



NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH ĐỘNG LỰC HỌC PHI TUYẾN TÍNH HỘP GIẢM TỐC HÀNH TINH HAI CẤP SỬ DỤNG CHO TÒI TRỤC MỎ

Trần Ngọc Minh^{1,*}, Trần Đức Huân², Hoàng Tiến Chiến², Lê Văn Lợi¹

¹Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin, 565 Nguyễn Trãi, Hà Nội, Việt Nam

²Trường Đại học Mỏ - Địa Chất, 18 Phố Viên, Đông Ngạc, Hà Nội, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYỂN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 05/12/2025

Ngày nhận bài sửa: 10/01/2026

Ngày chấp nhận đăng: 15/01/2026

^{1,*}Tác giả liên hệ:

Email: mr.ngocminh2709@gmail.com

TÓM TẮT

Hộp giảm tốc hành tinh được sử dụng rộng rãi cho tời trục mỏ nhờ khả năng truyền mô men lớn, kết cấu nhỏ gọn và hiệu suất cao. Tuy nhiên, trong điều kiện làm việc thực tế với tải trọng lớn và chế độ vận hành biến đổi, hộp giảm tốc hành tinh chịu tác động mạnh của các yếu tố phi tuyến, làm phát sinh dao động phức tạp và ảnh hưởng đến độ ổn định, độ bền và độ tin cậy của thiết bị. Trong nghiên cứu này, mô hình của hộp giảm tốc hành tinh hai cấp của tời trục mỏ JK2.5×2.0 được xây dựng trên phần mềm CAD 3D (Inventor, Solidworks), đồng thời, mô hình động lực học của hệ truyền động được thiết lập trên cơ sở phần mềm mô phỏng động lực học đa vật thể CAE (Ansys Workbench) để nghiên cứu động lực học của hệ thống. Bài toán động lực học và chạm được giải bằng bộ giải LS-DYNA theo phương pháp động lực học phi tuyến, cho phép mô phỏng chính xác quá trình tiếp xúc – tách rời, trượt – lăn, truyền xung lực và lan truyền sóng ứng suất trong thời gian ngắn. Kết quả mô phỏng cho thấy, quá trình va chạm làm xuất hiện các đỉnh lực tiếp xúc và ứng suất động lớn tại một số cặp ăn khớp đặc trưng, biên độ dao động tăng mạnh theo mức xung kích và độ lớn khe hở, dẫn đến nguy cơ tập trung ứng suất và hư hỏng sớm ở vùng chân răng và bề mặt tiếp xúc. Đồng thời, kết quả mô phỏng động lực học cũng chỉ ra rằng va đập ăn khớp giữa bánh răng hành tinh cấp hai và vành răng là nguồn gây rung động chủ yếu, trong thực tế sản xuất, có thể giảm thiểu va đập ăn khớp bánh răng bằng cách lựa chọn các phương thức bôi trơn khác nhau. Nghiên cứu cung cấp cơ sở khoa học cho việc lựa chọn tham số kết cấu, thiết kế tối ưu khe hở – độ cứng hệ, cũng như đề xuất giải pháp giảm chấn và nâng cao độ ổn định động lực học của hộp giảm tốc hành tinh sử dụng trong tời trục mỏ...

Từ khóa: tời trục mỏ, hộp giảm tốc hành tinh, mô phỏng động lực học, ăn khớp, kích thích.

@ Hội Khoa học và Công nghệ Mỏ Việt Nam

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong các vận tải mỏ hầm lò, tời trục mỏ giữ vai trò đặc biệt quan trọng, quyết định trực tiếp đến năng suất khai thác, mức độ an toàn và độ tin cậy vận hành của toàn bộ mỏ. Để đáp ứng yêu cầu tải trọng lớn, làm việc liên tục, điều kiện môi trường khắc nghiệt và không gian lắp đặt hạn chế, các tời trục mỏ hiện đại ngày càng ưu tiên sử dụng hộp giảm tốc hành tinh nhiều cấp, trong đó hộp giảm tốc hành tinh hai cấp được áp dụng rộng rãi nhờ ưu điểm về khả năng truyền mô men lớn, kích thước gọn, hiệu suất cao và phân bố tải tương đối đều.

Tuy nhiên, trong quá trình làm việc thực tế, hộp

giảm tốc hành tinh của tời trục mỏ thường chịu tải trọng biến đổi lớn, chịu tác động đồng thời của dao động khởi động – hãm, thay đổi tốc độ nâng hạ, va đập tải và sai lệch lắp ráp. Các yếu tố này làm cho hệ truyền động không còn tuân theo quy luật tuyến tính đơn giản, mà thể hiện rõ các đặc tính động lực học phi tuyến, như độ cứng ăn khớp biến thiên theo thời gian, khe hở ăn khớp, sai số truyền động, ma sát và tương tác dao động giữa các cấp truyền. Đây chính là nguyên nhân chủ yếu dẫn đến dao động mạnh, cộng hưởng, gia tăng ứng suất động và suy giảm độ tin cậy làm việc của hộp giảm tốc tời trục mỏ.

Mặc dù trong những năm gần đây đã có nhiều



nghiên cứu về động lực học hộp giảm tốc hành tinh, song phần lớn các công trình mới chỉ tập trung vào hệ truyền động hành tinh một cấp hoặc các hệ hành tinh hai cấp phục vụ robot, ô tô hoặc thiết bị công nghiệp thông thường. Các nghiên cứu chuyên sâu về động lực học phi tuyến của hộp giảm tốc hành tinh hai cấp trong điều kiện tải nặng, chế độ làm việc đặc thù của tời trục mỏ vẫn còn hạn chế. Đặc biệt, các vấn đề liên quan đến tương tác động lực học giữa hai cấp hành tinh, sự lan truyền dao động và cơ chế cộng hưởng trong toàn hệ truyền động chưa được phân tích đầy đủ và hệ thống [1]-[10].

Xuất phát từ yêu cầu thực tiễn nêu trên, việc nghiên cứu động lực học phi tuyến của hộp giảm tốc hành tinh hai cấp sử dụng cho tời trục mỏ là hết sức cần thiết và có ý nghĩa khoa học cũng như thực tiễn cao. Nghiên cứu này nhằm làm rõ quy luật phát sinh dao động, đặc tính cộng hưởng và

ảnh hưởng của các tham số kết cấu - vận hành đến tính ổn định động lực học của hộp giảm tốc, qua đó đề xuất cơ sở khoa học cho thiết kế, tính toán và tối ưu hóa hộp giảm tốc hành tinh dùng trong các tời trục mỏ hầm lò, góp phần nâng cao độ tin cậy, an toàn và tuổi thọ thiết bị.

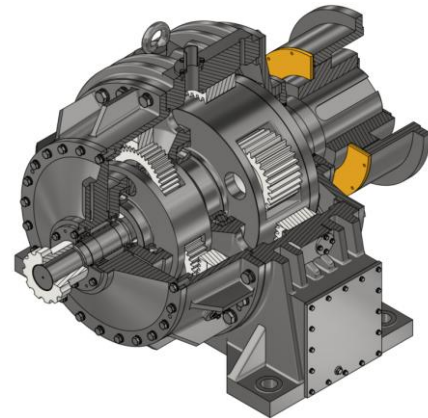
2. DỮ LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Giới thiệu tổng quan về hộp giảm tốc tời trục mỏ

Trong các công ty than hầm lò Việt Nam hiện nay, các loại hộp giảm tốc dùng cho các hệ thống tời trục giếng nghiêng cũng rất đa dạng, như thể hiện trong Hình 1, chủ yếu bao gồm: hộp giảm tốc trục song song một trục vào, hộp giảm tốc trục song song hai trục vào, hộp giảm tốc bánh răng phân dòng công suất kiểu đồng trục và hộp giảm tốc hành tinh dạng thân khai.



(a) hệ thống tời JK-2,5x2,0P



(b) mô hình hộp giảm tốc hành tinh

Hình 1. Mô hình tời JK-2,5x2,0P và hộp giảm tốc hành tinh

Hộp giảm tốc bánh răng hành tinh hai cấp có các đặc điểm như kích thước nhỏ gọn, trọng lượng nhẹ, khả năng chịu tải cao và tính ổn định vận hành tốt, nên được sử dụng rộng rãi trong các thiết bị

mỏ. Sơ đồ kết cấu điển hình được thể hiện trên Hình 1. Hộp giảm tốc NBD-900 sử dụng bố trí truyền động hành tinh hai cấp, với cả hai cấp đều là truyền động với ba bánh hành tinh.

