

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG ĐỘNG LỰC HỌC HỆ TRUYỀN ĐỘNG HÀNH TINH ĐẾN ĐẶC TÍNH RUNG ĐỘNG CỦA VỎ HỘP GIẢM TỐC HÀNH TINH TỜI TRỤC MỎ HẦM LÒ

RESEARCH ON THE INFLUENCE OF PLANETARY TRANSMISSION DYNAMICS ON THE VIBRATION CHARACTERISTICS OF THE PLANETARY GEARBOX HOUSING OF AN UNDERGROUND MINE HOIST

Trần Đức Huân^{1,*}, Lê Văn Lợi²

¹Trường Đại học Mở - Địa chất

²Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin

*Email: tranduchuan@humg.edu.vn

TÓM TẮT

Hộp giảm tốc hành tinh là cụm truyền động then chốt trong hệ thống tời trục mỏ, nhưng thường bị giảm độ bền do các kích thích động (ăn khớp, ma sát, va chạm) gây rung động vỏ hộp. Để giải quyết vấn đề này, nghiên cứu đã ứng dụng mô hình phần tử hữu hạn nhằm phân tích toàn diện trạng thái ứng suất, biến dạng và đáp ứng động lực học của kết cấu vỏ. Kết quả đã giúp nhận diện các dạng dao động đặc trưng, định vị vùng tập trung ứng suất và chuyển vị lớn, đồng thời làm rõ mối liên hệ giữa tần số kích thích với đáp ứng rung động. Những phát hiện này cung cấp cơ sở khoa học vững chắc để tối ưu hóa thiết kế, xác định vị trí bố trí cảm biến đo kiểm và nâng cao độ tin cậy vận hành cho hệ thống tời trục mỏ.

Từ khóa: Tời trục mỏ; Hộp giảm tốc hành tinh; Động lực học; Phân tích phần tử hữu hạn; Dao động riêng; Ứng suất - biến dạng; Tần số rung động.

ABSTRACT

The planetary gearbox is a crucial transmission unit in mine hoist systems, but its durability is often compromised by dynamic excitations (gear meshing, friction, and impacts) that cause housing vibrations. To address this issue, this study applied a finite element model to comprehensively analyze the stress, deformation, and dynamic responses of the housing structure. The results helped identify characteristic vibration modes, locate areas of high stress concentration and large displacements, and clarify the relationship between excitation frequencies and vibration responses. These findings provide a solid scientific basis for optimizing the design, determining the placement of measurement sensors, and enhancing the operational reliability of mine hoist systems.

Keywords: Mine hoist; Planetary gearbox; Dynamics; Finite element analysis (FEA); Modal analysis; Stress-strain; Vibration frequency.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hộp giảm tốc hành tinh là một trong những dạng truyền động cơ khí được sử dụng rộng rãi trong các thiết bị công suất lớn nhờ có ưu điểm nổi bật về tỷ số truyền lớn, khả năng chịu tải cao, kết cấu nhỏ gọn và hiệu suất truyền động tốt. So với các bộ truyền bánh răng trục cố định thông thường, hộp giảm tốc hành tinh có khả năng phân chia tải giữa nhiều bánh hành tinh, nhờ đó làm giảm kích thước kết cấu và nâng cao mật độ công suất truyền. Chính vì vậy, dạng hộp giảm tốc này được ứng dụng phổ biến trong các thiết bị mô, thiết bị nâng hạ, cơ cấu truyền động công nghiệp nặng, tua-bin gió, thiết bị vận chuyển và nhiều hệ thống truyền lực yêu cầu tính ổn định cao.

Quá trình ăn khớp này không diễn ra hoàn toàn ổn định mà luôn tồn tại các yếu tố kích thích động như độ cứng ăn khớp biến thiên theo thời gian, sai số truyền động, sai số chế tạo và lắp ráp, tải trọng phân bố không đều giữa các bánh hành tinh, cũng như ảnh hưởng của điều kiện làm việc thực tế. Những yếu tố này làm phát sinh lực kích thích động trong cụm truyền, trở thành nguồn rung động chủ yếu của hộp giảm tốc hành tinh [3].

Trong hệ truyền động thực tế, rung động không chỉ tồn tại bên trong cụm bánh răng mà còn được truyền qua các trục, ổ đỡ, gối lắp và tác động lên kết cấu vỏ hộp. Nếu tần số kích thích do ăn khớp hoặc các bội tần của nó nằm gần với tần số riêng của vỏ hộp, hiện tượng cộng hưởng có thể xảy ra, làm tăng biên độ rung, gia tăng ứng suất động, ảnh hưởng xấu đến độ bền, độ chính xác làm việc, độ kín khí và tuổi thọ của toàn bộ hệ thống truyền động [4~8].

Về bản chất, rung động của vỏ hộp giảm tốc là phản ứng động của kết cấu dưới

tác động của các nguồn kích thích phát sinh từ quá trình ăn khớp và làm việc. Do đó, muốn đánh giá chính xác đặc tính rung động của vỏ hộp, không thể chỉ dựa trên phân tích kết cấu riêng lẻ mà cần đồng thời xem xét nguồn kích thích bên trong và cơ chế truyền kích thích từ cụm truyền động ra kết cấu vỏ hộp. Đối với hộp giảm tốc hành tinh, đặc trưng này còn trở nên phức tạp hơn do sự tồn tại của nhiều nhánh truyền song song, quan hệ lệch pha giữa các bánh hành tinh, cũng như khả năng chồng lấp hoặc triệt tiêu một phần của các thành phần lực kích thích. Vì vậy, việc nghiên cứu ảnh hưởng của động lực học ăn khớp hệ truyền động hành tinh đến đặc tính rung động của vỏ hộp giảm tốc có ý nghĩa khoa học rõ rệt trong việc làm sáng tỏ cơ chế rung động của hệ truyền, đồng thời có ý nghĩa thực tiễn quan trọng đối với thiết kế, tối ưu hóa và nâng cao độ tin cậy của hộp giảm tốc trong điều kiện làm việc thực tế.

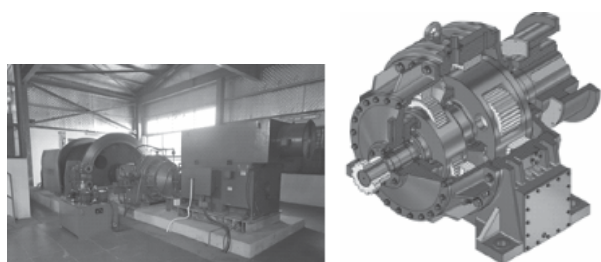
2. DỮ LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả chỉ trình bày một phần nghiên cứu thuộc đề tài khoa học công nghệ cấp TKV liên quan đến hộp giảm tốc bánh răng hành tinh dùng cho tời trục mỏ giếng nghiêng loại JK-2.5×2.0P. Nghiên cứu tập trung phân tích nguyên nhân dẫn tới dao động, rung động của vỏ hộp và kết quả ứng dụng công nghệ CAE trong phân tích ảnh hưởng của đặc tính cơ học, động học và dao động riêng của hệ truyền động bánh răng hành tinh đến vỏ hộp bằng phần mềm ANSYS Workbench [1-3].

