

KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU CẢI TIẾN HỆ THỐNG DI ĐỘNG MÁY KÉO LÀM VIỆC TRÊN ĐẤT NÔNG, LÂM NGHIỆP

Tô Quốc Huy¹, Đoàn Văn Thu¹, Bùi Việt Đức²

¹ Viện Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam,

² Học viện Nông nghiệp Việt Nam

Từ khóa: Hệ thống di động, khả năng kéo bám và ổn định của máy kéo, máy kéo trên đất dốc

TÓM TẮT

Nghiên cứu đã phân tích, đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu hệ thống di động máy kéo bánh hơi Janmar F535D đến khả năng kéo bám và ổn định khi làm việc trên đất dốc lâm nghiệp, trên cơ sở đó xác định phương án và tính toán các thông số thiết kế cải tiến. Kết quả nghiên cứu đã xác định được mức độ ảnh hưởng của chiều cao trọng tâm, bề rộng cơ sở và hệ số bám đến sự ổn định ngang và các chỉ tiêu làm việc của liên hợp máy Janmar F535D với cây chà băm sóc rừng. Phương án thiết kế cải tiến là thay đổi kết cấu hệ thống di động để hạ thấp trọng tâm (h_T), tăng bề rộng cơ sở (B) và hệ số bám (φ) của máy kéo, cụ thể: h_T giảm từ 1,05 m xuống 0,96 m; B tăng từ 1,30 m lên 1,63 m và φ tăng từ 0,690 lên 0,737. Hệ thống di động cải tiến đã nâng cao góc giới hạn lật ngang β từ $20,8^\circ$ lên $31,3^\circ$; hiệu suất kéo tăng 8%, năng suất tăng 8,7% và chi phí công trên một đơn vị diện tích cây giảm 7,5% so với liên hợp máy (LHM) lắp hệ thống di động nguyên bản. LHM có thể làm việc được ở góc dốc đến $13,6^\circ$ với lực cản cây $P_c = 4500$ N, tăng $4,6^\circ$ so với LHM lắp hệ thống di động nguyên bản ($9,0^\circ$). Hoàn toàn có thể trang bị bổ sung hệ thống di động cải tiến cho một số máy kéo nông nghiệp tương tự để làm việc trên đất dốc lâm nghiệp.

The self movement system improvement of a tractor working on farm and forest terrain

Keywords: self-movement system, tractor gripping and stability capacity, tractor on steep terrain

This study has analysed and assessed the impacts of the constructional specifications of the moving system of Yanmar F535D rubber tractor to the traction-gripping capacity and the system stability when the tractor worked on the steep forest terrain. Based on those specifications, the calculation methods of improvement and design parameters are identified. The study results have identified the influent level of gravity center height, basic width and friction index to the across stability and other working indexes of Yanmar F535D agrimotor system assembled with a two gang disc plow working on steep terrain. The designing plan focuses on the improvement of the self-movement system to reduce the gravity center (h_T) from 1.05 m to 0.96 m, increase the basic width (B) from 1.30 m to 1.63 m and friction index (φ) from 0.690 to 0.737. Compared to the original system of the tractor, the improved system has demonstrated an increment of the across overturn angle β from 20.8° to 31.3° ; traction efficiency of 8.0%, productivity of 8.7% and decrement of labor cost per an area unit of 7.5%. LHM can work at the slope up to 13.6° with the resistance force of $P_c = 4500$ N, an increment of 4.5° compared to that of the original system (9.0°). As the result, the improvement self-movement system for some similar tractors to operate on the steep forest terrain.

I. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy kéo là nguồn động lực chủ yếu trong cơ giới hóa sản xuất nông, lâm nghiệp. Tuy vậy, với đặc điểm địa hình, đất đai của nông nghiệp và lâm nghiệp có những khác biệt rất cơ bản, đó là: Nền đất ướt, bằng phẳng của ruộng lúa và đất đồi dốc trồng rừng ở miền núi. Sự khác biệt này cũng đặt ra những yêu cầu khác nhau về tính năng kỹ thuật của máy kéo làm việc trên đất nông nghiệp và đất lâm nghiệp. Đối với máy kéo canh tác trên đất ướt bằng phẳng của ruộng lúa cần hệ thống di động có kết cấu phù hợp để khắc phục sự sụt lầy và khả năng bám do nền đất yếu; với máy kéo làm việc trên đất lâm nghiệp lại cần hệ thống di động có kết cấu phù hợp với nền đất cứng, dốc và không bằng phẳng.

Theo số liệu thống kê, nước ta hiện nay có khoảng 63.000 máy kéo công suất trên 35 mã lực, chủ yếu được trang bị sử dụng trong nông nghiệp, đặc biệt chưa có máy kéo bánh hơi có tính năng kỹ thuật phù hợp với điều kiện làm việc trên đất dốc lâm nghiệp. Kết quả nghiên cứu đánh giá, lựa chọn máy kéo phục vụ cơ giới hóa một số khâu sản xuất lâm nghiệp đã xác định được máy kéo Janmar F535D là máy kéo có nhiều nhất tính năng kỹ thuật phù hợp với yêu cầu của máy kéo làm việc trên đất lâm nghiệp. Tuy nhiên, máy kéo Janmar F535D là máy kéo được sản xuất để sử dụng trong nông nghiệp, nên có nhiều tính năng kỹ thuật không phù hợp với điều kiện làm việc trên đất dốc lâm nghiệp, đặc biệt đối với hệ thống di động.

Bài báo này giới thiệu kết quả nghiên cứu cải tiến hệ thống di động của máy kéo bánh hơi, nâng cao khả năng kéo bám và ổn định khi làm việc trên đất lâm nghiệp, đáp ứng yêu cầu về tính đa năng của máy kéo trong sản xuất nông, lâm nghiệp.

II. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Đối tượng nghiên cứu

Máy kéo Janmar F535D, những tính năng kỹ thuật chính của máy. www.keletagro.com: Công suất cực đại $N_{\text{emax}} = 53$ Hp tại $n_{\text{eH}} = 2600$ v/ph; Mô men quay cực đại $M_{\text{emax}} = 172$ Nm tại $n_{\text{eM}} = 1600$ v/ph; Số vòng quay giới hạn $n_{\text{emax}} = 2830$ v/ph; 02 cầu chủ động, chiều dài cơ sở $L = 2,0$ m, bề rộng cơ sở $B = 1,3$ m, trọng lượng $G_1 = 18,2$ kN, chiều cao trọng tâm $h_T = 1,05$ m, đường kính bánh xe chủ động $D = 1,35$ m, chiều cao gầm $h_T = 0,4$ m.

