



KHẢO SÁT ĐẶC TÍNH ĐỘNG LỰC HỌC TRONG BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CYCLOID DỰA TRÊN PHẦN MỀM ADAMS/VIEW

Nguyễn Thái Dương^{1*}, Đào Thanh Hùng¹

Tóm tắt: Bài báo dựa trên bộ truyền bánh răng Cycloid thông thường đề xuất bộ truyền bánh răng Cycloid bao kép mới, mô tả phương pháp bao kép và phương trình biên dạng cặp ăn khớp liên hợp của các bộ truyền. Sau đó, sử dụng phần mềm Pro/Engineer 4.0 để dựng biên dạng cặp ăn khớp liên hợp, từ đó mô hình hóa 3D cho bộ truyền. Thông qua mô phỏng động lực học hệ thống trong môi trường ADAMS/View ở trạng thái không tải và đầy tải, kết quả nghiệm chứng được độ tin cậy của mô hình, đồng thời cho ra được các kết quả cho mục đích nghiên cứu rung động. Kết quả mang lại giá trị tham khảo nhất định trong việc thiết kế các bộ truyền nói riêng và trong lĩnh vực thiết kế cơ khí nói chung.

Từ khóa: Truyền động bánh răng; bánh răng Cycloid; rung động; mô phỏng động lực học hệ thống; ADAMS/View.

Determining dynamic characteristics of cycloid gear transmission based on Adams/View software

Abstract: The article is based on the conventional cycloid transmission to propose a new double-enveloping cycloid transmission. The double - enveloping method and the curve equation of the double-enveloping conjugated tooth pair profile is described. Then conjugated tooth pair profile is built by using the Pro / Engineer 4.0 software, from which the 3D modeling for the transmission is designed. By the analysis of working condition in no-load and full-load is done to obtain the system dynamic simulation of cycloid transmission, the results represent that the 3D solid model of transmission is reliable, at the same time, the results of this paper is useful for the purpose of vibration study. Finally, the results of the paper have certain reference values in the design of the transmissions in particular or in the field of mechanical design.

Keyword: Gear transmission; Cycloid gear; vibration; system dynamic simulation; ADAMS/View.

Nhận ngày 10/5/2017; sửa xong 19/6/2017; chấp nhận đăng 23/6/2017
Received: May 10, 2017; revised: June 19, 2017; accepted: June 23, 2017



1. Đặt vấn đề

Bộ truyền bánh răng Cycloid có kết cấu nhỏ gọn, trọng lượng nhẹ, tỷ số truyền lớn, hiệu suất truyền động cao, khả năng tải lớn [1,2]... nên bộ truyền này được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực như kỹ thuật cơ khí, kỹ thuật nâng chuyển, luyện kim, dệt may... ở trong và ngoài nước. Chính vì vậy, bộ truyền bánh răng Cycloid từ lâu đã trở thành một đề tài nóng cho các nhà kỹ thuật trên khắp thế giới quan tâm nghiên cứu nhằm cải tiến bộ truyền để đạt hiệu quả tốt nhất hoặc thiết kế một dạng mới của bộ truyền bánh răng Cycloid... Kết quả là đã có rất nhiều bộ truyền Cycloid mới được thiết kế lý luận, chế tạo kiểm nghiệm và thu lại những kết quả rất hiệu quả đáp ứng được nhu cầu sử dụng trong thực tế, có thể kể đến như bộ truyền FA, bộ truyền Dojen, bộ truyền RV, bộ truyền Twinspin... Những năm gần đây, bộ truyền bánh răng bao kép [3,4] được nghiên cứu lý luận một cách mạnh mẽ vì những đặc tính ưu việt như nâng cao độ chính xác truyền động, khả năng chịu tải tốt hơn... Thêm vào đó, nghiên cứu mô phỏng động lực học dựa trên phần mềm SolidWorks COSMOS cũng như trong phần mềm ANSYS Workbench cho thấy thiết kế có con lăn gây ra sự biến đổi chuyển động và rung động lớn hơn so với thiết kế không có con lăn, đồng thời độ lớn ứng suất của thiết kế không có con lăn cũng nhỏ hơn so với thiết kế có con lăn [5,6]. Hiện nay, rung động thường gây ảnh hưởng nghiêm trọng cho người và máy. Rung động và cộng hưởng có thể làm nứt, gãy các chi tiết máy như đai ốc, bu lông, trục,... Tiếng ồn, kết quả của rung động, tác động đến người vận hành máy trong một thời gian dài có thể gây mờ mắt, ù tai, làm việc kém hiệu quả và một số bệnh nghề nghiệp khác. Chính vì vậy, để tiết kiệm nguyên vật liệu, chi phí gia công và đánh giá kiểm nghiệm, đề tài đã thiết lập mô

¹ ThS, Trường Cao đẳng Công nghệ - Đại học Đà Nẵng.

