

# HIỆU QUẢ GIẢM RUNG ĐỘNG BẰNG HẠT GIẢM CHẤN CỦA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TĂNG TỐC

## VIBRATION REDUCTION EFFECT BY USING DAMPING PARTICLES OF THE SPEED INCREASING GEAR TRANSMISSION

**Trần Thị Thanh Hải**

Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

### TÓM TẮT

Bài báo trình bày các mô phỏng số sự giảm rung động bằng hạt giảm chấn của bộ truyền bánh răng tăng tốc. Khi hệ thống bánh răng làm việc, các hạt giảm chấn đặt trong các hốc công nghệ trên thân bánh răng va chạm lẫn nhau và với thành hốc làm giảm rung động của hệ thống nhờ loại bỏ năng lượng dao động thông qua tổn thất bao gồm ma sát và trao đổi động lượng. Rung động của bộ truyền bánh răng được đánh giá thông qua gia tốc khối tâm của bánh răng bị động. Quá trình ăn khớp của các bánh răng và sự tương tác của các hạt giảm chấn được mô phỏng thông qua hai phần mềm Adams View và EDEM trên cơ sở phương pháp phần tử rời rạc. Kết quả cho thấy hiệu quả giảm rung động rõ rệt của bộ truyền bánh răng khi dùng hạt giảm chấn ở tốc độ quay 500v/ph/1000v/ph và 750v/ph/1200v/ph. Nhưng ở tốc độ quay 1000v/ph/1600v/ph, khả năng giảm rung động không đáng kể. Tỷ lệ điền đầy hạt 50% thể tích hốc sẽ cho hiệu quả giảm chấn tốt nhất.

**Từ khóa:** Bộ truyền bánh răng tăng tốc; Rung động; Gia tốc; Hạt giảm chấn; Phần tử rời rạc.

### ABSTRACT

This paper presents the numerical simulations of vibration reduction by using damping particles of the speed increasing spur gear transmissions. During the operating of gear stransmission, the damping particles placed in technological holes designed on the gear itself collide with each other and with the cavity wall, reducing vibration of gear through a loss mechanism including friction and momentum exchange. The vibration of the gear transmission is assessed by the acceleration of the driven gear's center of mass. The kinematic processing of the gear system and the collison behavior of the damping particles in the holes are analyzed by using Adams software and EDEM software based on the discrete element method. The results show that, the center of mass acceleration is remarkably reduced when particles are used at the rotation speed of 500 rpm/800 rpm and 750 rpm/1200 rpm. However, at the rotation speed of 1000 rpm/1600 rpm, the accleration reduction is not much. The number of particles accounting for 50% of the fill volume would reduce vibration most effectively.

**Keywords:** Gear transmission; Vibration; Acceleration; Praticle; Discrete element method. 

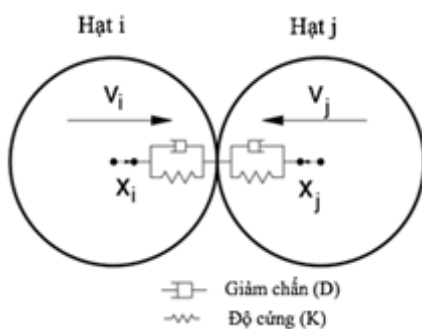
## 1. GIỚI THIỆU

Công nghệ giảm chấn hạt là công nghệ thụ động để giảm rung động, bằng cách đưa tỷ lệ khối lượng phù hợp và lắp đầy một phần các hạt giảm chấn, được ứng dụng trong nhiều lĩnh vực trong đó có kỹ thuật cơ khí [1], [2]. Công nghệ giảm chấn này được áp dụng cho các bài toán truyền động bánh răng [3], [4] thông qua phương pháp mô phỏng động lực học hệ nhiều vật (MBD) và phương pháp phần tử rời rạc một chiều (DEM) để xác định ảnh hưởng của các hạt giảm chấn đến đáp ứng động học của chuyển động bánh răng.

