XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG THẲNG ĐỨNG CỦA LIÊN HỢP MÁY GIEO KẾT HỢP VỚI BÓN PHÂN CHO ĐẬU TƯƠNG

Nguyễn Chung Thông*, Lê Minh Lư, Nguyễn Xuân Thiết, Nguyễn Thị Hạnh Nguyên

Khoa Cơ - Điện, Học viện Nông nghiệp Việt Nam

Tác giả liên hệ: ncthong@vnua.edu.vn

Ngày nhận bài: 10.08.2020 Ngày chấp nhận đăng: 23.02.2021

TÓM TẮT

Nghiên cứu này giới thiệu kết quả xây dựng mô hình dao động thẳng đứng của liên hợp máy gieo hạt kết hợp với bón phân cho đậu tương. Dao động của các điểm đặc biệt trên liên hợp máy được mô tả bằng đồ thị thông qua phương pháp số bằng phần mềm Matlab khi cho các thông số của hàm kích động thay đổi, trong hai trường hợp: hàm kích động liên tục và hàm kích động đơn dạng cosin. Với liên kết 4 khâu bản lề sau máy kéo, khi làm việc ở thế bơi, dao động của máy gieo hạt kết hợp với bón phân cho đậu tương (máy G4B2) chịu ảnh hưởng của dao động máy kéo là rất nhỏ so với ảnh hưởng trực tiếp của mấp mô mặt đồng. Điểm gần bánh xe máy G4B2 có biên độ dao động nhỏ hơn các điểm xa hơn. Cần giảm tốc độ tiến khi liên hợp máy qua mấp mô có biên độ lớn (h_0 > 0,15m) và bước nhỏ (S_0 < 1,0m).

Từ khóa: Dao động thẳng đứng, liên hợp máy, máy gieo và bón phân cho đậu tương.

Vertical Oscillation Model of Sowing Machine Combined with Fertilization for Soybean

ABSTRACT

This study presents the result of building the vertical oscillation model of the conjugate machine (sowing machine combined with fertilization for soybean (G4B2 machine) and tractor). The fluctuations of special points on the conjugate machine are described graphically through numerical methods by Matlab software when the parameters of the stimulus function change, in two cases: the continuous stimulating function and the single stimulating function cosine form. The tractor has a four-link hinge knuckle at the back, when working in the free state, the G4B2 machine oscillation affected by tractor oscillation is very small. The point near the wheel of the G4B2 machine has a smaller amplitude of oscillation than the remote point. It is necessary to decrease the feeding speed when combining the machine through the rough ground with large amplitude (h_0 > 0.15m) and small steps (S_0 < 1.0m).

Keywords: Vertical oscillation, conjugate machine, sowing and fertilization machine for soybean.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Khi máy móc làm việc, nói chung đều xảy ra dao động, biên độ và tần số dao động phụ thuộc vào nhiều yếu tố như cấu tạo, liên kết trong máy và các kích động bên ngoài. Có những rung động tạo ra là có chủ ý như máy sàng phân loại, máy nghiền,... Tuy nhiên, hầu hết rung động là không mong muốn, nó không những làm tăng tải trọng tác dụng lên chi tiết, giảm tuổi thọ máy mà còn làm giảm chất lượng làm việc của máy (Lê Minh Lư, 2002; Adam, 2011).

Đối với các máy gieo hạt kết hợp với bón phân cho đậu tương (máy G4B2) như đã giới thiệu trong nghiên cứu của Nguyễn Chung Thông & cs. (2018), khi làm việc trên đồng ruộng, dao động của liên hợp máy có thể ảnh hưởng đến chất lượng làm việc của các bộ phận làm việc chính, như khả năng lấy hạt và giữ hạt của lỗ đĩa bộ phận gieo, khả năng lấy phân của trục cuốn bộ phận bón phân, làm mất khoảng, giảm mật độ cây và phân bón so với yêu cầu. Khi làm việc trong điều kiện thực tế thì rất phức tạp, dao động của máy G4B2 bao gồm dao động trong các mặt phẳng quán tính chính

trung tâm. Tuy nhiên, theo các phân tích cho thấy, dao động trong mặt phẳng thẳng đứng dọc của máy là dao động có ảnh hưởng nhiều nhất đến chất lượng làm việc của các bộ phận chính. Chính vì vậy, trong nội dung này tác giả sẽ xây dựng mô hình khảo sát dao động của máy G4B2 khi liên hợp với máy kéo và di chuyển trên mặt đồng, làm cơ sở cho việc lựa chọn kết cấu của máy, phân bố vị trí đặt các bộ phận làm việc chính và lựa chọn chế độ làm việc hợp lý cho liên hợp máy khi làm việc trong các điều kiện đồng ruộng khác nhau.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Đối tượng nghiên cứu: Máy G4B2 với bánh sắt liên hợp sau máy kéo bánh lốp Kubota L4508VN tại cơ cấu nâng hạ thủy lực 3 điểm treo, bị dao động thẳng đứng khi làm việc trên mặt đồng.

Dao động của liên hợp máy - hàm kích thích là do sự thay đổi biên dạng mặt đồng theo thời gian. Hàm kích thích có thể là đơn chiếc, biến đổi ngẫu nhiên hoặc hàm biến đổi tuần hoàn (Lê Minh Lư, 2002). Ở đây, tác giả chọn hàm kích thích của mấp mô mặt đồng là hàm biến đổi tuần hoàn có dạng cosin như phương trình 1:

$$h = \frac{h_0}{2}\left(1 - \cos\frac{2\pi}{S_0}S\right) \text{ khi } S \geq 0 \quad (1)$$

Trong đó:

h_0 là biên độ của mấp mô mặt đồng (mm);

S_0 là bước của mấp mô mặt đồng (mm).