Bảng 1. Thông số bánh răng hộp giảm tốc hành tinh

TT	Tên gọi	Thông số bộ truyền		Ghi chú
		Sơ cấp (cấp 1)	Thứ cấp (cấp 2)	
1	Số răng bánh mặt trời (Z_1)	16	24	
2	Số răng bánh hành tinh (Z_2)	41	29	
3	Số răng vành răng trong (Z_3)	101	84	
4	Số bánh hành tinh (k)	3	3	
5	Mô đun răng (m)	8	11	
6	Chiều rộng răng (B)	110	200	
7	Tỷ số truyền (i)	7,31	4,5	



Bảng 2. Thông số kỹ thuật chính hộp giảm tốc hành tinh NBD-900

TT	Thông số kỹ thuật chính	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Công suất dẫn động (N)	kW	315	
2	Momen trục ra (T_5)	N.m	124168	
3	Tốc độ trục vào (n_1)	r/min	740	
4	Tỷ số truyền chung (i_c)	-	31,5	
5	Hệ số làm việc KA	-	1,75	

2.2. Lý thuyết phân tích đặc tính động lực học phi tuyến

2.2.1. Lý thuyết tiếp xúc động lực học va đập

Nghiên cứu nguyên lý cơ bản của trạng thái động lực học trong hộp giảm tốc hành tinh nhiều cấp, xác định các loại hình và bản chất của kích thích động lực là vấn đề then chốt đầu tiên để xây dựng mô hình động lực học và nghiên cứu các đặc tính động lực học của nó. Kích thích động lực của hộp giảm tốc hành tinh nhiều cấp được chia thành hai nhóm chính là kích thích bên trong và kích thích bên ngoài [11]. Kích thích bên ngoài là các tác động từ bên ngoài hệ thống lên hệ truyền động, chủ yếu bao gồm mô men dẫn động của nguồn động lực và mô men cản của tải trọng làm việc. Sự thay đổi của mô men dẫn động và mô men tải ảnh hưởng đến đáp ứng động của hộp giảm tốc hành tinh nhiều cấp chủ yếu thông qua quá trình truyền công suất trong hệ truyền động bánh răng.

Đối với đa số các trường hợp, hệ thống được nghiên cứu là một môi trường liên tục được cấu thành từ vô số phần tử có khối lượng, độ cứng và độ đàn hồi. Chuyển động dao động tự do của hệ nhiều bậc tự do được mô tả bằng phương trình vi phân dưới dạng ma trận [12]:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (1)$$

Trong đó: $[M]$, $[C]$, $[K]$ lần lượt là ma trận: khối lượng; cản; độ cứng của hệ thống tương ứng lần lượt với các ma trận tương ứng: gia tốc; vận tốc; chuyển vị của các điểm trong hệ là $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$, $\{x\}$.

Đối với hệ nhiều bậc tự do không xét đến cản trong phân tích dao động tự do của phương pháp phần tử hữu hạn, phương trình vi phân chuyển động được viết như sau:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2)$$

Nghiệm của phương trình thuần nhất là dao động điều hòa có dạng:

$$\{x\} = \{\phi\}_i \cos \omega_i t \quad (3)$$

Trong đó, $\{\phi\}$ là véc tơ riêng tương ứng với tần số riêng bậc i ; ω là tần số riêng bậc i của hệ, t là thời gian.

$$([K] - \omega^2 [M])\{\phi\}_i = \{0\} \quad (4)$$

Trong đó, $[K]$ trong bài toán giải phi tuyến là ma trận độ cứng tiếp tuyến, bao gồm các yếu tố phi tuyến hình học và phi tuyến vật liệu của mô hình.

Nhiều phương pháp số có thể được sử dụng để giải phương trình (4). Trong đó, phương pháp Lanczos được sử dụng để giải bài toán giá trị riêng của các mô hình có số bậc tự do lớn, không những có tốc độ tính toán nhanh mà còn hạn chế được hiện tượng mất giá trị riêng [12]. Với:

$$\{\phi\}_i = \{Q\}\{\eta\} \quad (5)$$

Kết quả có được:

$$\frac{1}{\{\omega\}^2} \{Q\}^T [M] \{Q\} \{\eta\} = \{Q\}^T [K]^{-1} [M] \{Q\} \{\eta\}$$

(6)

Tiến hành biến đổi ma trận thu được:

$$\{Q\}^T [M] \{Q\} = \{I\} \quad (7)$$

$$\{Q\}^T [M] [K]^{-1} [M] \{Q\} = \{T\} \quad (8)$$

Khi $\{T\}$ là ma trận chéo đối xứng, bài toán tìm trị riêng được chuyển đổi thành:

$$\frac{1}{\{\omega\}^2} \{\eta\} = \{T\} \{\eta\} \quad (9)$$

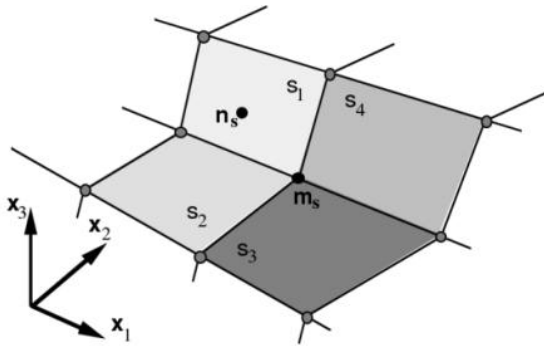
Phương trình (9) có thể được giải bằng phương pháp tiêu chuẩn QL để xác định các trị riêng.

2.2.2. Lý thuyết đặc tính tiếp xúc động lực học va đập

Trong nghiên cứu này, do hộp giảm tốc hành tinh hai cấp có số lượng bề mặt tiếp xúc lớn và trạng thái tiếp xúc phức tạp. Vì vậy, tác giả lựa chọn phương pháp hàm phạt đối xứng (Symmetric Penalty Function Method - SPFM) để xử lý tiếp xúc giữa các cặp bánh răng ăn khớp cũng như tiếp xúc

giữa vòng trong và vòng ngoài của ổ lăn. Nguyên lý của phương pháp này: trước hết xác định các bề mặt tiếp xúc tại các cặp ăn khớp bánh răng và giữa vòng trong - vòng ngoài ổ lăn. Sau đó, tại mỗi bước thời gian trong quá trình giải, kiểm tra xem các nút có xảy ra hiện tượng xuyên lấn qua bề mặt tiếp xúc hay không. Nếu không có xuyên lấn thì không thực hiện xử lý bổ sung; nếu có xuyên lấn, sẽ đưa vào giữa nút bị xuyên và bề mặt chủ một lực tiếp xúc giao diện đủ lớn, có độ lớn tỷ lệ với độ sâu giao thoa và độ cứng của bề mặt tiếp xúc [11], [12].

Bước 1: Tìm kiếm tiếp xúc, đối với mỗi nút của các phần tử thuộc những bộ phận đã được định nghĩa bề mặt tiếp xúc từ trước, tiến hành tìm kiếm. Lấy nút n_s làm ví dụ, trước tiên tìm nút m_s gần n_s

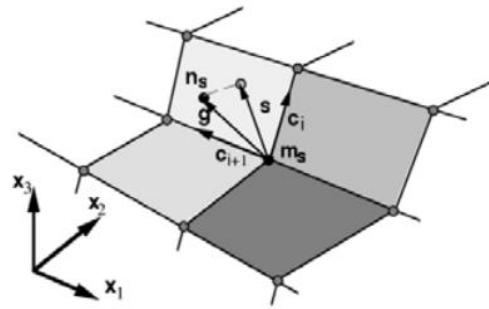


Hình 2. Tìm kiếm và nhận dạng tiếp xúc

nhất. Nếu n_s và m_s không trùng nhau, thì theo công thức (10) tiến hành kiểm tra xem các mặt phần tử s_1, s_2, s_3, s_4 liên kết với nút m_s có tiếp xúc với nút n_s hay không.

$$\begin{cases} (C_i \times S) \cdot (C_i \times C_{i+1}) > 0 \\ (C_i \times S) \cdot (S \times C_{i+1}) > 0 \end{cases} \quad (10)$$

Trong đó: C_i và C_{i+1} hai véc tơ cạnh của mặt phần tử chính tại điểm m_s ; véc tơ $S = g - (gm)m$ là véc tơ g được chiếu lên mặt phần tử chính; còn $m = C_i C_{i+1} / |C_i C_{i+1}|$, g chính là véc tơ nối từ nút m_s hướng đến nút n_s .