2.2. Phương pháp nghiên cứu

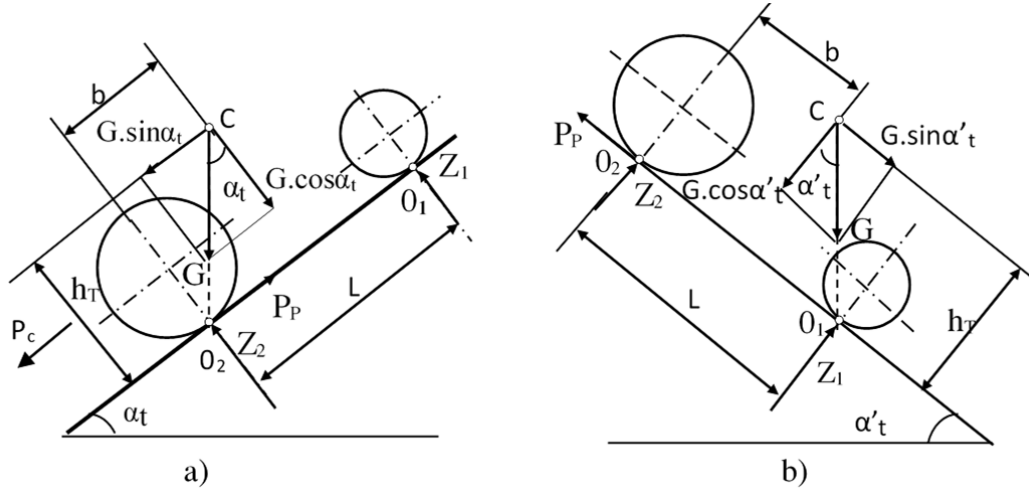
Hệ thống di động là bộ phận nâng đỡ toàn bộ trọng lượng máy kéo, đồng thời chuyển năng lượng chuyển động quay của trục bánh xe thành chuyển động tịnh tiến của máy kéo qua sự tương tác tiếp xúc giữa lốp và mặt đất. Kết cấu của hệ thống di động có ảnh hưởng rất lớn đến khả năng bám và kích thước cơ sở của máy kéo như: Bề rộng cơ sở, chiều dài cơ sở, độ cao trọng tâm.

Đối với máy kéo làm việc trên đất dốc, khả năng kéo bám và ổn định là 2 chỉ tiêu quan trọng nhất đảm bảo sự an toàn và hiệu quả làm việc.

a) Xác định khả năng ổn định của máy kéo

- *Khả năng ổn định dọc tĩnh của máy kéo*: Khả năng chống lật đổ hoặc trượt khi đứng yên, chỉ tiêu để đánh giá là góc dốc giới hạn mà máy kéo không bị lật hoặc trượt.

Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên máy kéo cho trường hợp quay đầu lên dốc (hình 1a, 1b), bao gồm: Trọng lượng G , lực phanh P_P và các phản lực mặt đường lên các bánh xe Z_1, Z_2 .



Hình 1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên máy kéo khi đứng trên dốc
a – Đứng quay đầu lên dốc; b – Đứng quay đầu xuống dốc

Góc dốc giới hạn lật α_t (khi lên dốc) và α'_t (khi xuống dốc), được tính theo công thức:

$$\text{tg}\alpha_t = \frac{b}{h_T} \quad (1 - 1)$$

$$\text{và } \text{tg}\alpha'_t = \frac{L - b}{h_T} \quad (1 - 2)$$

Trong đó: b , h_T và L là tọa độ trọng tâm và chiều dài cơ sở của máy kéo.

Đối với các máy kéo bánh trọng tâm thường được dịch gần về cầu sau ($b < L - b$), do đó khả năng chống lật khi đứng quay đầu xuống dốc sẽ tốt hơn so với đứng quay đầu lên dốc, nghĩa là $\alpha'_t > \alpha_t$ (Nguyễn Hữu Cẩn, 2000).

Góc dốc giới hạn trượt $\alpha_{t\varphi}$, $\alpha'_{t\varphi}$ khi lên dốc và xuống dốc được xác định theo công thức:

$$\text{tg}\alpha_{t\varphi} < \frac{\varphi b}{L - \varphi h_T} \quad (1 - 3)$$

$$\text{và } \text{tg}\alpha'_{t\varphi} < \frac{\varphi b}{L + \varphi h_T} \quad (1 - 4)$$

Trong đó: φ – hệ số bám của bánh xe chủ động

Các công thức (1 - 3) và (1 - 4) cho thấy, khả năng chống trượt của các máy kéo bánh khi

đứng quay đầu lên dốc sẽ tốt hơn so với khi quay đầu xuống dốc.

- Khả năng ổn định dọc của máy kéo khi làm việc: Khi máy kéo làm việc, ngoài các yếu tố cấu tạo thì lực kéo ở moóc, mô men cản lăn... cũng gây ảnh hưởng đến khả năng ổn định dọc. Góc ổn định dọc khi máy kéo làm việc được xác định theo công thức (Nông Văn Vin, 2013):

$$\text{tg}\alpha_{d\varphi\max} = \frac{\varphi(L - b + fr_k) - fL}{L - \varphi h_T} \quad (1 - 5)$$

Trong đó: f - hệ số cản lăn

- Khả năng ổn định ngang tĩnh của máy kéo: được đặc trưng bởi góc dốc lớn nhất của mặt đường, đồi mà máy kéo không bị lật ngang hoặc trượt ngang. Nếu máy kéo bị lật, khi đó phản lực pháp tuyến trên các bánh phía trên bị triệt tiêu $Z_2 = 0$ (hình 2).

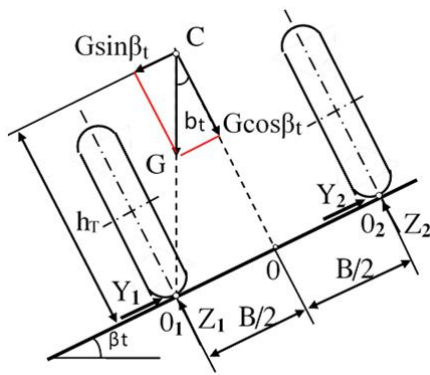
Góc dốc giới hạn lật ngang β_t được xác định theo công thức:

$$\text{tg}\beta_t = B/2h_T \quad (1 - 6)$$

Góc dốc giới hạn trượt ngang β_φ được xác định theo công thức:

$$\text{tg}\beta_\varphi = \varphi_y \quad (1 - 7)$$

Trong đó: φ_y - là hệ số bám theo phương ngang.



