

ẢNH HƯỞNG CỦA VỊ TRÍ VÀ ĐƯỜNG KÍNH HỐ CHỨA HẠT GIẢM CHẤN ĐẾN HIỆU QUẢ GIẢM RUNG ĐỘNG CỦA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG GIẢM TỐC

INFLUENCE OF POSITION AND DIAMETER OF THE HOLES CONTAINING DAMPING PARTICLES ON THE VIBRATION REDUCTION OF REDUCTION GEAR TRANSMISSION

Hoàng Thị Hiệp¹, Trần Thị Thanh Hải^{1,*}

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2025.285>

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu mô phỏng số ảnh hưởng của vị trí và đường kính hố chứa hạt giảm chấn trên thân bánh răng đến rung động của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng giảm tốc. Rung động của bộ truyền bánh răng được xác định trên cơ sở lý thuyết động lực học hệ nhiều vật (MBD) và tương tác của các hạt giảm chấn trong hố bằng phương pháp phần tử rời rạc (DEM). Quá trình mô phỏng được thực hiện thông qua hai phần mềm Adams và EDEM. Rung động của bộ truyền bánh răng được đánh giá thông qua gia tốc tại tâm bánh răng bị động. Các vị trí và các đường kính hố được xác định theo phần trăm đường kính vòng chia của bánh răng. Kết quả nghiên cứu cho thấy, gia tốc của bộ truyền bánh răng có xu hướng giảm khi vị trí hố chứa hạt giảm chấn tiến xa tâm bánh răng hơn. Đường kính hố công nghệ có ảnh hưởng rõ rệt tới hiệu quả giảm rung động của bộ truyền bánh răng nhưng tùy theo đường kính hố đó trên bánh răng chủ động hay bị động. Giá trị RMS của gia tốc nhỏ nhất khi vị trí hố công nghệ 57,6mm (64% đường kính vòng chia) và đường kính hố 11mm (12,22% đường kính vòng chia) đối với bánh răng chủ động, vị trí hố 89,28mm (62% đường kính vòng chia) và đường kính hố 16mm (11,1% đường kính vòng chia) đối với bánh răng bị động.

Từ khóa: Truyền động bánh răng, rung động, hạt giảm chấn, hố công nghệ.

ABSTRACT

The article presents. This article presents a numerical simulation of the influence of the position and diameter of technological holes containing the damping particles that are designed on the gear itself on the vibration of a spur gear transmission system for speed reduction. The vibration of the gear transmission is determined based on the theory of multi-body dynamics, and the interaction of the damping particles placed in the technological hole was modelled using the discrete element method. The simulation process is conducted using Adams software and EDEM software. The vibration of the gear transmission is assessed by the acceleration of the center of mass of the driven gear. The positions and diameters of the holes are determined as a percentage of the gear pitch diameter. The results show that the acceleration of the gear transmission tends to decrease as the position of the holes containing damping particles moves farther from the center of the gear. The diameter of these holes significantly affects the vibration reduction performance of the gear transmission, however, this influence varies depending on whether the holes are located on the driving or the driven gear. The minimum RMS value of acceleration is determined when the hole position is 57.6mm (64% pitch diameter) with the hole diameter being 11mm (12.22% pitch diameter) for the driving gear and the hole position is 89.28mm (62% Pitch diameter) with the hole diameter being 16mm (11.1% Pitch diameter) for the driven gear.

Keywords: Gear transmission; vibration; damping particle; technological hole.

¹Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: hai.tranthithanh@hust.edu.vn

Ngày nhận bài: 19/5/2025

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 19/6/2025

Ngày chấp nhận đăng: 28/7/2025

1. GIỚI THIỆU

Bộ truyền bánh răng là một trong những cơ cấu truyền động được sử dụng phổ biến trong các thiết bị và hệ thống cơ khí nhờ vào các ưu điểm như kích thước gọn, khả năng chịu tải lớn và hiệu suất truyền động cao. Tuy nhiên, một trong những hạn chế cố hữu của bộ truyền bánh răng là hiện tượng rung động trong quá trình làm việc. Rung động có thể phát sinh từ nhiều nguyên nhân khác nhau như sai số chế tạo biên dạng răng, điều kiện lắp đặt, cũng như các yếu tố từ môi trường làm việc. Những rung động này không chỉ ảnh hưởng đến hiệu quả vận hành mà còn làm giảm tuổi thọ thiết bị và chất lượng sản phẩm, do đó kiểm soát và giảm rung động luôn là một hướng nghiên cứu quan trọng trong lĩnh vực cơ khí.

Trong những năm gần đây, công nghệ giảm chấn sử dụng hạt rời đã được áp dụng hiệu quả trong nhiều lĩnh vực kỹ thuật, bao gồm cả các hệ thống truyền động cơ khí [1, 2].

Đối với bộ truyền bánh răng, việc tích hợp các hạt giảm chấn thông qua mô phỏng động lực học hệ nhiều vật (MDB) kết hợp với Phương pháp phần tử rời rạc (DEM) đã mở ra hướng tiếp cận mới trong việc phân tích và cải thiện đặc tính động học của hệ thống [3, 4]. Tại Việt Nam, một số nghiên cứu điển hình [5-8] đã tiến hành cả thực nghiệm và mô phỏng để đánh giá hiệu quả giảm rung động của bộ truyền bánh răng bằng phương pháp hạt giảm chấn. Phương pháp đánh giá thực nghiệm rung động của hệ thống thông qua gia tốc tại các ổ trục bánh răng bởi cảm biến gia tốc. Các nghiên cứu cũng xét đến ảnh hưởng của phần trăm điền đầy hạt trong hốc đến hiệu quả giảm rung động của bộ truyền.