2.1. Phân tích và lựa chọn đối tượng

Trong các đơn vị 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. Hộp giảm tốc bánh răng hành tinh thân khai 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 cơ khí mỏ. Sơ đồ kết cấu, xem Hình 1 (Hộp giảm tốc NBD-900 sử dụng bố trí truyền động hành tinh NBD hai cấp mắc nối tiếp, cấp thứ nhất và cấp thứ hai đều là truyền động hành tinh với 03 bánh hành tinh).



(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 NBD900

Trong mô hình nghiên cứu, vành răng trong được cố định, công suất được đưa vào từ bánh răng mặt trời, truyền qua các bánh răng hành tinh và xuất ra thông qua giá hành tinh. Sơ đồ truyền động này phản ánh đúng nguyên lý làm việc của hộp giảm tốc hành tinh dùng cho tời trục, trong đó quá trình giảm tốc và tăng mô men được hình thành từ chuyển động tương đối giữa các phần tử của bộ truyền. Mô hình ba chiều của bánh răng mặt trời, bánh răng hành tinh và vành răng trong được xây dựng trên cơ sở các thông số hình học trình bày trong Bảng 1. Trong quá trình mô hình hóa, các chi tiết được đơn giản hóa hợp lý nhưng vẫn bảo đảm quan hệ hình học, quan hệ ăn khớp và đặc điểm truyền lực của hệ. Mô hình này là cơ sở để thiết lập bài toán phân tử hữu hạn, phân tích ứng suất - biến dạng, dao động riêng và đáp ứng rung động của vỏ hộp giảm tốc.

Bảng 1. Thông số bánh răng của bộ truyền hành tinh NBD-900

TT	Tên gọi	Thông số bộ truyền bánh răng					
		Sơ cấp (cấp 1)			Thứ cấp (cấp 2)		
		Bánh răng mặt trời (Z_1)	Bánh răng hành tinh (Z_2)	Bánh răng định tinh (Z_3)	Bánh răng mặt trời (Z_4)	Bánh răng hành tinh (Z_5)	Bánh răng định tinh (Z_6)
1	Số răng (Z)	16	41	101	24	29	84
2	Chiều rộng răng B (mm)	100	110	100	200	200	194
3	Mô đun /mm	8	8	8	11	11	11
4	Góc áp lực/°	20	20	20	20	20	20
5	Góc cơ sở/°	20	20	20	20	20	20

Đối với bộ truyền hành tinh, các cặp răng ăn khớp đồng thời, sự biến thiên độ cứng ăn khớp, ma sát, va chạm tiếp xúc và phân bố tải giữa các bánh hành tinh là những nguyên nhân chính tạo ra lực kích thích động. Các lực này truyền qua trục, ổ lăn và gối đỡ đến vỏ hộp, gây ra trạng thái ứng suất, biến dạng và rung động của kết cấu vỏ. Vì vậy, việc lựa chọn hộp giảm tốc hành tinh NBD-900 làm đối tượng nghiên cứu là phù hợp với nội dung bài báo, nhằm đánh giá ảnh hưởng của đặc tính động lực học hệ truyền động hành tinh đến đặc tính rung động của vỏ hộp giảm tốc tời trục mỏ hầm lò.

2.2. Lý thuyết tương quan

Đặc tính rung động của vỏ hộp giảm tốc hành tinh chịu ảnh hưởng đồng thời bởi nguồn kích động sinh ra trong quá trình ăn khớp bánh răng, cơ chế truyền lực qua trục - ổ đỡ và đặc tính động lực học riêng của kết cấu vỏ hộp. Vì vậy, trong nghiên cứu này, cơ sở lý thuyết được xây dựng theo các nhóm nội dung chính: phương trình động lực học kết cấu, phân tích dao động riêng, mô hình cản, mô hình tiếp xúc động, tần số kích thích của hệ truyền hành tinh và chỉ tiêu đánh giá đáp ứng rung động của vỏ hộp.

2.3. Phân tích mô phỏng phần tử hữu hạn của vỏ hộp

2.3.1. Xây dựng và phân tích mô hình

Nội dung xây dựng mô hình phần tử hữu hạn của hộp giảm tốc hành tinh NBD-900 là một phần trong nhiệm vụ nghiên cứu tổng thể về thiết kế, chế tạo và kiểm nghiệm hộp giảm tốc hành tinh dùng cho tời trục mỏ giếng nghiêng JK-2.5×2.0P. Trong phạm vi đề tài, mô hình được xây dựng nhằm phục vụ đồng thời nhiều nội dung phân tích, bao gồm kiểm

tra trạng thái chịu tải của bộ truyền bánh răng, đánh giá độ bền các chi tiết chính, phân tích tiếp xúc - va chạm, xác định đặc tính dao động riêng và khảo sát đáp ứng động của toàn bộ cụm hộp giảm tốc [3].

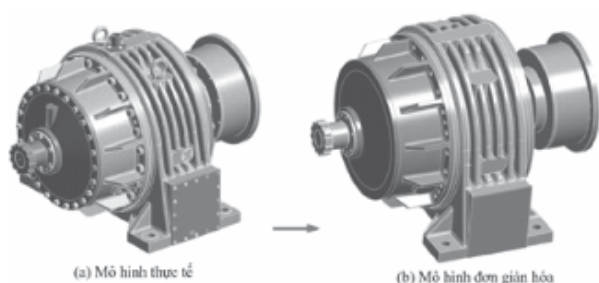
Trong bài báo này, nhóm tác giả không trình bày toàn bộ kết quả nghiên cứu của đề tài, mà chỉ tập trung khai thác một phần kết quả liên quan đến ảnh hưởng của đặc tính động lực học hệ truyền động hành tinh đến rung động của vỏ hộp giảm tốc. Vì vậy, mô hình phần tử hữu hạn được sử dụng như nền tảng tính toán chung, từ đó tách ra các kết quả cần thiết phục vụ phân tích trạng thái ứng suất - biến dạng, dao động riêng, chuyển vị động và phổ tần số rung động của vỏ hộp.

Để bảo đảm độ tin cậy của quá trình mô phỏng, mô hình hình học ba chiều của hộp giảm tốc được đơn giản hóa có chọn lọc. Các chi tiết nhỏ như mép vát, lỗ phụ, gờ không chịu lực chính và một số kết cấu phụ được lược bỏ nhằm giảm khối lượng tính toán, trong khi các vùng có ảnh hưởng trực tiếp đến truyền lực và rung động như bánh răng, trục, ổ lăn, gối đỡ, vỏ hộp, vành răng và vùng liên kết được giữ lại với mức độ chi tiết cần thiết. Cách xử lý này giúp mô hình vừa phản ánh đúng đặc điểm làm việc của hệ truyền động, vừa phù hợp với yêu cầu phân tích phần tử hữu hạn [1-3].

Bước 1: Thiết lập mô hình.