Hình 2. Sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo trên dốc ngang

- *Độ trượt ngang của bánh xe:* Độ trượt ngang δ_y tạo ra sự dịch chuyển của bánh xe về phía chân dốc (theo phương ngang y) do thành phần $G\sin\beta$ gây ra. Độ trượt ngang có thể được tính theo công thức của RM.Makharoblidze và đồng tác giả (2017).

$$\delta_y = \frac{1}{V} \frac{dy}{dt}; \tag{1 - 8}$$

Sự dịch chuyển ngang khi máy kéo chuyển động đều được tính theo công thức:

$$m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} = m_1 g \sin \beta - \varphi_y \delta_y \text{ và}$$

$$y = S \frac{m_1 g \sin \beta}{\varphi_y} + \left(\frac{m_1 V}{\varphi_y} \right)^2 g \sin \beta \tag{1 - 9}$$

Trong đó:

m_1 - khối lượng máy kéo; S - quãng đường di chuyển của máy kéo theo phương chuyển động x; g - gia tốc trọng trường.

- *Sự lệch hướng khi chuyển động ngang dốc:* Khi máy kéo chuyển động ngang dốc, tải trọng lên các bánh xe phía trên dốc nhỏ hơn các bánh xe phía dưới ($Z_1 > Z_2$) do đó lực cản lăn các bánh xe phía trên cũng nhỏ hơn các bánh xe phía dưới, sự chênh lệch này làm cho máy kéo có xu hướng tự quay về phía chân dốc.

Để máy kéo không bị lệch hướng theo đường đồng mức, thường xuyên phải điều khiển bánh dẫn hướng quay lên phía trên dốc, sự lệch hướng chuyển động của bánh xe sẽ làm tăng lực cản lăn, khi đó hệ số cản lăn được tính theo công thức thực nghiệm (Нонг ван Вин, 1988).

$$f_\beta = a.\beta^2 + b.\beta + f_0 \tag{1 - 10}$$

Trong đó:

a, b là các hệ số thực nghiệm;
 f_0 là hệ số cản lăn ứng với $\beta = 0$.

Góc lệch hướng γ phụ thuộc vào góc dốc β , kết cấu máy kéo và điều kiện đất đai.

- *Trường hợp máy kéo làm việc trên địa hình mấp mô:* Khi chuyển động ngang dốc trên địa hình mấp mô, các bánh xe bên phải hoặc bên trái đột ngột rơi xuống rãnh hoặc vấp phải chướng ngại vật là gốc cây, mô đất... Khi đó góc ổn định ngang sẽ là $\beta = \beta_t + \beta_{do}$; góc nghiêng β_{do} do bánh xe bị rơi xuống hố được tính theo công thức:

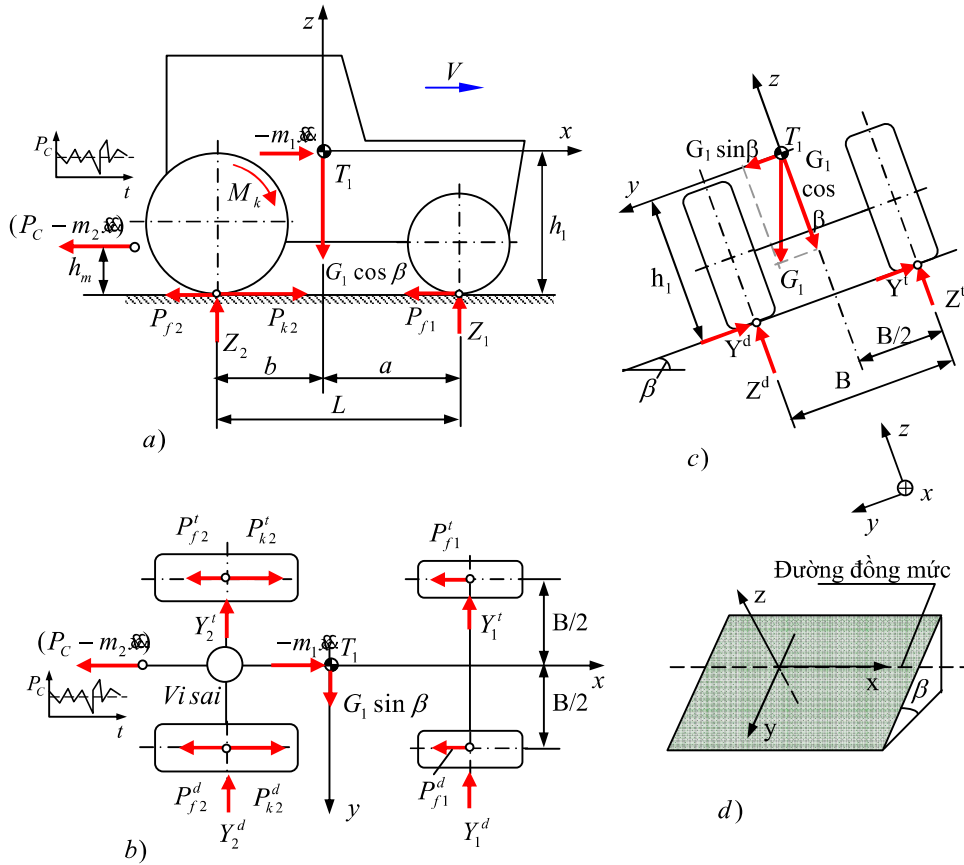
$$\sin \beta_{do} = \frac{h_d}{B} = \frac{1}{2} \text{tg} \frac{\beta_t}{2} \tag{1 - 11}$$

Trong đó: h_d - là độ sâu hố

- Ổn định ngang của máy kéo khi quay vòng: Độ trượt ngang khi quay vòng δ_y được xác định tương tự trường hợp máy kéo làm việc trên dốc ngang.

b) Khả năng kéo bám của máy kéo

Khả năng kéo bám của máy kéo phụ thuộc rất nhiều vào khả năng bám của hệ thống di động. Để đánh giá ảnh hưởng của kết cấu hệ thống di động đến khả năng kéo bám và ổn định của LHM, ta dựa trên mô hình động lực học của máy kéo trên dốc ngang, (Tô Quốc Huy et al., 2020). Mô hình động lực học của LHM cày chảo trên dốc ngang được mô tả khái quát như hình 3.



Hình 3. Mô hình tổng quát động lực học LHM cày chảo làm việc trên dốc ngang
 Trong đó: m_1, m_2 - khối lượng máy kéo và cày chảo; M_k - mô men chủ động;
 P_{k2} - lực chủ động của máy kéo; ω - gia tốc LHM;

P_{k2}^t, P_{k2}^d - lực chủ động của bánh xe phía trên và phía dưới của cầu sau;

P_{f1}^t, P_{f1}^d - lực cản lăn của bánh xe phía trên và phía dưới cầu trước;

P_{f2}^t, P_{f2}^d - lực cản lăn của bánh xe phía trên và phía dưới cầu sau;

P_{f1}, P_{f2} - lực cản lăn cầu trước và cầu sau:
 $P_{f1} = P_{f1}^t + P_{f1}^d; P_{f2} = P_{f2}^t + P_{f2}^d$

Z^t, Z^d - phản lực pháp tuyến lên các bánh xe phía trên và phía dưới dốc;

Y_1^t, Y_1^d - phản lực ngang lên bánh xe phía trên và phía dưới cầu trước;

Y_2^t, Y_2^d - phản lực ngang lên bánh xe phía trên và phía dưới cầu sau;

P_C - lực cản cày chảo, được xác định bằng thực nghiệm $P_c(t)$;

$m_2 \omega$ - lực cản quán tính của cày chảo.

