

# GIẢI PHÁP THỰC NGHIỆM KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA HẠT GIẢM CHẤN ĐẾN RUNG ĐỘNG CỦA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG THẮNG

## AN EXPERIMENTAL SOLUTION TO INVESTIGATE THE EFFECT OF DAMPING PARTICLES ON THE VIBRATION OF SPUR GEAR TRANSMISSION

Trần Thị Thanh Hải\*

Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội, Hà Nội, Việt Nam<sup>1</sup>

\*Tác giả liên hệ / Corresponding author: hai.tranthithanh@hust.edu.vn

(Nhận bài / Received: 29/5/2023; Sửa bài / Revised: 01/07/2023; Chấp nhận đăng / Accepted: 03/7/2023)

**Tóm tắt** - Bài báo giới thiệu hệ thống thực nghiệm được xây dựng để khảo sát khả năng giảm rung động của bộ truyền bánh răng sử dụng hạt giảm chấn dựa trên lý thuyết phần tử rời rạc DEM. Rung động của hệ thống truyền động bánh răng được giảm do khả năng tương tác linh hoạt của các hạt giảm chấn trong hốc công nghệ trên thân bánh răng nhưng không làm mất đi tính ổn định của hệ thống. Rung động của hệ thống được xác định thông qua cảm biến gia tốc đặt tại vị trí lắp đặt nắp chặn ổ lăn của hai trục bánh răng theo phương trọng lực và phương hướng kính của hai bánh răng ăn khớp. Thiết bị đáp ứng khảo sát rung động của bộ truyền bánh răng khi không sử dụng và có sử dụng hạt giảm chấn ở các tốc độ quay và chế độ tải khác nhau. Gia tốc của hệ thống giảm rõ rệt khi sử dụng hạt giảm chấn. Cả khi có hoặc không có hạt giảm chấn, gia tốc của hệ thống đều tăng theo tốc độ quay ở các chế độ tải khác nhau.

**Từ khóa** - Bộ truyền bánh răng; tải; rung động; gia tốc; hạt giảm chấn.

### 1. Đặt vấn đề

Bộ truyền bánh răng thẳng là bộ truyền bánh răng được sử dụng phổ biến trong các thiết bị cơ khí. Nhưng sự rung động bộ truyền bánh răng này có ảnh hưởng đến khả năng làm việc tối ưu của thiết bị. Việc nghiên cứu giảm rung động của bộ truyền bánh răng luôn nhận được sự quan tâm của các nhà khoa học và các hãng sản xuất. Công nghệ giảm chấn hạt đã được sử dụng trong nhiều lĩnh vực trong đó có kỹ thuật cơ khí [1], [2]. Với bộ truyền bánh răng, công nghệ giảm chấn hạt được áp dụng thông qua mô phỏng động lực học hệ nhiều vật (MBD) và Phương pháp phần tử rời rạc (DEM) để xác định ảnh hưởng của các hạt giảm chấn lên phản ứng động của chuyển động bánh răng [3], [4]. Các nghiên cứu cho thấy, giảm chấn hạt với tỷ lệ lắp đầy thích hợp làm giảm hiệu quả độ rung của bộ truyền bánh răng. Yun-Chi Chung và Yu-Ren Wu [4] đã mô phỏng số và thực nghiệm động lực học cho truyền động bánh răng có chứa các hạt giảm chấn bên trong các hốc trên thân bánh răng. Phần nghiên cứu thực nghiệm, rung động của bộ truyền bánh răng được xác định thông qua các cảm biến gia tốc. Tất cả các nghiên cứu cho bộ truyền bánh răng có sử dụng hạt giảm chấn đều ở chế độ ma sát khô, tức các răng tiếp xúc trực tiếp khi ăn khớp mà không có chất bôi trơn.

Nghiên cứu của bài báo đưa ra giải pháp kiểm chứng thực nghiệm khả năng giảm rung động cho hệ thống truyền dẫn bánh răng bằng phương pháp sử dụng hạt giảm chấn dựa trên cơ sở lý thuyết phần tử rời rạc. Rung động của hệ

**Abstract** - This paper presents an experimental device built to investigate the vibration reduction ability of spur gear transmissions by using damping particles based on DEM discrete element theory. The vibration of gear transmission system is reduced due to the flexible interaction of the damping particles in the technological holes designed on the gear itself without losing the stability of the system. The system vibration is determined by the acceleration sensor located at the rolling bearings mounted on the two gear shafts in the gravity and radial directions. The device responds to the vibration survey of the gear transmission without using and with using damping particles at different rotational speeds and loads. System's acceleration is significantly reduced when using damping particles. Whether damping particles are used or not, the acceleration of system increases correspondingly with the change of the rotational speed at different loads.

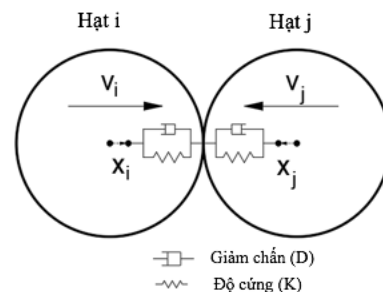
**Key words** - Gear transmission; load; vibration; acceleration; particle.

thống truyền động bánh răng được giảm do khả năng tương tác linh hoạt của các hạt giảm chấn nằm trong các hốc công nghệ trên thân bánh răng nhưng không làm mất đi tính ổn định của hệ thống.

