc Hoa²

¹Vinh Long University of Technology and Education, Vietnam

²Hanoi University of Industry, Vietnam