Do mô hình thực thể 3D gồm rất nhiều bộ phận và kết cấu phức tạp, những chi tiết như gờ cao, vãnh vỏ giảm khối lượng, lỗ tròn, vát mép, bu lông... gần như có ảnh hưởng không đáng kể đến kết quả phân tích nên nhóm nghiên cứu đã đơn giản hóa và lược bỏ phù hợp để thuận tiện cho việc chia lưới [1].





Hình 2. Mô hình đơn giản hóa của hộp giảm tốc hành tinh

Bước 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 của tời trục mỏ, mô hình vật liệu đàn hồi đẳng hướng MAT-PLASTIC-KINEMATIC được lựa chọn để phục vụ nghiên cứu động lực học theo thời gian.

Các tham số vật liệu sử dụng cho từng bộ phận của hộp giảm tốc hành tinh máy tời GTHT-710/31.5, xem Bảng 2 [12].

Bảng 2. Tham số vật liệu của hộp giảm tốc tời trục JK-2.5×2.0P

TT	Chi tiết	Vật liệu	Modul đàn hồi (MPa)	Mật độ (kg/m ³)	Hệ số Poisson (-)	Giới hạn bền (MPa)
1	Bánh mặt trời 1, 2	SNCM420	206000	7870	0.28	980
2	Bánh liên kết cấp 2 trục vào	42CrMo	206000	7850	0.28	930
3	Mặt đầu của gối đỡ vỏ hộp	C35	140000	7800	0.25	305
4	Bộ phận khác vỏ hộp	C35	210000	7870	0.30	305
5	Giá bảo vệ giá đỡ hành tinh cấp 1; 2	C45	220000	7870	0.30	360
6	Bánh răng hành tinh cấp 1, 2	20XM	206000	7870	0.26	880
7	Vành răng cấp 1, 2	42CrMo	175000	7850	0.30	930
8	Trục hành tinh cấp 1; 2	40X	206000	7900	0.28	785
9	Giá hành tinh cấp 1; 2	C45	206000	7800	0.30	360
10	Trục đầu ra	42CrMo	175000	7850	0.30	930

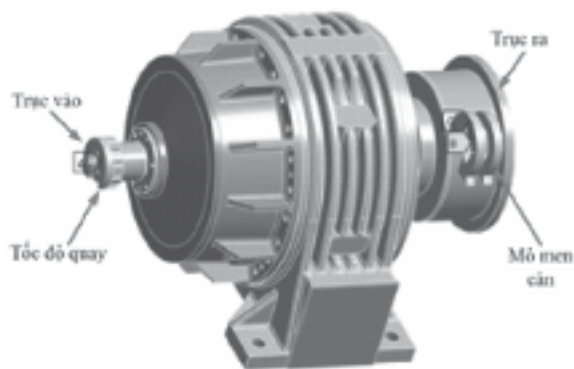
Bước 3: Xác định tải trọng và điều kiện biên.

Do phần tử lực diện trong LS-DYNA chỉ có bậc tự do tịnh tiến mà không có bậc tự do quay, nên tại đầu trục vào và đầu trục ra đã thiết lập lưới mặt cứng để thực hiện việc gán tải trọng. Ở đầu trục vào, tốc độ quay được đặt

cố định ở mức 740 vg/ph và được tác dụng lên khối cứng phụ trợ của khớp răng đầu vào, ở đầu trục ra, mô-men cản cố định 124165 N.m được tác dụng lên khối cứng phụ trợ của khớp răng trục ra. Khi áp đặt tốc độ và mô-men cản, giá trị được tăng tuyến tính từ 0 kể từ thời điểm 0 s và đạt giá trị ổn định tại 0,01 s, sau đó giữ nguyên không đổi, Hình 3 [12].

Bảng 3. Thông số tính toán của hộp giảm tốc tời trục JK-2.5×2.0P

TT	Thông số làm việc	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Mã hiệu thiết bị		GTHT-710/31.5	
2	Công suất động cơ	kW	830	
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	



Hình 3. Xác định tải trọng và điều kiện biên

Tại vị trí chân đế của vỏ hộp, các điều kiện ràng buộc được áp dụng nhằm mô phỏng tình trạng liên kết thực tế của hộp giảm tốc trong quá trình làm việc. Ngoài ra, dựa trên đặc điểm hình học và chức năng của từng ổ bi trong hệ thống, một số bậc tự do của ổ bi cũng được ràng buộc tương ứng.

Bước 4: Định nghĩa tiếp xúc và đập – động lực.

Trong hộp giảm tốc hành tinh hai cấp của máy tời trục, số lượng cặp tiếp xúc rất nhiều và trạng thái tiếp xúc va đập tương đối

phức tạp. Trong nghiên cứu này, chế độ tiếp xúc tự động mặt-mặt (automatic surface-to-surface contact) được lựa chọn để xác định các vùng tiếp xúc, đồng thời trong các cửa sổ khai báo này thiết lập các tham số tiếp xúc như hệ số ma sát tĩnh, ma sát động, hệ số giảm chấn nhớt v.v... Lực tiếp xúc được tính toán bằng phương pháp hàm phạt [12].

Bảng 4. Hệ số ma sát

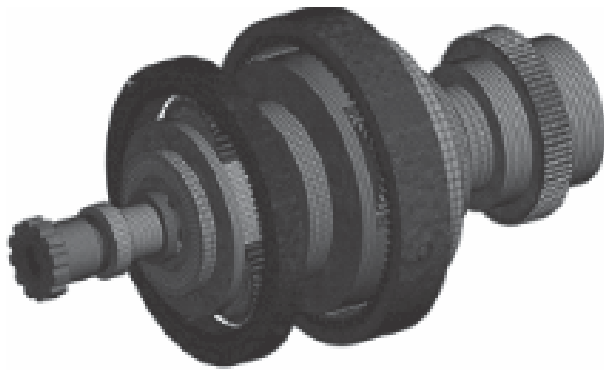
TT	Tên gọi	Hệ số ma sát động (μ_d)	Hệ số ma sát tĩnh (μ_s)
1	Cặp ăn khớp bánh răng	0.03	0.034
2	Vòng trong ngoài ổ lăn	0.02	0.025

Bước 5: Tính toán phân tích chia lưới mô hình.

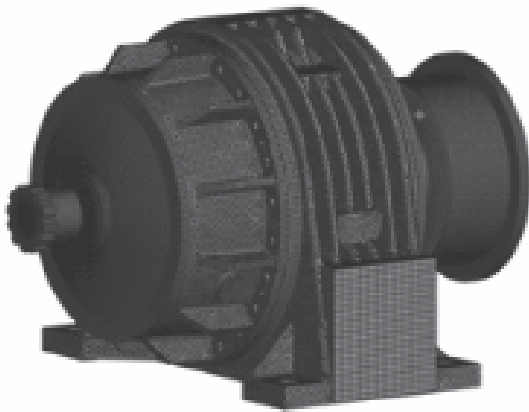
Sau khi hoàn thành việc lắp ghép các bộ phận chi tiết, cần tiến hành kiểm tra toàn bộ mô hình lưới nhằm bảo đảm độ chính xác của kết quả tính toán. Trước hết, phải kiểm tra tính liên tục của lưới bằng cách xem xét các cạnh tự do của phần tử; một cạnh được xem là cạnh tự do khi nó không nằm trong bất kỳ phần tử nào khác, xem Hình 4.