*Tác giả chính. E-mail: ntduong.dct@gmail.com.

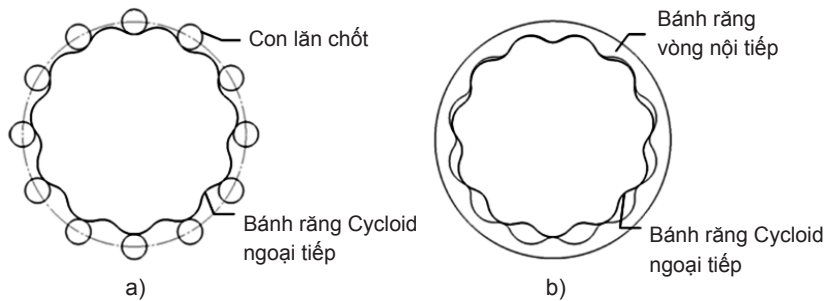


hình hóa bộ truyền bánh răng Cycloid, sau đó tiến hành mô phỏng bộ truyền trong môi trường ADAMS/View để khảo sát đặc tính động lực học, từ đó nghiệm chứng kết quả thiết kế mô hình, bên cạnh đó sẽ cung cấp được các dữ liệu cho mục đích nghiên cứu rung động. Kết quả phân tích sẽ mang lại ý nghĩa lý luận quan trọng và có tính ứng dụng cao trong thực tế.

2. Mô hình hóa bộ truyền bánh răng Cycloid

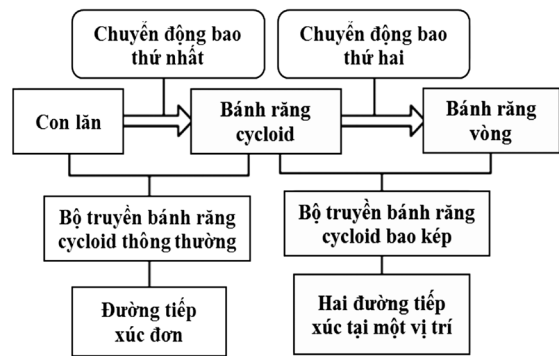
2.1 Cặp ăn khớp Cycloid bao kép

Cặp ăn khớp liên hợp trong bộ truyền bánh răng Cycloid thông thường là do biên dạng răng của bánh răng Cycloid và biên dạng của con lăn. Trong Hình 1 trình bày cặp ăn khớp liên hợp được ứng dụng dựa trên hiện tượng tiếp xúc hai lần trong truyền động bánh răng. Từ đó, cặp ăn khớp liên hợp Cycloid hai lần tiếp xúc được suy luận ra thông qua việc ứng dụng phương pháp bao kép, cặp ăn khớp này là do biên dạng bánh răng Cycloid thông thường (bánh răng Cycloid ngoại tiếp) và biên dạng của bánh răng bao kép (bánh răng vòng nội tiếp) hình thành, như Hình 1.b thể hiện.