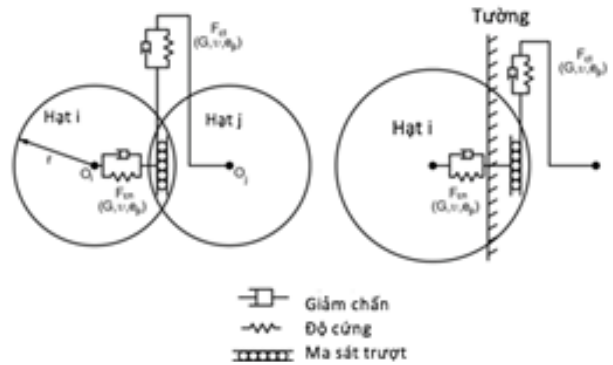
Bài báo này đánh giá ảnh hưởng của hạt giảm chấn đến rung động của bộ truyền bánh răng tăng tốc thông qua mô phỏng số. Sử dụng hai phần mềm Adams View và EDEM để hỗ trợ phân tích động học, động lực học của cặp bánh răng ăn khớp và giải bài toán va chạm giữa các hạt giảm chấn trên cơ sở phương pháp phần tử rời rạc.

## 2. 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 bởi lượng dịch chuyển  $x$  theo mô hình hóa của nguyên lý Rayleigh [5] cho hai vật  $i$  và  $j$  chuyển động với vận tốc tương ứng  $v_i$  và  $v_j$  (Hình1).



Hình 1. Vật va chạm theo mô hình Rayleigh



Hình 2. Mô hình phần tử va chạm Hertz-Mindlin

Phương trình chuyển động của phần tử hạt:

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

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

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

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.

Mô hình va chạm giữa các hạt giảm chấn và giữa hạt với thành hốc tuân theo mô hình lực tiếp xúc Hertz-Mindlin [5], [6] như Hình 2. Lực tương tác giữa các hạt vật chất 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 [7]:

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

$$\text{với: } F_{CN,S} = \frac{-4G\sqrt{r}}{3(1-\nu)} \delta_n^{\frac{3}{2}}; F_{CN,D} = -2\sqrt{\frac{5}{6}} \xi_d \sqrt{M \times k_n} \delta_n^*$$

Trong đó:  $F_{CN,S}$  là lực pháp tuyến lò xo theo,  $F_{CN,D}$  là lực pháp tuyến giảm chấn.  $\delta_n$  là chuyển vị tiếp tuyến pháp tuyến,  $\delta_n^*$  là vận tốc pháp tuyến tương đối của hạt  $i$  với hạt  $j$ ,  $G$  là mô-đun cắt của hạt,  $\nu$  là hệ số Poát xông;  $k_n$  là

hệ số độ cứng tiếp xúc pháp tuyến,  $\xi_d$  là hệ số độ giảm chấn,  $M$  là khối lượng của hạt,  $r$  là bán kính hạt.

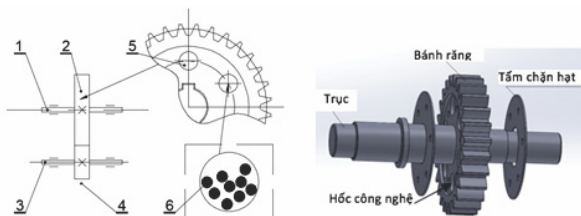
$$F_{CN} = F_{CN,S} + F_{CN,D} \quad (4)$$

với  $F_{CT,S} = F_{CT,S,(n-1)} + \Delta F_{CT,S}$ ;  $F_{CN,D} = -2 \sqrt{\frac{5}{6}} \xi_d \sqrt{M \times k_n \delta_n^*}$

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  $\delta_t$  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  $\delta_t^*$  là vận tốc tương đối và  $\Delta t$  là bước thời gian.

