

Ứng dụng phần mềm Workbench và ADAMS/VIEW để phân tích chế độ làm việc đối với bánh răng hành tinh

Applying Workbench software and ADAMS/VIEW software for modal analysis of planetary gear

Nguyễn Thái Dương

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng

Email: ntduong.dct@gmail.com

Mobile: 0977.127.868

Tóm tắt

Từ khóa:

Bánh răng hành tinh; ANSYS Workbench; ADAMS/View; Phân tích chế độ làm việc.

Bánh răng hành tinh đóng vai trò là chi tiết chủ yếu trong bộ truyền bánh răng hành tinh, trong quá trình truyền động ăn khớp chịu lực tác dụng đồng thời của nhiều chi tiết khác nhau như bánh răng trung tâm, bánh răng vòng nội tiếp và các chốt ra. Do đó, tần số dao động riêng của nó và tần số ăn khớp trong quá trình truyền động nếu trùng nhau sẽ gây ra cộng hưởng, có thể phá hủy các chi tiết máy. Vì vậy, thông qua việc phân tích chế độ làm việc của bánh răng hành tinh trong môi trường ANSYS Workbench và ADAMS/View để xác định các tần số dao động riêng và kiểu hình tương ứng của nó, kết quả so sánh dựa trên hai phần mềm đã nghiệm chứng được độ tin cậy của mô hình. Kết quả mang lại giá trị tham khảo nhất định trong các thiết kế bộ truyền nói riêng và trong lĩnh vực thiết kế cơ khí nói chung.

Abstract

Keywords:

Planetary gear; ANSYS Workbench; ADAMS/View; Modal analysis.

The planetary gear serves as the main part of the planetary transmission; during transmission, the cycloid gear affects various components simultaneously, such as the center gear, the internal ring gear and output-pins. Therefore, if its own vibration frequency and engagement frequency during transmission are identical, this will generate resonance and destroy machine components. Consequently, by performing modal analysis of planetary gear on ANSYS Workbench environment and ADAMS/View to determinate the planetary gear's own vibration frequencies and correspondent shapes, compared results based on two softwares proved that the 3D solid model of transmission is reliable. The results have certain reference values in the design of the transmissions in particular or in the field of mechanical design in general.

Ngày nhận bài: 26/06/2018

Ngày nhận bài sửa: 08/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

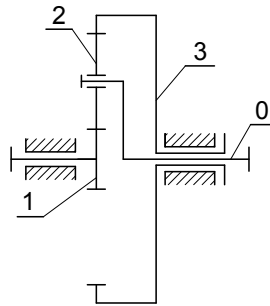
1. GIỚI THIỆU

Do bộ truyền bánh răng hành tinh có tỷ số truyền lớn, từ một trục có thể truyền năng lượng tới một số trục bị động với vận tốc góc thay đổi trong thời gian làm việc, kích thước khuôn khổ nhỏ gọn [1,2] ... Nên bộ truyền hành tinh được sử dụng khá phổ biến trong các máy cắt kim loại,