Phương pháp nghiên cứu: Dao dộng của liên hợp máy được mô tả bằng phương pháp mô hình hóa mô phỏng lý thuyết và xây dựng hệ phương trình vi phân. Đồng thời sử dụng phương pháp số, bằng phần mềm Matlab để khảo sát ảnh hưởng của một số yếu tố đến dao động thẳng đứng của liên hợp máy.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Mô hình dao động và hệ phương trình vi phân

Mặc dù điều kiện thực tế có thể khác nhau và phức tạp, để thuận lợi cho quá trình nghiên cứu, tác giả sử dụng mô hình đơn giản với một số giả thiết sau:

- Liên hợp máy chuyển động thẳng đều v_m = const, bánh xe máy kéo và máy G4B2 luôn tiếp xúc với rãnh luống;

- Bánh hơi của máy kéo có độ cứng không đổi, biến dạng nhỏ và nằm trong giới hạn đàn hồi tuyến tính;

- Nền đất không bị biến dạng khi bánh xe đi qua, biên dạng mấp mô của nền dưới bánh xe ở hai bên là như nhau;

- Máy G4B2 liên kết với máy kéo và làm việc ở thế bơi, liên kết của liên hợp máy là liên kết giữ và lý tưởng;

- Dao động của thân máy kéo và thân máy G4B2 quay quanh trọng tâm của máy và trong phạm vi góc nhỏ.

Với các giả thiết như trên cho thấy, dao động của liên hợp máy là dao động trong mặt phẳng thẳng đứng dọc, như hình 1.

Các ký hiệu ghi trên mô hình:

O_1, O_2, G, H là điểm đặt các trọng tâm máy kéo, máy G4B2, bộ phận gieo và bộ phận bón phân;

m_t, m_1, m_2 là khối lượng của hai bánh trước máy kéo, khối lượng được treo của máy kéo và máy G4B2;

J_1, J_2 là mô men quán tính của thân máy với trục y_1 và y_2 của khối lượng m_1 và m_2 đi qua trọng tâm O_1 và O_2;

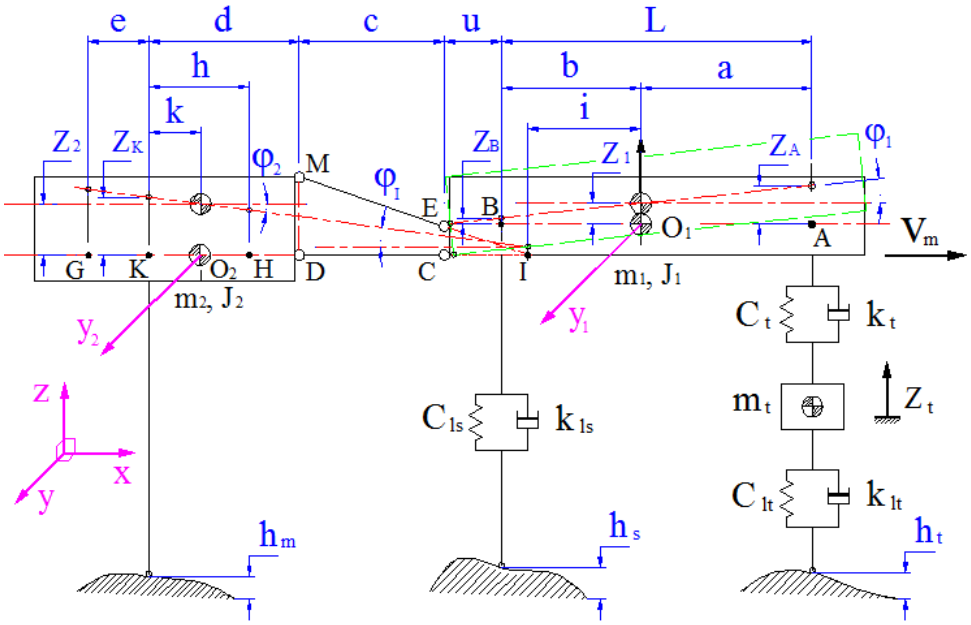
C_t, C_{lt}, C_{ls} lần lượt là độ cứng tương đương của hai lò xo giảm xóc cầu trước, hai bánh lốp trước và hai bánh bánh lốp sau;

k_t, k_{lt}, k_{ls} là hệ số giảm chấn tương đương của hai lò xo giảm xóc cầu trước, hai bánh lốp trước và hai bánh bánh lốp sau;

φ_1, φ_2 là chuyển vị góc của thân máy kéo và thân máy G4B2 quanh trục y_1 và y_2 đi qua trọng tâm O_1 và O_2;

z_t,z_1, z_2 là chuyển vị thẳng đứng của các trọng tâm bánh lốpcầu trước, máy kéo và máy G4B2;

z_A, z_B, z_k là chuyển vị thẳng đứng của các điểm trên thân máy kéo và máy G2B2 phía trên bánh lốp cầu trước và cầu sau;



Hình 1. Mô hình dao động thẳng đứng của liên hợp máy G4B2

h_m,h_t, $h_s$là chiều cao mấp mô mặt đường tại điểm tiếp xúc với bánh xe máy G4B2, các bánh xe cầu trước và cầu sau của máy kéo.