Trong quá trình xây dựng mô hình phức tạp, các bộ phận tính toán lưới được tạo ra bằng thao tác kéo giãn, xoay, quét... đôi khi không được kết nối với nhau, điều này sẽ ảnh hưởng đến kết quả tính toán và có thể dẫn đến thất bại trong mô phỏng nếu nghiêm trọng. Tiếp theo cần kiểm tra các phần tử trùng lặp và nút trùng lặp, từ đó quyết định có hợp nhất chúng hay loại bỏ các lưới thừa trên bề mặt của khối lưới hay không. Cuối cùng, kiểm tra các tham số hình học của phần tử, 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.



(a) Chia lưới bộ phận hệ truyền động



(b) Chia lưới mô hình hộp giảm tốc tổng thể

Hình 4. Mô hình phân chia lưới của hộp giảm tốc hành tinh

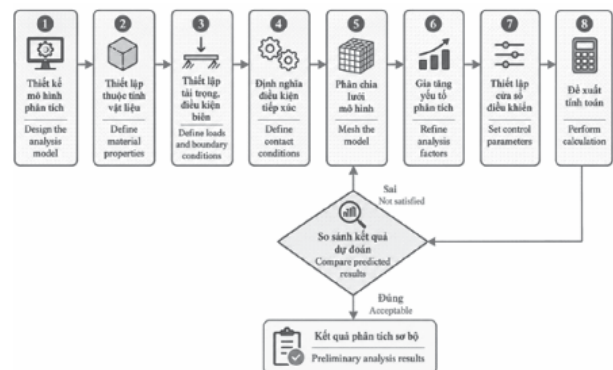
Tại bề mặt trục vào và trục ra của hộp giảm tốc hành tinh, một đoạn lưới vỏ cứng hỗ trợ được thiết lập; lưới chia vỏ hộp này được liên kết nút với các phần tử lực diện của trục nhằm bảo đảm quá trình truyền động trong hệ truyền động của máy tời. Mô hình phần tử hữu hạn hoàn chỉnh của toàn bộ hộp giảm tốc hành tinh được thể hiện trong Hình 4, với tổng cộng 872269 phần tử và 1167058 nút.

Bước 6: Gia tăng yếu tố giảm chấn.

Trong nghiên cứu này, mô hình giảm

chấn tuyến tính được sử dụng, giả định rằng độ lớn của lực giảm chấn tỉ lệ tuyến tính với vận tốc dao động.

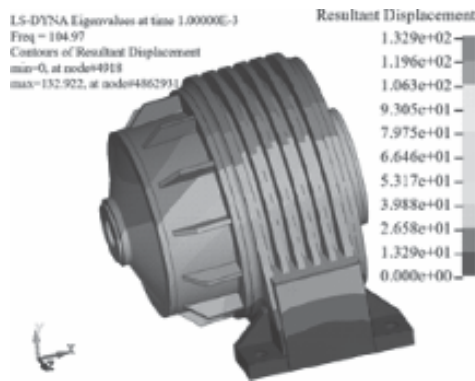
Quá trình tiến hành phân tích mô phỏng theo các bài toán thực tế chế độ làm việc của hộp giảm tốc được thể hiện theo lưu trình, xem Hình 5.



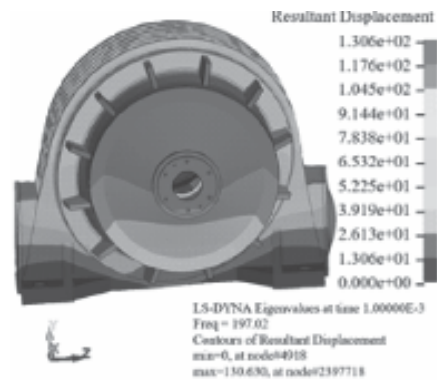
Hình 5. Lưu trình phân tích mô phỏng

2.3.2. Kết quả phân tích đặc tính dao động riêng

Hộp giảm tốc hành tinh hai cấp của hệ thống tời trục mỏ là thiết bị có kích thước lớn, kết cấu phức tạp, số lượng chi tiết nhiều, khối lượng có thể lên tới hàng chục tấn, do đó trong quá trình làm việc, vấn đề phát sinh rung động, gia tăng nhiệt độ và tiếng ồn tương đối lớn. Đối với loại hộp giảm tốc hành tinh 2 cấp cỡ lớn này, việc nghiên cứu các đặc tính dao động riêng bằng phương pháp mô hình thực nghiệm gặp nhiều khó khăn. Tuy nhiên, các đặc tính riêng (tần số riêng, dạng dao động riêng) có ý nghĩa rất quan trọng đối với phân tích đặc tính rung động của hệ thống, chẩn đoán và dự báo sự cố rung động, cũng như tối ưu hóa thiết kế động lực học của kết cấu truyền động và thân vỏ. Trên cơ sở lý thuyết phân tích mô hình trạng thái phần tử hữu hạn, áp dụng phương pháp Lanczos để tiến hành phân tích cho vỏ hộp giảm tốc, thu được 12 dạng dao động riêng đầu tiên, xem Hình 6 và Bảng 5.



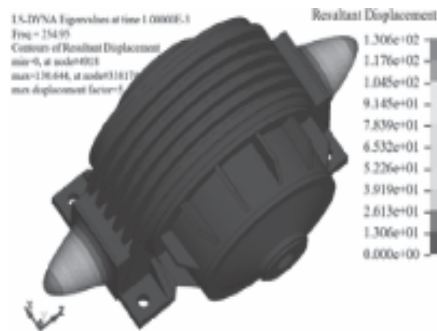
(a) Dao động thân vỏ theo phương X



(b) Dao động thân vỏ theo phương Z



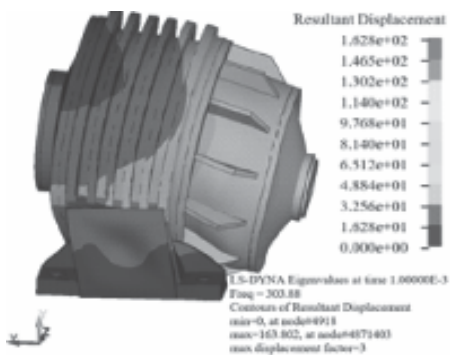
(c) Dao động và xoắn thân vỏ theo phương Y



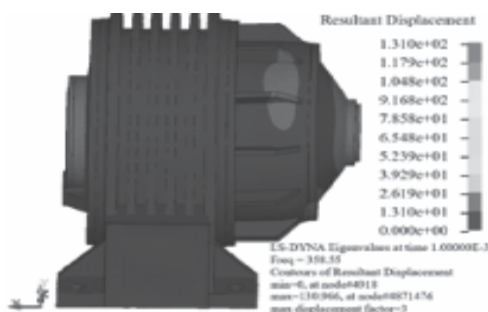
(d) Dao động và xoắn đầu gối đỡ vỏ



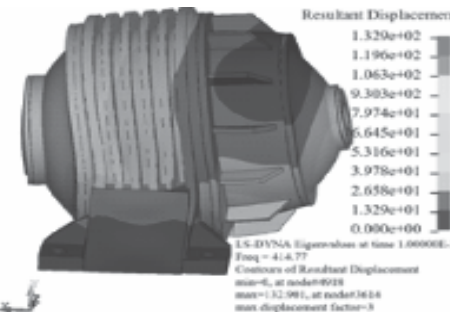
(e) Dao động mạnh đầu gối và xoắn thân vỏ