- Phương trình vi phân chuyển động của LHM

Hệ phương trình vi phân chuyển động của LHM được thiết lập trường hợp không khóa vi sai như sau:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x} = 2P_k^t - P_f - P_c \\ J_k \ddot{\omega}_k^t = \frac{M_e i_T \eta_m}{2} - P_k^t r_k - f \cdot Z_k^t r_k \\ J_e \ddot{\omega}_e = M_e - M_{Ce} \end{cases} \quad (1 - 14)$$

Trong đó: P_f - lực cản lăn của máy kéo;
 $P_f = f \cdot G \cos \beta$; J_k - mô men quán tính của bánh xe; J_e - mô men quán tính quy dẫn đến trục động cơ; M_{Ce} - mô men cản trên trục động cơ.

Giải hệ phương trình vi phân (1 - 14) ta được các nghiệm: $\dot{x}(t) = V(t)$, $x(t) = \omega_i(t), \omega_e$, từ đó tính được các thành phần khác: Độ trượt của bánh xe phía trên $\delta_x^l(t)$; Lực kéo của bánh xe phía trên $P_k^l(t)$...

Hệ phương trình vi phân (1 - 14) được giải theo phương pháp giải gần đúng Runge-Kutta 4 trên phần mềm Matlab-Simulink.

Trường hợp khóa vi sai:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = P_k - P_f - P_c \\ 2J_k\ddot{\phi}_k = M_e i_T \eta_m - P_k r_k - f \cdot Z_k r_k \\ J_e\ddot{\phi}_e = M_e - M_{Ce} \end{cases} \quad (1 - 15)$$

Phương pháp giải tương tự như giải hệ phương trình (1 - 14).

- Một số chỉ tiêu làm việc của LHM và các thông số ảnh hưởng:

Để đánh giá quá trình làm việc của LHM khi làm việc trên đất dốc, nghiên cứu lựa chọn 03 chỉ tiêu chính sau:

1. Hiệu suất kéo (η_k), được xác định theo công thức:

$$\eta_k = \eta_m (1 - \delta_x) \frac{P_c}{P_c + P_f} \quad (1 - 16)$$

Trong đó: η_m - hiệu suất cơ học trong hệ thống truyền lực ($\eta_m = \text{const}$);

2. Năng suất LHM (W_h), được xác định theo công thức:

$$W_h = 0.1 \cdot B_{lv} \cdot V \cdot \eta_{sd} \quad (\text{ha/h}) \quad (1 - 17)$$

Trong đó: B_{lv} - bề rộng làm việc của cày (m); V - vận tốc trung bình LHM (km/h); η_{sd} - hệ số sử dụng thời gian.

3. Chi phí năng lượng riêng (C_{Ne}), dựa trên chi phí công suất của động cơ theo công thức:

$$C_{Ne} = \frac{N_{etb}}{W_h} \quad [\text{kW/ha}] \quad (1 - 18)$$

Trong đó: N_{etb} - chi phí công suất trung bình (kW/h).

- Các yếu tố ảnh hưởng chính đến các chỉ tiêu làm việc của LHM: Góc dốc mặt đồi (β); Lực cản cày chấu (P_C); Số truyền (i); Bề rộng cơ sở máy kéo (B); chiều cao trọng tâm máy kéo (h_T); hệ số bám (ϕ).

2.3. Tính toán các thông số kỹ thuật cải tiến hệ thống di động máy kéo

- Tính toán xác định góc giới hạn làm việc của máy kéo (hiện có), làm cơ sở xác định phương án cải tiến nâng cao độ ổn định.

- Khảo sát mô hình động lực học xác định sự ảnh hưởng của các thông số kết cấu hệ thống di động đến khả năng kéo bám và các chỉ tiêu làm việc của máy kéo, trên cơ sở đó xác định phương án cải tiến nâng cao hiệu quả làm việc. Các thông số đầu vào là lực kéo cần thiết (P_c), ở các cấp góc dốc ($\beta = 5^0, 8^0, 10^0, 11^0 \dots$); đối với cày chấu chăm sóc rừng P_c nằm trong khoảng từ 4,000 - 6,075 kN (Tô Quốc Huy et al., 2020).

- Tính toán xác định các thông số cơ bản của hệ thống di động cải tiến để đảm bảo độ an toàn và hiệu quả khi máy kéo làm việc trên đất dốc.

- Trên cơ sở các thông số kỹ thuật đã tính toán, lựa chọn bánh lốp theo tiêu chuẩn.

- Tính toán thiết kế chi tiết hệ thống di động theo bánh lốp tiêu chuẩn đã chọn.

- Kiểm tra lại góc dốc giới hạn lật và khả năng kéo bám với các thông số kỹ thuật của hệ thống di động cải tiến, nếu không đạt phải xác định lại các thông số cải tiến.

III. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Kết quả tính toán xác định góc giới hạn làm việc của máy kéo

- Góc ổn định tĩnh dọc của máy kéo theo giới hạn lật: Khi quay đầu lên dốc: $\text{tg}\alpha_t = b/h_T = 0,8$ và khi quay đầu xuống dốc: $\text{tg}\alpha'_t = (L - b)/h_T = 1,105$, (với $L = 2,0$ m; $h_T = 1,05$ m; $b = 0,84$ m).

Góc ổn định tĩnh dọc theo giới hạn lật $\alpha_t = 39^\circ$ và $\alpha'_t = 48^\circ$

- Góc ổn định dọc cực đại của máy kéo khi di chuyển lên dốc: Theo công thức (1 - 5), với hệ số bám bánh chủ động $\varphi = 0,69$; hệ số cản lăn $f = 0,085$ ta được $\text{tg}\alpha_{d\varphi\max} = 0,52$;

Góc ổn định dọc khi di chuyển lên dốc $\alpha_{d\varphi\max} = 27,5^\circ$.