Hình 3. Hình chiếu của vector g trên bề mặt tiếp xúc

Nếu trong trường hợp nút n_s tiến rất gần hoặc nằm đúng trên đường giao tuyến của hai mặt phần tử, thì các bất đẳng thức nêu trên có thể không thể xác định rõ ràng. Khi đó, cần tiếp tục thực hiện các bước kiểm tra bổ sung để xác định chính xác trạng thái tiếp xúc giữa nút và các mặt phần tử liên quan ta có, theo [11], [12]:

$$S = \max \left(g \times \frac{C_i}{|C_i|} \right) i = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (11)$$

Bước 2: Sau khi xác định được mặt tiếp xúc, tiến hành xác định vị trí điểm tiếp xúc và kiểm tra xem nút n_s có xuyên qua mặt tiếp xúc hay không. Nếu nút xuyên qua mặt tiếp xúc, thì sẽ áp dụng một lực tiếp xúc theo phương pháp tuyến giữa nút tới và mặt tiếp xúc.

$$f_n = k \times p \quad (12)$$

Trong đó: p là lượng xuyên pháp tuyến của nút tiếp xúc đến mặt mục tiêu, k là độ cứng tiếp xúc.

$$k = \begin{cases} \alpha \times K \times A^2 / V \\ \alpha \times K \times A / L \end{cases} \quad (13)$$

Trong đó: K là thể tích mô hình của phần tử tiếp xúc; A là diện tích vùng tiếp xúc; L là chiều dài đường chéo nhỏ nhất của phần tử; V là thể tích phần tử; α là hệ số thu nhỏ, lấy bằng 0,1.

Nếu lực tiếp xúc pháp tuyến tại nút là cực đại, thì lực ma sát, hệ số ma sát cực đại. Giả sử thời điểm trước đó (t_n), lực ma sát tại nút phụ (n_s) là F^n , thì tại thời điểm hiện tại (t_{n+1}), lực ma sát khả dĩ (lực ma sát thử) được xác định bởi: $F^* = F^n - k\Delta\alpha$, với k là độ cứng bề mặt tiếp xúc; $\Delta\alpha$ là chênh lệch lượng xuyên thấu của nút (n_s), giữa 2 thời điểm trước và sau. Lực ma sát tại thời điểm hiện tại được xác định theo công thức [11], [12]:

$$F^{n+1} = \begin{cases} F^*, & \text{khi } |F^*| \leq F_Y \\ F_Y F^* / |F^*|, & \text{khi } |F^*| > F_Y \end{cases} \quad (14)$$

Theo định luật III Newton, có thể tính toán lực ma sát tại các nút trên bề mặt phần tử chính. Giả sử hệ số ma sát tĩnh là μ_s , hệ số ma sát động là μ_d , thì hệ số ma sát tổng hợp được xác định theo biểu thức sau:

$$\mu = \mu_d + (\mu_s - \mu_d) e^{-C|V|} \quad (15)$$

Trong đó: V là tốc độ tương đối của 2 vật thể tiếp xúc; C là hệ số suy giảm, trong nghiên cứu này, lựa chọn giá trị 0,01.

2.1.3. Thuật toán hiển thị cho bài toán động lực học tiếp xúc

Đối với hệ cơ khí sau khi được rời rạc hóa bằng phương pháp phần tử hữu hạn, phương trình chuyển động có dạng [11]:

$$M\ddot{U}_t + C\dot{U}_t = KU_t = P_t \tag{16}$$

Trong đó: M, C, K lần lượt là ma trận khối lượng, ma trận cản và ma trận độ cứng của hệ đã được rời rạc hóa; $\ddot{U}_t; \dot{U}_t; U_t$ lần lượt là véc tơ gia tốc, vận tốc và chuyển vị của hệ tại thời điểm t ; P_t là tải trọng ngoài tác dụng lên hệ. Lấy bước thời gian là Δt , áp dụng phương pháp sai số trung tâm để xác định gia tốc và vận tốc của hệ theo thời gian.

$$\begin{cases} \ddot{U}_t = (U_{t+\Delta t} - 2U_t + U_{t-\Delta t})/(\Delta t)^2 \\ \dot{U}_t = (U_{t+\Delta t} - U_{t-\Delta t})/2\Delta t \end{cases} \tag{17}$$

Thay biểu thức (17) vào biểu thức (16) ta có:

$$MU_{t+\Delta t} = P_t \tag{18}$$

Trong đó:

$$M = \left[\frac{1}{(\Delta t)^2} M + \frac{1}{2\Delta t} C \right] \tag{19}$$

$$P_t = P(t) - \left[K - \frac{2}{(\Delta t)^2} M \right] U_t - \left[\frac{1}{(\Delta t)^2} M + \frac{1}{2\Delta t} C \right] U_{t-\Delta t} \tag{20}$$

Trong đó: M là ma trận khối lượng hiệu dụng của hệ thống; P_t là ma trận tải trọng hiệu dụng tác dụng lên hệ, có:

$$\ddot{U}_{t=0} = M^{-1} (P_{t=0} - C\dot{U}_{t=0} - KU_{t=0}) \tag{21}$$

$$U_{-\Delta t} = U_{t=0} - \Delta t \dot{U}_{t=0} + \frac{(\Delta t)^2}{2} \ddot{U}_{t=0} \tag{22}$$

Từ biểu thức $MU_{t+\Delta t} = P_t$ có thể xác định được $U_{t+\Delta t}$.

Trong quá trình phân tích tiếp xúc động lực học - va đập, để bỏ sót tiếp xúc. Để ngăn ngừa, bước thời gian tính toán phải thỏa mãn điều kiện sau [12]:

$$\Delta t \leq \Delta t^{crit} = \frac{2}{\omega_{max}} \tag{23}$$

Trong đó: ω_{max} là tần số góc lớn nhất của hệ thống. Bước thời gian Δt được xác định bởi kích

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy} + \tau_{xz} + \tau_{yz})^2 \right]} \tag{26}$$

thước phần tử và các tính chất vật liệu, có thể tính theo công thức sau:

$$\Delta t = \frac{Tssf \times L}{c} \tag{24}$$

Trong đó, $Tssf$ là hệ số thu nhỏ bước thời gian, lấy $Tssf = 0,9$; L là chiều dài đặc trưng của phần tử; c là vận tốc truyền âm trong vật liệu, được xác định theo công thức:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\sigma^2)}} \tag{25}$$

Ở đây: E, ρ, σ lần lượt là mô đun đàn hồi, khối lượng riêng và hệ số Poisson của vật liệu.

2.3. Xây dựng mô hình phân tích động lực học

2.3.1. Xây dựng mô hình

Do mô hình thực thể của hộp giảm tốc hành tinh (3D) gồm rất nhiều chi tiết bộ phận và kết cấu phức tạp, những chi tiết như gờ cao, vành vô giảm khối lượng, lỗ tròn, vát mép, bu lông... gần như có ảnh hưởng không đáng kể đến kết quả phân tích, do vậy tác giả đã tiến hành đơn giản hóa và lược bỏ phù hợp để thuận tiện cho việc tính toán chia lưới và chạy giải. Trong quá trình xây dựng mô hình phần tử hữu hạn, việc lựa chọn loại phần tử có ảnh hưởng quan trọng đến thời gian tính toán và độ chính xác của kết quả mô phỏng. So với mô hình phần tử tứ diện, mô hình phần tử lục diện có đặc tính biến dạng tốt hơn và độ chính xác cao hơn [12].