trong hệ dẫn động điều chỉnh vô cấp, trong các thiết bị đo lường. Tuy nhiên, bộ truyền bánh răng hành tinh có rất nhiều sự khác biệt so với bộ truyền bánh răng truyền thống về mặt động học (tỷ số truyền), hiệu suất và phương pháp tính toán thiết kế. Trong nước ta những năm gần đây, việc nghiên cứu tính toán đối với bộ truyền bánh răng hành tinh còn tương đối ít, tài liệu nghiên cứu còn khá hạn chế. Ngoài ra, việc phân tích động lực học trong quá trình thiết kế cũng là một yêu cầu bắt buộc, mô phỏng động lực học làm giảm thiểu việc chế tạo mẫu thử vốn tốn rất nhiều chi phí, đồng thời nó cũng giúp người thiết kế có thể khảo sát được các lựa chọn thiết kế nhằm nâng cao hiệu quả thiết kế [3]. Hầu hết các kỹ sư cơ khí và kết cấu đều có kinh nghiệm về dao động, nên một khi thiết kế xong một bộ truyền thì thiết kế của họ đều yêu cầu xem xét đến khả năng dao động [4,5,6]. Trong bài báo này, bánh răng hành tinh đóng vai trò là chi tiết chủ yếu trong bộ truyền, trong quá trình truyền động ăn khớp chịu lực tác dụng đồng thời của nhiều chi tiết khác nhau như bánh răng trung tâm, bánh răng vòng nội tiếp và các chốt ra. Do đó, tần số dao động riêng của nó và tần số ăn khớp trong quá trình truyền động nếu trùng nhau sẽ gây ra cộng hưởng, có thể phá hủy các chi tiết máy. Vì vậy, thông qua việc phân tích chế độ làm việc của bánh răng hành tinh trong môi trường ANSYS Workbench [8] và ADAMS/View [9] để xác định các tần số dao động riêng của nó, nghiệm chứng được độ tin cậy của mô hình. Kết quả mang lại giá trị tham khảo nhất định trong các thiết kế bộ truyền nói riêng và trong lĩnh vực thiết kế cơ khí nói chung.

2. MÔ HÌNH HÓA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG HÀNH TINH

2.1. Giới thiệu bộ truyền bánh răng hành tinh



Hình 1. Cơ cấu bánh răng hành tinh 2k-0.

1 - Bánh trung tâm; 2 - Bánh hành tinh; 3 - Bánh răng vòng; 0 - Cản.

Truyền động bánh răng hành tinh (như hình 1 thể hiện) là truyền động bánh răng mà trong cơ cấu có ít nhất một bánh răng có trục quay di động đối với vỏ. Bánh răng có trục quay di động đối với vỏ trong quá trình làm việc được gọi là bánh răng hành tinh. Khâu trên đó đặt bánh hành tinh được gọi là cản và được ký hiệu là số 0. Khi làm việc cản quay hoặc có thể quay quanh một trục cố định gọi là trục chính. Các bánh răng ăn khớp với bánh hành tinh và có trục trùng với trục chính được gọi là bánh trung tâm. Các khâu có thể quay quanh trục chính và khi bộ truyền làm việc tiếp nhận tải trọng ngoài được gọi là các khâu cơ bản.

2.2. Cơ sở toán học tính chọn số răng

Khi thiết kế hệ truyền động hành tinh, việc xác định số răng các bánh trong hệ liên quan chặt chẽ với các thông số như: tỷ số truyền, hiệu suất truyền động. Do đó số răng các bánh răng được chọn phải đảm bảo các yêu cầu về tỷ số truyền, độ bền uốn của răng và các đặc điểm kết cấu của truyền động hành tinh, đó là các yêu cầu về điều kiện đồng trục, điều kiện lắp và điều kiện kê.

2.2.1. Điều kiện đồng trục

Trong các truyền động hành tinh, 2 hoặc 3 bánh trung tâm phải đảm bảo yêu cầu trục hình học của các bánh trung tâm này trùng nhau. Đó là yêu cầu đồng trục.

Ở cơ cấu 2k-0 (hình 1), trục quay của bánh 1 và 3 trùng nhau khi khoảng cách trục a_{12} giữa bánh trung tâm 1 và bánh hành tinh 2 và khoảng cách trục a_{23} giữa bánh răng vòng 3 và bánh hành tinh 2 bằng nhau, tức là:

$$a_{12} = a_{23} \quad (1)$$

Hoặc:
$$r_1 + r_2 = r_3 - r_2 \quad (2)$$

Với các bánh răng cùng mô đun thì:
$$Z_1 + 2Z_2 = Z_3 \quad (3)$$

2.2.2. Điều kiện lắp

Trong truyền động hành tinh, số bánh răng hành tinh thường chọn từ 3 đến 6. Muốn cho bộ truyền làm việc được, phải đảm bảo điều kiện lắp, tức là đảm bảo điều kiện: Trục đối xứng của các rãnh răng của tất cả bánh vệ tinh phải trùng với trục đối xứng của các răng bánh trung tâm ăn khớp với các bánh vệ tinh.