Bài báo này trình bày nghiên cứu mô phỏng số ảnh hưởng của vị trí và đường kính hốc chứa hạt giảm chấn trên thân bánh răng đến khả năng giảm rung động trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng giảm tốc nhằm cung cấp thêm cơ sở khoa học để tối ưu hóa thiết kế hệ thống giảm rung cho bộ truyền bánh răng.

2. MÔ PHỎNG SỐ

2.1. Cơ sở lý thuyết

Tương tác của các hạt giảm chấn được biểu diễn dưới dạng phương trình chuyển động của phần tử hạt trong khi va chạm đặc trưng giả bởi lượng dịch chuyển x theo mô hình hóa của nguyên lý Rayleigh [9] cho hai vật i và j chuyển động với vận tốc tương ứng v_i và v_j (hình 1).

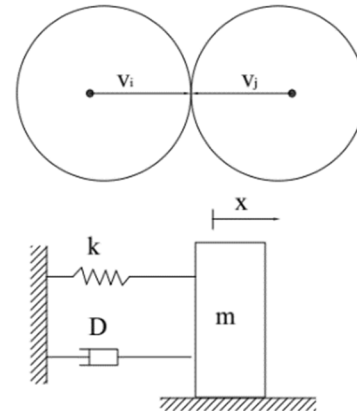
Phương trình chuyển động của phần tử hạt:

$$m\ddot{x} + D\dot{x}^\varepsilon + kx^\eta = 0 \quad (1)$$

với $\varepsilon = \frac{1}{4}$; $\eta = \frac{3}{2}$ cho mô hình va chạm phi tuyến:

$$m\ddot{x} + D\dot{x}^{\frac{1}{4}} + kx^{\frac{3}{2}} = 0 \quad (2)$$

Trong đó, D là hệ số giảm chấn; k là độ cứng của hạt phần tử; m là khối lượng của phần tử; x là lượng dịch chuyển của phần tử theo thời gian.



Hình 1. Vật va chạm theo mô hình Rayleigh

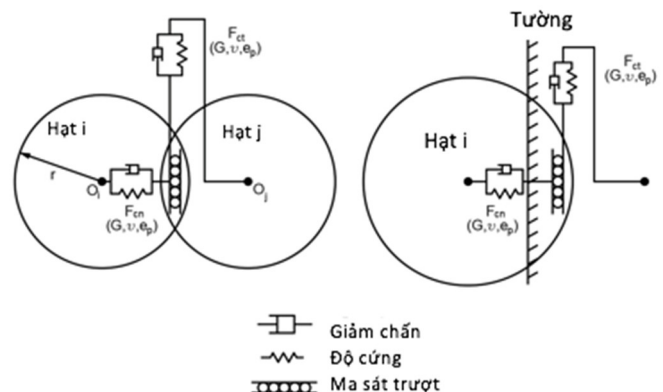
Mô hình va chạm giữa các hạt giảm chấn và giữa hạt với thành hốc tuân theo mô hình lực tiếp xúc Hertz-Mindlin [8, 9] như hình 3. Lực tương tác giữa các hạt vật chất (Hạt i , Hạt j) trong quá trình va chạm được biểu thị thông qua lực pháp tuyến F_{CN} và lực tiếp tuyến F_{CT} bởi các phương trình sau [10]:

$$F_{CN} = F_{CN,s} + F_{CN,D} \quad (3)$$

$$\text{với } F_{CN,s} = \frac{-4G\sqrt{r}}{3(1-\nu)}\delta_n^{\frac{3}{2}};$$

$$F_{CN,D} = -2\sqrt{\frac{5}{6}}\xi_d\sqrt{M \times k_n}\delta_n^*$$

Trong đó: $F_{CN,s}$ là lực pháp tuyến lò xo; $F_{CN,D}$ là lực pháp tuyến giảm chấn; δ_n là chuyển vị pháp tuyến; δ_n^* là vận tốc pháp tuyến tương đối của hạt i với hạt j ; G là modun cắt của hạt; ν là hệ số Poát xông; k_n là hệ số độ cứng tiếp xúc pháp tuyến; ξ_d là hệ số độ giảm chấn; M là khối lượng của hạt; r là bán kính hạt.



Hình 2. Mô hình tính toán và va chạm giữa hạt và thành theo lý thuyết Hertz-Mindlin

Để mô phỏng chính xác tương tác giữa các hạt giảm chấn và thành hốc trong hệ thống bánh răng, lý thuyết tiếp xúc Hertz-Mindlin được áp dụng nhằm mô tả lực tiếp xúc phát sinh khi xảy ra va chạm. Lực tiếp xúc tổng theo phương tiếp tuyến được biểu diễn như sau:

$$F_{CT} = F_{CT,s} + F_{CT,D} \quad (4)$$

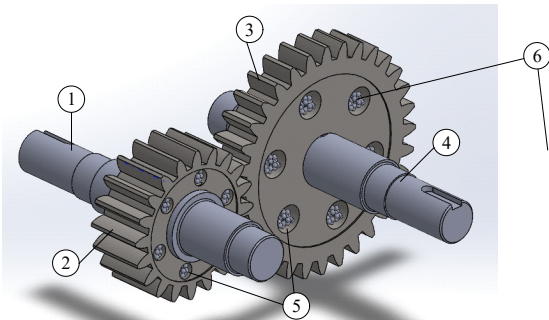
$$\text{với } F_{CT,s} = F_{CT,s,(n-1)} + \Delta F_{CT,s};$$

$$F_{CT,D} = -2\sqrt{\frac{5}{6}}\xi_d\sqrt{M \times k_n}\delta_n^*$$

Trong đó: $F_{CT,s}$ là lực tiếp tuyến lò xo, là hàm tăng dần; $F_{CT,D}$ là lực tiếp tuyến giảm chấn; $F_{CT,s,(n-1)}$ là lực lò xo ở bước thời gian $(n-1)$; $\Delta F_{CT,s}$ là gia số của lực lò xo tiếp tuyến và được tính theo công thức $\Delta F_{CT,s} = -k_t \Delta \delta_t$, với k_t là độ cứng tiếp xúc tiếp tuyến và δ_t là độ dịch chuyển tiếp tuyến. $\Delta \delta_t$ là độ dịch chuyển tiếp tuyến gia tăng được biểu thị theo $\Delta \delta_t = \delta_t^* \Delta t$, với δ_t^* là vận tốc tương đối và Δt là bước thời gian.