Hình 1. Cặp ăn khớp Cycloid thông thường và bao kép

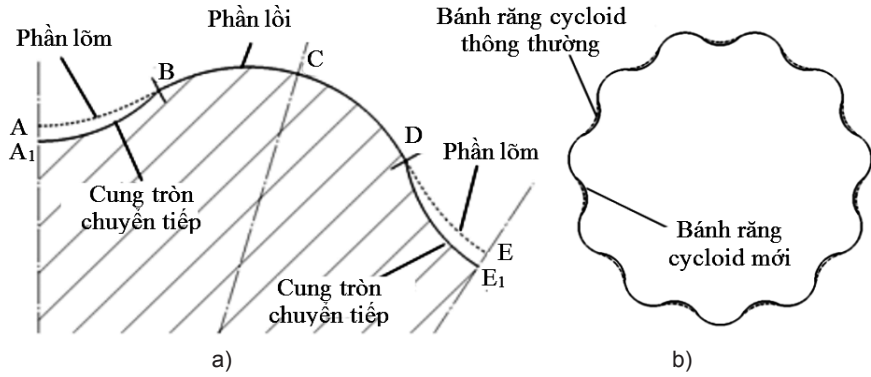
Hình 2 mô tả phương pháp bao kép. Theo nguyên lý ăn khớp bánh răng, biên dạng răng liên hợp là biên dạng do sự chuyển động tiếp xúc cho trước của phôi và dao cắt mà hình thành. Trong bộ truyền bánh răng Cycloid thông thường, biên dạng răng của bánh răng Cycloid là do biên dạng của con lăn đóng vai trò là dao cắt, thông qua chuyển động tiếp xúc tương đối giữa dao cắt và phôi gia công mà đạt được. Sau đó, nếu như bây giờ xem biên dạng răng của bánh răng Cycloid đóng vai trò là bề mặt dao cắt, dựa trên sự chuyển động tiếp xúc tương đối cho trước giữa bề mặt dao cắt và phôi gia công, sẽ thu được biên dạng răng của bánh răng vòng bao kép. Từ đó, cặp ăn khớp liên hợp được hình thành thông qua việc kết hợp giữa biên dạng răng của bánh răng Cycloid và biên dạng răng của bánh răng vòng bao kép, được gọi là cặp ăn khớp Cycloid bao kép.



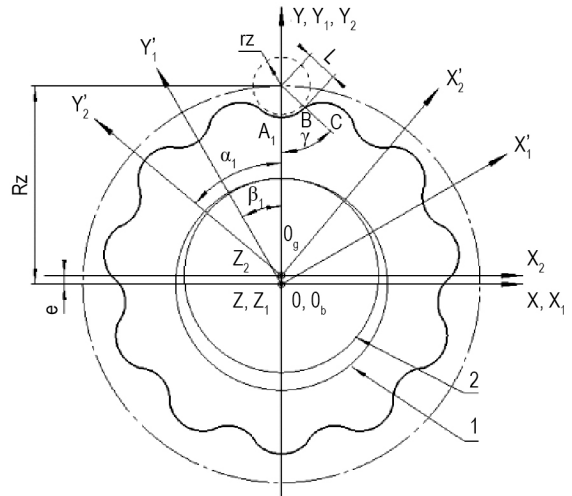
Hình 2. Phương pháp bao kép

2.2 Cặp ăn khớp cycloid bao kép không hoàn toàn

Cặp ăn khớp Cycloid bao kép nhiều ưu điểm nổi bật [3] như lợi dụng tiếp xúc kép để nâng cao khả năng chịu tải; sự gia tăng thêm đường tiếp xúc góp phần làm giảm sai số thông qua hiệu ứng quân bình hóa sai số, từ đó sẽ nâng cao độ chính xác truyền động; ngoài ra, đặc tính ăn khớp của đường tiếp xúc thứ hai có lợi cho việc nâng cao tính năng bôi trơn và độ bền tiếp xúc. Tuy nhiên, đặc tính tiếp xúc đôi của truyền động này yêu cầu sai số gia công cũng như sai số lắp ghép cho cặp ăn khớp liên hợp này vô cùng nhạy cảm, cũng có thể nói là trong trường hợp này thì độ chính xác gia công là rất cao, từ đó mới có thể thực hiện được quá trình tiếp xúc đôi trong vùng ăn khớp nhất định, khi đó mới có thể phát huy hết đặc tính ăn khớp nổi trội của đường tiếp xúc thứ hai. Để giảm bớt độ nhạy cảm của sai số gia công cặp ăn khớp Cycloid bao kép, đồng thời vẫn giữ được tính năng nổi bật của đường tiếp xúc thứ hai, trong nội dung này dựa trên cặp ăn khớp Cycloid bao kép ban đầu sẽ đề xuất ra cặp ăn khớp mới: cặp ăn khớp Cycloid bao kép không hoàn toàn.