2.3.2. Thiết lập thuộc tính vật liệu

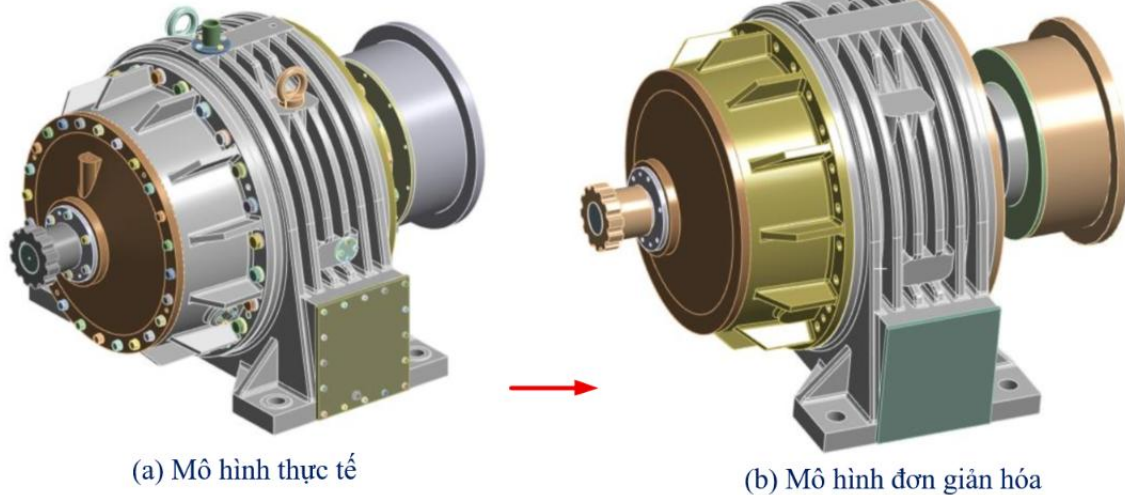
Căn cứ vào đặc tính cơ học của vật liệu kim loại sử dụng trong hộp giảm tốc hành tinh NBD-900 sử dụng cho tời trục mỏ JK-2.5×2.0P, trong nghiên cứu này, tác giả lựa chọn mô hình vật liệu đàn hồi đẳng hướng MAT-PLASTIC-KINEMATIC để tiến hành nghiên cứu phân tích động lực học phi tuyến theo thời gian. Sau khi, vật liệu đạt tới giới hạn chảy, ứng suất của nó tuân theo quy luật bền hóa tuyến tính. (σ_e là ứng suất của vật liệu,

ϵ_e là biến dạng; σ_y là giới hạn chảy của vật liệu; E là mô đun đàn hồi. E_{TAN} là mô hình tiếp tuyến của vật liệu. Đối với vật liệu đẳng hướng, việc xác định biến dạng đàn hồi của vật liệu được thực hiện dựa trên tiêu chuẩn của ứng suất bền chảy) [12].



Trong đó: $\sigma_x; \sigma_y; \sigma_z$ lần lượt là ứng suất theo hướng (x, y, z) , N; $\tau_{xy}; \tau_{yz}; \tau_{xz}$ lần lượt là ứng suất cắt của mặt phẳng xy, yz, xz , N.

Khi $\sigma_e > \sigma_y$, Các tham số vật liệu sử dụng cho từng bộ phận của hộp giảm tốc hành tinh máy tời BDY-900 được trình bày trong Bảng 3.



(a) Mô hình thực tế

(b) Mô hình đơn giản hóa

Hình 4. Mô hình phân tích động lực học hộp giảm tốc hành tinh

2.3.2. Thiết lập thuộc tính vật liệu

Căn cứ vào đặc tính cơ học của vật liệu kim loại sử dụng trong hộp giảm tốc hành tinh NBD-900 sử dụng cho tời trục mỏ JK-2.5×2.0P, trong nghiên cứu này, tác giả lựa chọn mô hình vật liệu đàn hồi đẳng hướng MAT-PLASTIC-KINEMATIC để tiến hành nghiên cứu phân tích động lực học phi tuyến theo thời gian. Sau khi, vật liệu đạt tới

giới hạn chảy, ứng suất của nó tuân theo quy luật bền hóa tuyến tính. (σ_e là ứng suất của vật liệu, ε_e là biến dạng; σ_y là giới hạn chảy của vật liệu; E là mô đun đàn hồi. E_{TAN} là mô hình tiếp tuyến của vật liệu. Đối với vật liệu đẳng hướng, việc xác định biến dạng đàn hồi của vật liệu được thực hiện dựa trên tiêu chuẩn của ứng suất bền chảy) [12].

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy} + \tau_{xz} + \tau_{yz})^2 \right]} \quad (26)$$

Trong đó: $\sigma_x; \sigma_y; \sigma_z$ lần lượt là ứng suất theo hướng (x, y, z) , N; $\tau_{xy}; \tau_{yz}; \tau_{xz}$ lần lượt là ứng suất cắt của mặt phẳng xy, yz, xz , N.

Khi $\sigma_e > \sigma_y$, Các tham số vật liệu sử dụng cho từng bộ phận của hộp giảm tốc hành tinh máy tời BDY-900 được trình bày trong Bảng 3.

Bảng 3. Tham số vật liệu của hộp giảm tốc tời trục JK-2.5×2.0P

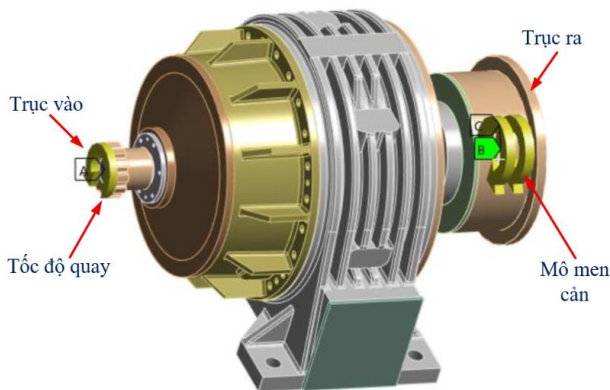
TT	Chi tiết	Vật liệu	Mô đun đàn hồi (MPa)	Khối lượng riêng (kg/m ³)	Hệ số Poisson (-)	Giới hạn bền chảy (MPa)
1	Trục răng (bánh mặt trời cấp 1,2)	SNCM420	(MPa)	78700	0,28	980
2	Bánh liên kết cấp 2 trục vào	42CrMo	206000	78500	0,28	550
3	Mặt đầu của gối đỡ vỏ hộp	S35	206000	78000	0,25	310
4	Bộ phận khác vỏ hộp	S35	205000	78700	0,3	235
5	Giá bảo vệ giá đỡ hành tinh cấp 1	C45	205000	78700	0,3	580

TT	Chi tiết	Vật liệu	Mô đun đàn hồi (MPa)	Khối lượng riêng (kg/m ³)	Hệ số Poisson (-)	Giới hạn bền chảy (MPa)
6	Bánh răng hành tinh cấp 1, 2	SCM420	210000	78700	0,26	1260
7	Vành răng cấp 1, 2	40CrMo	206000	78500	0,3	590
8	Trục hành tinh cấp 1; 2	40CrMo	206000	79000	0,28	785
9	Giá hành tinh cấp 2	C45	206000	78000	0,3	835

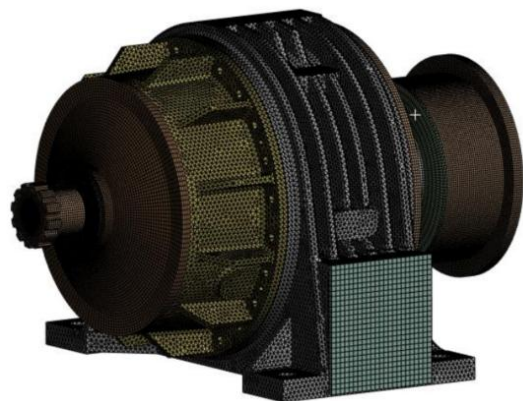
2.3.3. Thiết lập tải trọng và điều kiện biên

Căn cứ vào thực tế làm việc và cơ sở tính toán chế độ làm việc của hộp giảm tốc hành tinh sử dụng cho tời trục mỏ giếng nghiêng loại JK-

2.5×2.0P đang làm việc trong các đơn vị than hầm lò thuộc TKV. Các thông số đầu vào, xem Hình 5 và Bảng 4.



Hình 5. Xác định tải trọng và điều kiện biên



Hình 6. Chia lưới mô hình

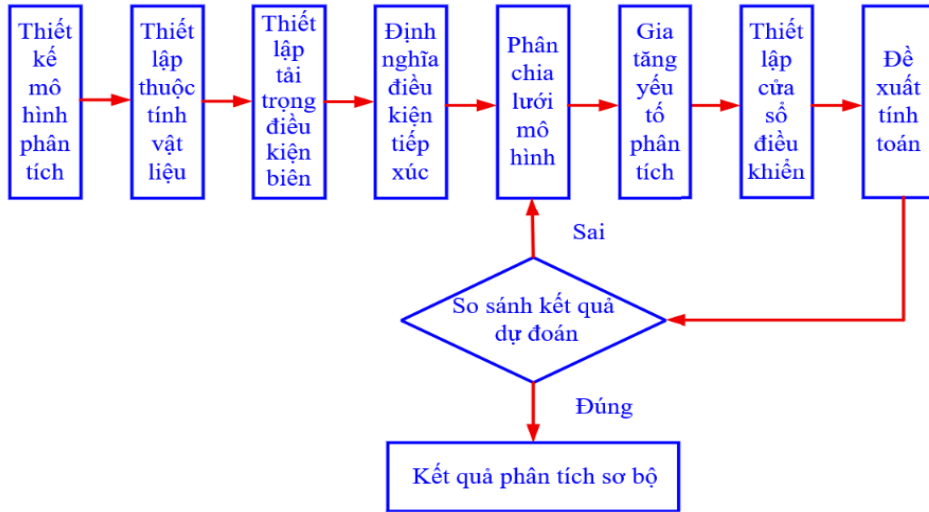
Bảng 4. Thông số tải trọng và điều kiện biên