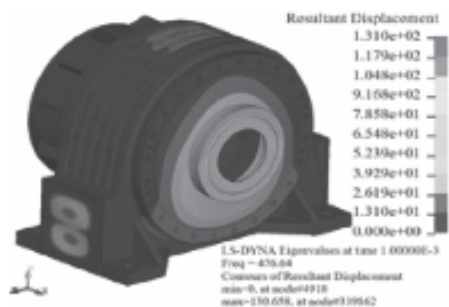
(f) Dao động thân vỏ xoay quanh trục z



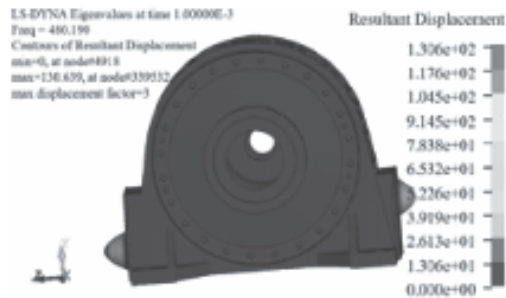
(g) Dao động mạnh vỏ xoay quanh trục x



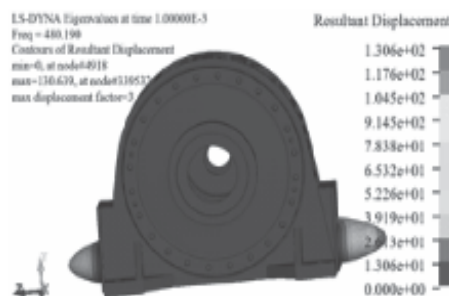
(h) Dao động mạnh dọc trục x, xoay quanh z



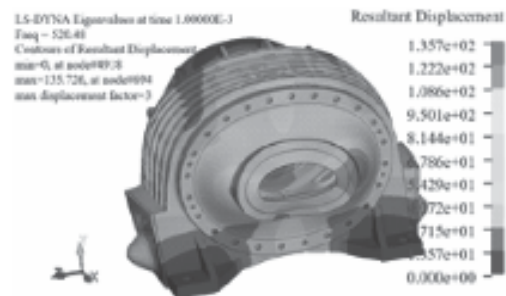
(i) Dao động mạnh phía nắp trực ra và gối phải



(j) Dao động thứ 2 lệch nhau ở đầu gối đỡ



(k) Dao động thứ 2 đầu gối đỡ hai đầu



(l) Dao động kết hợp theo các phương

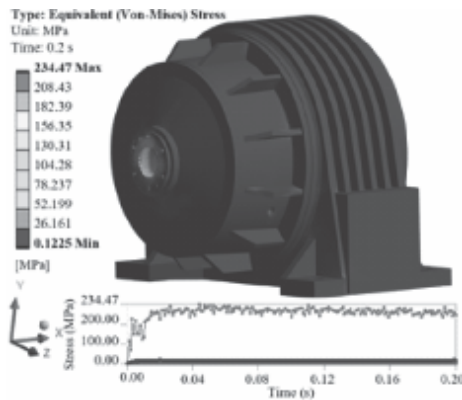
Hình 6. Kết quả phân tích trạng thái dao động riêng vỏ hộp

Bảng 5. Ảnh hưởng của tần số làm việc và loại hình dao động của vỏ hộp giảm tốc

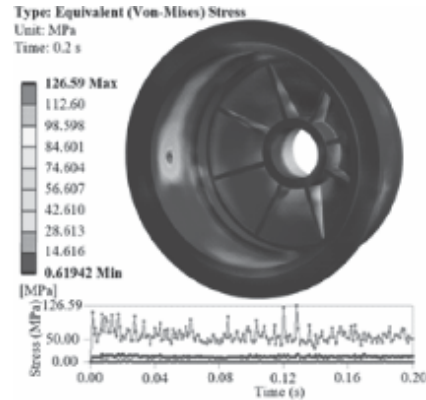
TT	Tần số dao động (Hz)	Loại hình dao động	Chú ý
1	104.971	Dao động mạnh phần thân vỏ theo phương X (dọc trục)	
2	197.018	Dao động mạnh theo phương ngang Z	
3	251.66	Dao động đầu tiên của hai tấm chắn và xoắn quanh trục Y	
4	254.948	Mode dao động hai tấm chắn có ngược hướng dao động	
5	258.09	Dao động mạnh ở hai đầu và có xoắn trên thân vỏ	
6	303.88	Dao động thân vỏ xoay quanh trục Z	
7	358.55	Dao động mạnh phần vỏ theo trục X	
8	414.77	Dao động mạnh dọc trục X đồng thời quay quanh Z	
9	476.64	Dao động mạnh phần nắp hộp bên phải và tấm đỡ phía sau	
10	480.19	Dao động thứ hai ở nắp chặn, hai bên có dạng dao động lệch nhau	
11	480.48	Dao động thứ hai ở nắp chặn, hai bên có chung dạng dao động	
12	520.48	Mode dao động kết hợp theo các phương	

2.3.3. Kết quả và phân tích ứng suất vỏ hộp

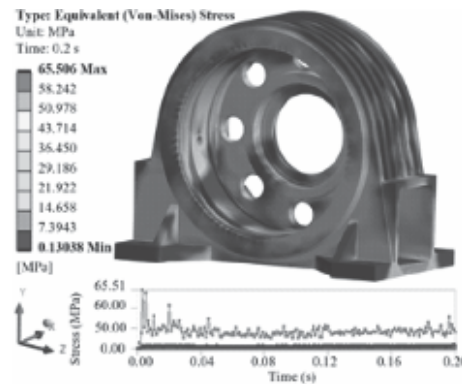
Kết quả mô phỏng miền phân bố ứng suất của vỏ hộp và các bộ phận cấu thành của vỏ hộp giảm tốc hành tinh, xem Hình 7.