Giả sử cùng ăn khớp với 1 bánh trung tâm có q bánh vệ tinh, chúng cách đều nhau 1 góc bằng:

$$\gamma = \frac{2\pi}{q} \quad (4)$$

Điều kiện lắp khi có hai bánh răng trung tâm cùng ăn khớp với q bánh hành tinh là:

$$\frac{Z_1 + Z_3}{q} = k \quad (5)$$

Với k là số nguyên.

2.2.3. Điều kiện kê

Khi số bánh răng hành tinh q tăng lên, có thể xảy ra trường hợp vòng đỉnh của chúng cắt nhau, khả năng này sẽ không xảy ra nếu:

$$d_{a2} < l \quad (6)$$

Trong đó: d_{a2} : Đường kính vòng đỉnh của bánh hành tinh

l : khoảng cách từ trục của bánh hành tinh kề nhau, khoảng cách này có thể biểu diễn qua đường kính vòng chia của các bánh trung tâm và bánh vệ tinh.

$$\frac{l}{2} = 0,5(d_2 + d_1) \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) \quad (7)$$

Với
$$\gamma = \frac{2\pi}{q}$$

Do đó:

$$d_{a2} < \left[(d_2 + d_1) \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) \right] \quad (8)$$

Nếu thay:

$$\begin{aligned} d &= m \cdot Z \\ d_{a2} &= m(Z_2 + 2) \\ u_{12} &= \frac{(P-1)}{2} = \frac{Z_2}{Z_1} \end{aligned}$$

Ta xác định được trị số lớn nhất của P và do đó tỷ số truyền: $i_{10}^3 = (1+P)$ đảm bảo điều kiện kê.

Với bánh răng không dịch chỉnh: $P \leq \frac{1 + \sin\left(\frac{\pi}{q}\right) - \frac{4}{Z_1} - \frac{2\Delta}{mZ_1}}{1 - \sin\left(\frac{\pi}{q}\right)}$ (9)

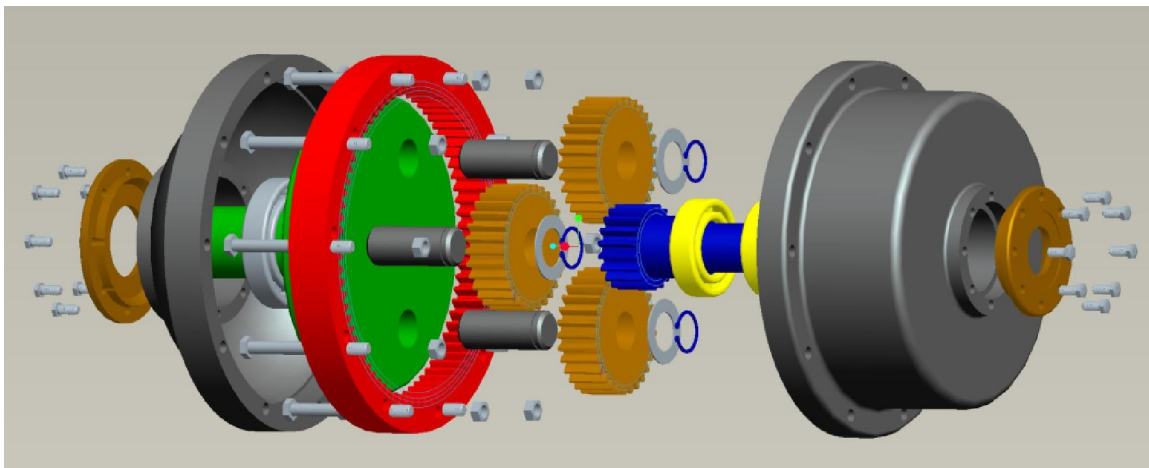
Trong đó Δ là khe hở cần thiết, thường chọn $\Delta = m$, khi đó P chỉ còn phụ thuộc vào q và Z_1 .