Hình 3. Biên dạng bánh răng Cycloid

Dựa trên đặc điểm biên dạng bánh răng của Cycloid, đề xuất phương pháp tạo hình biên dạng bánh răng Cycloid không hoàn toàn như sau: biên dạng răng được tạo nên bởi hai phần, trong đó: một phần giống với phần lõi của bánh răng Cycloid thông thường, phần còn lại là cung tròn được dùng như là đường cong chuyển tiếp. Trong Hình 3.a, đường cong A_1BCDE_1 là biên dạng một răng của bánh răng Cycloid không hoàn toàn, đường cong BCD là phần lõi của biên dạng bánh răng Cycloid thông thường; đường cong A_1B và DE_1 là phần lõm của biên dạng bánh răng Cycloid, tuy nhiên phần lõm của bánh răng Cycloid mới này không tham gia ăn khớp trong quá trình bộ truyền làm việc. Hình 3.b thể hiện sự so sánh giữa hai biên dạng: biên dạng bánh răng Cycloid thông thường và biên dạng bánh răng Cycloid mới.


Hình 4. Hệ tọa độ

Hệ tọa độ được thiết lập như Hình 4, trong đó bánh răng vòng thể hiện là thành phần 1, thành phần 2 thể hiện bánh răng Cycloid-cung tròn ngoại tiếp, trong đó đường cong A_1B thể hiện biên dạng phần lõm dịch chuyển của bánh răng Cycloid-cung tròn, còn đường cong BC thể hiện biên dạng phần lõi của bánh răng Cycloid-cung tròn.

Phương trình biên dạng phần lõi $\Sigma_{BC}^{(2)}$ của bánh răng Cycloid-cung tròn tại hệ tọa độ $O_g X_2 Y_2 Z_2$ được thể hiện như sau [4,6]:

$$\begin{cases} x_{2BC} = R_z \sin[(i-1)\beta_1] + r_z \cos[\theta - (i-1)\beta_1] - e \sin(i\beta_1) \\ y_{2BC} = R_z \cos[(i-1)\beta_1] + r_z \sin[\theta - (i-1)\beta_1] - e \cos(i\beta_1) \\ z_{2BC} = v \\ \phi_1 = [R_z(i-1)\cos\theta - ie\cos(\theta + \beta_1)]\omega_1 = 0 \end{cases}, \beta_1 \in (\beta_1, \pi) \quad (1)$$

Biên dạng phần lõm A_1B của bánh răng Cycloid-cung tròn là đường cong chuyển tiếp, không tham gia trong quá trình ăn khớp. Phương trình biên dạng của cung tròn này được thể hiện như sau [4,6]:

$$\begin{cases} x_{2A_1B} = L \sin \gamma \\ y_{2A_1B} = R_z - e - L \cos \gamma \\ z_{2A_1B} = v \end{cases} \quad (2)$$

Phương trình biên dạng của bánh răng vòng nội tiếp được thể hiện như sau [4,6]:

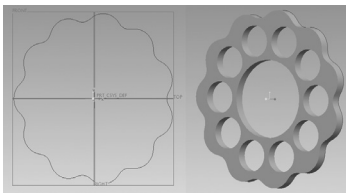


$$\begin{cases} x_1 = R_z \sin\left[\frac{(i-1)(\alpha_1 + i\beta_1)}{i}\right] + r_z \cos\left[\theta + \frac{1-i}{i}\alpha_1 + (i-1)\beta_1\right] \\ -e\left[\sin\left(\frac{\alpha_1}{i}\right) + \sin\left(\frac{i-1}{i}\alpha_1 + i\beta_1\right)\right] \\ y_1 = R_z \cos\left[\frac{(i-1)(\alpha_1 + i\beta_1)}{i}\right] + r_z \sin\left[\theta + \frac{1-i}{i}\alpha_1 + (i-1)\beta_1\right] \\ +e\left[\cos\left(\frac{\alpha_1}{i}\right) - \cos\left(\frac{i-1}{i}\alpha_1 + i\beta_1\right)\right] \\ z_1 = v \\ \phi_2 = \sin\left(\frac{\alpha_1 + i\beta_1}{2}\right)\sin\left(\theta - \frac{\alpha_1 + (i-2)\beta_1}{2}\right) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