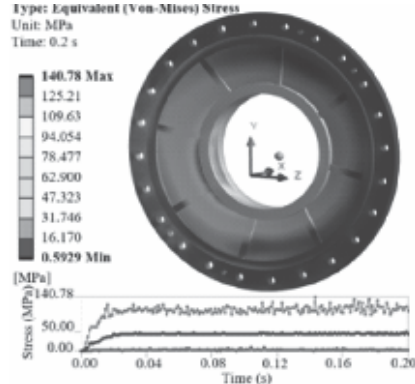
(a) Vỏ hộp giảm tốc



(b) Nắp đầu trục vào



(c) Thân vỏ



(d) Nắp đầu trục ra

Hình 7. Phân bố ứng suất các bộ phận của vỏ hộp

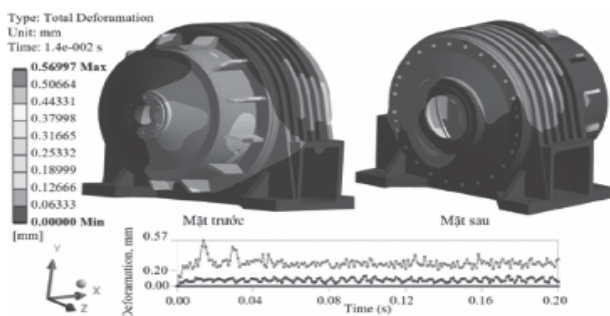
Bảng 6. Ứng suất lớn nhất các chi tiết hộp giảm tốc hành tinh

TT	Tên chi tiết	Vật liệu chế tạo	Giới hạn bền (MPa)	Ứng suất lớn nhất Theo phân tích (MPa)	Ghi chú
1	Nắp hộp đầu vào	C35	305	126.59	
2	Nắp chặn đầu vào	C35	305	126.59	
3	Thân hộp	C35	305	65.506	
4	Nắp hộp đầu ra	C35	305	140.78	
5	Nắp chặn đầu ra	C35	305	140.78	
6	Trục răng đầu vào	SNM420	980	704.69	
7	Bánh mặt trời cấp 1	SNM420	980	821.14	
8	Bánh hành tinh cấp 1	20XM	880	718.13	

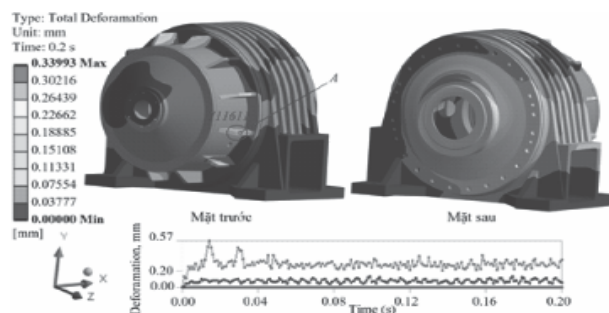
9	Vành răng cấp 1	42CrMo	930	478.13	
10	Giá hành tinh cấp 1	C45	360	257.50	
11	Trục nối hai giá hành tinh	20XM	880	714.67	
12	Bánh mặt trời cấp 2	20XM	880	714.67	
13	Bánh hành tinh cấp 2	20XM	880	684.31	
14	Vành răng cấp 2	42CrMo	930	332.17	
15	Giá hành tinh cấp 2	C45	360	257.50	
16	Trục ra	42CrMo	930	81.794	
17	Khớp nối vào	C45	360	261.77	
18	Khớp nối ra	C45	360	84.002	

2.3.4. Kết quả và phân tích rung động vỏ hộp

Đánh giá sơ bộ nhận thấy, rung động của vỏ hộp giảm tốc hành tinh chủ yếu phát sinh do kích thích từ quá trình ăn khớp răng của bộ truyền hành tinh. Dao động này được truyền qua vành răng, ổ bi là các bộ phận tiếp xúc trực tiếp thân, vỏ hộp và lan tới bề mặt vỏ hộp, xem Hình 8 [1, 2, 3].



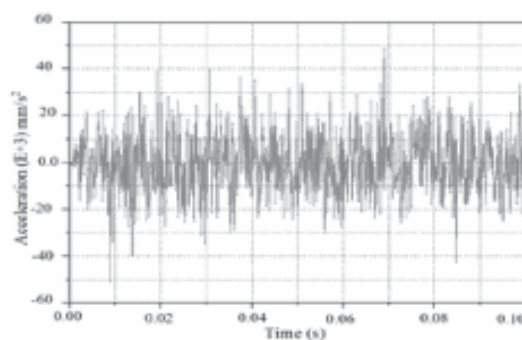
(a) Chuyển vị của vỏ hộp tại $t = 0,014s$



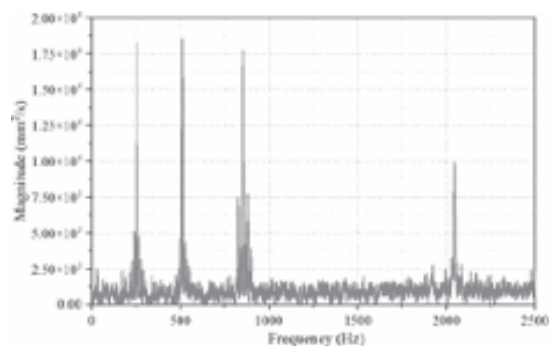
(b) Chuyển vị của vỏ hộp tại $t = 0,2 s$

Hình 8. Biểu đồ chuyển vị rung động vỏ hộp

Từ Hình 8 ta có thể thấy, chuyển vị rung động của vỏ hộp tại các thời điểm khác nhau là khác nhau. Lựa chọn nút tại điểm A (Hình 8b) tại khu vực trên gân vỏ nắp hộp đầu trục vào, thu được đồ thị biến thiên của gia tốc theo phương Y ở miền thời gian và miền tần số, xem Hình 9.



(a) Đường cong miền thời gian theo gia tốc



(b) Phổ tần số

Hình 9. Đồ thị miền thời gian và phổ tần số của gia tốc tại một nút (Y) trên bề mặt vỏ hộp

Các vị trí rung động chủ yếu của vỏ hộp nằm ở gối đỡ ổ lăn tại các nắp trước và nắp sau, cũng như các vùng tiếp xúc giữa đáy vỏ hộp với vành răng. Tại đáy vỏ hộp, vị trí rung động lớn thay đổi theo vị trí tương ứng của bánh răng hành tinh trong quá trình quay. Điều này hoàn toàn phù hợp với cơ chế phát sinh rung động và đường truyền dao động của hộp giảm tốc hành tinh.

Độ cứng ăn khớp biến thiên theo thời gian của các bánh răng hành tinh đều có chu kỳ lấy tần số ăn khớp làm tần số cơ bản, tuy nhiên pha của chúng không giống nhau. Kích thích độ cứng của bánh răng hành tinh có thể được biểu

diễn dưới dạng chuỗi Fourier với tần số cơ bản là tần số ăn khớp, trong đó truyền động hành tinh cấp I và cấp II đều làm việc theo sơ đồ bánh mặt trời làm đầu vào, vành răng cố định, giá hành tinh làm đầu ra để thực hiện giảm tốc của hộp số, tần số ăn khớp bánh răng được xác định, xem Bảng 7:

$$f = \frac{(n - n_b) \times Z}{60}$$

Trong đó: n là tốc độ truyền thực tế bánh răng mặt trời, r/min; n_b là tốc độ quay giá hành tinh, r/min; Z là số răng bánh mặt trời, răng.