2.2. Mô phỏng số

Hệ thống truyền động bánh răng trụ giảm tốc như hình 3. Bánh răng chủ động và bánh răng bị động, được lắp cố định trên các trục tương ứng (1) và (4). Trên thân mỗi bánh răng được bố trí các hốc công nghệ chứa hạt giảm chấn (6). Các hạt giảm chấn được lắp đầy trong các hốc công nghệ với tỷ lệ nhất định. Khi hai bánh răng ăn khớp, sự va chạm lẫn nhau của các hạt giảm chấn và giữa các hạt với thành hốc làm giảm rung động của hệ thống thông qua cơ chế mất mát bao gồm ma sát và trao đổi động lượng.

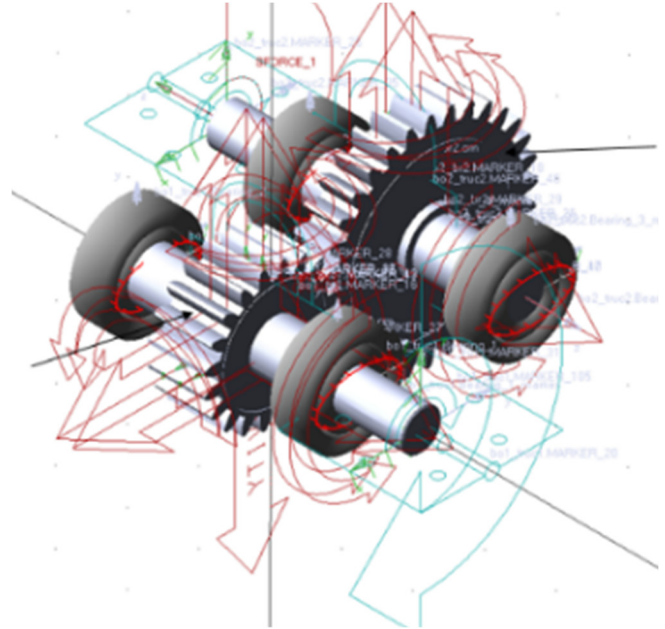


Hình 3. Hệ thống bánh răng trụ giảm tốc chứa hạt giảm chấn

Mô phỏng ảnh hưởng của vị trí và đường kính hốc công nghệ đến hiệu quả giảm rung động của bộ truyền bánh răng được thực hiện với sự hỗ trợ của các phần mềm Adams View và EDEM thông qua sự tương tác với phần mềm Adams Cosimulation.

- *Thiết lập hệ mô phỏng trên Adam/View:* Mô hình động lực học của bộ truyền bánh răng giảm tốc được thiết lập trong phần mềm Adams View như hình 4. Đặt trọng lực cho hệ thống khảo sát theo hướng -Y và đặt giá trị là

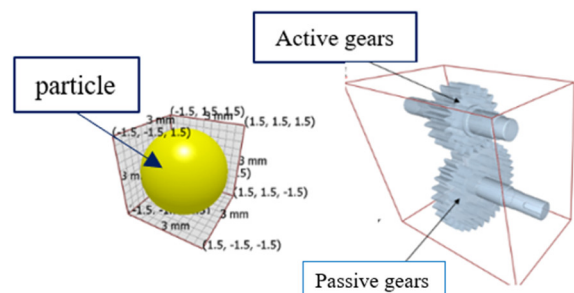
9,8m/s². Mỗi bánh răng và hai ổ bi được thiết lập để không có chuyển động tương đối với trục bằng cách khoá các chi tiết này trên trục để tạo thành một hệ thống cứng. Vật liệu của các bánh răng và trục là thép. Chuyển động quay của trục với vận tốc góc là %/s, thiết lập tương tác giữa hai bánh răng và đặt các lực tương tác lên các bánh răng.



Hình 4. Mô hình truyền động bánh răng với tỉ số truyền $i = 0,625$

- *Thiết lập mô phỏng trong phần mềm EDEM:*

Nhập mô hình CAD của hệ thống bánh răng dưới định dạng .step vào phần mềm EDEM. Mô hình này bao gồm toàn bộ cấu trúc của hệ thống truyền động (hình 5). Thiết lập vật liệu cho bộ truyền với các thông số được thiết lập như sau (dựa trên dữ liệu đồng bộ với mô hình ADAMS): Hệ số Poisson $\nu = 0,29$; Khối lượng riêng $\rho = 7801 \text{ kg/m}^3$; Mô đun đàn hồi $E = 2,07 \times 10^{11} \text{ Pa}$; Hệ số phục hồi 0,8; Hệ số ma sát tĩnh 0,2; Hệ số ma sát lăn: 0,01; Bán kính hạt giảm chấn $r = 1,5 \text{ mm}$. Số lượng hạt được xác định sao cho chiếm 50% thể tích hốc công nghệ chứa bên trong bánh răng.



Hình 5. Mô hình mô phỏng hạt giảm chấn và hệ thống truyền động bánh răng trong phần mềm EDEM

Thời gian mô phỏng được thiết lập dựa trên thời gian Rayleigh, với giá trị bằng 20% thời gian Rayleigh để đảm bảo độ ổn định và chính xác trong quá trình tính toán. Bán kính tối thiểu của lưới mô phỏng (simulation grid) được đặt là 2,5mm để đảm bảo khả năng tính toán chính xác trong mô phỏng tương tác giữa các hạt và thành hốc công nghệ.