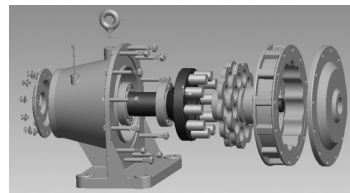
2.3 Mô hình hóa các bộ truyền bánh răng Cycloid

Bánh răng Cycloid là một chi tiết dạng đĩa có các lỗ được phân bố đồng đều, biên dạng răng của bánh răng Cycloid là một nét đặc trưng của bánh răng này; việc tạo ra được biên dạng răng Cycloid là một điểm khó của chi tiết này. Do trong phần mềm Pro/E 4.0 không có các lệnh để vẽ được biên dạng răng của bánh răng Cycloid, nên trong phần này sẽ dựa vào các phương trình biên dạng tương ứng để tính toán ra các tọa độ điểm, từ đó dễ dàng hình thành nên biên dạng răng Cycloid như Hình 5 thể hiện.

Tương tự, tiến hành áp dụng phần mềm thiết kế 3D Pro/E 4.0 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 Cycloid như Hình 6 thể hiện.



Hình 5. Bánh răng Cycloid

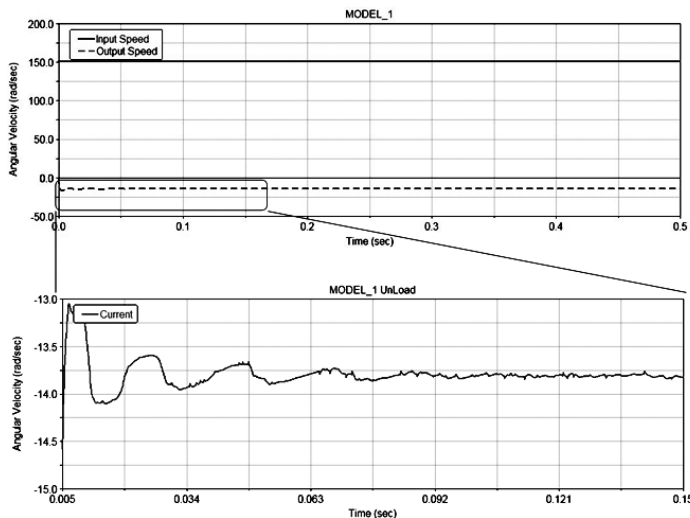


Hình 6. Mô hình 3D bộ truyền bánh răng Cycloid

3. Kết quả và thảo luận

Sau khi thiết lập các thông số đầu vào và các điều kiện biên cho bộ truyền bánh răng Cycloid trong môi trường ADAMS/View, tiến hành tính toán trong hai trường hợp thu được các kết quả như sau:

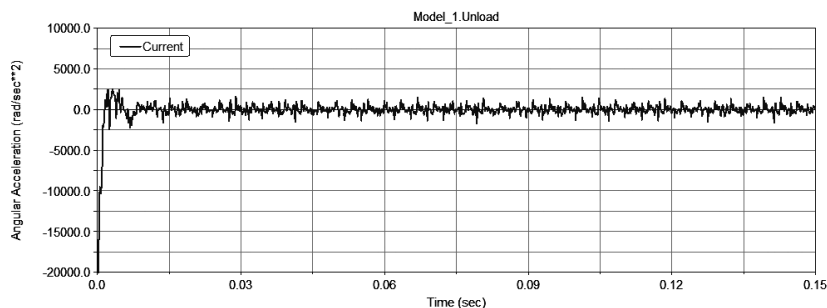
3.1 Đặc tính động lực học của bộ truyền trong điều kiện không tải



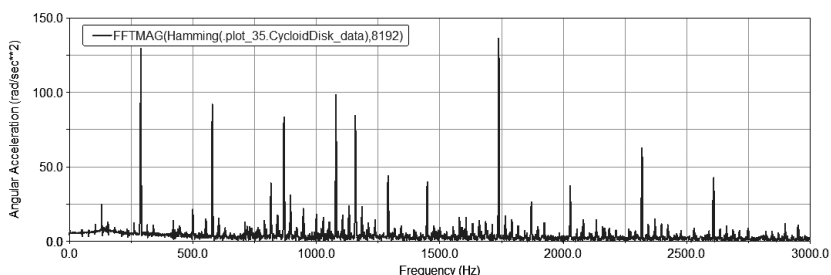
Hình 7. Sự thay đổi vận tốc góc của trục ra theo thời gian