TT	Thông số làm việc	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Mã hiệu thiết bị		NBD-900	
2	Công suất động cơ	kW	315	
3	Tốc độ quay động cơ	r/min	740	
4	Mô men trục ra	kN.m	125	
5	Tỷ số truyền cấp 1	-	7.31	
6	Tỷ số truyền cấp 2	-	4,31	

2.3.4. Tính toán phân tích và chia lưới mô hình

Trước hết, phải kiểm tra tính liên tục của lưới bằng cách xem xét: các cạnh tự do của phần tử; kết nối các bộ phận; phần tử trùng lặp và nút trùng lặp; các tham số hình học của phần tử. Nếu các phần tử bị biến dạng hoặc xoắn quá mức sẽ ảnh hưởng đến quá trình tính toán và cần được chỉnh sửa về dạng hình học chấp nhận được [11], [12].

Tại bề mặt trục vào và trục ra của hộp giảm tốc hành tinh, một đoạn lưới vỏ cứng hỗ trợ được thiết lập, lưới chia vỏ hộp này được liên kết nút với các phần tử lục diện của trục nhằm bảo đảm quá trình truyền động trong hệ truyền động của tời trục. Mô hình phần tử hữu hạn hoàn chỉnh của toàn bộ hộp giảm tốc hành tinh được tính toán với tổng cộng 872269 phần tử và 1167058 nút (Hình 6).



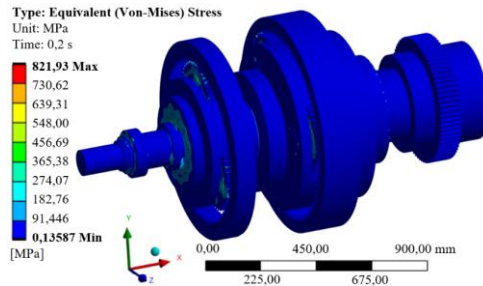
Hình 7. Lưu trình mô phỏng phân tích hộp giảm tốc [11], [12]

2.4. Kết quả và phân tích

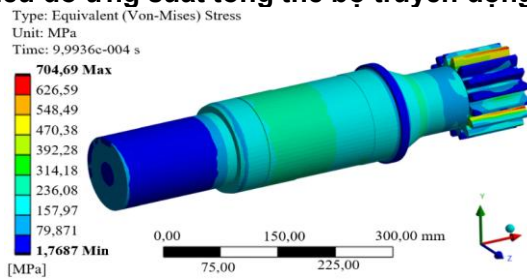
2.4.1. Kết quả phân tích đặc tính động học hệ truyền động hành tinh

Căn cứ kết quả phân tích mô phỏng thu được quy luật phân bố ứng suất - biến dạng của các chi tiết trong hệ truyền động hành tinh, đồng thời làm rõ đặc điểm phân bố ứng suất tại các vùng ăn khớp

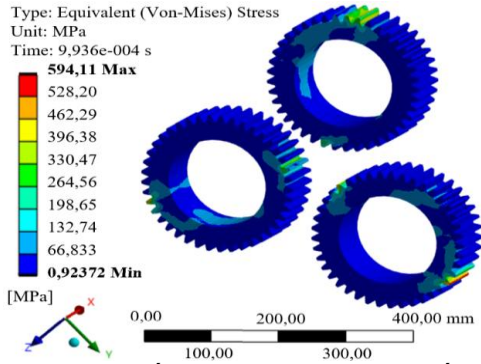
bánh răng, vùng liên kết khớp nối cũng như đặc tính rung động của bộ truyền, kết quả tạo cơ sở lý thuyết, làm cơ sở cho quá trình điều chỉnh thiết kế và phân tích động lực học và tối ưu hóa trong quá trình thiết kế và chế tạo hộp giảm tốc hành tinh loại NBD-900 và các mẫu tương tự, các kết quả mô phỏng phân tích (Hình 8 ÷ Hình 12).



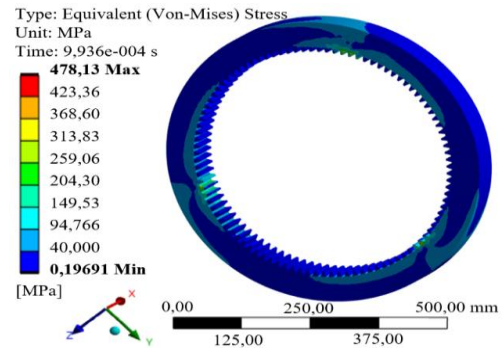
Hình 8. Biểu đồ ứng suất tổng thể bộ truyền động hành tinh



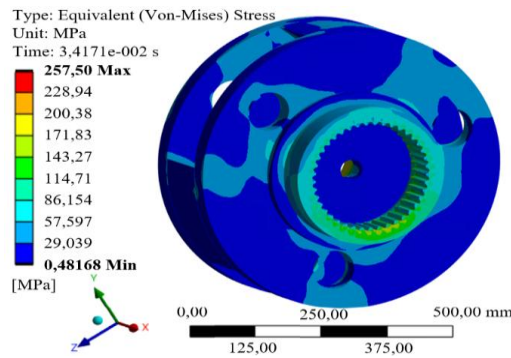
(a) ứng suất trên trục vào (bánh răng mặt trờicấp 1)



(b) ứng suất các bánh hành tinh cấp 1

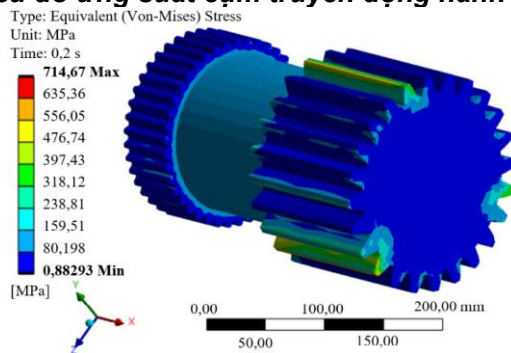


(c) ứng suất trên vành răng cấp 1

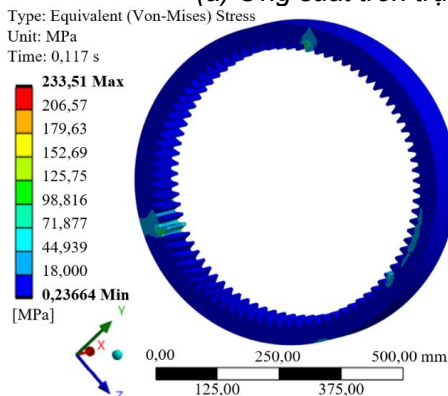


(d) ứng suất giá hành tinh cấp 1

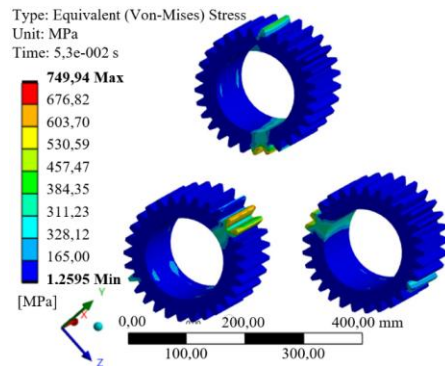
Hình 9. Biểu đồ ứng suất cụm truyền động hành tinh sơ cấp



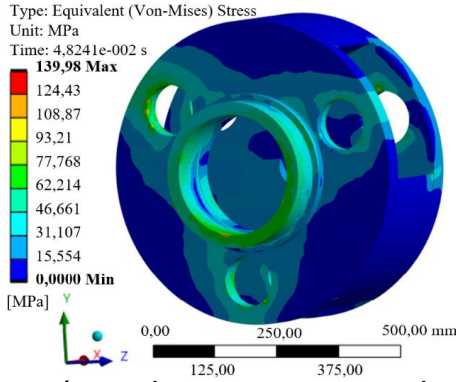
(a) Ứng suất trên trục nối 2 cụm hành tinh (bánh mặt trời)