- Đồng bộ giữa ADAMS và EDEM

Để mô phỏng chính xác quá trình làm việc của hệ thống truyền động bánh răng có chứa các hạt giảm chấn, cần tiến hành xử lý đồng thời dữ liệu động lực học và dữ liệu mô phỏng va chạm của hệ hạt giảm chấn. Điều này đòi hỏi phải kết hợp mô phỏng giữa hai phần mềm ADAMS/View và EDEM. ADAMS/View cung cấp dữ liệu chuyển động (vị trí, vận tốc, gia tốc) của bộ truyền. EDEM nhận dữ liệu từ ADAMS để mô phỏng tương tác giữa các hạt và thành hốc công nghệ. Kết quả phân lực từ EDEM được truyền ngược về ADAMS để cập nhật mô hình động học. Việc trao đổi dữ liệu hai chiều được thực hiện thông qua phần mềm trung gian ADAMS Co-Simulation Interface (ACSI).

Dữ liệu đầu ra chính của quá trình mô phỏng là giá trị gia tốc tại tâm bánh răng, cho phép đánh giá hiệu quả giảm dao động của hệ thống khi sử dụng hạt giảm chấn.

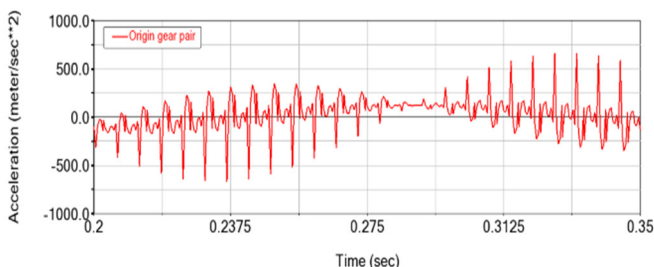
3. KẾT QUẢ

Bộ truyền bánh răng giảm tốc ban đầu có đường kính và vị trí hốc công nghệ chứa hạt giảm chấn như sau:

- Bánh răng chủ động: Đường kính hốc $d_{BD} = 10\text{mm}$; vị trí hốc công nghệ $P_{BD} = 60\text{mm}$.

- Bánh răng bị động: Đường kính hốc $d'_{BD} = 18\text{mm}$; vị trí hốc công nghệ $P'_{BD} = 85\text{mm}$.

Tất cả các khảo sát được thực hiện ở tốc độ quay 500v/ph của trục chủ động, tương ứng 312,5v/ph của trục bị động, bộ truyền hoạt động ổn định.



Hình 6. Gia tốc tại tâm bánh răng bị động của cặp bánh răng ban đầu

Hình 6 thể hiện giá trị gia tốc tại tâm bánh răng bị động của bộ truyền bánh răng ban đầu. Giá trị thời gian làm việc của cặp bánh răng theo trục hoành đảm bảo bánh răng thực hiện một vòng quay đầy đủ của truyền

động ăn khớp trong 0,15 giây. Ta thấy biên độ dao động ổn định, với giá trị gia tốc lớn nhất tại tâm bánh răng bị động đạt 666m/s^2 , giá trị căn bậc 2 của trung bình bình phương của gia tốc tại tâm RMS (Root Mean Square) đạt 187m/s^2 . Đây là giá trị cơ sở để so sánh với các trường hợp thay đổi thông số hốc công nghệ trên các bánh răng chủ động và bị động.

3.1. Thay đổi đường kính tâm hốc công nghệ

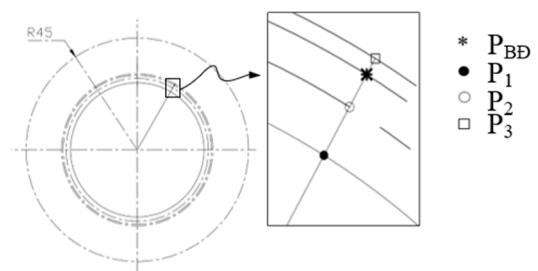
Thực hiện đánh giá rung động của bộ truyền bánh răng thẳng theo sự thay đổi vị trí tâm của các hốc công nghệ trên cả bánh răng bị động và bánh răng chủ động. Vị trí của các hốc công nghệ được thể hiện qua giá trị đường kính tâm hốc tính theo phần trăm đường kính vòng chia ($\% D_{vc}$) của các bánh răng. Các thông số thay đổi vị trí của hốc công nghệ được trình bày trong bảng 1 và 2 cho bánh răng chủ động và bị động. Giữ nguyên vị trí hốc công nghệ trên bánh răng chủ động (P_{BD}) khi thay đổi vị trí các hốc trên bánh răng bị động. Tương tự cũng giữ nguyên vị trí của các hốc công nghệ trên bánh răng bị động (P'_{BD}) khi thay đổi vị trí các hốc trên bánh chủ động.