Máy G4B2 được liên kết với máy kéo thông qua cơ cấu treo là cơ cấu 4 khâu bản lề nên khi làm việc thân máy kéo và thân máy G4B2 sẽ dao động, ảnh hưởng tương hỗ. Như vậy, dao động thẳng đứng của các bộ phận làm việc chính của máy G4B2 là tổng hợp dao động thẳng đứng khi bánh xe máy G4B2 đi vào mấp mô mặt đồng và dao động theo máy kéo

Chuyển động của liên hợp máy là chuyển động của cơ hệ hôlônôm có n bậc tự do, với các tọa độ suy rộng đủ q_1, q_2,..., q_n. Áp dụng phương pháp Tĩnh - Động lực giải tích để lập hệ phương trình vi phân dao động của cơ hệ (Đỗ Sanh, 1992).

Phương trình Lagrange loại II có dạng:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}+\frac{\partial U}{\partial q_i}+\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i}=0\ (i=1\div n)\quad (2)$$

Trong đó:

T là hàm động năng;

U là hàm thế năng;

D là hàm hao tán;

q_i là các tọa độ suy rộng.

Hàm động năng của cơ hệ là tổng động năng của ba khối lượng: khối lượng được treo m_1 của máy kéo dao động theo phương thẳng đứng với tọa độ Z_1 đồng thời quay quanh trục y_1 tại điểm O_1; khối lượng m_t của hai bánh trước máy kéo dao động theo phương thẳng đứng với tọa độ Z_t; khối lượng được treo m_2 của máy G4B2 dao động theo phương thẳng đứng với tọa độ Z_2 đồng thời quay quanh trục y_2 tại điểm O_2.

Hàm động năng của cơ hệ có dạng:

$$T=\frac{1}{2}\left(m_1.\dot{Z}_1^2+J_1.\dot{\varphi}_1^2+m_2.\dot{Z}_2^2+J_2.\dot{\varphi}_2^2+m_t.\dot{Z}_t^2\right)\quad (3)$$

Xét dao động của cơ hệ quanh vị trí cân bằng tĩnh, do đó hàm thế năng của cơ hệ là tổng thế năng của các phần tử đàn hồi đối với máy kéo và thế năng do mấp mô mặt đồng đối với máy G4B2. Hàm thế năng của cơ hệ có dạng:

$$U=\frac{1}{2}C_{lt}\left(Z_t-h_t\right)^2+\frac{1}{2}C_{ls}\left(Z_B-h_s\right)^2+\frac{1}{2}m_2.g.Z_2\quad (4)$$

Trong quá trình dao động, một phần năng lượng bị tiêu hao do lực cản nhớt của các phần tử giảm chấn của hệ thống treo và bánh lốp. Hàm hao tán có dạng:

$$D = \frac{1}{2}k_{lt}\left(\dot{Z}_t - \dot{h}_t\right)^2 + k_t\left(\dot{Z}_A - \dot{Z}_t\right)^2 + \frac{1}{2}k_{ls}\left(\dot{Z}_B - \dot{h}_s\right)^2 \quad (5)$$

Máy G4B2 liên kết với máy kéo thông qua cơ cấu 3 điểm treo, trên hình chiếu đứng là một cơ cấu 4 khâu bản lề. Việc xác định sự thay đổi của các góc dựa vào phương pháp giải tích, phân tích động học khi giải đồng thời những phương trình hình chiếu trên trục tọa độ của những chu vi kín hợp bởi các khâu của cơ cấu (Đặng Thế Huy, 1995). Ở mọi vị trí thì góc xoay φ_2 của máy G4B2 tại trọng tâm O_2 đều được xác định theo góc xoay φ_1 của máy kéo quanh trọng tâm, vì góc xoay φ_1 dao động trong phạm vi nhỏ nên cũng có thể coi dao động của góc φ_2 là dao động quay quanh điểm I trên máy kéo, giao điểm của tia kéo dài các đường thẳng DC và ME của cơ cấu (thanh treo dưới và thanh treo trên). Biên độ dao động của trọng tâm nhỏ, khoảng cách từ điểm I đến trọng tâm máy G4B2 lớn nên cũng có thể coi góc xoay φ_2 dao động trong phạm vi nhỏ.

Các liên kết hình học và động học được xác định theo mô hình, gồm:

$$\begin{cases} Z_A = Z_1 + a.\varphi_1;\ \dot{Z}_A = \dot{Z}_1 + a.\dot{\varphi}_1 \\ Z_B = Z_1 - b\varphi_1;\ \dot{Z}_B = \dot{Z}_1 - b.\dot{\varphi}_1 \\ Z_I = Z_1 - i.\varphi_1;\ \dot{Z}_I = \dot{Z}_1 - i.\dot{\varphi}_1 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \varphi_2 = \varphi_I = \dfrac{\left(Z_K - Z_I\right)}{IK} = \dfrac{\left(h_m - Z_1 + i.\varphi_1\right)}{IK} \\ Z_2 = Z_K + k.\varphi_2 = \dfrac{\left(\left(IK + k\right).h_m + k.Z_1 - i.k.\varphi_1\right)}{IK} \\ Z_K = h_m \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_2 = \dfrac{\left(\dot{h}_m - \dot{Z}_1 + i.\dot{\varphi}_1\right)}{IK} \\ \dot{Z}_2 = \dfrac{\left(\left(IK + k\right).\dot{h}_m + k.\dot{Z}_1 - i.k.\dot{\varphi}_1\right)}{IK} \\ \dot{Z}_K = \dot{h}_m \end{cases}$$