### 2. Sự tương tác của các hạt giảm chấn

Cơ sở của phương pháp giảm chấn dựa trên khả năng loại bỏ năng lượng dao động thông qua tổn thất trong quá trình va chạm của các hạt chuyển động tự do trong ranh giới của một lỗ công nghệ. Phương pháp này cho phép giảm rung động ngay từ khâu thiết kế.

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], [6], [4], [3] cho hai vật  $i$  và  $j$  chuyển động với vận tốc tương ứng  $v_i$  và  $v_j$  (Hình 1).



Hình 1. Hai vật va chạm theo mô hình Rayleigh

<sup>1</sup> School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam (Tran Thi Thanh Hai)

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:

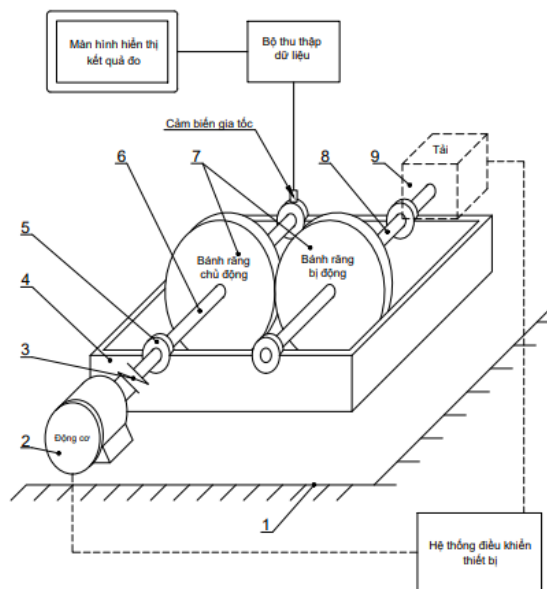
$$m\ddot{x} + D\dot{x}^{\frac{1}{4}} + kx^{\frac{3}{2}} = 0 \quad (2)$$

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.

### 3. Thiết bị thực nghiệm

#### 3.1. Hệ thống nghiên cứu

Thiết bị thực nghiệm có cấu tạo như Hình 2. Bộ truyền bánh răng (7) gồm bánh răng chủ động và bánh răng bị động được lắp trên hai trục chủ động (6) và trục bị động (8). Hai trục của các bánh răng được đặt trên hộp bánh răng (4) thông qua bốn ổ lăn, trong đó có ổ lăn thứ nhất (5) lắp trên trục chủ động. Động cơ (2) có công suất 1,5 KW hoặc 5,5 KW dẫn động cho hệ bánh răng thông qua khớp nối (3) hoặc bộ truyền đai. Mô men từ trục chủ động được truyền tới bánh răng chủ động nhờ mối ghép then. Tải của hệ khảo sát (9) được tạo bởi bộ tạo tải sử dụng động cơ servo với momen cản  $T$  được đặt ở đầu ra trục bị động. Hộp bánh răng, động cơ dẫn động và động cơ servo được đặt trên bàn máy (1).

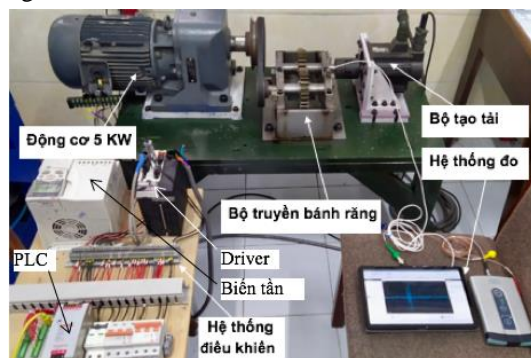


Hình 2. Sơ đồ nguyên lý thiết bị thực nghiệm

Hệ thống điều khiển thiết bị có nhiệm vụ điều khiển tốc độ động cơ dẫn động và điều khiển động cơ servo của bộ tạo tải. Rung động của hệ thống truyền động bánh răng được đánh giá thông qua cảm biến gia tốc đặt tại các ổ lăn. Tín hiệu của cảm biến được thu nhận và xử lý thông qua bộ thu thập dữ liệu và hiển thị kết quả đo trên màn hình máy tính. Hình 3 là ảnh chụp thiết bị thực nghiệm.

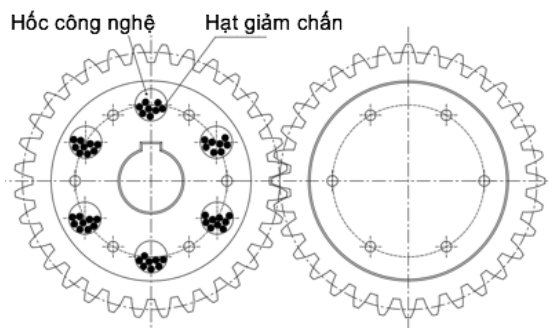
Trên thân mỗi bánh răng ăn khớp được thiết kế với sáu lỗ công nghệ chia đều trên thân bánh răng để chứa các hạt giảm chấn (Hình 4) là các viên bi bằng kim loại. Các hạt giảm chấn được điền đầy một phần thể tích các hốc công nghệ với tỷ lệ điền đầy nhất định, từ 45% đến 50%. Các viên bi cũng có nhiều đường kính khác nhau, 2 mm, 3 mm

và 4 mm [6]. Hai bánh răng ăn khớp ở chế độ ma sát khô (không có chất bôi trơn) hoặc ở chế độ ma sát khi có bôi trơn giới hạn bằng dầu bôi trơn Belsil F100. Dầu này có độ nhớt động lực học ở 40°C là 0,33 Pa.s và khối lượng riêng 980 kg/m<sup>3</sup>.