Bảng 1. Vị trí hốc công nghệ trên bánh răng chủ động

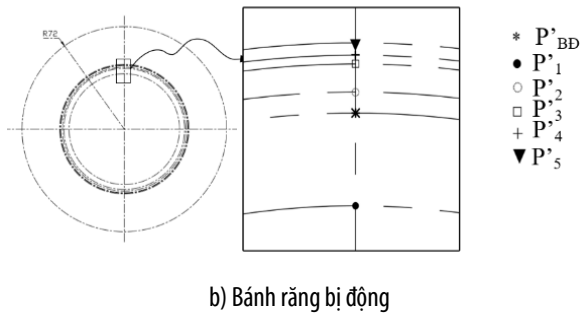
Thông số	Đơn vị	Giá trị	$\% D_{vc}$	Kí hiệu
Đường kính tâm hốc công nghệ	mm	54,00	60	P_1
		57,60	64	P_2
		61,20	68	P_3
Đường kính hốc công nghệ	mm	10,00	11,1	d_{BD}

Bảng 2. Vị trí hốc công nghệ trên bánh răng bị động

Thông số	Đơn vị	Giá trị	$\% D_{vc}$	Kí hiệu
Đường kính tâm hốc công nghệ	mm	77,76	54	P'_1
		87,28	60,4	P'_2
		89,28	62	P'_3
		90,28	62,5	P'_4
		91,29	63,2	P'_5
Đường kính hốc công nghệ	mm	18,00	12,5	d'_{BD}



a) Bánh răng chủ động



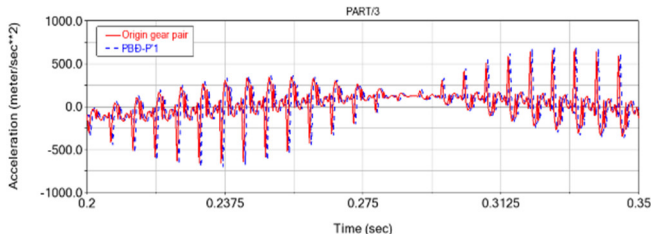
b) Bánh răng bị động

Hình 7. Vị trí hốc công nghệ trên cặp bánh răng

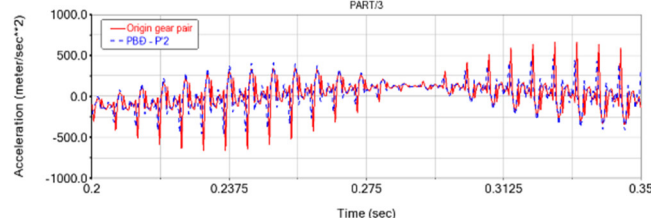
Vị trí của hốc công nghệ được thể hiện như trong hình 7. Trên bánh răng chủ động có hai vị trí gần tâm hơn (P_1, P_2) so với vị trí ban đầu (P_{BD}) và một vị trí xa tâm hơn (P_3). Trên bánh răng bị động có một vị trí gần tâm hơn (P'_1) so với vị trí ban đầu (P'_{BD}) và bốn vị trí xa tâm hơn (P'_2, P'_3, P'_4, P'_5).

3.1.1. Thay đổi vị trí hốc công nghệ trên bánh răng bị động

Khảo sát giá trị gia tốc tại tâm bánh răng bị động khi thay đổi vị trí hốc công nghệ tiến về gần tâm bánh răng hơn với đường kính tâm hốc $D = 77,76\text{mm}$, tức vị trí P'_1 (hình 8). Giá trị RMS của gia tốc tại tâm bánh răng bị động đạt 195m/s^2 , tăng 4,1% so với cặp bánh răng ban đầu. Như vậy cặp bánh răng không đạt hiệu quả giảm rung động trong trường hợp này.



Hình 8. Sự thay đổi gia tốc của bánh răng bị động khi hốc công nghệ trên bánh răng bị động ở vị trí P'_{BD} ($D = 85\text{mm}$) và P'_1 ($D = 77,76\text{mm}$)

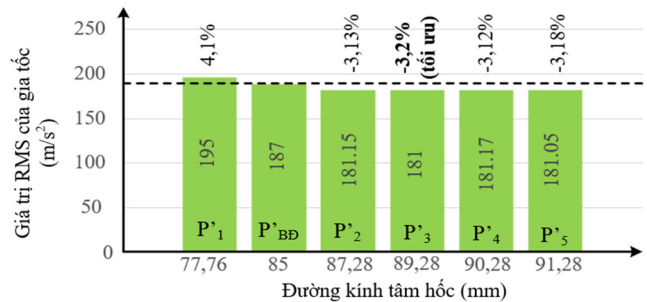


Hình 9. Sự thay đổi gia tốc của bánh răng bị động khi hốc công nghệ trên bánh răng bị động ở vị trí P'_{BD} ($D = 85\text{mm}$) và P'_2 ($D = 87,28\text{mm}$)

Giá trị gia tốc khi thay đổi vị trí hốc công nghệ xa tâm bánh răng hơn (vị trí P'_2) được thể hiện trong hình 9. Giá trị RMS của gia tốc tại tâm bánh răng bị động đạt 181m/s^2 , giảm 3,2% so với cặp bánh răng ban đầu. Biên độ dao động của giá trị gia tốc nhỏ hơn và ổn định hơn. Điều này

chứng tỏ hiệu quả giảm chấn của bộ truyền bánh răng tại vị trí P'_2 .

Tiếp tục thực hiện khảo sát khi hốc công nghệ của bánh răng bị động ở các vị trí xa tâm hơn nữa P'_3, P'_4, P'_5 .