Thay các phương trình liên kết hình học vào các hàm động năng, hàm thế năng và hàm hao tán, có được:

$$T = \frac{1}{2}\left(\begin{array}{l} m_1.\dot{Z}_1^2 + J_1.\dot{\varphi}_1^2 \\ + \dfrac{m_2}{IK^2}.\left(\left(IK + k\right).\dot{h}_m + k.\dot{Z}_1 - i.k.\dot{\varphi}_1\right) \\ + \dfrac{J_2}{IK^2}.\left(\dot{h}_m - \dot{Z}_1 + i.\dot{\varphi}_1\right)^2 + m_t\dot{Z}_t^2 \end{array}\right) \quad (6)$$

$$U = \frac{1}{2}\left(\begin{array}{l} C_{lt}\left(Z_t - h_t\right)^2 + C_t\left(Z_1 + a.\varphi_1 - Z_t\right)^2 \\ + C_{ls}\left(Z_1 - b.\varphi_1 - h_s\right)^2 \\ + \dfrac{m^2.g}{IK^2}\left(\left(\left(IK + k\right).h_m + K.Z_1 - i.k.\varphi_1\right)\right)^2 \end{array}\right) \quad (7)$$

$$D = \frac{1}{2}k_{lt}\left(\dot{Z}_t - \dot{h}_t\right)^2 + \frac{1}{2}k_t\left(\dot{Z}_1 + a.\dot{\varphi}_1 - \dot{Z}_t\right)^2 + \frac{1}{2}k_{ls}\left(\dot{Z}_1 - b.\dot{\varphi}_1 - \dot{h}_s\right)^2 \quad (8)$$

Như vây, số tọa độ suy rộng của cơ hệ là 3 tọa độ: $\vec{q} = \left[Z_1, \varphi_1, Z_t\right]$

Với mấp mô tại vị trí bánh máy G4B2, bánh trước và sau máy kéo có dạng:

$$\begin{cases} h_m = \dfrac{h_0}{2}\left(1 - \cos\dfrac{2\pi.v_m}{S_0}t\right) \\ h_s = \dfrac{h_0}{2}\left(1 - \cos\left(\dfrac{2\pi.v_m}{S_0}t + \alpha_s\right)\right) \\ h_t = \dfrac{h_0}{2}\left(1 - \cos\left(\dfrac{2\pi.v_m}{S_0}t + \alpha_t\right)\right) \end{cases}$$

Đạo hàm riêng các thành phần của các hàm động năng T, hàm thế năng U và hàm hao tán D theo các tọa độ suy rộng $\vec{q} = \left[Z_1, \varphi_1, Z_t\right]$ và thay vào phương trình Lagrange, có được hệ phương trình vi phân dao động thẳng đứng của liên hợp máy, hệ phương trình 9.

3.2. Một số kết quả khảo sát

Hệ phương trình vi phân dao động thẳng đứng của liên hợp máy được giải bằng phần mềm Matlab trong một số trường hợp, với các điều kiện ban đầu tại thời điểm $t_0 = 0$:

$$\begin{cases} Z_{1(0)} = 0;\ \ \varphi_{1(0)} = 0;\ \ Z_{t(0)} = 0 \\ \dot{Z}_{1(0)} = 0;\ \ \dot{\varphi}_{1(0)} = 0;\ \ \dot{Z}_{t(0)} = 0 \end{cases}$$

$$
\begin{bmatrix}
\left(m_1+\frac{k^2}{IK^2}m_2\right) & 0 & 0 \\
0 & \left(J_1+\frac{i^2.k^2.m_2}{IK^2}\right)+\frac{i^2.J_2}{IK^2} & 0 \\
0 & 0 & m_t
\end{bmatrix}
\begin{Bmatrix}\ddot{Z}_1\\ \ddot{\varphi}_1\\ \ddot{Z}_t\end{Bmatrix}
$$

$$
+\begin{bmatrix}
k_t+k_{ls} & a.k_t-k_{ls}.b & -k_t \\
k_t.a-k_{ls}.b & a^2.k_t-k_{ls}.b^2 & -k_t.a \\
-k_t & -a.k_t & k_{lt}+k_t
\end{bmatrix}
\begin{Bmatrix}\dot{Z}_1\\ \dot{\varphi}_1\\ \dot{Z}_t\end{Bmatrix}
$$

$$
+\begin{bmatrix}
\left(C_t+C_{ls}+\frac{k^2.m_2.g}{IK^2}\right) & \left(C_t.a-C_{ls}.b-\frac{i.k^2.m_2.g}{IK^2}\right) & -C_t \\
\left(C_t.a-C_{ls}.b-\frac{i.k^2.m_2.g}{IK^2}\right) & \left(C_t.a^2+C_{ls}.b^2+\frac{i^2.k^2.m_2.g}{IK^2}\right) & -C_t.a \\
-C_t & -C_t.a & \left(C_{lt}+C_t\right)
\end{bmatrix}
\begin{Bmatrix}Z_1\\ \varphi_1\\ Z_t\end{Bmatrix}
$$