Hình 3. Ảnh chụp thiết bị thực nghiệm

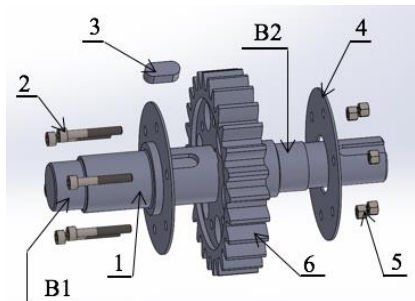
Khi hai bánh răng chuyển động ăn khớp, sự va chạm lẫn nhau của các hạt giảm chấn và va chạm giữa các hạt giảm chấn với thành hốc làm giảm rung động của hệ nhờ loại bỏ năng lượng dao động thông qua tổn thất bao gồm ma sát và trao đổi động lượng xảy ra trong quá trình va chạm của các hạt chuyển động tự do trong hốc.



Hình 4. Các hốc công nghệ chứa hạt giảm chấn trên thân cặp bánh răng ăn khớp

#### 3.2. Bộ truyền bánh răng

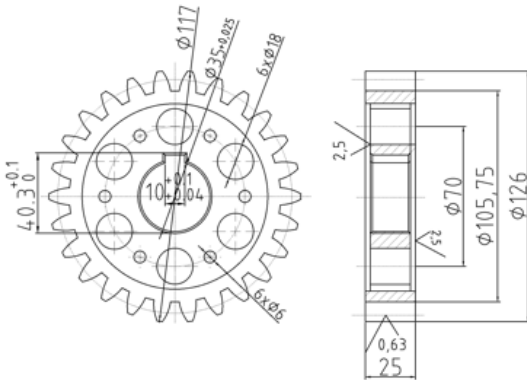
Hình 5 là cấu tạo một bộ trục-bánh răng. Bánh răng (6) được lắp ghép với trục (1) bởi hệ thống then bằng (3).



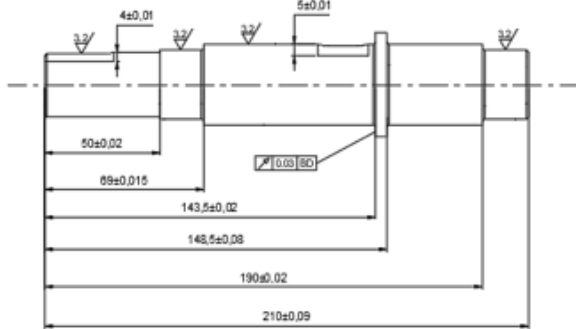
Hình 5. Một bộ trục-bánh răng và một bánh răng thực

Trục được lắp với vòng trong của ổ lăn tại hai vị trí B1 và B2, vòng ngoài của ổ được cố định trên thân hộp bánh răng bằng mối ghép của ren vít giữa nắp ổ lăn và thân hộp. Để đảm duy trì khả năng tương tác của các hạt giảm chấn trong hốc, sử dụng hai tấm kim loại phẳng (4) để làm kín các hốc chứa hạt giảm chấn trong quá trình hai bánh răng ăn khớp. Hai tấm kim loại này được bắt chặt với bánh răng thông qua các bulông (2) và đai ốc (5).

Các bánh răng và trục có chiều dài tổng là 210 mm được gia công có kích thước và dung sai như Hình 6 và Hình 7. Độ nhám của bề mặt lỗ công nghệ chứa hạt giảm chấn là 2,5  $\mu\text{m}$ , sai số độ đồng tâm của các đoạn trục là 0,03, độ nhám bề mặt các đoạn trục lắp ổ lăn và bánh răng là 3,2  $\mu\text{m}$ . Bánh răng và các ổ lăn lắp với trục theo mỗi lắp ghép H7/js6 [7], [8], [9] để thuận lợi cho quá trình tháo, lắp khi thay đổi cặp bánh răng ăn khớp.



Hình 6. Kích thước của bánh răng



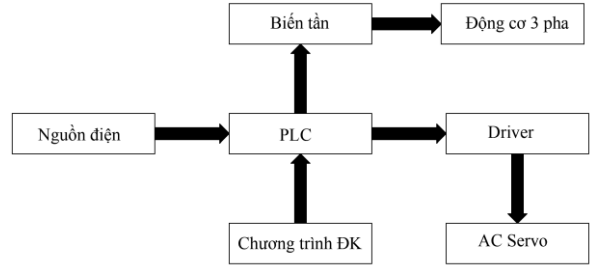
Hình 7. Kích thước và dung sai của trục

3.3. Dẫn động và tạo tải

Dẫn động cho hệ thống, sử dụng hai động cơ ba pha, động cơ 1LA7130-4AA11-Z công suất 5,5 kW có hộp giảm tốc gắn liền, đạt tốc độ tối đa 500 v/ph và động cơ MLK 1097M có công suất 1,5 kW, tốc độ tối đa 1750 v/ph.

Biến tần ABB-ACS355 cho phép điều chỉnh tốc độ quay của động cơ. Tải đặt vào bộ truyền bánh răng nghiên cứu dạng mô men được tạo bởi một bộ tạo tải. Bộ tạo tải này gồm một động cơ AC servo MDMA125PIG và driver

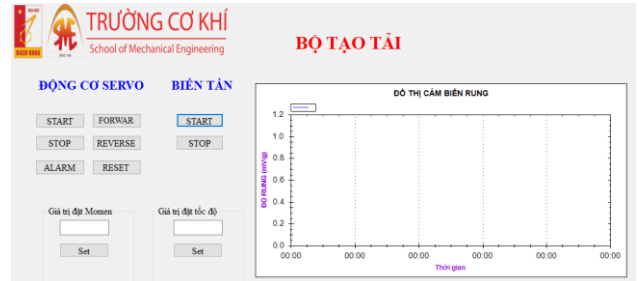
Panasonic MDDHVT5540 vận hành ở chế độ momen. Động cơ dẫn động và bộ tạo tải được vận hành bởi hệ thống điều khiển sử dụng bộ điều khiển lập trình PLC Delta DPS-100S-24 (Hình 8).