Bảng 7. Tần số đặc trưng hệ truyền động bánh răng

Tên gọi	Tần số ăn khớp cấp 1 (Hz)	Tần số ăn khớp cấp 2 (Hz)	Tần số trục vào (Hz)	Tần số trục ra (Hz)	Tần số truyền giá hành tinh cấp 1 (Hz)
Giá trị	170,347	31,483	12,333	0,3748	1,6866

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Từ Hình 6 và Bảng 5 cho thấy, 12 tần số dao động riêng đầu tiên của vỏ hộp nằm trong khoảng $104,971 \div 520,48$ Hz. Trong đó, tần số riêng bậc 1 đạt 104,971 Hz, đặc trưng cho dạng dao động thân vỏ theo phương X; tần số riêng bậc 2 đạt 197,018 Hz, đặc trưng cho dao động thân vỏ theo phương Z. Các bậc dao động tiếp theo trong vùng $251 \div 258$ Hz thể hiện rõ dao động cục bộ và dao động xoắn của thân vỏ, trong khi các bậc cao hơn có xu hướng kết hợp giữa dao động dọc trục, dao động xoay và dao động cục bộ tại các nắp ổ. Điều này cho thấy vỏ hộp giảm tốc hành tinh không dao động theo một phương đơn giản, mà có đặc tính dao động không gian phức tạp do chịu ảnh hưởng đồng thời của trục, ổ lăn, gối đỡ, vành răng và thân vỏ.

Từ Hình 6 cho thấy, các vùng có biên độ dao động lớn thường tập trung tại thân vỏ, nắp ổ, gối đỡ và vùng chuyển tiếp giữa thân vỏ với các kết cấu lắp ghép. Đây là các vị trí trực tiếp tiếp nhận tải trọng động truyền từ hệ bánh răng qua trục và ổ lăn. Vì vậy, trong thiết kế vỏ hộp, các vùng này cần được xem là khu vực nhạy cảm về dao động và cần được ưu tiên kiểm tra độ cứng, bố trí gân tăng cứng hoặc đánh giá thêm trong quá trình kiểm nghiệm thực tế.

Kết quả so sánh tần số kích thích và tần số riêng cho thấy, tần số quay cơ bản của trục vào, trục ra và giá hành tinh đều nhỏ hơn nhiều so với tần số riêng đầu tiên của vỏ hộp. Do đó, các tần số quay này ít có khả năng gây cộng hưởng trực tiếp với kết cấu vỏ. Tuy nhiên, Bảng 7 cho thấy tần số ăn khớp cấp 1 đạt 170,347 Hz và tần số ăn khớp cấp 2 đạt 31,483 Hz. Khi xét đến các bội tần, bội tần bậc 6 của tần số ăn

khớp cấp 2 đạt khoảng 188,898 Hz, khá gần với tần số riêng bậc 2 của vỏ hộp là 197,018 Hz, với sai lệch tương đối khoảng 4,12%. Kết quả này cho thấy kích thích ăn khớp, đặc biệt là các bội tần của tần số ăn khớp, có thể ảnh hưởng đáng kể đến đáp ứng rung động của vỏ hộp.

Từ Hình 7(a) cho thấy, ứng suất lớn nhất của toàn bộ mô hình vỏ hộp đạt khoảng 234,47 MPa, trong khi phần lớn thân vỏ có mức ứng suất thấp hơn nhiều và phân bố chủ yếu ở vùng màu xanh. Điều này cho thấy kết cấu vỏ hộp có dự trữ bền tương đối tốt trong điều kiện tải trọng mô phỏng. Tuy nhiên, ứng suất lớn không phân bố đều trên toàn bộ vỏ mà tập trung cục bộ tại các vùng gối đỡ, nắp ổ, gân tăng cứng và khu vực liên kết giữa thân vỏ với vành răng. Đây là các vị trí có sự thay đổi đột ngột về hình học và độ cứng, đồng thời là đường truyền chính của tải trọng động từ hệ truyền bánh răng ra vỏ hộp.

Từ Hình 7(b), Hình 7(c) và Hình 7(d) cho thấy, ứng suất lớn nhất tại nắp đầu trục vào đạt khoảng 126,59 MPa, tại thân vỏ đạt khoảng 65,506 MPa và tại nắp đầu trục ra đạt khoảng 140,78 MPa. Kết quả này cho thấy nắp đầu trục ra chịu ảnh hưởng tải trọng lớn hơn so với nắp đầu trục vào và thân vỏ. Nguyên nhân có thể do phía trục ra chịu mô men lớn hơn, tải trọng truyền qua ổ đỡ lớn hơn và vùng lắp ghép chịu tác động mạnh hơn của phản lực từ hệ truyền. Vì vậy, vùng nắp đầu trục ra, gối đỡ ổ lăn và các gân tăng cứng lân cận cần được xem là khu vực ưu tiên khi tối ưu hóa kết cấu vỏ hộp.

Từ Hình 8(a) cho thấy, tại thời điểm $t = 0,014$ s, chuyển vị tổng lớn nhất của vỏ hộp đạt khoảng 0,56997 mm. Từ Hình 8(b) cho thấy, tại thời điểm $t = 0,2$ s, chuyển vị tổng lớn nhất giảm còn khoảng 0,33993 mm. Như vậy, sau giai đoạn quá độ ban đầu, biên độ chuyển vị cực đại giảm khoảng 40,36%, cho thấy dao

động của vỏ hộp có xu hướng suy giảm và chuyển dần sang trạng thái ổn định hơn. Các vùng có chuyển vị lớn tập trung chủ yếu tại nắp đầu trục, gối đỡ và vùng liên kết với vành răng, phù hợp với cơ chế truyền tải trọng động từ cụm bánh răng hành tinh đến kết cấu vỏ hộp.

Từ Hình 8 cho thấy, chuyển vị của vỏ hộp không ổn định tuyệt đối mà dao động quanh một giá trị trung bình. Biên độ dao động lớn hơn ở giai đoạn đầu, sau đó giảm dần do ảnh hưởng của giảm chấn và sự ổn định dần của tải trọng làm việc. Kết quả này cho thấy khi đánh giá độ cứng của vỏ hộp giảm tốc hành tinh, không nên chỉ dựa vào chuyển vị tĩnh mà cần xét đáp ứng động theo thời gian, đặc biệt tại các vị trí gối đỡ, nắp ổ và vùng liên kết với vành răng.

Từ Hình 9(a) cho thấy, gia tốc dao động theo phương Y tại điểm khảo sát biến thiên mạnh theo thời gian, có nhiều đỉnh nhọn và không mang dạng dao động điều hòa đơn giản. Biên độ gia tốc dao động nằm xấp xỉ trong khoảng từ -50×10^3 đến 50×10^3 mm/s². Điều này cho thấy rung động của vỏ hộp chịu ảnh hưởng đồng thời của nhiều nguồn kích thích như ăn khớp bánh răng, va đập tiếp xúc, ma sát và truyền lực qua ổ lăn.

Từ Hình 9(b) cho thấy, phổ tần số gia tốc xuất hiện nhiều đỉnh biên độ trong dải 0-2500 Hz, trong đó có các thành phần đáng chú ý khoảng 95 Hz, 126 Hz, 189 Hz, 221 Hz, 681 Hz, 852 Hz và 1022 Hz. Các thành phần 95 Hz, 126 Hz, 189 Hz và 221 Hz gần tương ứng với các bội tần bậc 3, 4, 6 và 7 của tần số ăn khớp cấp 2. Trong khi đó, các thành phần 681 Hz, 852 Hz và 1022 Hz gần tương ứng với các bội tần bậc 4, 5 và 6 của tần số ăn khớp cấp 1. Điều này cho thấy rung động của vỏ hộp giảm tốc hành tinh có đặc tính đa tần, trong đó các bội tần của tần số ăn khớp là thành phần chi phối quan trọng.