$$
=\begin{Bmatrix}
k_{ls}.\frac{h_0.\pi.v_m}{S_0}.\sin\left(\frac{2\pi.v_m}{S_0}t+\alpha_s\right)+C_{ls}.\frac{h_0}{2}\left(1-\cos\left(\frac{2\pi.v_m}{S_0}t+\alpha_s\right)\right) \\
-\left(IK+k\right).\frac{k.m_2.g}{IK^2}.\frac{h_0}{2}\left(1-\cos\left(\frac{2\pi.v_m}{S_0}t\right)\right) \\
-k_{ls}.b.\frac{h_0.\pi.v_m}{S_0}.\sin\left(\frac{2\pi.v_m}{S_0}t+\alpha_s\right)-C_{ls}.b.\frac{h_0}{2}\left(1-\cos\left(\frac{2\pi.v_m}{S_0}t+\alpha_s\right)\right) \\
+\left(IK+k\right).\frac{i.k.m_2.g}{IK^2}.\frac{h_0}{2}\left(1-\cos\left(\frac{2\pi.v_m}{S_0}t\right)\right) \\
k_{lt}.\frac{h_0.\pi.v_m}{S_0}.\sin\left(\frac{2\pi.v_m}{S_0}t+\alpha_t\right)+C_{lt}.\frac{h_0}{2}\left(1-\cos\left(\frac{2\pi.v_m}{S_0}t+\alpha_t\right)\right)
\end{Bmatrix} \quad (9)
$$

Các thông số kỹ thuật của máy kéo và máy G4B2:

+ Máy kéo Kubota L4508VN (Tài liệu hướng dẫn sử dụng và kết quả thí nghiệm):

- Các kích thước: L = 1,845m; a = 1,15m; b = 0,695m; u = 0,1m; c = 0,7m; i = 0,18m; EC = 0,3m; CD = 0,7m.

- Khối lượng và mô men quán tính: m_1 = 1.296kg; J_1 = 323 kg.m^2; m_t = 74kg.

- Các độ cứng: C_{lt} = 290.000 N/m; C_{ls} = 380.000 N/m; C_t = 592.000 N/m.

- Các hệ số giảm chấn: k_{lt} = 1.600 N.s /m; k_{ls} = 2.880 N.s/m; k_t = 12.160 N.s/m.

+ Máy G4B2:

- Các kích thước: d = 0,65m; h = 0,2m; e = 0,2m; k = 0,1m; MD = 0,62m; IK = 2m

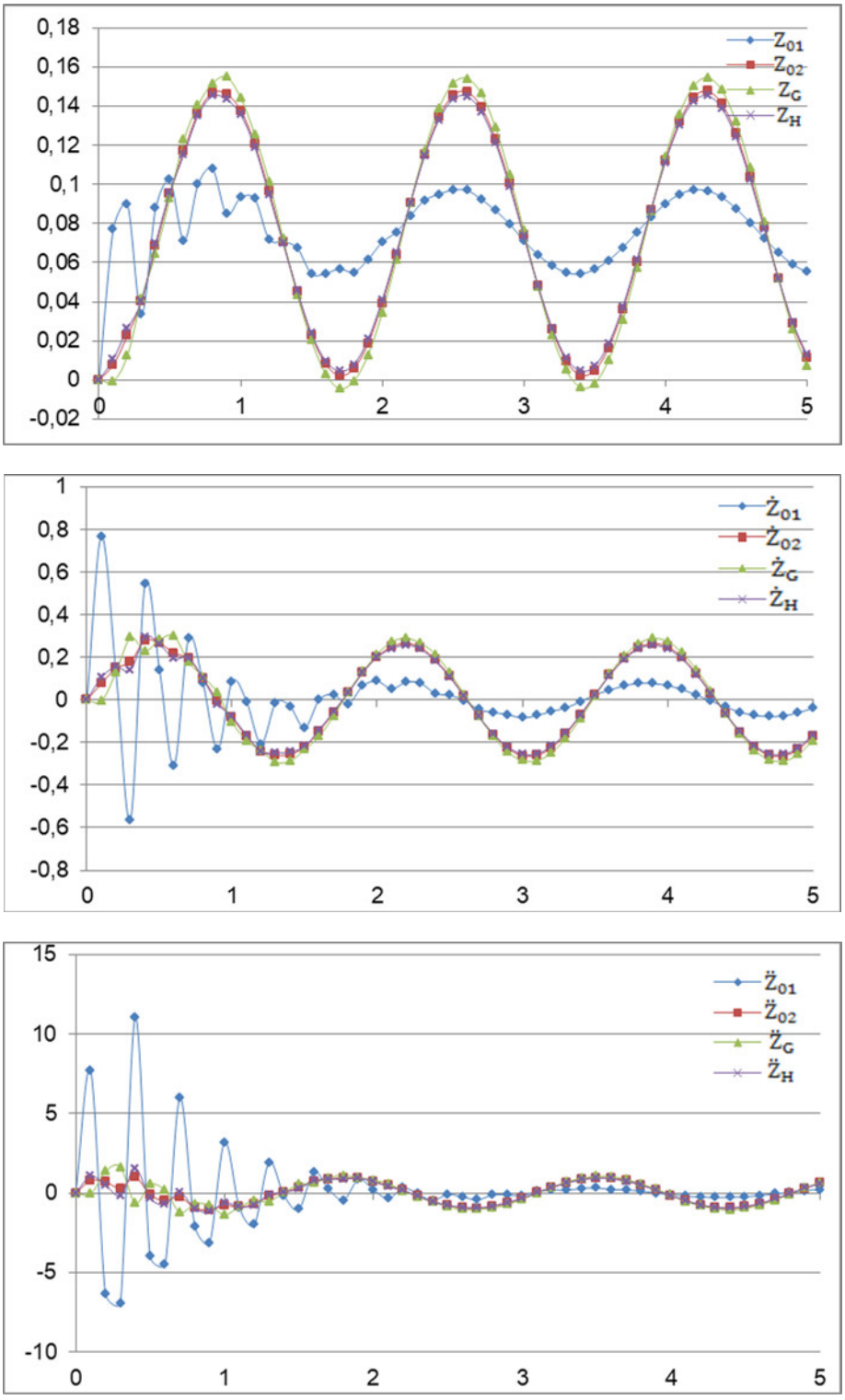
- Khối lượng và mô men quán tính: m_2 = 285kg; J_2 = 20,6 kg.m^2.