Sau khi tính toán trong điều kiện không tải, thu được các kết quả như Hình 7 và Hình 8 thể hiện. Trong đó, Hình 7 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 -13.8334 rad/s , từ đó dễ dàng tính ra tỷ số truyền trung bình của bộ truyền bánh răng là $i = 10.97$; so với tỷ số truyền ban đầu là $i = 11$ thì sai số rất nhỏ, do đó có thể nhận thấy mô hình 3D của bộ truyền bánh răng cycloid mới có tính chính xác cao.

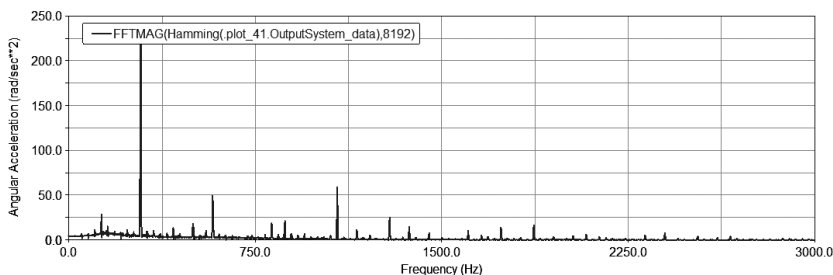
Để khảo sát sâu hơn về đặc tính động lực học của bộ truyền bánh răng Cycloid mới này, kết quả đã cho ra sự biến đổi gia tốc góc của các chi tiết chủ yếu, đồng thời thông qua phương pháp biến đổi Fourier để thu được các phổ tần của các chi tiết chủ yếu trong bộ truyền. Hình 8 thể hiện sự thay đổi gia tốc góc của bánh răng Cycloid mới 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 Cycloid như Hình 9 thể hiện. Tương tự, cũng thu được đường cong đặc tính phổ tần gia tốc góc của trục ra bộ truyền như Hình 10 thể hiện. Dựa trên hình 9 và 10, tiến hành chọn ra 7 vị trí có giá trị tần số gia tốc góc lớn nhất đối với cả 2 chi tiết bánh răng và trục ra của bộ truyền như được thể hiện trong Bảng 1.



Hình 8. Sự thay đổi gia tốc góc của bánh răng Cycloid theo thời gian



Hình 9. Đặc tính phổ tần gia tốc góc của bánh răng Cycloid



Hình 10. Đặc tính phổ tần gia tốc góc của trục ra

Bảng 1. Đặc tính phổ tần của các chi tiết chủ yếu ở trạng thái không tải

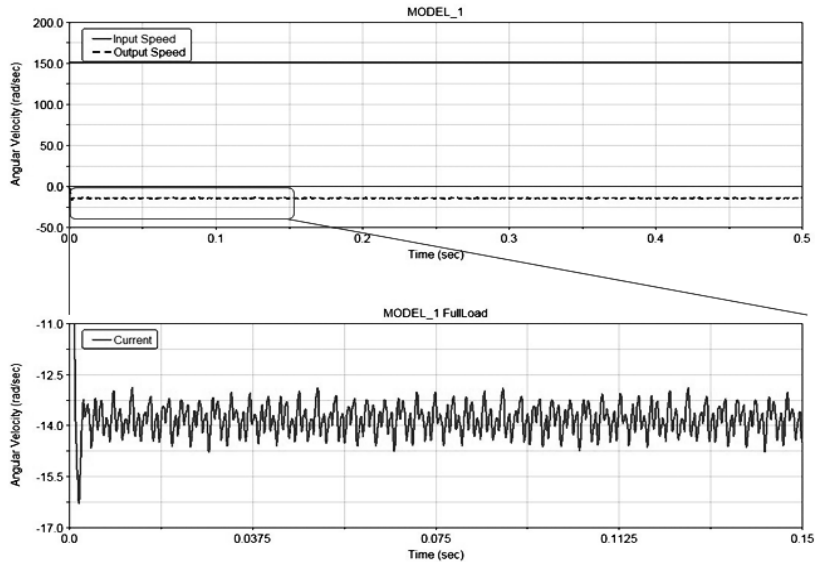
Số thứ tự		1	2	3	4	5	6	7
Bánh răng cycloid	Tần số (Hz)	131.8	290.5	580	816.8	870.5	1080.5	1291.7
	Độ lớn (rad/s^2)	25	129.8	92	39.16	83.66	98.38	44.27
Trục ra	Tần số (Hz)	131.8	290.5	580	816.8	870.5	1080.5	1291.7
	Độ lớn (rad/s^2)	28.7	225.4	49.56	18.8	21.3	59.2	25.1