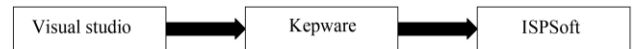
Hình 8. Nguyên lý hoạt động của hệ thống điều khiển

3.4. Chương trình điều khiển

Chương trình điều khiển gồm hai phần, chương trình lập trình PLC điều khiển hệ thống và chương trình giao diện điều khiển. Chương trình PLC được lập trình trên phần mềm ISP Soft. Phần mềm Kepware V6 lưu các biến nhớ điều khiển các khối lệnh trong chương trình PLC. Phần mềm Visual Studio cho phép lựa chọn giao diện chính cho thiết bị theo yêu cầu vận hành. Sử dụng ngôn ngữ lập trình C# để lập trình giao diện điều khiển với mục đích thay đổi các biến nhớ PLC từ đó thay đổi thông số đầu vào của khối lệnh trên PLC [10]. Giao diện điều khiển thiết bị như Hình 9 và nguyên lý kết nối chương trình điều khiển trên các phần mềm như Hình 10.



Hình 9. Giao diện điều khiển hệ thống



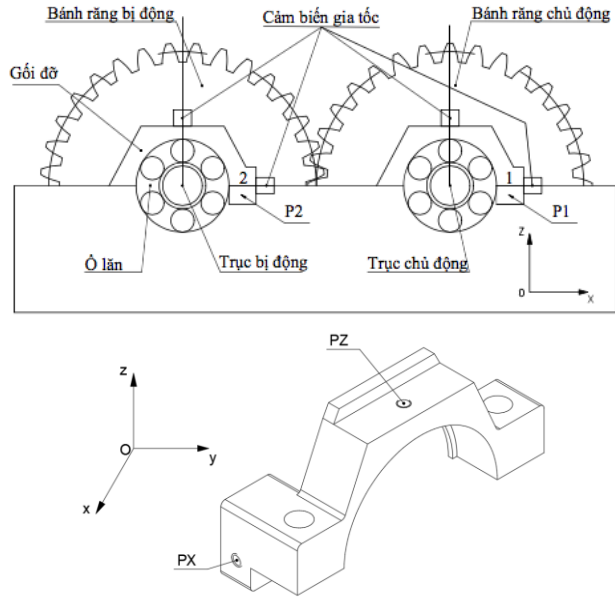
Hình 10. Nguyên lý kết nối các phần mềm

3.5. Hệ thống đo rung động của hệ thống truyền động bánh răng

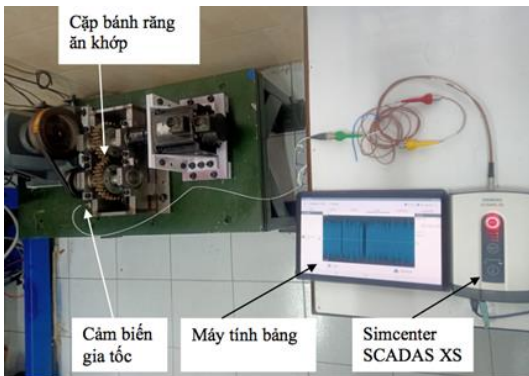
Khi bộ truyền bánh răng hoạt động, sự ăn khớp của hai bánh răng gây ra rung động cho bản thân bộ truyền bánh răng và toàn bộ hệ thống. Rung động của bộ truyền bánh răng được đánh giá thông qua gia tốc và được đo bởi cảm biến gia tốc 352C03 PCB có dải đo  $\pm 500 \text{ g pk}$  ( $4900 \text{ m/s}^2$ ), độ nhạy  $\pm 10\%$ , xấp xỉ  $10 \text{ mV/g}$  ( $1,02 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$ ) [11], [12].

Tại mỗi ổ lăn, đo rung động theo phương x - phương rung động ngang và phương z - phương rung động thẳng đứng (phương trọng lực g) trong suốt quá trình ăn khớp của cặp bánh răng (Hình 11). Có thể khảo sát rung động của hệ thống tại tám vị trí trên bốn ổ lăn. Vị trí đặt cảm biến trên ổ được thiết kế đi qua tâm của trục và vuông góc với mặt phẳng đặt cảm biến. Thiết bị thực nghiệm sử dụng một cảm biến nên giá trị gia tốc tại tám vị trí khảo sát không được

đồng thời. Vì vậy, để đánh giá khách quan tính chính xác của phương pháp, gia tốc tại mỗi vị trí được đo khi thiết bị ở trạng thái làm việc ổn định, với khoảng thời gian đánh giá như nhau.



**Hình 11.** Vị trí đặt cảm biến gia tốc



**Hình 12.** Hệ thống đo gia tốc

Tín hiệu của cảm biến được thu nhận thông qua hệ thống thu thập dữ liệu Simcenter Scadas XS (Hình 12) và được hiển thị thông qua phần mềm LMS Smart Scope được cài đặt trên máy tính bảng. Dữ liệu đo được lưu trữ trên thẻ nhớ SD của bộ thu thập dữ liệu Simcenter Scadas XS. Bộ phần mềm Simcenter Teslab cho phép xử lý dữ liệu đo thông qua kết nối với thẻ nhớ SD trên máy tính PC hoặc cho phép chuyển đổi dữ liệu sang một số phần mềm thông dụng khác.