2.3. Mô hình hóa bộ truyền bánh răng hành tinh số răng

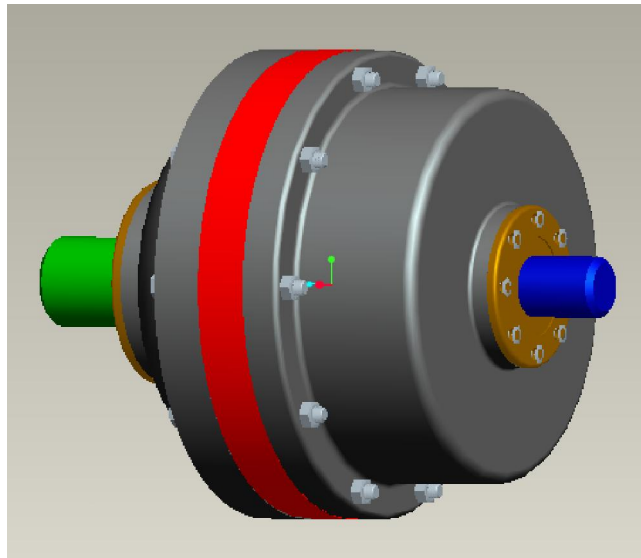
Ví dụ: Thiết kế bộ truyền bánh răng hành tinh với số liệu ban đầu: Công suất trên trục vào $P_1 = 11 \text{ kW}$; số vòng quay trên trục vào: $n_1 = 1450$ vòng/phút ; tỷ số truyền: $i = 5$.

Sau khi tiến hành tính toán, thu được các thông số hình học cơ bản của bộ truyền như bảng sau thể hiện:

Số răng bánh trung tâm Z_1	Số răng bánh hành tinh Z_2	Số răng bánh răng vòng Z_3	Mô đun m	Bề rộng răng B	Góc ăn khớp α
19	29	77	1,25	12,5 mm	20°



Hình 2. Bản vẽ khai triển 3D bộ truyền bánh răng hành tinh



Hình 3. Mô hình 3D bộ truyền bánh răng hành tinh

Tiến hành áp dụng phần mềm thiết kế 3D Pro/E 4.0 [7] để mô hình hóa thực thể 3D các chi tiết chủ yếu của các bộ truyền, sau đó tiến hành lắp ráp các chi tiết để tạo thành bộ truyền bánh răng hành tinh như hình 2 và hình 3 thể hiện.