Dựa vào Bảng 1 có thể thấy rằng: tần số của cả hai chi tiết bánh răng Cycloid và trục ra vào khoảng 290.5 Hz đều xuất hiện giá trị độ lớn cực đại, điều này có thể được giải thích là do tần số lúc này và tần số ăn khớp giữa bánh răng Cycloid và bánh răng vòng ($f=i*(n/60)=266$ Hz) tương đối gần, và khi đó trị số độ lớn sẽ được khuếch đại lên.

3.2 Đặc tính động lực học của bộ truyền trong điều kiện đầy tải

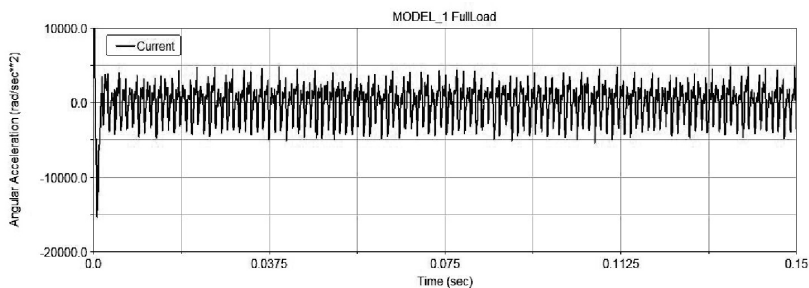
Để khảo sát đặc tính động lực học của bộ truyền trong điều kiện đầy tải, tiến hành thiết lập mômen xoắn đặt trên trục ra. Sau khi tính toán, thu được kết quả như Hình 11 thể hiện.



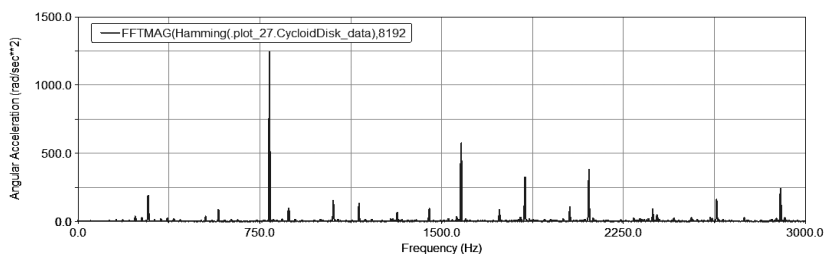
Hình 11. Sự thay đổi vận tốc góc của trục ra theo thời gian

Dựa vào Hình 11 có thể thấy vận tốc góc trung bình của trục ra bộ truyền là - 13.7835 rad/s, tức tỷ số truyền trung bình là 11.0155, so với tỷ số truyền lý thuyết là 11 thì sai số rất nhỏ, có thể bỏ qua. Một lần nữa cho thấy mô hình 3D của bộ truyền bánh răng Cycloid đạt được độ tin cậy cao.

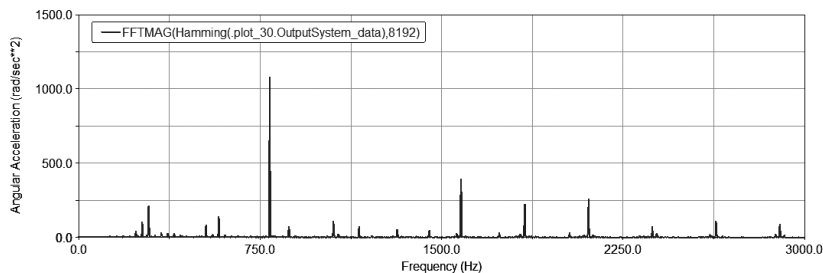
Để khảo sát sâu hơn đến đặc tính động lực học của bộ truyền bánh răng Cycloid ở trạng thái đầy tải. Tương tự như trên, dựa trên sự thay đổi gia tốc góc của bánh răng Cycloid và trục ra thông qua phương pháp biến đổi Fourier để thu được các đường cong đặc tính phổ tần của 2 chi tiết trên như Hình 13, Hình 14 và Bảng 2 thể hiện.