**4. Đánh giá hiệu quả khảo sát giảm rung động của thiết bị thực nghiệm**

Kiểm chứng khả năng đáp ứng nghiên cứu giảm rung động của bộ truyền bánh trên thiết bị, thực hiện thực nghiệm đo gia tốc của hệ thống theo phương ngang Ox và phương thẳng đứng Oz ở hai vị trí ổ lăn đầu ra trên trục chủ động và bị động khi không có hạt giảm chấn và có hạt giảm chấn. Mô men cản đặt ở đầu ra của trục bị động ở hai chế độ, 0 Nm và 5 Nm với các tốc độ quay khác nhau. Khi mô men cản là 0 Nm, tải của bộ truyền bánh răng lúc này chỉ gồm bản thân khối lượng của hai bánh răng và hai trục. Hai bánh răng trụ

răng thẳng ăn khớp có tỉ số truyền 1:1, hạt giảm chấn có đường kính 3 mm với 180 hạt/hộc. Thực hiện đo gia tốc của hệ thống với tần số lấy mẫu là 12800 mẫu/giây.

**4.1. Mô men cản 0 Nm**

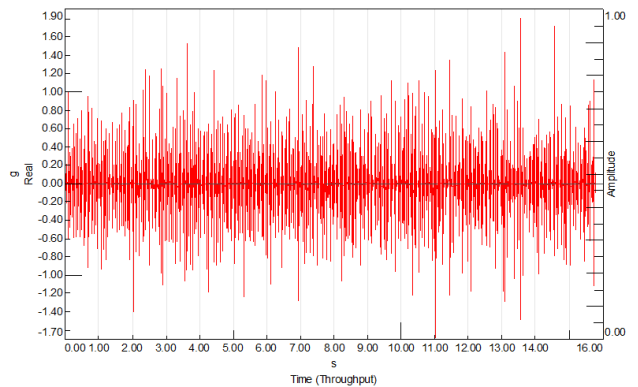
Hình 13 là hình ảnh cảm biến đo gia tốc được lắp đặt tại vị trí P1 theo phương đứng Oz trên trục bị động và được gọi là vị trí PZ1.



**Hình 13.** Vị trí đo gia tốc PZ1 trên trục bị động

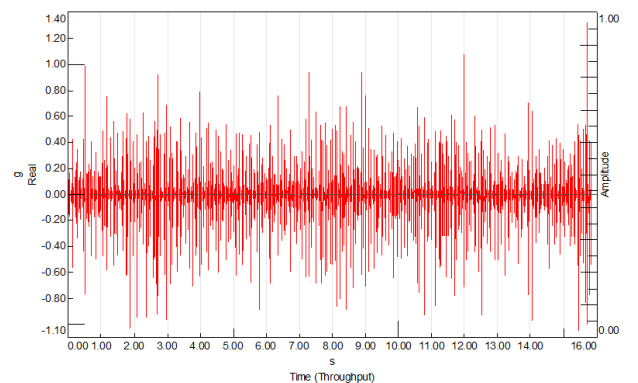
Hình 14 và Hình 15 là gia tốc của hệ thống truyền động bánh răng đo tại vị trí PZ1 khi không sử dụng hạt giảm chấn và khi sử dụng hạt giảm chấn ở tốc độ quay 196 v/ph. Thời gian thực hiện thực nghiệm đo tính bằng giây (theo trục hoành), gia tốc theo đơn vị g (m<sup>2</sup>/s) (theo trục tung). Sự dao động của hệ thống khi hoạt động được thể hiện rõ qua sự biến thiên của gia tốc theo thời gian.