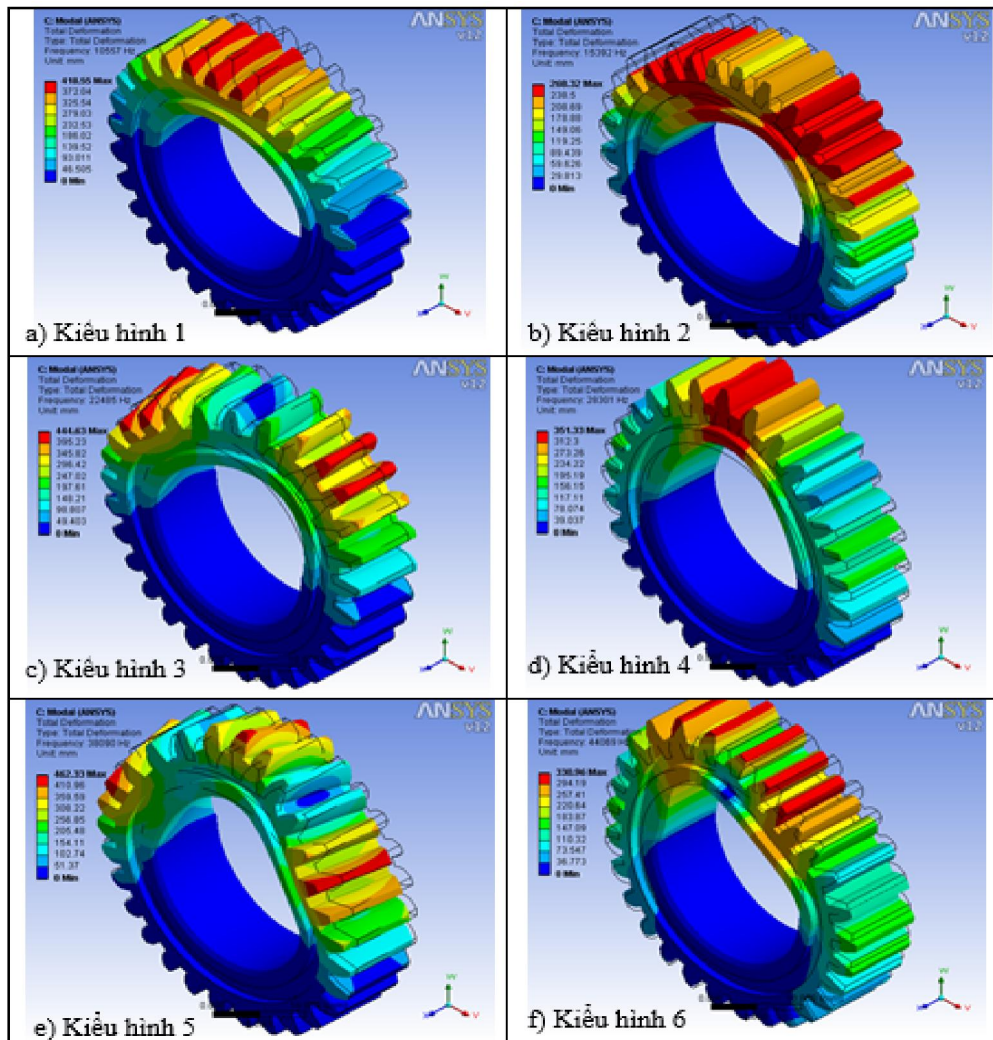
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Phân tích kết quả dựa trên phần mềm Workbench

Dựa vào lý thuyết cũng như thực tế có thể thấy rằng, các trạng thái làm việc cấp thấp của kết cấu sẽ ảnh hưởng tương đối lớn đến rung động của kết cấu, do đó trong phân tích chế độ làm việc, thông thường chỉ cần biết một số tần số dao động riêng và kiểu hình tương ứng ban đầu, mà không cần phải tìm toàn bộ tần số dao động và kiểu hình tương ứng của nó. Bài báo chỉ chọn ra 6 mode dao động ban đầu của bánh răng hành tinh.

Sau khi tính toán thu được các tần số dao động riêng và kiểu hình tương ứng của bánh răng hành tinh. Bảng 1 và hình 4 thể hiện 6 tần số dao động riêng và kiểu hình tương ứng ban đầu của bánh răng hành tinh.

Do bánh răng hành tinh là chi tiết chủ yếu trong truyền động, nên nó cũng chính là một trong các yếu tố chủ yếu ảnh hưởng đến đặc tính rung động của toàn máy, tuy nhiên có thể tính toán tần số ăn khớp trong quá trình truyền động vào khoảng $f = i \cdot (n/60) = 5 \cdot (1450/60) = 120\text{Hz}$, tần số ăn khớp này so với tần số dao động riêng thứ nhất của bánh răng hành tinh là 10557 Hz cách nhau rất xa, nghiệm chứng được độ tin cậy của mô hình. Quan sát các kiểu hình ứng với các tần số dao động riêng có thể thấy rằng chuyển vị lớn nhất của bánh răng hành tinh đều phát sinh tại đỉnh răng.