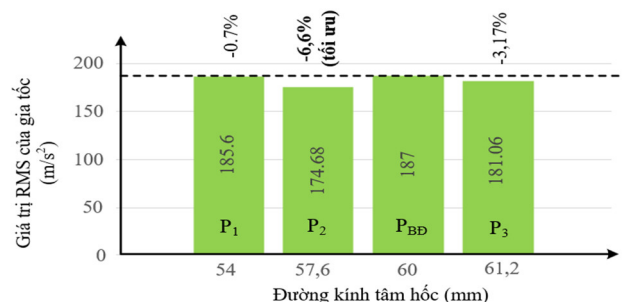


Hình 10. Sự thay đổi gia tốc khi thay đổi vị trí hốc công nghệ trên bánh răng bị động

Hình 10 tổng hợp giá trị RMS của gia tốc tại tâm bánh răng bị động của tất cả các vị trí hốc chứa hạt giảm chấn. Đường nét đứt thể hiện giá trị RMS của gia tốc tại tâm bánh răng bị động của cặp bánh răng ban đầu. Ta thấy rõ ảnh hưởng của vị trí hốc công nghệ trên bánh răng bị động đến giá trị RMS của gia tốc. Giá trị gia tốc có xu hướng tăng khi đường kính tâm hốc giảm nghĩa là hốc công nghệ gần tâm bánh răng hơn. Ngược lại, giá trị gia tốc giảm khi đường kính tâm hốc tăng, tức hốc công nghệ dịch ra xa tâm bánh răng hơn. Vị trí cho giá trị RMS của gia tốc nhỏ nhất khi đường kính tâm hốc là $89,28\text{mm}$ (vị trí P'_3), giảm 3,2% so với gia tốc của cặp bánh răng ban đầu.

3.1.2. Thay đổi vị trí hốc công nghệ trên bánh răng chủ động

Thực hiện thay đổi vị trí hốc trên bánh răng chủ động và giữ nguyên vị trí hốc trên bánh răng bị động. Các giá trị RMS của gia tốc tại tâm bánh răng bị động như hình 11. Khi hốc công nghệ ở vị trí gần tâm nhất (vị trí P_1), giá trị gia tốc đạt $185,86\text{m/s}^2$, giảm nhẹ so với gia tốc của cặp bánh răng ban đầu. Khi hốc công nghệ ở vị trí P_2 , tiến xa tâm hơn so với vị trí P_1 , giá trị RMS của gia tốc giảm nhiều nhất (6,6%) còn $174,68\text{m/s}^2$. Nhưng khi hốc công nghệ tiến xa hơn nữa, vị trí P_3 , giá trị gia tốc giảm ít hơn.



Hình 11. Sự thay đổi gia tốc khi thay đổi vị trí hốc công nghệ trên bánh răng chủ động

3.2. Thay đổi đường kính hốc công nghệ

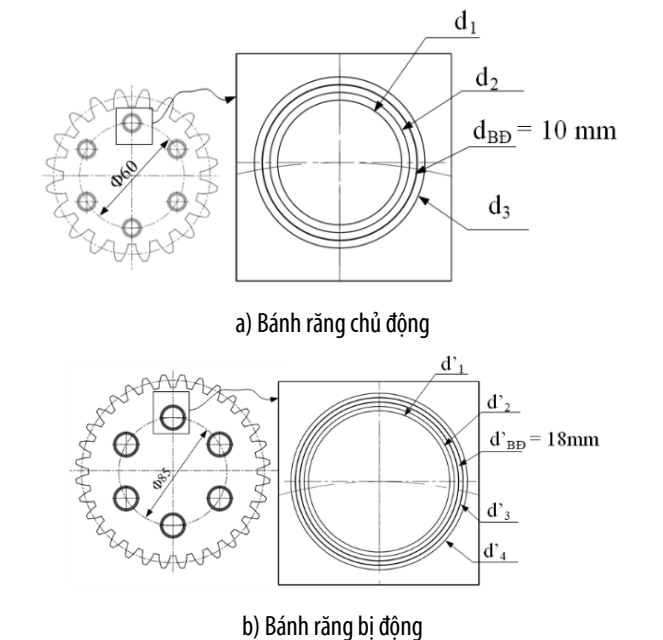
Thực hiện thay đổi đường kính hốc công nghệ với một vị trí tâm hốc trên bánh răng chủ động là 60mm và trên bánh răng bị động là 85mm. Các thông số thay đổi của đường kính hốc công nghệ thể hiện trên bảng 3 với bánh răng chủ động và bảng 4 với bánh răng bị động. Giá trị của đường kính hốc được xác định theo phần trăm đường kính vòng chia (% D_v) của bánh răng.

Bảng 3. Đường kính hốc công nghệ trên bánh răng chủ động

Thông số	Đơn vị	Giá trị	% D_v	Kí hiệu
Đường kính tâm hốc công nghệ	mm	60,00	66,6	P_{BD}
Đường kính hốc công nghệ	mm	8,00	8,89	d_1
		9,00	10	d_2
		11,00	12,22	d_3

Bảng 4. Đường kính hốc công nghệ trên bánh răng bị động

Thông số	Đơn vị	Giá trị	% D_v	Kí hiệu
Đường kính tâm hốc công nghệ	mm	85,00	59,02	P_{BD}
Đường kính hốc công nghệ	mm	16,00	11,1	d'_1
		17,00	11,8	d'_2
		19,00	13,19	d'_3
		20,00	15,28	d'_4



Hình 12. Đường kính hốc công nghệ trên cặp bánh răng

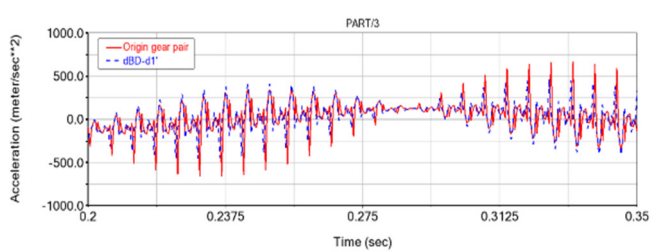
Các đường kính hốc của cặp bánh răng được thể hiện trên hình 12. Trên bánh răng chủ động có hai giá trị đường kính hốc (d_1, d_2) nhỏ hơn so với đường kính hốc

ban đầu (d_{BD}) và một giá trị lớn hơn đường kính hốc ban đầu (d_3). Trên bánh răng bị động có hai giá trị đường kính (d'_1, d'_2) nhỏ hơn so với đường kính hốc ban đầu (d'_{BD}) và hai giá trị lớn hơn đường kính hốc ban đầu (d'_3, d'_4).