**SIEMENS**



**Hình 14.** Gia tốc tại ổ lăn trên trục bị động theo phương Oz khi không có hạt giảm chấn, 196 v/ph

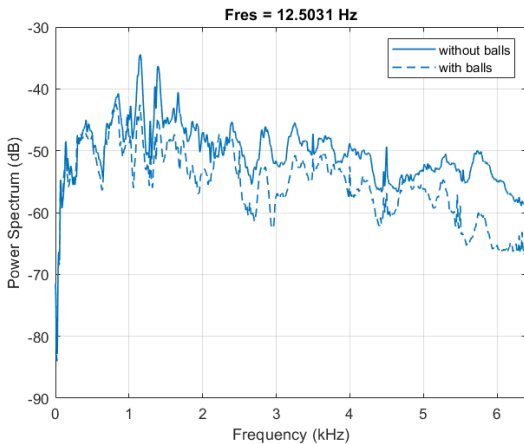
**SIEMENS**



**Hình 15.** Gia tốc tại ổ lăn trên trục bị động theo phương Oz khi có hạt giảm chấn, 196 v/ph

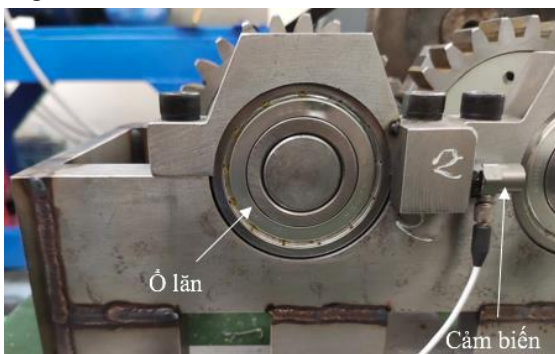
Khi không có hạt giảm chấn, giá trị gia tốc của hệ dao động xung quanh biên độ 1,9 g, trong đó nhiều giá trị đỉnh tiệm cận giá trị lớn nhất với bước nhảy rõ rệt so với thời điểm lân cận. Khi sử dụng hạt giảm chấn, biên độ dao động nhỏ hơn và đều hơn, giá trị gia tốc cực đại giảm 26,23%, từ 1,9g xuống 1,4g; miền giá trị gia tốc cũng được thu hẹp một cách rõ ràng, từ -1,7g đến 1,9g giảm xuống còn từ -1,1g đến 1,4g. Điều này cho thấy, sự va chạm của các hạt giảm chấn trong các hốc công nghệ đã tác động lên toàn bộ cơ hệ và làm cho cơ hệ hoạt động ổn định hơn.

Các giá trị gia tốc của hai trường hợp không có và có hạt giảm chấn này được chuyển đổi sang phổ công suất của tín hiệu trên miền tần số thông qua chương trình lập trình trên phần mềm Matlab bằng cách sử dụng chuỗi Fourier. Hình 16 là công suất của tín hiệu rung (theo trục tung) trên miền tần số khi không có và có hạt giảm chấn (“without balls” và “with balls”). Ta thấy, công suất khi sử dụng hạt giảm chấn giảm rõ rệt so với công suất khi không sử dụng hạt giảm chấn, điều này cho thấy sự hấp thụ một phần công suất khi có các hạt giảm chấn nên rung động của bộ truyền bánh răng giảm.



**Hình 16.** Công suất rung tại ổ lăn trên trục bị động theo phương Oz khi không có và có hạt giảm chấn, 196 v/ph

Hình 17 là hình ảnh cảm biến đo gia tốc được lắp đặt tại vị trí P2 theo phương đứng Ox trên trục chủ động và được gọi là vị trí PX2.

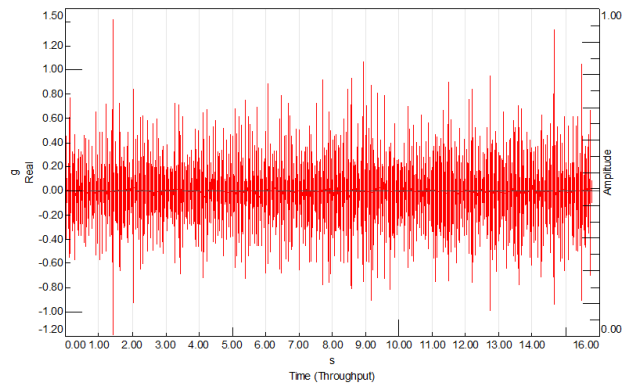


**Hình 17.** Vị trí đo gia tốc PX2 trên trục chủ động

Hình 18 và Hình 19 là gia tốc của hệ thống truyền động bánh răng đo tại vị trí PX2 khi không sử dụng hạt giảm chấn và khi sử dụng hạt giảm chấn ở tốc độ quay 196 v/ph. Giá trị gia tốc dao động xung quanh biên độ 1,5g và cũng có nhiều giá trị đỉnh tiệm cận giá trị lớn nhất với bước nhảy rõ rệt so với thời điểm lân cận như trường hợp gia tốc đo

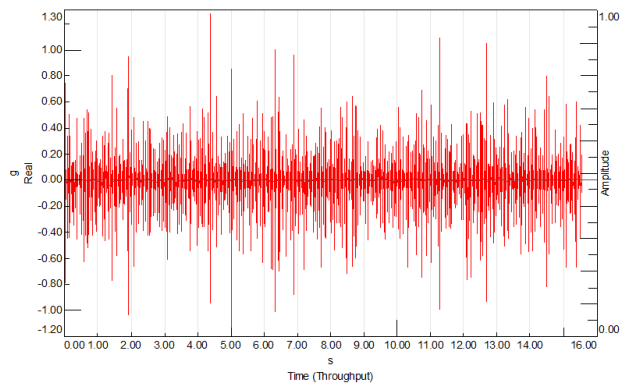
theo phương z tại ổ trên trục bị động. Khi có hạt giảm chấn, gia tốc giảm, dao động trong khoảng 1,3g, giảm 17,14% so với khi không sử dụng hạt giảm chấn.

**SIEMENS**



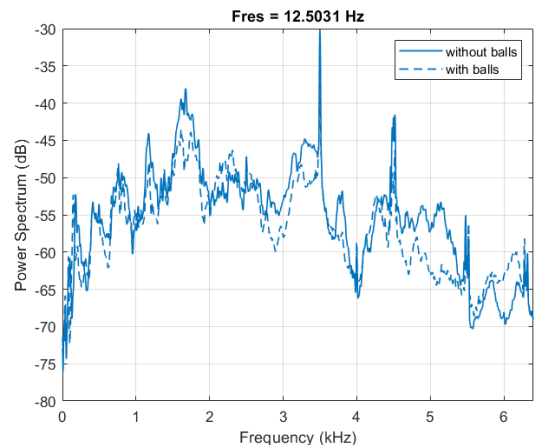
**Hình 18.** Gia tốc tại ổ lăn trên trục chủ động theo phương Ox khi không có hạt giảm chấn, 196 v/ph