Đặc biệt, thành phần phổ khoảng 189 Hz nằm gần tần số riêng bậc 2 của vỏ hộp là 197,018 Hz. Sai lệch tương đối giữa hai giá trị này khoảng 4,12%, cho thấy bội tần bậc 6 của tần số ăn khớp cấp 2 có khả năng kích thích dao động ngang của vỏ hộp. Đây là dấu hiệu cần chú ý trong thiết kế, vì nếu biên độ kích thích tăng lên do sai số chế tạo, sai lệch lắp ráp hoặc tải trọng va đập, vùng tần số này có thể làm tăng đáp ứng rung động tại thân vỏ và gối đỡ.

Tổng hợp các kết quả trên cho thấy, vỏ hộp giảm tốc hành tinh có khả năng đáp ứng yêu cầu bền tổng thể trong điều kiện mô phỏng. Tuy nhiên, các vùng nắp đầu trục, gối đỡ ổ lăn, gân tăng cứng và khu vực liên kết giữa thân vỏ với vành răng là các vị trí nhạy cảm cả về ứng suất và rung động. Kết quả phổ tần số cũng cho thấy rung động của vỏ hộp không chỉ phụ thuộc vào tần số quay cơ bản, mà chịu ảnh hưởng rõ của tần số ăn khớp và các bội tần của chúng. Vì vậy, trong thiết kế và kiểm nghiệm hộp giảm tốc hành tinh công suất lớn, cần kết hợp phân tích dao động riêng, ứng suất, chuyển vị động và phổ tần số để xác định chính xác vùng kết cấu cần gia cường, vùng cần bố trí cảm biến đo rung và dải tần số cần tránh trong quá trình vận hành.

4. KẾT LUẬN

Trên cơ sở các kết quả phân tích dao động riêng, ứng suất, chuyển vị và phổ tần số, có thể rút ra một số kết luận chính như sau:

Kết quả phân tích dao động riêng cho thấy 12 tần số riêng đầu tiên của vỏ hộp nằm trong khoảng $104,971 \div 520,48$ Hz. Các dạng dao động không chỉ xuất hiện theo phương dọc trục hoặc phương ngang, mà còn gồm dao động xoắn và dao động cục bộ tại nắp ổ, gối đỡ và thân vỏ. Điều này chứng tỏ vỏ hộp giảm tốc hành tinh có đặc tính dao động không gian phức tạp, chịu ảnh hưởng rõ của đường truyền lực từ bánh răng, trục và ổ lăn.

Kết quả phân bố ứng suất cho thấy ứng suất Von-Mises lớn nhất của mô hình đạt khoảng 234,47 MPa. Ứng suất không phân bố đều trên toàn bộ thân vỏ mà tập trung chủ yếu tại các vùng gối đỡ, nắp đầu trục, gân tăng cứng và khu vực liên kết giữa thân vỏ với vành răng. Trong đó, ứng suất lớn nhất tại nắp đầu trục vào đạt khoảng 126,59 MPa, tại thân vỏ đạt khoảng 65,506 MPa và tại nắp đầu trục ra đạt khoảng 140,78 MPa. Kết quả này cho thấy nắp đầu trục ra và vùng gối đỡ là các khu vực cần ưu tiên khi tối ưu hóa kết cấu.

Kết quả chuyển vị động cho thấy chuyển vị tổng lớn nhất của vỏ hộp đạt khoảng 0,56997 mm tại thời điểm $t = 0,014$ s và giảm xuống khoảng 0,33993 mm tại thời điểm $t = 0,2$ s. Biên độ chuyển vị cực đại giảm khoảng 40,36%, cho thấy sau giai đoạn quá độ ban đầu, dao động của vỏ hộp có xu hướng suy giảm và chuyển dần sang trạng thái ổn định hơn. Các vùng chuyển vị lớn tập trung tại nắp đầu trục, gối đỡ và vùng liên kết với vành răng, phù hợp với cơ chế truyền tải trọng động từ hệ truyền hành tinh ra vỏ hộp.

Kết quả phân tích phổ tần số cho thấy rung động của vỏ hộp có đặc tính đa tần. Các thành phần phổ đáng chú ý xuất hiện tại khoảng 95 Hz, 126 Hz, 189 Hz, 221 Hz, 681 Hz, 852 Hz và 1022 Hz. Trong đó, các thành phần 95-221 Hz gần với các bội tần của tần số ăn khớp cấp 2, còn các thành phần 681-1022 Hz gần với các bội tần của tần số ăn khớp cấp 1. Đặc biệt, thành phần khoảng 189 Hz gần với tần số riêng bậc 2 của vỏ hộp là 197,018 Hz, với sai lệch tương đối khoảng 4,12%. Đây là vùng tần số cần được chú ý khi đánh giá nguy cơ cộng hưởng và rung động ngang của vỏ hộp.

Kết quả nghiên cứu cho thấy vỏ hộp giảm tốc hành tinh trong mô hình có khả năng đáp ứng yêu cầu bền tổng thể dưới điều kiện

mô phỏng. Tuy nhiên, các vị trí nắp đầu trục, gối đỡ ổ lăn, gân tăng cứng và vùng liên kết giữa thân vỏ với vành răng là các khu vực nhạy cảm về ứng suất và rung động. Vì vậy, trong quá trình thiết kế, chế tạo và kiểm nghiệm hộp giảm tốc hành tinh công suất lớn, cần kết hợp đồng thời phân tích dao động riêng, ứng suất, chuyển vị động và phổ tần số để xác định vùng cần gia cường kết cấu, bố trí cảm biến đo rung và kiểm soát các dải tần số bất lợi trong vận hành. ♦

Ngày nhận bài: **22/6/2026**

Ngày phản biện: **01/7/2026**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hoàng Tiến Chiến, “Ứng dụng công nghệ CAD/CAE trong tính toán thiết kế hộp giảm tốc hành tinh dùng cho trục tải mở”. Luận văn Thạc sĩ, Trường Đại học Mỏ - Địa chất, Hà Nội, 2026.
- [2]. Trần Ngọc Minh, Trần Đức Huân, Hoàng Tiến Chiến, nnk, “Nghiên cứu đặc tính động lực học phi tuyến tính hệ truyền động hành tinh hai cấp của hộp giảm tốc hành tinh sử dụng cho trục tải mở”. Tạp chí Công nghiệp Mỏ, Số 2, tr. 37-51, 2026.
- [3]. Trần Ngọc Minh, “Nghiên cứu thiết kế, chế tạo và thử nghiệm hộp giảm tốc hành tinh dùng cho trục tải mở giếng nghiêng trong Tập đoàn TKV”. Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin, 2026.
- [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, 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, 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, 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, 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, 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, Андриященко Е. А, 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.