Hình 4. Các kiểu hình của bánh răng hành tinh

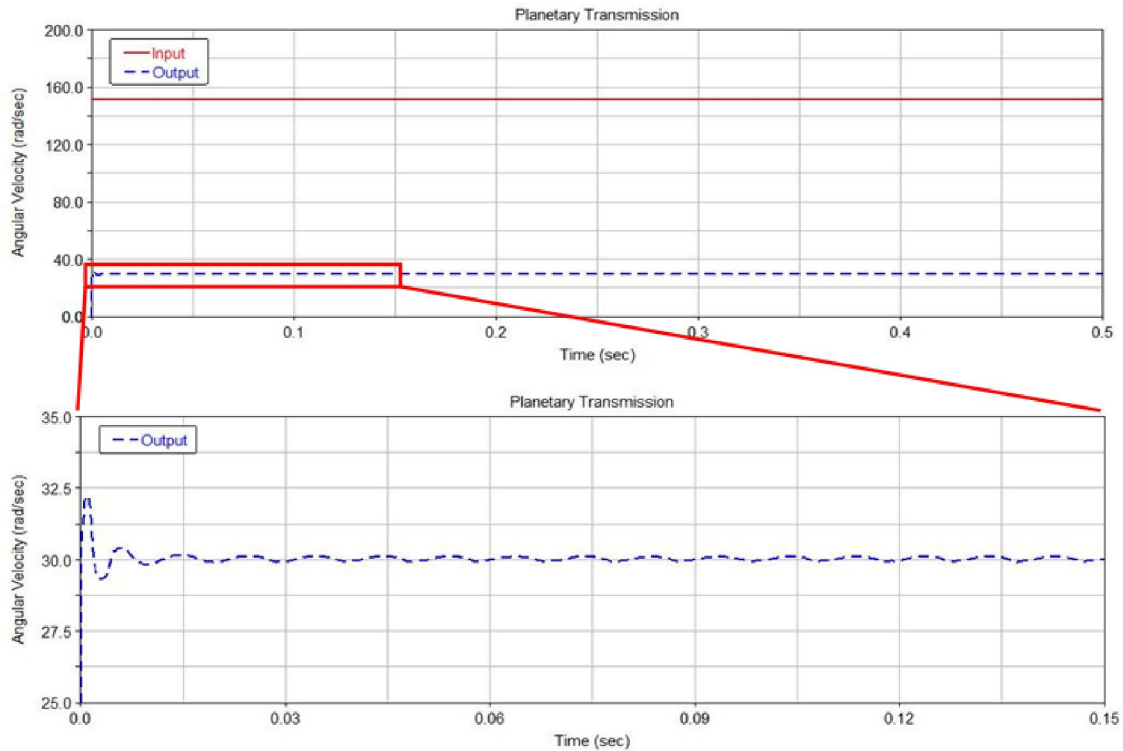
Bảng 1. 6 tần số dao động riêng và kiểu hình tương ứng ban đầu của bánh răng hành tinh

STT	Tần số dao động riêng/Hz	Kiểu hình tương ứng
1	10557	Uốn cong trong mặt phẳng YOZ
2	15392	Uốn cong trong mặt phẳng YOZ và XOZ
3	22485	Uốn cong trong mặt phẳng XOZ
4	28301	Xoắn
5	38090	Uốn cong trong mặt phẳng YOZ
6	44069	Uốn cong trong mặt phẳng YOZ và XOZ