**SIEMENS**



**Hình 19.** Gia tốc tại ổ lăn trên trục chủ động theo phương Ox khi có hạt giảm chấn, 196 v/ph

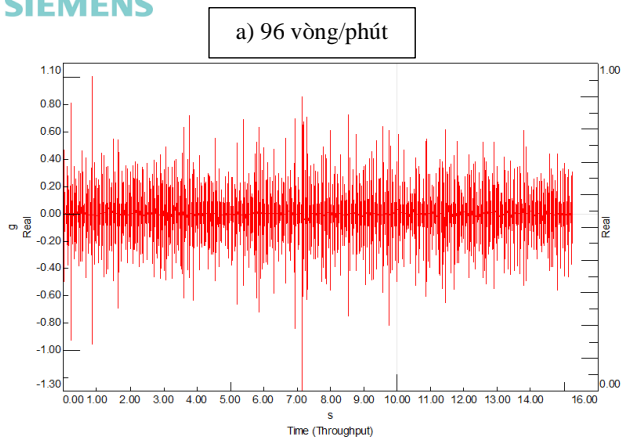
Khi chuyển đổi các giá trị gia tốc này sang phổ công suất của tín hiệu rung trên miền tần số có được công suất của tín hiệu rung tương ứng với trường hợp không có và có hạt giảm chấn (“without balls” và “with balls”) như Hình 20. Sự giảm công suất rung tương ứng như sự giảm biên độ giá trị gia tốc khi sử dụng hạt giảm chấn.



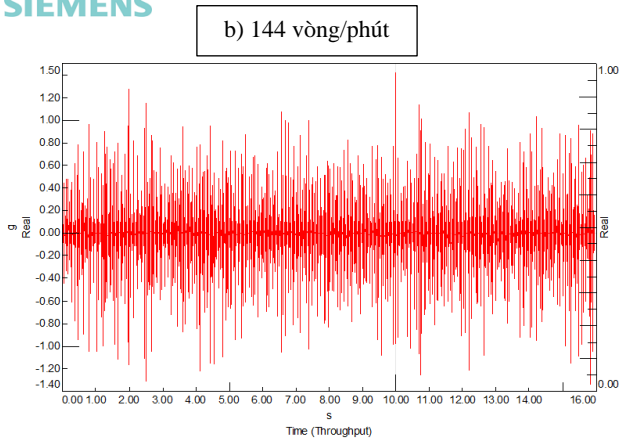
**Hình 20.** Công suất rung tại ổ lăn trên trục chủ động theo phương Ox khi không có và có hạt giảm chấn, 196 v/ph

Để đánh giá thêm độ tin cậy của phương pháp giảm rung động, thực nghiệm khảo sát gia tốc ở các tốc độ quay khác nhau cả khi có hạt giảm chấn và không có hạt giảm chấn. Hình 21 là gia tốc theo phương đứng Oz của hệ thống khi không sử dụng hạt giảm chấn được đo tại vị trí PZ2 trên trục chủ động ở các tốc độ quay 96 v/ph (Hình 21a), 144 v/ph (Hình 21b) và 192 v/ph (Hình 21c). Ta thấy, giá trị gia tốc cũng như miền giá trị gia tốc tăng theo tốc độ quay, điều này phù hợp với lý thuyết dao động.

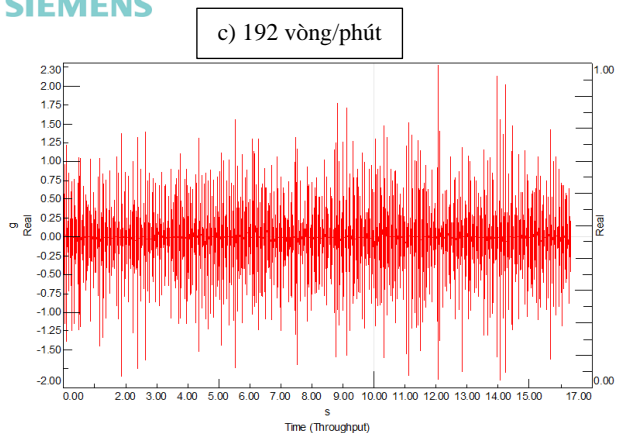
SIEMENS



SIEMENS



SIEMENS

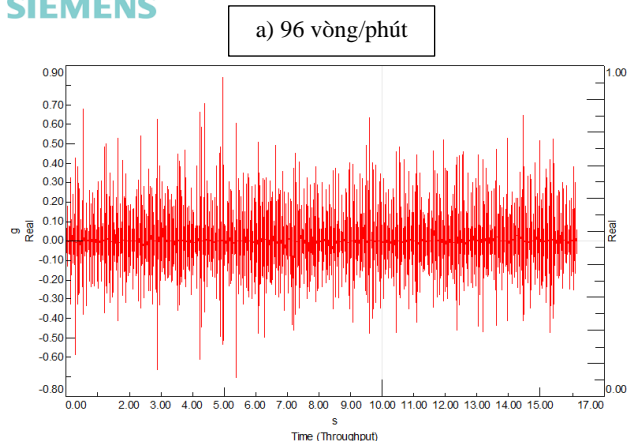


**Hình 21.** Sự thay đổi gia tốc theo tốc độ quay đo tại PZ2 trên ổ lăn trục chủ động khi không sử dụng hạt giảm chấn

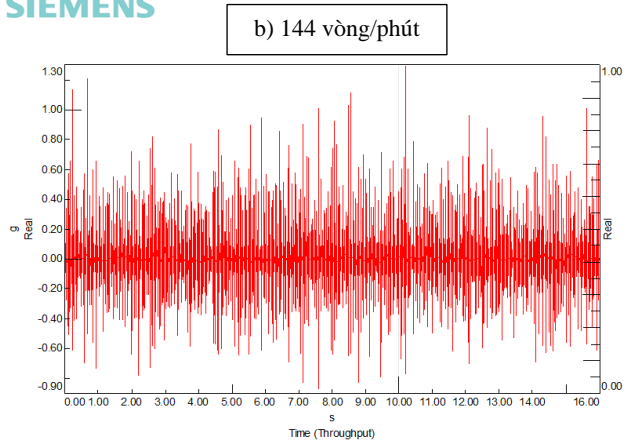
Hình 22 là gia tốc của hệ thống khi sử dụng hạt giảm chấn được đo tại vị trí PZ2 cũng ở các tốc độ quay 96 v/ph (Hình 22a), 144 v/ph (Hình 22b) và 192 v/ph (Hình 22c), giá trị gia tốc cũng như miền giá trị gia tốc đều có xu hướng