Hình 12. Sự thay đổi gia tốc góc của bánh răng cycloid theo thời gian



Hình 13. Đặc tính phổ tần gia tốc góc của bánh răng cycloid



Hình 14. Đặc tính phổ tần gia tốc góc của trục ra

Bảng 2. Đặc tính phổ tần của các chi tiết chủ yếu ở trạng thái đầy tải

Số thứ tự		1	2	3	4	5	6	7
Bánh răng Cycloid	Tần số (Hz)	290.5	580	791.1	870.5	1054.9	1160	1317
	Độ lớn (rad/s ²)	193.3	90.5	1243.5	100.7	154.2	133.5	65.8
Trục ra	Tần số (Hz)	290.5	580	791.1	870.5	1054.9	1160	1317
	Độ lớn (rad/s ²)	213.9	140	1078.8	73.3	110.7	73.6	51.51

Dựa vào Bảng 2 có thể thấy rằng: so với các tần số của cả 2 chi tiết ở trong Bảng 1, thì tần số có sự tương đồng với nhau, tuy nhiên trị số độ lớn là không giống nhau, cụ thể ở trạng thái đầy tải có trị số lớn hơn. Ngoài ra, trong Bảng 2 có thể phát hiện: khi tần số của cả 2 chi tiết bánh răng Cycloid và trục ra vào khoảng 790 Hz đều xuất hiện trị số gia tốc góc lớn nhất (tương ứng bánh răng Cycloid là 1243.5 rad/s² và trục ra là 1078.8 rad/s²), khi đó sẽ ảnh hưởng đến rung động trong bộ truyền, bộ truyền sẽ làm việc ồn hơn, thậm chí là hư hỏng trong lúc vận hành.



4. Kết luận

Bài báo dựa trên bộ truyền bánh răng Cycloid thông thường, giới thiệu các bộ truyền bánh răng Cycloid bao kép và bao kép không hoàn toàn, trình bày các phương trình ăn khớp và phương trình biên dạng các cặp ăn khớp liên hợp của các bộ truyền, đồng thời thảo luận đặc tính ăn khớp của các bộ truyền. Sau đó, ứng dụng phần mềm thiết kế 3D Pro/Engineering 4.0 để mô hình hóa các bộ truyền. Cuối cùng, thông qua mô phỏng động lực học hệ thống trong môi trường ADAMS/View để khảo sát đặc tính động lực học của bộ truyền ở điều kiện không tải và điều kiện đầy tải, kết quả nghiệm chứng mô hình 3D của bộ truyền có độ tin cậy cao, bên cạnh đó bài báo dựa trên sự thay đổi gia tốc góc của các chi tiết chủ yếu của bộ truyền thông qua phương pháp biến đổi Fourier để thu được các đường cong đặc tính phổ tần của chúng. 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/Cycloidal_drive.
2. <http://www.darali.com/page21.html>.
3. Chen B.K., Zhong H., Liu J.Y., Li C.Y., Fang T.T. (2012), "Generation and investigation of a new cycloid drive with double contact", *Mechanism and Machine Theory*, 49:270-283.
- [4]. Liu J.Y., Chen B.K., Matsumura S., Li C.Y., Houjoh H. (2012), "Design of a Novel Cycloid Drive with a Cycloid-arc Gear and Analysis of Its Meshing Characteristic", *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 6(2):310-322.
5. Chiu F.H. (2014), "Dynamics Analysis of Cycloidal Speed Reducers With Pin wheel and Nonpinwheel Designs", *Journal of Mechanical Design*, 136/091008, [DOI:10.1115/1.4027850] (11 pages).
6. Nguyễn Thái Dương, Đào Thanh Hùng (2017), "Nghiên cứu khả năng chịu tải trong bộ truyền bánh răng Cycloid", *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, (3):110-117.
7. <http://www.ptc.com/cad/pro-engineer>.
8. <http://www.mscsoftware.com/page/research-msc>.