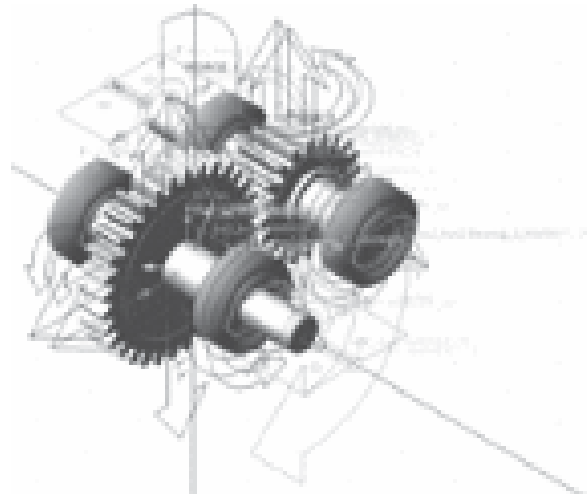
### 3. MÔ PHỎNG SỐ

Hệ thống bánh răng (Hình 3) bao gồm hai bánh răng thẳng (2, 4) ăn khớp với nhau và được lắp cố định trên các trục tương ứng của chúng (1, 3). Bánh răng được thiết kế với sáu lỗ công nghệ (5) được chia đều trên thân bánh răng để chứa các 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 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.

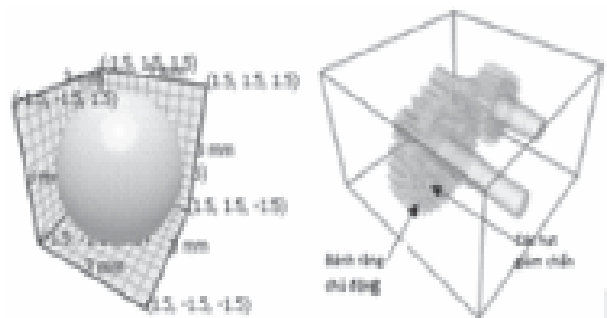


Hình 3. Hệ thống bộ truyền bánh răng  
- Thiết lập hệ mô phỏng trên AdamView:

Mô hình động lực học của hệ thống bánh răng nghiên cứu được thiết lập bằng phần mềm Adams View. Để đơn giản hóa cơ hệ cũng như tối ưu hóa quá trình mô phỏng, trục và bánh răng được thiết lập như trong Hình 4. Đặt trọng lực cho hệ thống khảo sát theo hướng -Y và đặt giá trị là  $9,8 \text{ m/s}^2$ . Mỗi bánh răng và hai ổ bi được thiết lập để không có chuyển động tương đối với trục bằng cách khóa các chi tiết này trên trục để tạo thành một hệ thống cứng. Vật liệu cho các bánh răng và trục là thép. Tạo chuyển động quay cho trục với vận tốc góc là  $\omega$ , thiết lập tương tác giữa hai bánh răng và đặt các lực tương tác lên các bánh răng.



Hình 4. Hệ thống truyền động bánh răng mô phỏng trong phần mềm Adams



Hình 5. Mô hình hạt giảm chấn và bộ truyền bánh răng mô phỏng trong EDEM

- Thiết lập hệ mô phỏng trên EDME:

Tạo mô hình mô phỏng trên phần mềm EDEM để thực hiện quá trình tính toán ứng xử của các hạt giảm chấn với nhau và với hệ bánh răng. Nhập mô hình CAD định dạng .step, thiết lập vật liệu cho hệ bánh răng với hệ số Poát xông  $\nu = 0,3$ , khối lượng riêng  $\rho = 7801 \text{ kg/m}^3$ , mô-đun đàn hồi  $E = 2,07.10^{11} \text{ Pa}$ , hệ số phục hồi 0,8, hệ số ma sát tĩnh 0,2, hệ số ma sát lăn 0,01. Hạt giảm chấn có bán kính  $r = 1,5 \text{ mm}$ . Thời gian mô phỏng được tính theo thời gian Rayleigh với giá trị 20%. Bán kính tối thiểu của lưới tính toán từ 0,002 m đến 0,003 m. Hình 5 là mô hình hạt giảm chấn và hệ bánh răng chứa hạt giảm chấn trong các hốc công nghệ.