3.2. Phân tích kết quả dựa trên phần mềm ADAMS/View

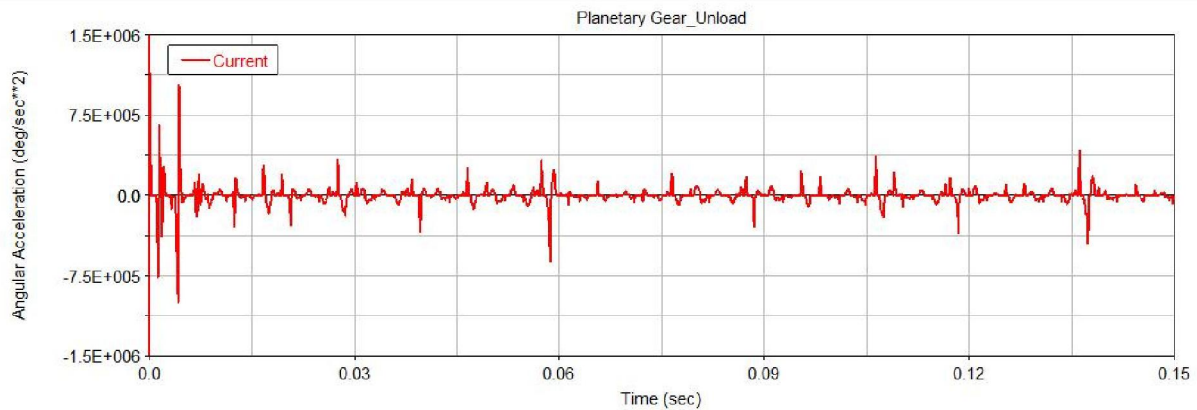
Sau khi tính toán trong điều kiện không tải, thu được các kết quả như hình 6 và hình 7 thể hiện. Trong đó, hình 5 thể hiện sự biến đổi vận tốc góc của trục ra theo thời gian, có thể thấy rằng: do ban đầu trong bộ truyền còn tồn tại các khe hở khó tránh khỏi, nên lúc bắt đầu chuyển động, sự thay đổi vận tốc góc có tính chu kỳ tương đối lớn. Qua thời gian rất nhanh, sự biến đổi vận tốc góc trở nên ổn định và dần đạt đến giá trị vận tốc góc trung bình là 30.06 rad/s, từ đó dễ

dùng tính ra tỷ số truyền trung bình của bộ truyền bánh răng là $i = 5.05$; so với tỷ số truyền ban đầu là $i = 5$ thì sai số rất nhỏ, do đó có thể nhận thấy mô hình 3D của bộ truyền bánh răng hành tinh có tính chính xác cao.

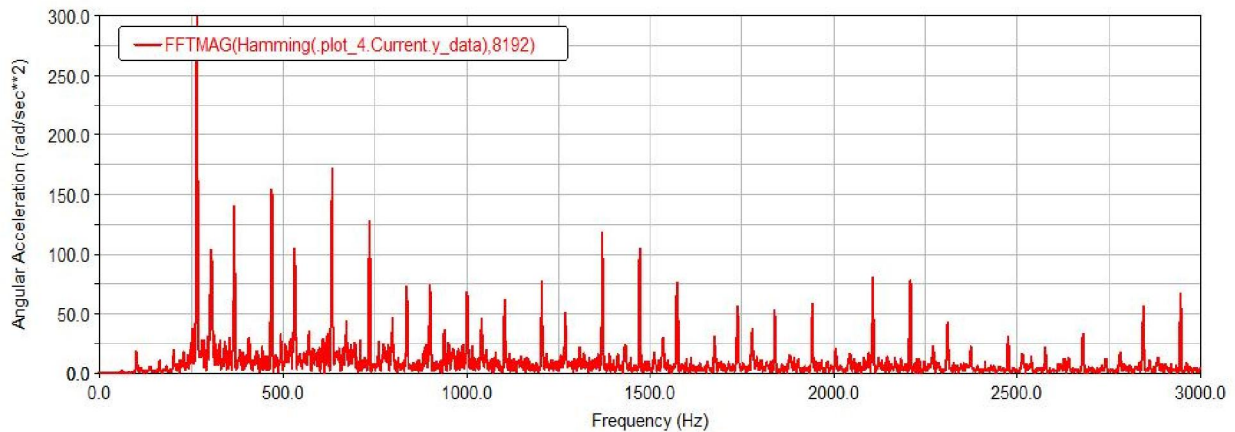


Hình 5. Sự thay đổi vận tốc góc của trục ra theo thời gian

Để khảo sát sâu hơn về đặc tính động lực học của bộ truyền bánh răng này, kết quả đã cho ra sự biến đổi gia tốc góc của bánh răng hành tinh, đồng thời thông qua phương pháp biến đổi Fourier để thu được đặc tính phổ tần của chi tiết đó. Hình 6 thể hiện sự thay đổi gia tốc góc của bánh răng hành tinh theo thời gian. Sau khi sử dụng phương pháp biến đổi Fourier đối với sự biến đổi gia tốc của bánh răng trên, thu được đường cong đặc tính phổ tần gia tốc góc của bánh răng hành tinh như hình 7 thể hiện. Dựa trên hình 7, tiến hành chọn ra 7 vị trí có giá trị tần số gia tốc góc lớn nhất đối với chi tiết bánh răng hành tinh như được thể hiện trong bảng 2.