- Góc ổn định ngang tĩnh của máy kéo β_t :

$$\text{tg}\beta_t = \frac{0oB}{h_T} = 0,61$$

Góc ổn định ngang tĩnh của máy kéo $\beta_t = 31,8^\circ$

- Góc ổn định ngang của máy kéo khi di chuyển trên địa hình mấp mô: Tính cho điều kiện một bánh xe rơi xuống rãnh sâu 0,25 m khi di chuyển ngang dốc,

$$\sin\beta_{do} = \frac{h_d}{B} = \frac{1}{2} \text{tg}\frac{\beta_t}{2} = 0,191$$

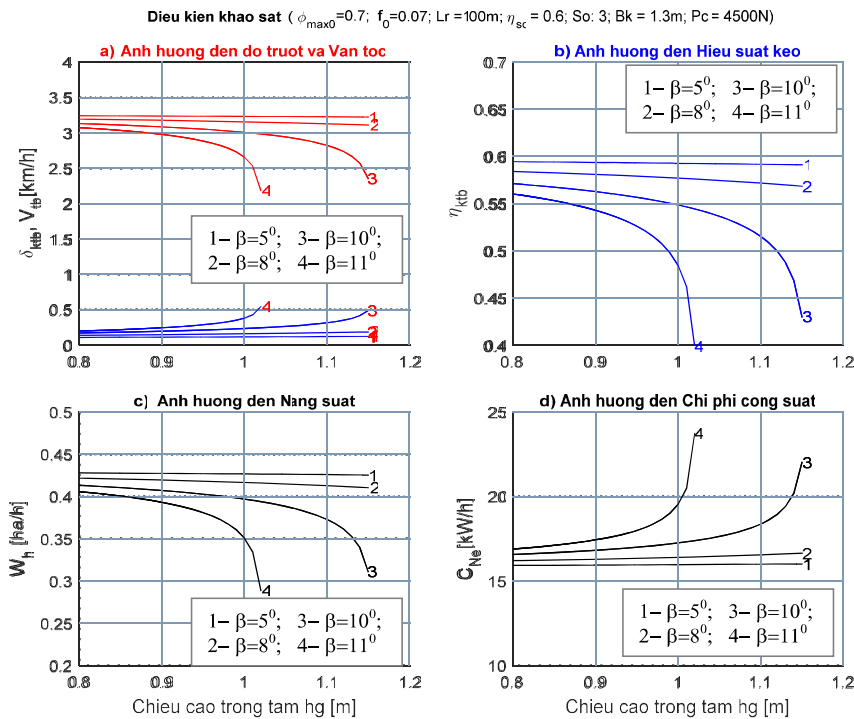
Các giá trị góc dốc ngang β_{do} xác định được là $6,5^\circ$ và 11°

Vậy góc giới hạn lật ngang của máy kéo $\beta = 31,8 - 11^\circ = 20,8^\circ$

Kết quả tính toán trên cho thấy, máy kéo gặp nguy hiểm nhất trong trường hợp chuyển động ngang dốc trên địa hình mấp mô, góc giới hạn lật ngang tĩnh $\beta_t = 31,8^\circ$ đối với mặt dốc bằng phẳng và $20,8^\circ$ đối với địa hình mấp mô. Như vậy máy kéo hoàn toàn không bị lật ngang khi làm việc ở góc dốc dưới $20,8^\circ$. Tuy nhiên, ở góc dốc này hiệu suất kéo và các chỉ tiêu làm việc của LHM rất thấp, nếu không cài khóa vi sai thì lực bám của bánh xe phía trên dốc $P_b^t = 0$.

3.2. Kết quả khảo sát ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến các chỉ tiêu làm việc của LHM máy kéo

- Ảnh hưởng của chiều cao trọng tâm máy kéo đến các chỉ tiêu làm việc của LHM với các góc dốc khác nhau được biểu diễn bằng đồ thị như trên hình 4.

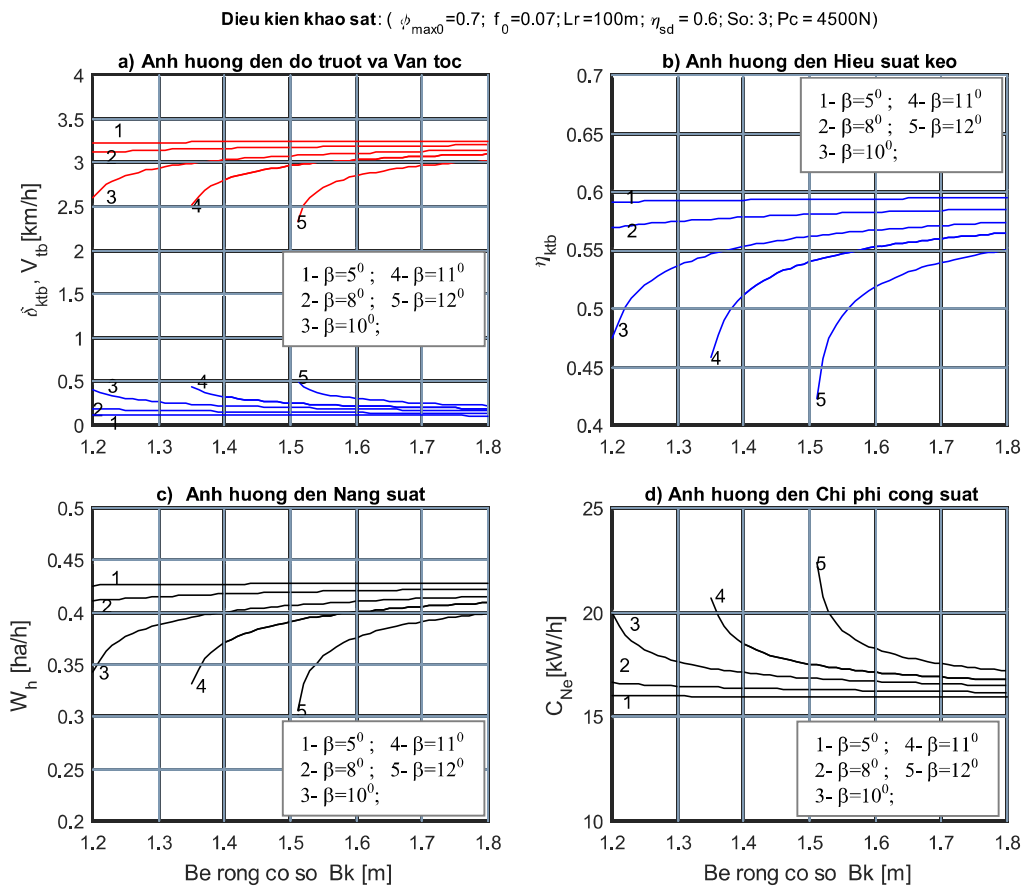


Hình 4. Đồ thị ảnh hưởng của chiều cao trọng tâm đến các chỉ tiêu làm việc với các góc dốc khác nhau

Nhận xét: Khi làm việc ở góc dốc dưới 50, chiều cao trọng tâm máy kéo ít ảnh hưởng đến các chỉ tiêu làm việc của LHM, nhưng ở góc dốc trên 100 chiều cao trọng tâm có ảnh hưởng khá lớn, ở góc dốc 110 ứng với $h_T = 1,05$ m (của máy kéo Yanmar F535D nguyên bản) hiệu suất kéo η_k đạt dưới 40%, chi phí công suất tăng hơn 2 lần so với góc dốc dưới 5°. Như vậy, máy kéo Yanmar

F535D làm việc kém hiệu quả ở góc dốc trên 10° và không thể làm việc ở góc dốc ngang trên 11°, nếu giảm chiều cao trọng tâm xuống dưới 1,0 m ($h_T < 1,0$ m) LHM có thể làm việc ở góc dốc đến 11°.