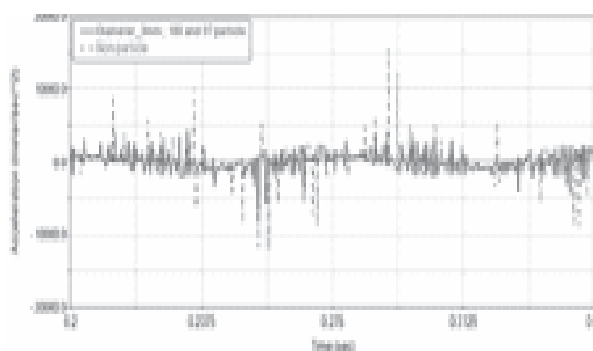
- Thiết lập liên kết mô phỏng Adams-EDEM: Mô phỏng hệ thống đồng thời trên hai phần mềm thông qua một phần mềm trung gian Adams Co-simulation (ACSI) để trao đổi dữ liệu, tất cả các thiết lập và các thông số lúc này đều do ACSI quản lý. Phần mềm Adams View đưa ra thông tin về chuyển động, vị trí, vận tốc và gia tốc của hệ, sau đó sẽ lấy các dữ liệu này để tính toán và kết hợp với sự tương tác của các hạt giảm chấn rồi lại trả dữ liệu về vật liệu, sự tương tác đó về cho Adams.

## 4. KẾT QUẢ

Thực hiện mô phỏng hoạt động bộ truyền bánh răng tăng tốc với tỉ số truyền  $i = 1,6$  (Z32/Z20, mô-đun 4.5) khi không sử dụng và có sử dụng hạt giảm chấn ở ba tốc độ quay 500 v/ph, 750 v/ph, 1000 v/ph (của trục chủ động)/800 v/ph, 1200 v/ph, 1600 v/ph (của trục bị động). Đường kính hạt giảm chấn  $d = 3 \text{ mm}$  với các tỉ lệ điền đầy thể tích hốc công nghệ là 45%, 47,5% và 50%. Gia tốc của hệ thống lấy theo gia tốc tại tâm bánh răng bị động.

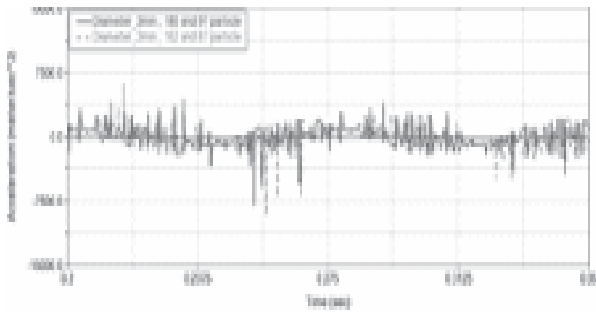
Hình 6 là gia tốc khối tâm bánh răng khi không có và có hạt giảm chấn với tỉ lệ điền đầy hốc là 50%, tức 180 hạt/hốc trên bánh răng chủ động và 97 hạt/hốc trên bánh răng bị động ở tốc

độ quay 500 v/ph/800 v/ph ở chế độ làm việc ổn định. Gia tốc có đơn vị  $\text{m}^2/\text{s}$  theo trục tung, thời gian bánh răng ăn khớp tính bằng giây theo trục hoành. Ta thấy, rung động của hệ thống khi các bánh răng ăn khớp được thể hiện rõ qua sự biến thiên của gia tốc theo thời gian. Khi có hạt giảm chấn, gia tốc khối tâm giảm rõ rệt, biên độ dao động của giá trị gia tốc nhỏ hơn và đều hơn biên độ dao động của giá trị gia tốc khi không có hạt giảm chấn. Giá trị gia tốc lớn nhất khi không sử dụng hạt giảm chấn là  $15467 \text{ m/s}^2$ , giá trị này giảm 47,2% khi có hạt giảm chấn và còn là  $8173 \text{ m/s}^2$ .