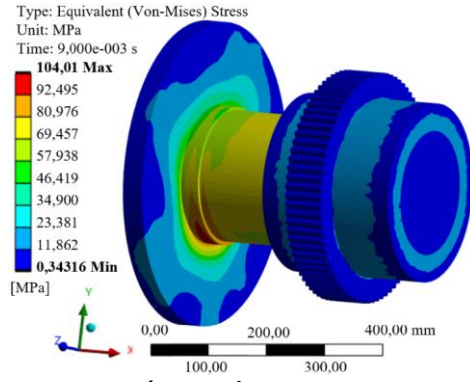
(b) Ứng suất trên vành răng 2



(c) Ứng suất trên các bánh hành tinh 2



(d) Ứng suất trên giá hành tinh số 2



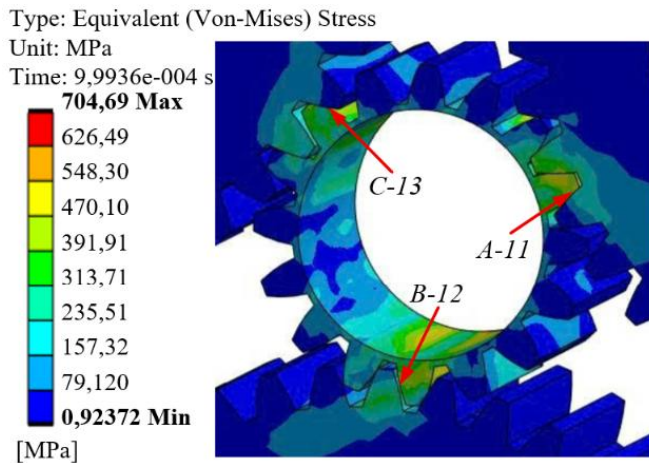
(e) Ứng suất trên trục ra

Hình 10. Biểu đồ ứng suất cụm truyền động hành tinh thứ cấp

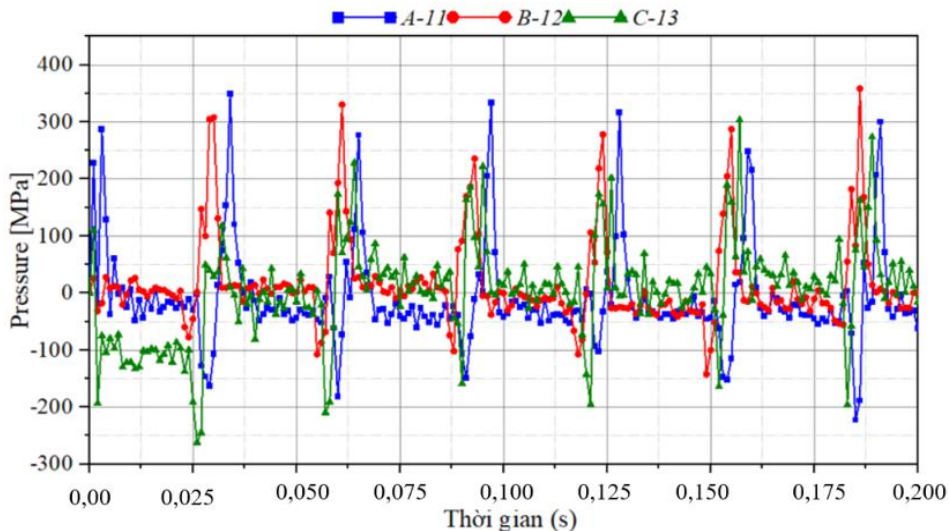
2.4.2. Kết quả phân tích đặc tính ứng suất chân răng

Khi các răng bánh tham gia quá trình ăn khớp và thoát khớp, giá trị ứng suất của phần tử tương ứng xuất hiện các đỉnh cực đại. Trong toàn bộ quá trình từ khi bắt đầu ăn khớp đến khi hoàn toàn thoát khớp, ứng suất trên bề mặt răng xuất hiện ba

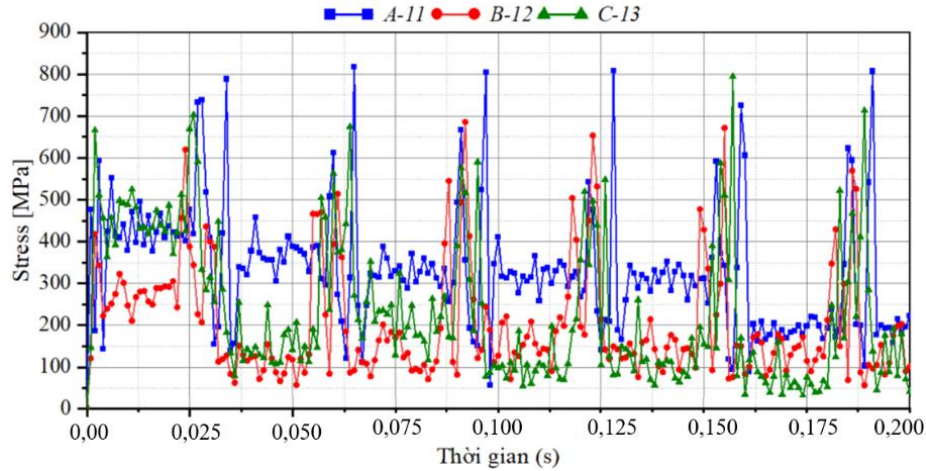
đỉnh, trong đó hai đỉnh đầu là ứng suất chân răng, còn đỉnh thứ ba là ứng suất tiếp xúc sinh ra do phần tử chân răng bánh răng mặt trời (bánh răng trung tâm) được chọn tiếp xúc với bánh răng hành tinh (Hình 11 ÷ Hình 12).



(a) Biểu đồ ứng suất chân răng

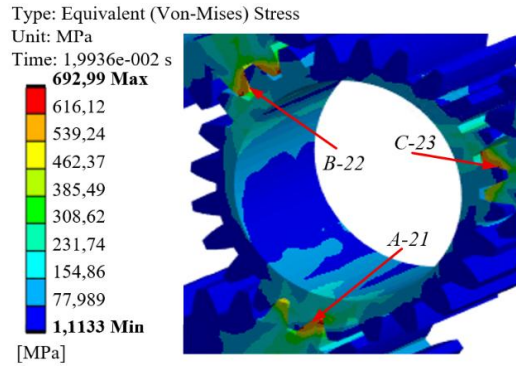


(b) Đồ thị biến đổi áp lực chân răng theo thời gian

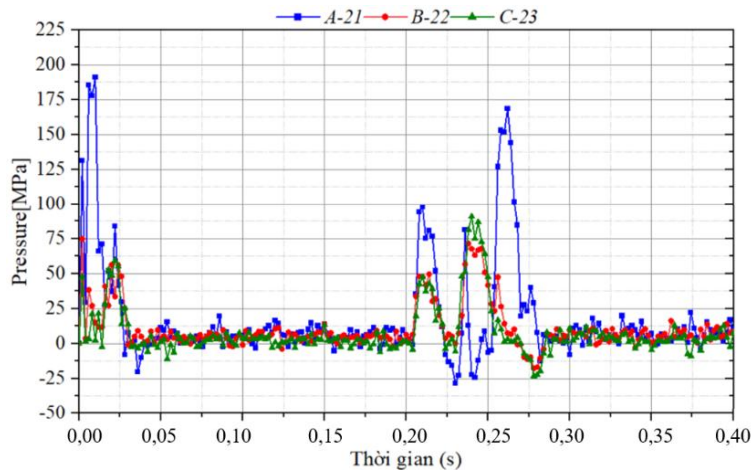


(c) Đồ thị biến đổi ứng suất chân răng theo thời gian

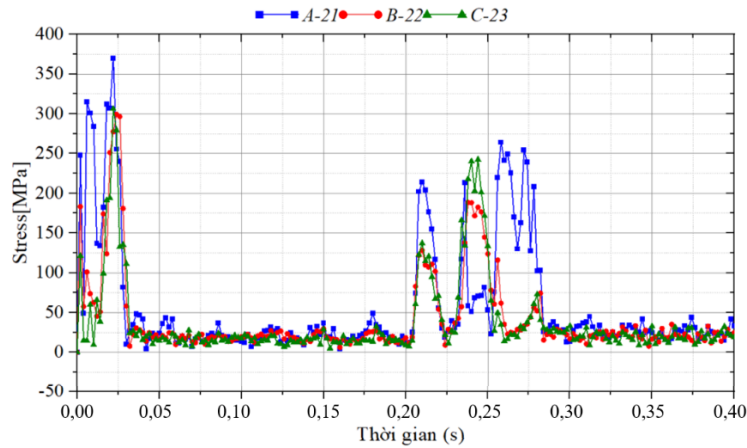
Hình 11. Đồ thị biến đổi ứng suất và áp lực chân răng theo thời gian bộ hành tinh cấp 1