3.2.1. Thay đổi đường kính hốc công nghệ trên bánh răng bị động

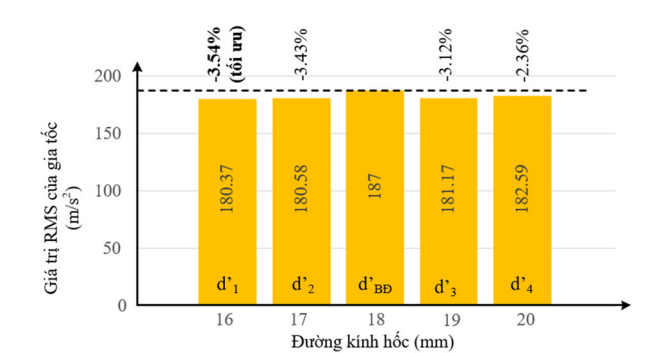
Giữ nguyên đường kính hốc công nghệ ($d_{BD} = 10\text{mm}$) trên bánh răng chủ động khi thay đổi đường kính hốc trên bánh răng bị động.

Hình 13 biểu diễn giá trị gia tốc tại tâm bánh răng bị động khi đường kính hốc công nghệ chứa hạt giảm chấn là 16mm so với giá trị gia tốc của cặp bánh răng ban đầu ($d_{BD} = 10\text{mm}; d'_{BD} = 18\text{mm}$). Giá trị giảm đáng kể, đạt $180,37\text{m/s}^2$, giảm 2,5% so với gia tốc của cặp bánh răng ban đầu.



Hình 13. Sự thay đổi gia tốc của bánh răng bị động khi đường kính hốc công nghệ trên bánh răng bị động là 18mm và 16mm

Hình 14 tổng hợp các giá trị RMS của gia tốc tại tâm bánh răng bị động ở tất cả các trường hợp thay đổi đường kính hốc công nghệ. Dù tăng hay giảm đường kính hốc trên bánh răng bị động giá trị gia tốc đều giảm nhưng giảm nhiều nhất khi đường kính hốc là 16mm. Với giá trị RMS của gia tốc đạt $180,37\text{m/s}^2$, giảm 3,54% so với giá trị gia tốc của trường hợp ban đầu ($d'_{BD} = 18\text{mm}$).

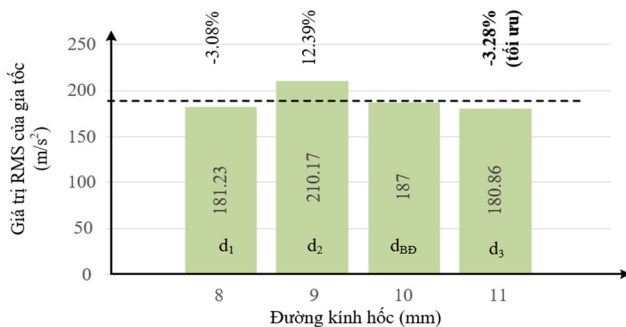


Hình 14. Sự thay đổi gia tốc khi thay đổi đường kính hốc công nghệ trên bánh răng bị động

3.2.2. Thay đổi đường kính hốc công nghệ trên bánh răng chủ động

Khi thay đổi đường kính hốc công nghệ trên bánh răng chủ động, giữ nguyên đường kính hốc trên bánh

răng bị động ($d'_{BD} = 18\text{mm}$). Giá trị RMS của gia tốc tại tâm bánh răng bị động tương ứng với các đường kính hốc khác nhau trên bánh răng chủ động được tổng hợp trong hình 15.



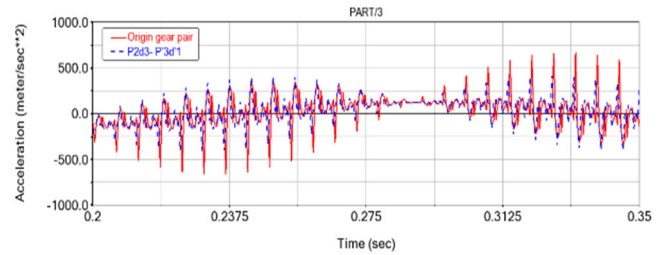
Hình 15. Sự thay đổi gia tốc khi thay đổi đường kính hốc công nghệ trên bánh răng chủ động

Khi đường kính hốc công nghệ trên bánh răng chủ động là 9mm, giá trị RMS của gia tốc tăng nhiều, đạt $210,17\text{m/s}^2$, tăng 12,39% so với cặp bánh răng ban đầu. Điều này cho thấy bộ truyền không đạt được hiệu quả giảm chấn ở đường kính hốc này. Nhưng khi đường kính hốc giảm xuống 8mm, giá trị RMS của gia tốc lại giảm đáng kể, chỉ còn $181,23\text{m/s}^2$, giảm 3,08%. Đặc biệt, khi tăng đường kính hốc lên 11mm, giá trị RMS giảm nhiều nhất, còn $180,86\text{m/s}^2$, tương đương mức giảm 3,28% so với gia tốc của cặp bánh răng ban đầu, phản ánh sự cải thiện rõ rệt về khả năng giảm rung động của bộ truyền. Những kết quả này cho thấy rằng, đường kính hốc công nghệ trên bánh răng chủ động có ảnh hưởng đáng kể đến hiệu quả giảm chấn của hệ thống truyền động.