- Ảnh hưởng của bề rộng cơ sở máy kéo đến các chỉ tiêu làm việc của LHM với các góc dốc khác nhau được biểu diễn bằng đồ thị như trên hình 5.

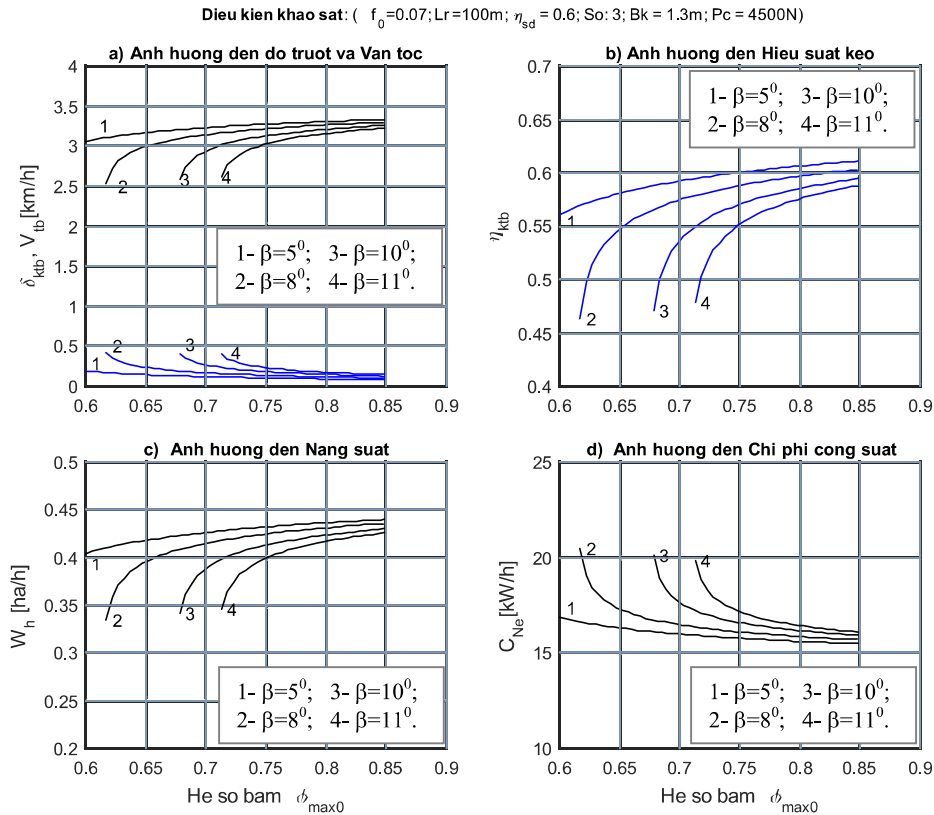


Hình 5. Đồ thị ảnh hưởng của bề rộng B đến các chỉ tiêu làm việc với các góc dốc khác nhau

Nhận xét: Kết quả khảo sát cho thấy, bề rộng cơ sở của máy kéo ảnh hưởng rất lớn đến các chỉ tiêu làm việc của LHM trên đất dốc, góc dốc càng cao sự ảnh hưởng càng lớn; với $B = 1,3$ m, các chỉ tiêu làm việc của LHM đạt rất thấp khi góc dốc lên trên 10°, thậm chí LHM không thể làm việc được ở góc dốc trên

11° với cấp lực kéo $P_c = 4500$ N. Nếu tăng bề rộng cơ sở của máy kéo lên trên 1,6 m, LHM có thể làm việc ở góc dốc đến 12°.

- Ảnh hưởng của hệ số bám ϕ đến các chỉ tiêu làm việc của LHM với các góc dốc khác nhau như trên hình 6.



Hình 6. Đồ thị ảnh hưởng của hệ số bãm đến các chỉ tiêu làm việc với các góc dốc khác nhau

Nhận xét: Khả năng bãm của hệ thống di động có ảnh hưởng khá lớn đến các chỉ tiêu làm việc của LHM trên đất dốc, ở góc dốc trên 8° các chỉ tiêu làm việc giảm khá lớn, ở góc dốc trên 11° LHM không làm việc được với cấp lực kéo $P_c = 4.500 N$ khi ϕ dưới 0,70.

Kết quả khảo sát cho thấy, khi làm việc trên đất dốc thì độ cao trọng tâm, bề rộng cơ sở và hệ số bãm có ảnh hưởng rất lớn đến các chỉ tiêu làm việc của LHM, ở góc dốc 10° các chỉ tiêu làm việc giảm đáng kể, khi góc dốc tăng trên 11° các chỉ tiêu làm việc đạt rất thấp, thậm chí LHM không thể làm việc được ở cấp lực kéo $P_c = 4.500 N$ với các thông số h_T, B, ϕ của máy kéo Yanmar F535D nguyên bản.

3.3. Phương án cải tiến và kết cấu cơ bản hệ thống di động

Kết quả tính toán, khảo sát trên cho thấy, khả năng ổn định dọc của máy kéo cao hơn nhiều

so với ổn định ngang, sự trượt thường xảy ra trước hiện tượng lật, các thông số chiều cao trọng tâm h_T , bề rộng cơ sở B và hệ số bãm ϕ có ảnh hưởng rất lớn đến khả năng kéo bãm và ổn định của máy kéo. Do vậy, để nâng cao tính ổn định và hiệu quả làm việc của máy kéo trên đất dốc cần phải hạ thấp trọng tâm, tăng bề rộng cơ sở máy kéo và tăng khả năng bãm của bánh xe.

- Phương án tăng bề rộng cơ sở của máy kéo:

- 1) Nối dài bán trục cầu trước và sau máy kéo,
- 2) Thay đổi kết cấu khung máy kéo, 3) Thay đổi kết cấu la-zăng bánh xe... Phương án được chọn là thay đổi kết cấu la-zăng bánh xe, thiết kế la-zăng có mâm lệch bên theo kiểu la-zăng bánh xe kép, như vậy vẫn đảm bảo tăng bề rộng cơ sở mà không làm thay đổi kết cấu khung, bán trục máy kéo.