(a) Biểu đồ ứng suất chân răng



(b) Đồ thị biến đổi áp lực chân răng theo thời gian



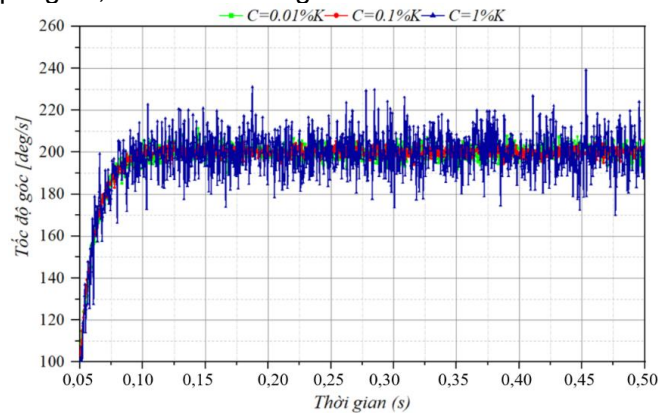
(c) Đồ thị biến đổi ứng suất chân răng theo thời gian

Hình 12. Đồ thị biến đổi ứng suất và áp lực chân răng theo thời gian bộ hành tinh cấp 2

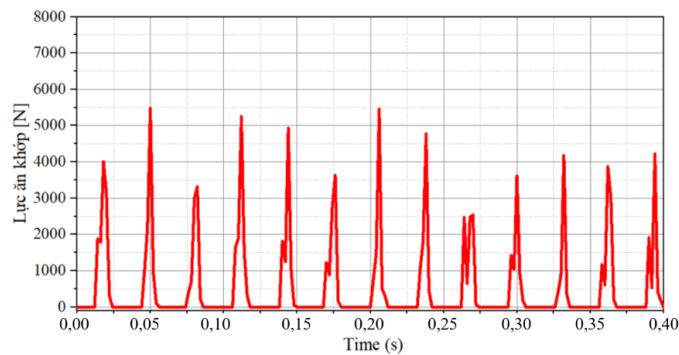
2.4.3. Kết quả phân tích lực ăn khớp và hệ số giảm chấn của bộ truyền

Thiết lập tốc độ dẫn động là 740 r/min, mô men là 125000Nm, bánh răng mặt trời và bánh răng hành tinh thuộc ăn khớp ngoài, còn bánh răng

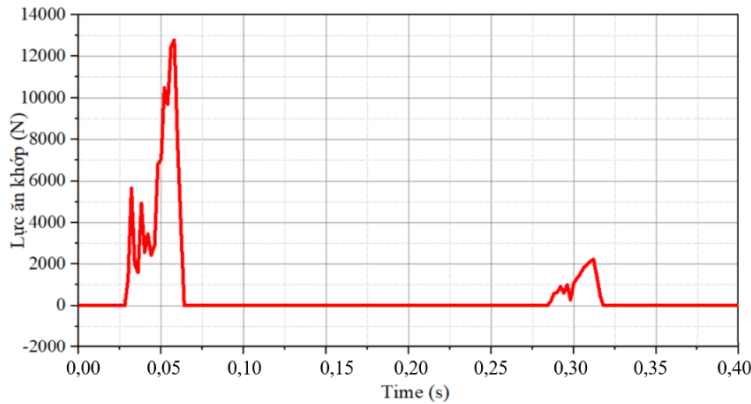
hành tinh và vành răng thuộc ăn khớp trong. Kết quả mô phỏng tốc độ đầu ra của vành răng và lực ăn khớp của vị trí bất kỳ của 2 cấp bánh răng bộ truyền hành tinh (Hình 13 ÷ Hình 15).



Hình 13. Tốc độ góc đầu ra của vành răng biến thiên theo thời gian



Hình 14. Lực ăn khớp vị trí C-13 cụm hành tinh cấp 1



Hình 15. Lực ăn khớp vị trí B-22 cụm hành tinh cấp 2

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Xem xét kết quả Hình 8 và Hình 9 (a) có thể thấy, ứng suất của bề mặt răng bánh răng mặt trời phân bố chủ yếu tại vùng chân răng của các răng đang ăn khớp. Ứng suất phân bố không đồng đều theo chiều rộng răng, phần cuối của răng có ứng suất lớn hơn. Điều này xuất phát từ hiện tượng tải lệch theo chiều rộng răng trong quá trình ăn khớp giữa bánh răng mặt trời và bánh răng hành tinh. Từ Hình 9 (b) và Hình 9 (c) thấy rằng, ứng suất của vành răng và bánh răng hành tinh cho thấy tại các vị trí ăn khớp giữa ba bánh răng hành tinh và vành răng đều xuất hiện ứng suất lớn. Ứng suất phân bố đều theo chiều rộng răng tại vùng ăn khớp, không xuất hiện hiện tượng tải lệch rõ rệt. Từ Hình 9 (d) cho thấy phân bố ứng suất của giá đỡ hành tinh, trong đó ứng suất lớn tập trung chủ yếu tại khu vực kết nối giữa giá hành tinh và khớp nối. Tại phần đỉnh răng của bề mặt răng ăn khớp xuất hiện hiện tượng tập trung ứng suất rất lớn. Nguyên nhân là do trong quá trình ăn khớp giữa mặt răng ngoài của khớp nối và mặt răng trong của bánh răng đối ứng, phần lớn thời gian toàn bộ chiều cao răng đều nằm trong trạng thái tiếp xúc. Đồng thời, góc ở phần đỉnh của răng phía trong nhỏ, dẫn đến hiện tượng tập trung ứng suất.

Từ Hình 10 thấy, so với bộ truyền cấp 1, mức độ “đồng đều” của phân bố ứng suất giữa các nhánh hành tinh kém hơn, các vùng ứng suất cực đại có xu hướng tập trung mạnh hơn lên một số bánh hành tinh/đoạn ăn khớp nhất định, thay vì phân bố tương đối cân bằng như cụm sơ cấp. Có thể giải thích về cơ chế, sự khác biệt này là do cụm thứ cấp nhạy hơn với sai lệch động và ràng buộc kết cấu do nằm phía sau chuỗi truyền công suất, đồng thời hiệu quả phân tải dựa vào “sự nổi” của bánh răng mặt trời bị suy giảm khi số bánh răng hành tinh giảm và ràng buộc hệ lớn hơn, dẫn đến phân bố tải không đồng đều.

Từ Hình 11 và Hình 12 nhận thấy, sự thay đổi đường cong biến thiên theo thời gian của áp suất chân răng và ứng suất tại cùng một vị trí phần tử chân răng tương ứng của ba bánh răng hành tinh được chọn. Do giai đoạn đầu hệ thống tăng tốc, áp suất và ứng suất ăn khớp của ba phần tử có sự sai khác lớn, khi tốc độ ổn định, giá trị áp suất và ứng suất của các phần tử gần như tương đương nhau, cho thấy hệ truyền động hành tinh cấp một có khả năng phân bố tải tốt.

Từ Hình 13 có thể thấy rằng: khi hệ số giảm chấn $C = 0,01\%K$ giá trị vận tốc góc của vành răng dao động lớn, chuyển động của vành răng không ổn định, khi $C = 0,1\%K$ giá trị vận tốc góc biến thiên êm, tốc độ đầu ra của vành răng ổn định, còn khi $C = 1\%K$, giá trị vận tốc góc dao động rõ rệt, tốc độ quay đầu ra của vành răng không ổn định. Tổng hợp các kết quả cho thấy, việc tăng hợp lý hệ số giảm chấn ăn khớp giữa các bánh răng giúp nâng cao tính ổn định chuyển động của vành răng, tuy nhiên hệ số giảm chấn quá lớn hoặc quá nhỏ đều sẽ làm cho chuyển động của vành răng trở nên không ổn định.