Hình 6. Sự thay đổi gia tốc góc của bánh răng hành tinh theo thời gian



Hình 7. Đặc tính phổ tần gia tốc góc của bánh răng hành tinh

Bảng 2. Đặc tính phổ tần của bánh răng hành tinh ở trạng thái không tải

Số thứ tự		1	2	3	4	5	6	7
Bánh răng hành tinh	Tần số (Hz)	101	266,5	305,6	368	407,1	469,5	553
	Độ lớn (rad/s ²)	21	302,8	129,1	149,5	58,6	185,3	129,4

Dựa vào bảng 2 có thể thấy rằng: tần số của bánh răng hành tinh vào khoảng 101 Hz xuất hiện giá trị độ lớn tương đối (trị số gia tốc góc là 21 rad/s²), điều này có thể được giải thích là do tần số lúc này và tần số ăn khớp giữa bánh răng hành tinh và các bánh răng khác [$f=i*(n/60)=120$ Hz] tương đối gần, và khi đó trị số độ lớn sẽ được khuếch đại lên. Tuy nhiên, ở những tần số tiếp theo như tần số 266.5 Hz xuất hiện giá trị cực đại (trị số gia tốc góc là 302.8 rad/s²), nhưng ở khoảng cách tương đối xa so với tần số ăn khớp. Như vậy, dựa vào những phân tích trên nghiệm chứng mô hình 3D của bộ truyền bánh răng hành tinh làm việc ở môi trường không tải đạt độ tin cậy cao.

4. KẾT LUẬN

Bài báo giới thiệu sơ lược cơ sở tính toán của bộ truyền bánh răng hành tinh. Sau đó, ứng dụng phần mềm thiết kế 3D Pro Engineering 4.0 để mô hình hóa bộ truyền. Sau khi chuyển đổi đã được đưa vào môi trường Ansys Workbench và ADAMS/View để phân tích chế độ làm việc của bánh răng hành tinh, kết quả phân tích dựa trên cả hai phần mềm đều cho thấy mô hình bộ truyền bánh răng hành tinh làm việc đạt độ tin cậy cao. Kết quả phân tích mang lại giá trị tham khảo nhất định trong việc thiết kế bộ truyền nói riêng và trong lĩnh vực thiết kế cơ khí nói chung.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. https://en.wikipedia.org/wiki/Epicyclic_gearing
- [2]. <http://www.instructables.com/id/Planetary-Gear/>
- [3]. Ling X., Nan G. and Aijun H. (2018), *Dynamic analysis of a planetary gear system with multiple nonlinear parameters*, Journal of Computational and Applied Mathematics, Volume 327, pp. 325-340.

[4]. Farshad S.A., Mina M., Farhad S.S. and Mohamad A.H. (2014), *Vibration behavior optimization of planetary gear sets*, Propulsion and Power Research, Volume 3, Issue 4, pp. 196-206.

[5]. Parra J. and Cristian M.V. (2017), *Two methods for modeling vibrations of planetary gearboxes including faults: Comparison and validation*, Mechanical Systems and Signal Processing

[6]. Song X. and Ian H. (2018), *Torsional vibration signal analysis as a diagnostic tool for planetary gear fault detection*, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 100, pp.706-728.

[7]. <http://www.ptc.com/cad/pro-engineer>.

[8]. <http://www.ansys.com/>

[9]. https://en.wikipedia.org/wiki/MSC_ADAMS