Từ điều kiện khảo sát ảnh hưởng của các kết cấu hệ thống di động đến chỉ tiêu làm việc của LHM, ta chọn được bề rộng cơ sở máy kéo là $B = 1,63$ m. Kích thước này hoàn toàn phù hợp với điều kiện canh tác trong lâm nghiệp, máy kéo có thể di chuyển linh hoạt giữa các hàng cây với cự ly trồng từ 2,5 - 3,0 m để thực hiện các công việc chăm sóc, bảo vệ rừng.

- Phương án hạ thấp trọng tâm máy kéo:
 1) Giảm đường kính bánh xe; 2) Bổ sung trọng vật với chiều cao thấp; 3) Thay đổi kết cấu máy kéo... Phương án chọn là giảm đường kính bánh xe với lý do: Máy kéo làm việc trên đất dốc không phải khắc phục hiện tượng sụt lầy như trên ruộng nước, đơn giản về kết cấu và phù hợp với điều kiện chế tạo của Việt Nam. Tuy nhiên, giảm đường kính bánh xe vẫn phải đảm bảo độ cao cần thiết của gầm máy kéo để vượt chướng ngại vật và cơ động khi làm việc.

Căn cứ kết quả khảo sát ảnh hưởng của độ cao trọng tâm đến các chỉ tiêu làm việc, ta chọn h_T

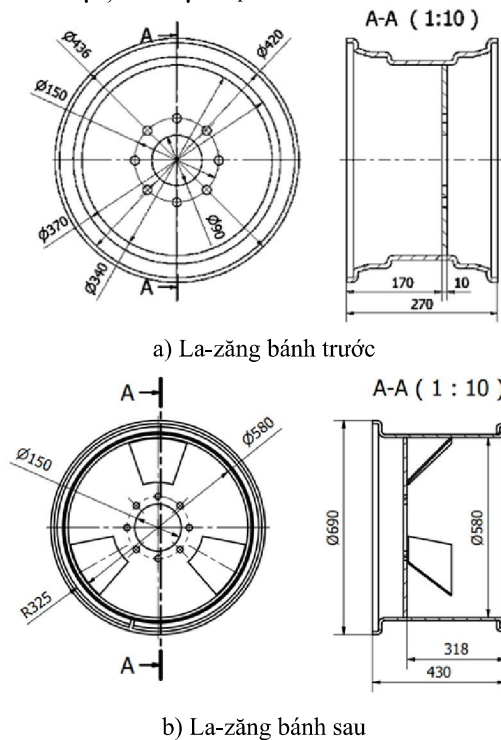
$= 0,96$ m, thấp hơn so với máy kéo nguyên bản là 0,09 m. Trên cơ sở đó lựa chọn được bánh lốp trước và sau có đường kính nhỏ hơn tương ứng so với bánh lốp nguyên bản.

- Phương án tăng khả năng bám của bánh xe:
 1) Tăng diện tích tiếp xúc của bánh lốp với mặt đường, bằng cách sử dụng lốp xe có bề rộng B lớn hơn; 2) Sử dụng lốp có kết cấu mẫu bám phù hợp với đất dốc lâm nghiệp (tăng khả năng bám theo chiều dọc và chiều ngang).

Lựa chọn cỡ lốp: Trên cơ sở đường kính và phương án tăng khả năng bám của bánh xe, lựa chọn lốp theo tiêu chuẩn đối với máy kéo, lốp trước cỡ 10 - 16,5 (Đường kính: 772 mm; bề rộng b là: 264 mm) và lốp sau cỡ 17,5 - 24. (Đường kính: 1255 mm; bề rộng B là: 450 mm).

- Thiết kế La-zăng bánh xe:

Trên cơ sở lốp đã chọn, tiến hành tính toán thiết kế la-zăng bánh xe, kết quả tính toán thiết kế la-zăng bánh trước và sau như trên hình 7.



Hình 7. Bản vẽ thiết kế la-zăng bánh trước và bánh sau máy kéo

- *Kết quả kiểm tra độ bền:* La-zăng bánh xe sau khi thiết kế được lựa chọn vật liệu chế tạo là thép SKD11, kết quả kiểm tra độ bền biến dạng trên phần mềm Inventor Professional

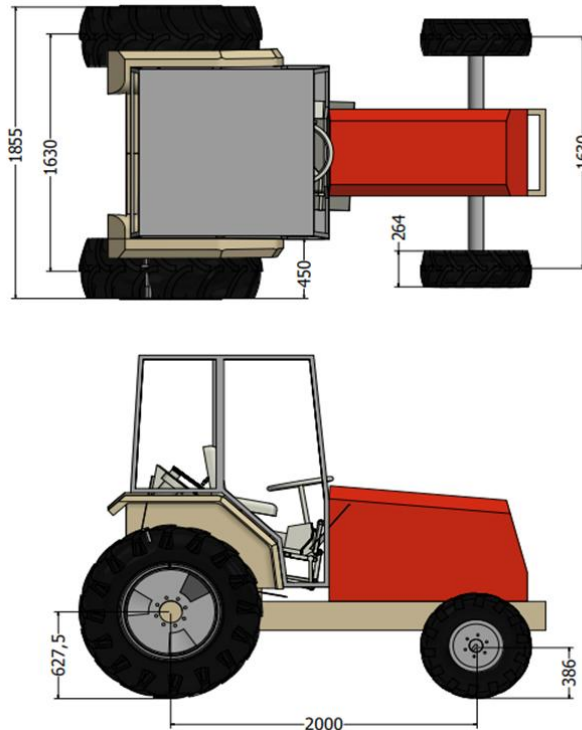
2020 hoàn toàn đảm bảo. Với hệ thống di động mới các thông số kỹ thuật cơ bản của máy kéo được ghi trong bảng 1.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của MK Yanmar F535D trước và sau cải tiến

STT	Thông số kỹ thuật	Đơn vị	MK nguyên bản	MK cải tiến
1	Chiều dài cơ sở máy kéo (L)	mm	2000	2000
2	Bề rộng cơ sở (B_t)	mm	1300	1630
3	Cỡ lốp bánh trước		8.3 - 20	10 - 16.5
4	Cỡ lốp bánh sau		14.9 - 28	17.5 - 24
5	Trọng lượng máy kéo	N	17550	18300
6	Chiều cao trọng tâm (h_T)	cm	105	96
7	Góc ổn định dọc tĩnh (α_t)	độ	39,0	41,2
8	Góc ổn định dọc khi di chuyển ($\alpha_{d\phi max}$)	độ	27,5	29,1
9	Góc ổn định ngang tĩnh (β_t)	độ	31,8	40,3
10	Góc ổn định ngang khi di chuyển trên đường mấp mô (β_{do})	độ	20,8	31,3

Với sự thay đổi trên, góc dốc giới hạn lật (β_{do}) của máy kéo khi làm việc trên dốc ngang đã tăng từ $20,8^0$ lên $31,3^0$.