* Trường hợp 1: mấp mô mặt đồng dạng cosin tuần hoàn.

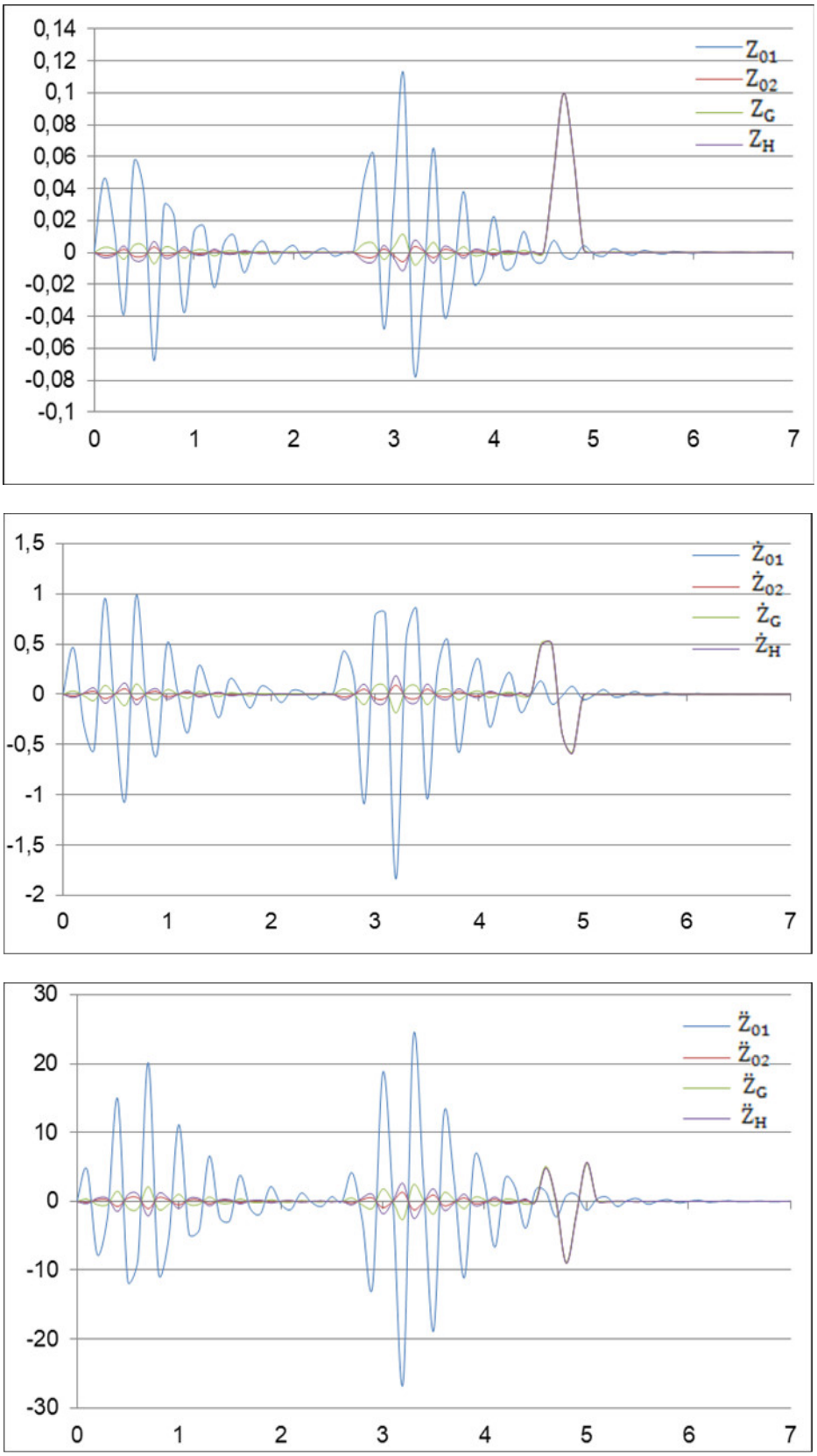
Kết quả tính toán, mô phỏng dao động của liên hợp máy khi liên hợp máy làm việc trong điều kiện hàm mấp mô mặt đồng dạng cosin tuần hoàn cho trên các đồ thị hình 2. Theo thứ tự trên hình, lần lượt là đồ thị biên độ (m), vận tốc (m/s) và gia tốc (m/s^2) chuyển vị theo thời

gian (s) của các khối tâm (Z_{O1}, Z_{O2}), điểm đặt bộ phận gieo (Z_G) và bộ phận bón phân (Z_H) của máy kéo và máy G4B2.