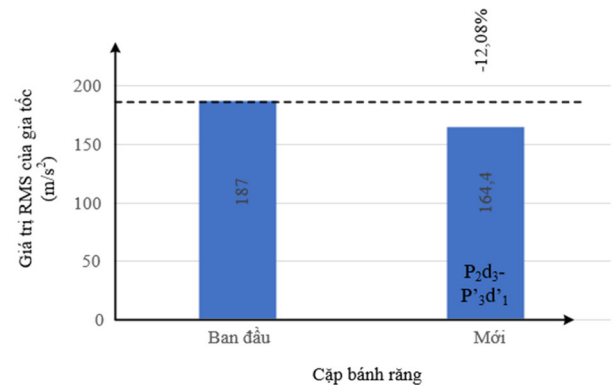
3.3. Thay đổi thông số công nghệ trên cả hai bánh răng chủ động và bị động

Từ các kết quả khảo sát gia tốc của bộ truyền bánh răng khi thay đổi vị trí hốc công nghệ chứa hạt giảm chấn (phần 3.1) và thay đổi đường kính hốc (phần 3.2), chọn vị trí và đường kính hốc tối ưu của mỗi trường hợp để tiếp tục đánh giá hiệu quả giảm chấn. Nghĩa là, bộ truyền bánh răng mới này có vị trí hốc công nghệ 57,6mm và đường kính hốc 11mm đối với bánh răng chủ động, vị trí hốc 89,28mm và đường kính hốc 16mm đối với bánh răng bị động.

Hình 16 biểu diễn giá trị của gia tốc tại tâm bánh răng bị động của bộ truyền bánh răng mới so với gia tốc của bộ truyền bánh răng ban đầu. Ta thấy, biên độ giá trị gia tốc giảm nhiều tại tất cả các thời điểm khảo sát. Khi biểu diễn theo giá trị RMS của gia tốc (hình 17), đạt $164,4\text{m/s}^2$, gia tốc giảm tới 12,08%, (đạt $164,4\text{m/s}^2$), giảm nhiều nhất so với tất cả các trường hợp đã khảo sát.



Hình 16. Sự thay đổi gia tốc của bánh răng bị động khi thay đổi vị trí và đường kính hốc công nghệ trên cả hai bánh răng



Hình 17. Sự thay đổi gia tốc khi thay đổi vị trí và đường kính hốc trên cả hai bánh răng

4. KẾT LUẬN

Hiệu quả giảm rung động của bộ truyền bánh răng bằng phương pháp hạt giảm chấn chứa trong các hốc công nghệ trên thân bánh răng được đánh giá thông qua mô phỏng ăn khớp của cặp bánh răng bởi mô hình động lực học hệ nhiều vật và tương tác của các hạt giảm chấn trong hốc bằng phương pháp phần tử rời rạc DEM. Quá trình mô phỏng được thực hiện thông qua hai phần mềm Adams và EDEM. Rung động của bộ truyền bánh răng được đánh giá thông qua gia tốc tại tâm bánh răng bị động.

Các vị trí và các đường kính hốc khác nhau được xác định theo đường kính vòng chia của bánh răng. Các kết quả cho thấy, gia tốc của bộ truyền bánh răng có xu hướng giảm khi vị trí hốc chứa hạt giảm chấn tiến xa tâm bánh răng hơn. Đường kính hốc công nghệ có ảnh hưởng rõ rệt tới hiệu quả giảm rung động của bộ truyền bánh răng nhưng tùy theo đường kính hốc đó trên bánh răng chủ động hay bị động. Giá trị RMS của gia tốc nhỏ nhất khi vị trí hốc công nghệ 57,6mm (64% đường kính vòng chia) và đường kính hốc 11mm (12,22% đường kính vòng chia) đối với bánh răng chủ động, vị trí hốc 89,28mm (62% đường kính vòng chia) và đường kính hốc 16mm (11,1% đường kính vòng chia) đối với bánh răng bị động.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đề tài T2023-PC-021, Đại học Bách khoa Hà Nội.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Wong C.X., Daniel M.C., Rongong J.A., "Energy dissipation prediction of particle dampers," *J Sound Vib.*, 319(1–2), 91-118, 2009.
- [2]. Ahmad N., Ranganath R., Ghosal A., "Modeling and experimental study of a honeycomb beam filled with damping particles," *J. Sound Vib.*, 391, 20–34, 2017.
- [3]. Xiao W.Q., Huang Y.X., Jiang H., Lin H., Li J.N., "Energy dissipation mechanism and experiment of particle dampers for gear transmission under centrifugal loads," *Particuology*, 27, 40–50, 2016.
- [4]. Yun-Chi Chung, Yu-Ren Wu, "Dynamic modeling of a gear transmission system containing damping particles using coupled multi-body dynamics and discrete element method", *Nonlinear Dynamics*, 89, 129-149, 2019.
- [5]. Trần Thị Thanh Hải, Bùi Vinh Quang, Đinh Quốc Hưng, "Influence of Damping Particles on The Vibration of Spur Gear Transmission Using Numerical Modelization," *Journal of Science and Technology Technical Universities: Engineering and Technology for Sustainable Development*, 33, 3, 010-017, 2023.
- [6]. Trần Thị Thanh Hải, "Giải pháp thực nghiệm khảo sát ảnh hưởng của hạt giảm chấn đến rung động của bộ truyền bánh răng thẳng," *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng*, 21, 7, 13-20, 2023.
- [7]. Trần Thị Thanh Hải, "Giải pháp đo rung động của bộ truyền bánh răng trong thiết bị thực nghiệm," *Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên*, 2, 2022.
- [8]. Johnson KL, *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
- [9]. Marius Hromnik, *A GPGPU implementation of the discrete element method applied to model the dynamic particulate environment inside a tumbling mill*. Master Thesis, University of Cape Town, 2013.
- [10]. Coulomb P.C.A., *Theorie des Machines Simples*. Bachelier, Paris, 1821.

AUTHORS INFORMATION

Hoang Thi Hiep, Tran Thi Thanh Hai

School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology, Vietnam