Kích thước cơ sở của máy kéo sau khi cải tiến hệ thống di động trên hình 8.



Hình 8. Kích thước cơ sở của máy kéo sau khi cải tiến hệ thống di động

3.4. Kết quả khảo sát mô hình LHM với máy kéo lắp hệ thống di động cải tiến

Kết quả khảo sát mô hình LHM với máy kéo lắp hệ thống di động nguyên bản ($h_T = 1,05$ m; $B = 1,3$ m; $f = 0,085$; $\varphi = 0,690$) và hệ thống

di động cải tiến ($h_T = 0,96$ m; $B = 1,63$ m; $f = 0,0886$; $\varphi = 0,737$) với lực cản cày $P_c = 4500$ N ở các góc dốc khác nhau được ghi trong bảng 2.

Bảng 2. Một số kết quả các chỉ tiêu làm việc của LHM với hệ thống di động cải tiến

Góc dốc (β)	Chỉ tiêu	Đơn vị	MK nguyên bản	MK lắp HT di động cải tiến	So sánh hiệu quả %
9 độ	Vận tốc LHM (V)	km/h	2,6834	2,921	+ 8,9
	Độ trượt (δ_x)	-	0,2743	0,150	- 45,3
	Hiệu suất kéo (η_k)	-	0,5072	0,548	+ 8,0
	Năng suất cày (W_h)	ha/h	0,3542	0,385	+ 8,7
	Chi phí công suất (C_{Ne})	kW/ha	18,6687	17,271	- 7,5
10 độ	Vận tốc LHM (V)	km/h	Máy bị trượt hoàn toàn	2,8925	Máy kéo nguyên bản không làm việc được
	Độ trượt (δ_x)	-		0,1669	
	Hiệu suất kéo (η_k)	-		0,5422	
	Năng suất cày (W_h)	ha/h		0,3818	
	Chi phí công suất (C_{Ne})	kW/ha		17,4648	
12 độ	Vận tốc LHM (V)	km/h	-	2,7822	-
	Độ trượt (δ_x)	-	-	0,2261	
	Hiệu suất kéo (η_k)	-	-	0,5208	
	Năng suất cày (W_h)	ha/h	-	0,3673	
	Chi phí công suất (C_{Ne})	kW/ha	-	18,1837	
13,6 độ	Vận tốc LHM (V)	km/h	-	2,0316	-
	Độ trượt (δ_x)	-	-	0,5385	
	Hiệu suất kéo (η_k)	-	-	0,3799	
	Năng suất cày (W_h)	ha/h	-	0,2682	
	Chi phí công suất (C_{Ne})	kW/ha	-	24,9289	

Kết quả khảo sát cho thấy, LHM với hệ thống di động cải tiến vẫn làm việc khá hiệu quả ở góc dốc trên 10^0 , trong khi đó LHM với hệ thống di động nguyên bản chỉ làm việc được đến góc dốc tối đa là 9^0 . Các chỉ tiêu làm việc của LHM đạt khá cao, ở góc dốc 9^0 hiệu suất kéo tăng 8%, năng suất tăng 8,7% và chi phí nhiên liệu trên một đơn vị diện tích cày giảm 7,5% so với LHM với hệ

thống di động nguyên bản; ở góc dốc 12^0 , hiệu suất kéo vẫn đạt 52%, năng suất LHM là 3,67 ha/h. Như vậy, với hệ thống di động mới, LHM có thể làm việc khá hiệu quả ở góc dốc đến 12^0 (tương ứng độ dốc 26,6%) và tối đa đến $13,6^0$. Đối với LHM với máy kéo lắp hệ thống di động nguyên bản không thể làm việc được ở góc dốc trên 9^0 với lực cản cày theo yêu cầu $P_c = 4500$ N.

IV. KẾT LUẬN

- Kết quả khảo sát ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến các chỉ tiêu làm việc dựa trên mô hình động lực học LHM đã cho phép xác định được phương án, thông số thiết kế cải tiến hệ thống di động khá tối ưu.

- Khi làm việc trên đất dốc, máy kéo bị trượt trước khi bị lật, góc giới hạn lật ngang của liên hợp máy kéo Janmar F535D với cày chảo là $20,8^{\circ}$, trong khi đó LHM bị trượt hoàn toàn ở góc dốc 10° với lực cản cày $P_c = 4500$ N.

- Hệ thống di động cải tiến đã nâng cao tính ổn định và khả năng kéo bám của LHM cày ngầm làm việc trên đất dốc của lâm nghiệp, các chỉ tiêu làm việc của LHM với hệ thống di động mới đều cao hơn so với khi lắp hệ thống di động nguyên bản, LHM làm việc khá hiệu quả ở góc dốc đến 12° và tối đa là $13,6^{\circ}$ với lực cản cày $P_c = 4500$ N.

- Kết quả nghiên cứu cho thấy, có thể thay thế hệ thống di động cải tiến tương tự cho một số máy kéo sử dụng trong nông nghiệp làm việc trên đất dốc của lâm nghiệp, nâng cao tính đa năng và hiệu quả sử dụng máy kéo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Cần, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng, 2000. Lý thuyết ô tô - máy kéo, NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
2. Tô Quốc Huy, Nông Văn Vin, Đoàn Văn Thu, 2020. Xây dựng mô hình động lực học kéo của liên hợp máy kéo với cày chảo khi làm việc trên dốc ngang; Tạp chí Nông nghiệp và PTNT số 16/2020 (ISSN 1859 - 4681).
3. Nông Văn Vin, 2013. Động lực học chuyên động ô tô máy kéo. Giáo trình, Học viện Nông nghiệp Việt Nam.
4. R. M. Makharoblidze*, I. M. Lagvilava, B. B. Basilashvili, R. M. Khazhomia, 2017. Influence of slip on lateral displacement of the tractor on slope, J. Annals of Agrarian Science 15.
5. П. А. Амелеченко, 1978. Колсные тракторы для работы на склонах, "Машиностроение", Москва.
6. Нонг ван вин, 1988. Изследване на сцено-теглителните свойства на колесен трактора върху наплечен наклон, Дисертация, България.
7. <https://www.keletagro.com/en/compact-tractors/used-japanese-compact-tractors/t-2007/yanmar-f535d>. Ngày truy cập: 17 tháng 5 năm 2019.

Email tác giả liên hệ: quochuycnr@gmail.com

Ngày nhận bài: 16/10/2020

Ngày phản biện đánh giá và sửa chữa: 20/10/2020

Ngày duyệt đăng: 26/10/2020