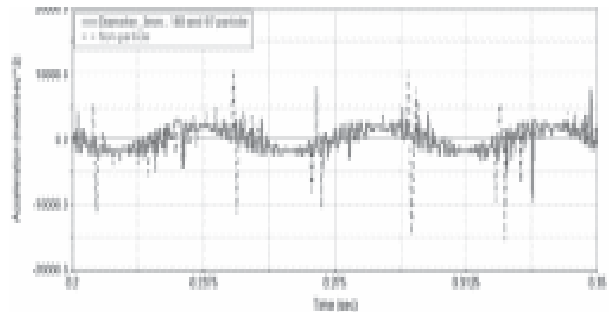


Hình 6. Gia tốc khối tâm bánh răng khi không có và có hạt giảm chấn, 50% điền đầy hốc, 500 v/ph/800 v/ph

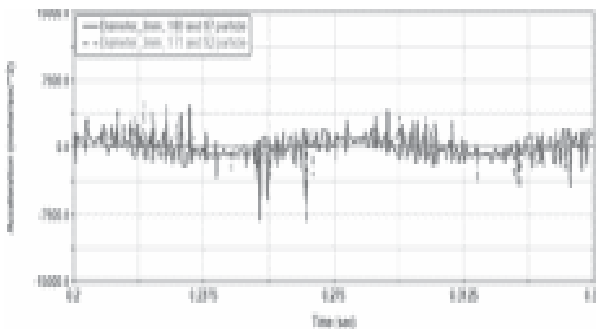
Hình 7 và Hình 8 so sánh gia tốc khối tâm bánh răng ở cùng tốc độ quay 500 v/ph/800 v/ph khi sử dụng 162 và 87 hạt (45% điền đầy), 171 và 92 hạt (47,5% điền đầy) và 180 và 97 hạt (50% điền đầy). Giá trị gia tốc cực đại lần lượt giảm dần tương ứng với phần trăm điền đầy thể tích hốc 45%, 47,5% và 50%. Giá trị độ lớn gia tốc khi sử dụng 180 và 97 hạt dao động xung quanh  $8173 \text{ m/s}^2$ , giá trị này giảm 4,3% so với khi sử dụng 171 và 92 hạt ( $8517 \text{ m/s}^2$ ) và giảm 12,4% so với khi sử dụng 162 và 87 hạt ( $9330 \text{ m/s}^2$ ). Tỷ lệ điền đầy hốc là 50% có hiệu quả giảm chấn tốt hơn so với hai tỷ lệ điền đầy còn lại.



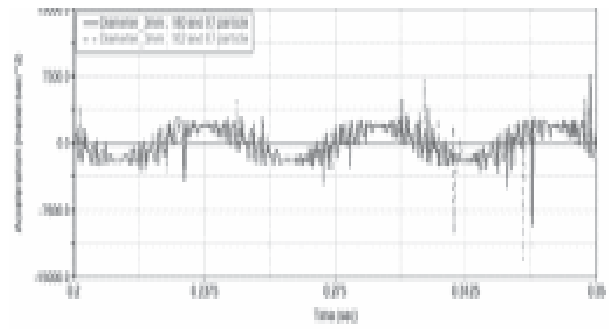
Hình 7. Gia tốc khối tâm bánh răng khi có hạt giảm chấn, 45%-50% điền đầy hốc, 500 v/ph/800 v/ph



Hình 9. Gia tốc khối tâm bánh răng khi không có và có hạt giảm chấn, 50% điền đầy hốc, 750 v/ph/1200 v/ph

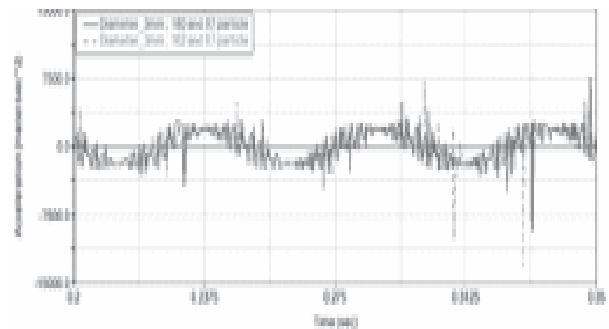


Hình 8. Gia tốc khối tâm bánh răng khi có hạt giảm chấn, 47,5%-50% điền đầy hốc, 500 v/ph/800 v/ph



Hình 10. Gia tốc khối tâm bánh răng khi có hạt giảm chấn, 45%-50% điền đầy hốc, 750 v/ph/1200 v/ph