Từ Hình 14, Hình 15 có thể thấy rằng lực ăn khớp của cặp ăn khớp giữa vành răng và bánh răng hành tinh của 2 cấp truyền động đều biến thiên theo chu kỳ. Do truyền động cấp một làm việc theo sơ đồ bánh mặt trời vào, giá hành tinh và vành răng cùng ra, dẫn đến phân bố công suất không đều, xuất hiện hiện tượng biến thiên lực ăn khớp lớn và đường cong có dao động tổng thể tương đối mạnh. Đường cong lực ăn khớp của truyền động cấp hai tương đối êm và ổn định, cho thấy phân bố lực đồng đều, khả năng chịu tải tốt, cấp tốc độ thấp chịu tải lớn, phù hợp với yêu cầu cân bằng công suất. Lực ăn khớp của cặp ăn khớp cấp 1 lớn hơn rõ rệt so với cặp ăn khớp cấp 2, cho thấy hệ số độ cứng càng lớn thì lực tác dụng lên bánh răng hành tinh và vành răng càng lớn, do đó nguy cơ xảy ra hư hỏng tương đối cao hơn.



Nhìn chung, các kết quả phân tích cho thấy hộp giảm tốc hành tinh hai cấp trong hộp giảm tốc tời trục mỏ chịu ảnh hưởng mạnh của các yếu tố động lực học phi tuyến như độ cứng ăn khớp biến thiên, tiếp xúc phi tuyến và giảm chấn. Các đặc trưng về ứng suất chân răng, lực ăn khớp và đáp ứng tốc độ góc là cơ sở khoa học quan trọng để đánh giá độ ổn định động học, xác định các vị trí nguy hiểm và định hướng thiết kế, tối ưu hóa kết cấu hộp giảm tốc hành tinh trong điều kiện làm việc thực tế của tời trục mỏ.

4. KẾT LUẬN

➤ Trong nghiên cứu này, nhằm tìm hiểu và giải quyết vấn đề rung động, tiếng ồn và gia tăng nhiệt độ lớn do truyền động bánh răng hành tinh của hộp giảm tốc tời trục giếng nghiêng phát sinh trong quá trình làm việc. Dựa trên công nghệ CAD/CAE, nhóm tác giả đã xây dựng mô hình động lực học của hộp giảm tốc hành tinh hai cấp và tiến hành nghiên cứu, phân tích, đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện làm việc thực tế đến tính ổn định của hộp giảm tốc;

➤ Thông qua phân tích mô phỏng tiếp xúc của hộp giảm tốc truyền động hành tinh hai cấp trong điều kiện làm việc định mức, đã thu được các quy luật biến thiên về biến dạng, ứng suất, gia tốc và chuyển vị của các bộ phận như bánh răng ăn khớp, khớp nối và vỏ hộp trong quá trình vận hành của máy trục mỏ;

➤ Kết quả phân tích cho thấy hệ truyền động hành tinh cấp 1 của hộp giảm tốc có khả năng phân bố tải tương đối tốt. Tần số xuất hiện các đỉnh của lực ăn khớp trùng với bội số của tần số ăn khớp cấp 1 và cấp 2, do đó tần số kích thích va đập ăn khớp giữa hệ bánh răng hành tinh cấp 1, 2 và vành răng là nguồn gây rung động chủ yếu;

➤ Các kết quả thu được đã chứng minh tính phù hợp và hiệu quả của việc ứng dụng công nghệ CAD/CAE trong tính toán và thiết kế hộp giảm tốc hành tinh dùng cho tời trục mỏ giếng nghiêng, đồng thời cung cấp cơ sở khoa học phục vụ công tác tính toán, thiết kế, chế tạo và thử nghiệm thiết bị trong điều kiện cụ thể tại Việt Nam □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Thái Dương, “Ứng dụng phần mềm ADAM/VIEW để khảo sát đặc tính động lực học trong bộ truyền bánh răng hành tinh,” *Tạp chí Khoa học và Công nghệ Đại học Đà Nẵng*, 11(132), tr. 15-18, 2018.
- [2] Nguyễn Thái Dương, “Ứng dụng phần mềm Workbench và ADAMS/VIEW để phân tích chế độ làm việc đối với bánh răng hành tinh,” *Kỹ yếu Hội nghị Khoa học và Công nghệ Toàn quốc lần thứ V*, tr. 675-683, 2018.
- [3] Phạm Văn Đông, Nguyễn Huy Kiên, Hoàng Xuân Thịnh, Nguyễn Hồng Sơn và Nguyễn Hữu Phấn, “Nâng cao chất lượng bộ truyền bánh răng hành tinh bằng công nghệ thấm Nito plasma,” *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, 54, tr. 42-46, 2019.
- [4] Mo S, Wang L, Liu M, et al, “Study of the time-varying mesh stiffness of two-stage planetary gear train considering tooth surface wear,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*, 238(1), pp. 279-297, 2023.
- [5] Yang J, Lin T, Jiang L, Xiang Y and Wei J, “Load sharing performance analysis of planetary gear system considering the coupling effects of gear pair and journal bearing,” *Journal of Vibration and Control*, 30(11-12), pp. 2414-2429, 2023.
- [6] Kuznetsova N.A, Tetyushev A.A and Shandybina I.M, “Basic Principles for the Construction of Dynamic Models of the Planetary Gears Used in Drilling Rigs,” *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol 53, No 7-8, pp. 450-452, 2017.
- [7] Kalinin D, Golovanov V, Temis J and Magerramova L, “Dynamic model for planetary gear sets of geared turbofan jet engines,” *Proceedings of ICAS 2018 (International Council of the Aeronautical Sciences)*, pp. 1-7, 2018.
- [8] Kuznetsova N.A, Tetyushev A.A and Shandybina I.M, “Determination of Torsional Compliance of Some Elements of Planetary Gears,” *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol 55, pp. 657-659, 2019.
- [9] Насонов Д. А, Леонтьев М. Ю, Раевский В. А и Смоловик А. Е, “Моделирование и расчет амплитудно-частотных характеристик корпуса двухступенчатого планетарного редуктора, Известия Тульского государственного университета,” *Технические науки*, No7, pp. 218-224, 2018.
- [10] Бахрами М. Р, Андрищенко Е. А и Семенова В. С, “Моделирование двухступенчатого планетарного редуктора, используемого в ветряном двигателе, с помощью графа связей,” *Научный форум «Неделя науки СПбПУ» (материалы)*, pp. 1-5, 2018.
- [11] 刘荣菊, 两级行星齿轮传动系统振动特性研究, 硕士论文, 山东, 中国石油大学, 2020.



[12] 钱博, 两级行星减速器动力学特性研究, 硕士论文, 重庆, 重庆大学机械工程学院, 2014.

STUDY ON NONLINEAR DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A TWO-STAGE PLANETARY GEARBOX USED IN MINE HOISTS

Ngoc Minh Tran ^{1,*}, Duc Huan Tran ², Tien Chien Hoang², Van Loi Le ¹

¹Vinacomin- Institute of Energy and Mining Mechanical Engineering, 565 Nguyen Trai, Ha Noi, Vietnam

²Hanoi University of Mining and Geology, 18 Vien Str., Dong Ngac, Ha Noi, Vietnam

ARTICLE INFOR

TYPE: Research Article

Received: 05/12/2025

Revised: 10/01/2026

Accepted: 15/01/2026

^{1,2*} Corresponding author:

Email: mr.ngocminh2709@gmail.com

ABSTRACT

Planetary gearboxes are widely applied in mine hoists due to their high torque transmission capability, compact structure, and high efficiency. However, under actual operating conditions characterized by heavy loads and variable working regimes, planetary drive systems are strongly affected by nonlinear factors, leading to complex vibrations and adversely impacting system stability, durability, and reliability. In this study, a two-stage planetary drive system of a JK2.5×2.0 mine hoisting gearbox is selected and modeled using 3D CAD software (Inventor, SolidWorks). Subsequently, a dynamic model of the transmission system is established based on a multibody dynamics CAE platform (ANSYS Workbench) to investigate the dynamic behavior of the system. The impact dynamics problem is solved using the LS-DYNA solver within a nonlinear dynamic framework, enabling accurate simulation of contact–separation processes, sliding–rolling behavior, impulse transmission, and short-time stress wave propagation. Simulation results indicate that impact events generate high contact force peaks and significant dynamic stresses at several characteristic meshing pairs. The vibration amplitude increases markedly with impact intensity and backlash magnitude, resulting in a high risk of stress concentration and premature damage at the gear tooth root and contact surfaces. Moreover, the dynamic simulation reveals that meshing impacts between the second-stage planetary gears and the ring gear constitute the primary source of vibration. In practical applications, gear meshing impacts can be mitigated by selecting appropriate lubrication methods. This study provides a scientific basis for structural parameter selection, optimal design of backlash and system stiffness, as well as the development of damping strategies to enhance the dynamic stability of planetary gearboxes used in mine hoisting winch systems.

Keywords: mine hoisting winch, planetary gearbox, dynamic simulation, gear meshing, excitation...

@ Vietnam Mining Science and Technology Association