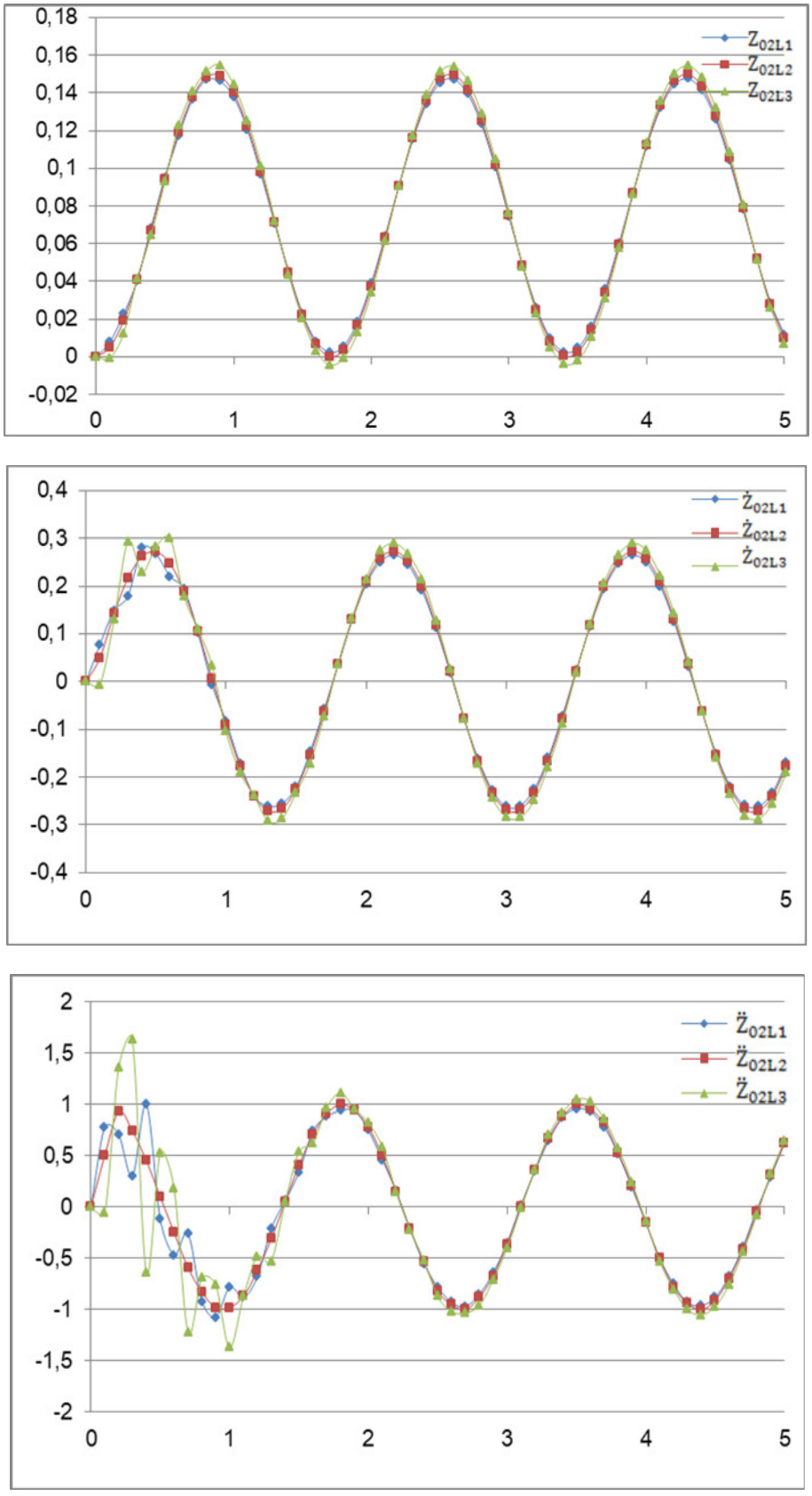
Phân tích kết quả nhận được khi mô phỏng liên hợp máy đi qua mấp mô mặt đồng dạng cosin tuần hoàn cho thấy:



Hình 2. Dao động thẳng đứng của liên hợp máy khi đi qua mấp mô tuần hoàn
(h_0 = 0,15m; S_0 = 1,2m và v_m = 0,7 m/s)



Hình 3. Dao động thẳng đứng của liên hợp máy khi đi qua chướng ngại đơn dạng cosin
(h_0 = 0,1m; S_0 = 0,3m và v_m = 0,7 m/s)



Hình 4. Dao động thẳng đứng của trọng tâm O_2 máy B4B2
(mấp mô tuần hoàn: h_0 = 0,15m; S_0 = 1,2m và v_m = 0,7 m/s)

(1) Sau thời gian quá độ, dao động của máy kéo và máy G4B2 cũng thay đổi theo quy luật hình sin như hàm của kích động mấp mô mặt đồng. Biên độ dao động của liên hợp máy tỷ lệ thuận với biên độ của mấp mô và tỷ lệ nghịch với bước của mấp mô mặt đồng.

(2) Khi làm việc ở thế bơi, dao động của máy G4B2 chịu ảnh hưởng của dao động máy kéo là rất nhỏ. Điểm gần bánh xe máy G4B2 có biên độ dao động nhỏ hơn các điểm xa hơn.

(3) Tần số dao động tỷ lệ thuận với vận tốc làm việc của liên hợp máy và tỷ lệ nghịch với bước của mấp mô mặt đồng. Khi di chuyển với vận tốc lớn (v_m > 1,5 m/s) và hàm kích động mặt đồng có biên độ kích động lớn (h_0 > 0,15m), bước nhỏ (S_0 < 1,0m), tuy các bộ phận làm việc của máy G4B2 chịu dao động chênh lệch không nhiều nhưng vận tốc và gia tốc dao động lớn, khi đó chất lượng làm việc của máy G4B2, hạt đậu tương và phân bón không rơi vào lỗ hoặc hạt trong lỗ bị bật ra ngoài lỗ sẽ làm mất khoảng, giảm mật độ cây và không đảm bảo yêu cầu nông học.