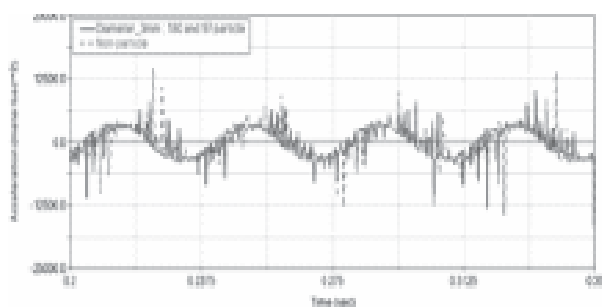
Ở tốc độ 750 v/ph/1200 v/ph và tỉ lệ điền đầy hốc 50%, gia tốc khối tâm bánh răng giảm rõ rệt khi sử dụng hạt giảm chấn (Hình 9). Khi không có hạt giảm chấn, xuất hiện nhiều giá trị lớn có bước nhảy rõ rệt so với thời điểm lân cận. Giá trị độ lớn gia tốc lớn nhất khi không có hạt giảm chấn là 15419 m/s<sup>2</sup>, giá trị này giảm hơn 39,8% còn 9279 m/s<sup>2</sup> so với khi có hạt giảm chấn. Hình 10 và Hình 11 so sánh gia tốc khối tâm bánh răng khi sử dụng 162 và 87 hạt, 171 và 92 hạt, 180 và 97 hạt. Độ lớn giá trị cực đại lần lượt giảm dần tương ứng với phần trăm điền đầy hốc 45%, 47,5% và 50%. Khi sử dụng 50% điền đầy, độ lớn giá trị gia tốc dao động xung quanh 9279 m/s<sup>2</sup>, giá trị này giảm 21,8% so với khi sử dụng 47,5% điền đầy (11769 m/s<sup>2</sup>) và giảm 29,1% so với khi sử dụng 47,5% (13089 m/s<sup>2</sup>).



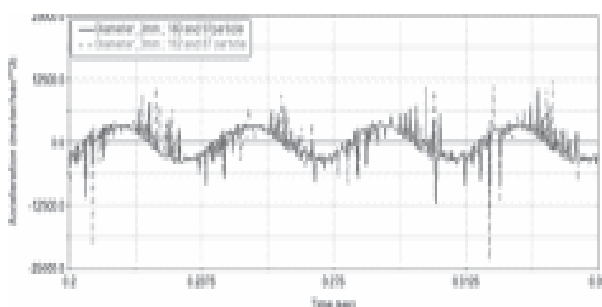
Hình 11. Gia tốc khối tâm bánh răng khi có hạt giảm chấn, 47,5%-50% điền đầy hốc, 750 v/ph/1200 v/ph

Ở tốc độ 1000 v/ph/1600 v/ph và tỉ lệ điền đầy hốc 50%, gia tốc khối tâm bánh răng khi có hạt giảm chấn tối ưu hơn không nhiều cả về độ lớn và độ ổn định so với khi không có hạt giảm chấn (Hình 12). Điều này có thể giải thích, ở tốc độ cao, quán tính lớn nên các

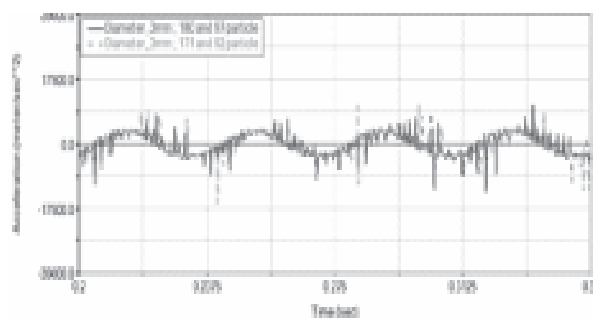
hạt giảm chấn va chạm với nhau rất ít do có xu hướng quay cùng với bánh răng. Giá trị gia tốc lớn nhất khi không sử dụng hạt giảm chấn là  $16810 \text{ m/s}^2$ , giá trị này giảm 21,5% so với khi có hạt giảm chấn và còn  $13198 \text{ m/s}^2$ . Khi tăng phần trăm điền đầy thể tích hốc từ 45% lên 47,5% và 50%, dao động cực đại của đồ thị gia tốc lần lượt giảm dần (Hình 13 và Hình 14). Giá trị độ lớn gia tốc khi sử dụng 50% điền đầy hốc dao động xung quanh  $13198 \text{ m/s}^2$ , giá trị này giảm 18,6% so với khi sử dụng 47,5% điền đầy ( $16209 \text{ m/s}^2$ ) và giảm 43,7% so với khi sử dụng 45% điền đầy ( $23426 \text{ m/s}^2$ ). Khi thể tích hốc được điền đầy 50% hạt, giá trị rung động cực đại vẫn giảm nhiều.



Hình 12. Gia tốc khối tâm bánh răng khi không có hạt giảm chấn, 50% điền đầy hốc, 1000 v/ph/1600 v/ph



Hình 13. Gia tốc khối tâm bánh răng khi có hạt giảm chấn, 45%-50% điền đầy hốc, 1000 v/ph/1600 v/ph



Hình 14. Gia tốc khối tâm bánh răng khi có hạt giảm chấn, 47,5%-50% điền đầy hốc, 1000 v/ph/1600 v/ph

## 5. KẾT LUẬN

Quá trình ăn khớp của bộ truyền bánh răng và quá trình tính toán ứng xử của các hạt giảm chấn với nhau và với thành hốc công nghệ được mô phỏng trên phần mềm Adams View và phần mềm EDEM trên cơ sở phương pháp phần tử rời rạc. Mô phỏng hệ thống bánh răng đồng thời trên hai phần mềm này để trao đổi dữ liệu trong suốt quá trình hai bánh răng ăn khớp. Phần mềm Adams View đưa ra thông tin về chuyển động, vị trí, vận tốc và gia tốc của hệ, sau đó sẽ lấy các dữ liệu này để tính toán và kết hợp với sự tương tác của các hạt giảm chấn rồi lại trả dữ liệu về vật liệu, sự tương tác đó về cho hệ thống trong Adams.

Hiệu quả giảm rung động tốt nhất khi sử dụng hạt giảm chấn với tỉ lệ điền đầy mỗi hốc 50% với tất cả các tốc độ quay. Với tỉ lệ này, ở tốc độ quay 500 v/ph/800 v/ph và 750 v/ph/1200 v/ph, gia tốc khối tâm bánh răng giảm rõ rệt, biên độ dao động của giá trị gia tốc nhỏ hơn và đều hơn biên độ dao động của giá trị gia tốc khi không có hạt giảm chấn, giá trị gia tốc lớn nhất lần lượt giảm 47,5% và 39,5%. Nhưng ở tốc độ quay 1000 v/ph/1600 v/ph, gia tốc khối tâm tối ưu hơn không nhiều cả về độ lớn và độ ổn định so với khi không có hạt giảm chấn, dù vậy, giá trị gia tốc lớn nhất vẫn giảm

21,5%. Điều này có thể giải thích, ở tốc độ cao, quán tính lớn nên các hạt có xu hướng quay cùng bánh răng và bám vào thành hốc nên hầu như không có sự va chạm giữa các hạt do đó giảm đáng kể hiệu quả giảm rung động. ❖

Ngày nhận bài: **25/5/2023**

Ngày phản biện: **12/6/2023**

#### Tài liệu tham khảo:

- [1]. Wong, CX, Daniel, MC, Rongong, JA; *Energy dissipation prediction of particle dampers*. J SoundVib. 319(1-2), 91-118, 2009.
- [2]. Yao, B., Chen, Q.; *Investigation on zero-gravity behavior of particle dampers*. J. Vib. Control 21, 124-133, 2013.
- [3]. Xiao, WQ, Huang, YX, Jiang, H., Lin, H., Li, JN; *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, Volume 89, pp. 129-149 2019.
- [5]. Johnson, KL; *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
- [6]. Marius Hromnik; *A GPGPU implementation of the discrete element method applied to modeling the dynamic particulate environment inside a tumbling mill*.
- [7]. Coulomb, P.C.A.; *Theorie des Machines Simples*. Bachelier, Paris, 1821.