* Trường hợp 2: chướng ngại đơn dạng cosin

Kết quả tính toán, mô phỏng dao động của liên hợp máy khi liên hợp máy đi qua chướng ngại đơn dạng cosin (mô hoặc bờ đất) cho trên các đồ thị hình 3.

Phân tích kết quả nhận được khi mô phỏng liên hợp máy đi qua mấp mô mặt đồng đơn dạng cosin cho thấy:

(1) Dao động của liên hợp máy là dao động tắt dần, máy kéo và máy G4B2 chỉ bị dao động khi liên hợp máy đi qua chướng ngại, sau thời gian quá độ dao động sẽ bằng không.

(2) Khi liên hợp máy đi qua chướng ngại thì các điểm trên máy G4B2 gần như chép theo biên dạng của chướng ngại. Tuy nhiên, khi chướng ngại có biên độ lớn (h_0 > 0,1m)và bước nhỏ (S_0 = 0,3m), dù vận tốc di chuyển thấp (v_m = 0,7 m/s) thì máy G4B2 vẫn chịu dao động lớn và chất lượng làm việc của các bộ phận gieo hạt và bón phân sẽ bị ảnh hưởng.

* Trường hợp: thay đổi trọng tâm máy G4B2

Kết quả mô phỏng số dao động của trọng tâm (O_2) máy G4B2 khi thay đổi vị trí trọng tâm của máy ở 3 vị trí (ký hiệu là L_1, L_2, L_3) so với điểm đặt trục bánh xe máy G4B2 cho trên đồ thị hình 4, giá trị của k lần lượt là: 0,1, 0 và -0,2m. Trường hợp hàm kích động tuần hoàn dạng cosin.

Phân tích kết quả nhận được khi mô phỏng số cho thấy:

(1) Điểm đặt trọng tâm máy G4B2 càng xa máy kéo thì chịu dao động càng lớn khi liên hợp máy đi qua chướng ngại.

(2) Dao động của trọng tâm O_2 máy G4B2 ở các vị trí sẽ đối xứng qua trục đối xứng là đường dao động của trọng tâm O_2 máy G4B2 trong trường hợp L_2.

4. KẾT LUẬN

Các tính chất động học và động lực học dao động thẳng đứng của liên hợp máy gieo hạt đậu tương kết hợp với bón phân đã được mô tả trong mô hình dao động và hệ phương trình vi phân. Dao động của máy G4B2 được mô tả thông qua dao động của máy kéo và các điểm liên kết. Kết quả nghiên cứu cho thấy sự ảnh hưởng của các thông số vận tốc của liên hợp và hàm kích động đến dao động thẳng đứng của máy G4B2. Với kích động mặt đường tuần hoàn dạng cosin, khi liên hợp máy di chuyển với vận tốc lớn hơn 1,5 m/s, hàm kích động mặt đồng có biên độ kích động lớn hơn 0,15m và bước nhỏ hơn 1,0m, khi đó vận tốc và gia tốc dao động lớn, hạt đậu tương và phân bón có thể không rơi vào lỗ hoặc hạt trong lỗ bị bật ra ngoài sẽ làm giảm mật độ cây. Khi liên hợp máy đi qua các chướng ngại bất thường có biên độ lớn hơn 0,1m, mặc dù di chuyển với vận tốc nhỏ (0,7 m/s) vẫn ảnh hưởng đến chất lượng làm việc của bộ phận gieo và bộ phận bón phân của máy G4B2. Dao động của trọng tâm máy G4B2 tỷ lệ thuận với khoảng cách điểm đặt trọng tâm tới máy kéo.

Kết quả nghiên cứu là cơ sở cho việc lựa chọn kết cấu của máy G4B2, phân bổ vị trí thích hợp cho các bộ phận gieo, bộ phận bón phân và bộ phận rạch hàng, đồng thời lựa chọn chế độ làm việc hợp lý cho liên hợp máy trong các điều kiện mặt đồng khác nhau, đặc biệt khi liên hợp máy đi qua các chướng ngại bất thường. Cần chế tạo máy G4B2 và thí nghiệm liên hợp máy trong

các điều kiện thực tế để kiểm tra, đánh giá các kết quả nghiên cứu của mô hình lý thuyết.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Đặng Thế Huy (1995). Một số vấn đề về cơ học giải tích và cơ học máy. Nhà xuất bản Nông nghiệp Hà Nội.

Đỗ Sanh (1992). Giáo trình Cơ học (Tập 2) - Động lực học. Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội.

Flaugh A.B. (2011). Studies on Power Hop Using a onlinear Model of an Agricultural Tractor. Degree of Master of Science. University of Nebraska, US.

Lê Minh Lư (2002). Nghiên cứu dao động của máy kéo bánh hơi có tính đến đặc trưng phi tuyến của các phần tử đàn hồi. Luận án Tiến sỹ. Trường Đại học Nông nghiệp I, Hà Nội.

Nguyễn Chung Thông, Lê Minh Lư & Nguyễn Xuân Thiết (2018). Một số kết quả nghiên cứu về máy gieo hạt đậu tương kết hợp với bón phân theo hướng cơ giới hóa đồng bộ. Kỷ yếu Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ V - VCME2018. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật. tr. 1026-1035.