giảm so với khi không sử dụng hạt giảm chấn. Với ba trường hợp này, chưa thể đánh giá chính xác khả năng giảm rung động, nhưng bước đầu khẳng định được thiết bị hoàn toàn đáp ứng nghiên cứu khả năng giảm rung động thông qua giá trị gia tốc khi sử dụng phương pháp hạt giảm chấn cho bộ truyền bánh răng.

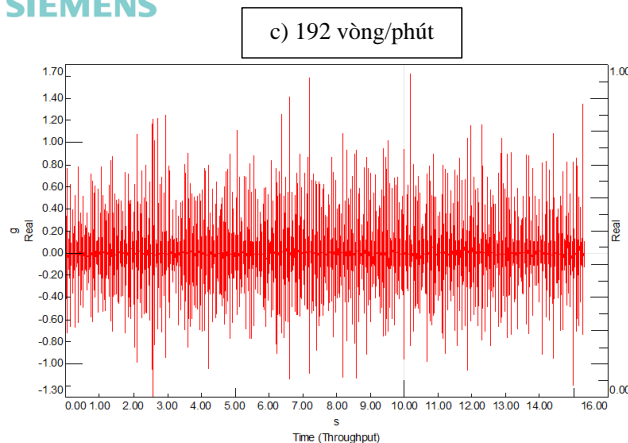
SIEMENS



SIEMENS



SIEMENS



**Hình 22.** Sự thay đổi gia tốc theo tốc độ quay đo tại PZ2 trên ổ lăn trục chủ động khi sử dụng hạt giảm chấn

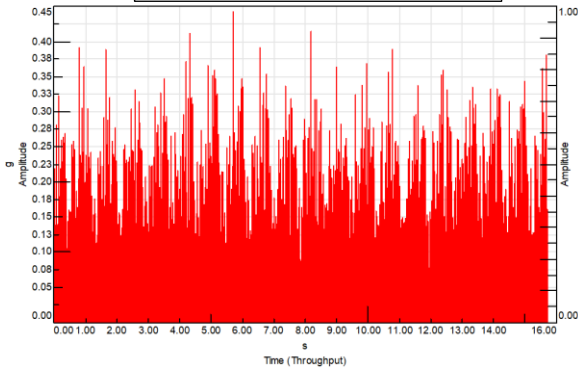
#### 4.2. Mô men cản 5 Nm

Đặt mô men tải có giá trị 5 Nm lên trục đầu ra của thiết bị tức trục bị động để kiểm tra sự thay đổi của gia tốc trên bộ truyền bánh răng khi làm việc ở chế độ có ngoại tác động. Hình 23 là gia tốc của bộ truyền bánh răng đo tại vị trí PZ1 khi có và không có hạt giảm chấn ở tốc độ quay

100 v/ph. Kết quả cũng cho thấy, hiệu quả giảm rung động rõ rệt của hạt giảm chấn như trường hợp mô men cân 0 Nm, thể hiện, khi sử dụng hạt giảm chấn, biên độ dao động nhỏ hơn và đều hơn so với khi không sử dụng hạt giảm chấn.

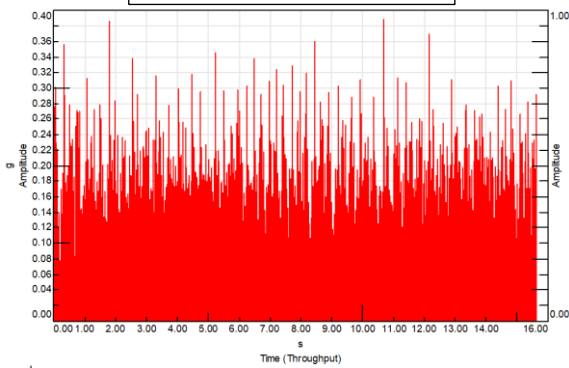
SIEMENS

a) Không sử dụng hạt giảm chấn



SIEMENS

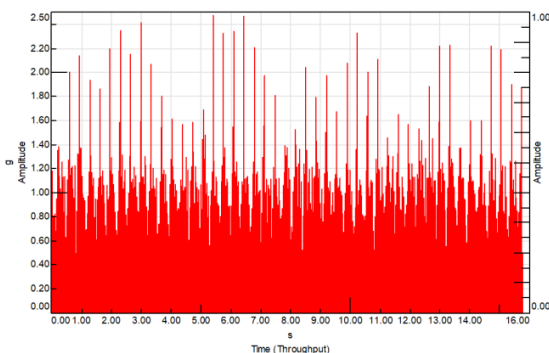
b) Sử dụng hạt giảm chấn



**Hình 23.** Gia tốc của bộ truyền bánh răng đo tại vị trí PZ1, tải đặt 5 Nm, 100 v/ph

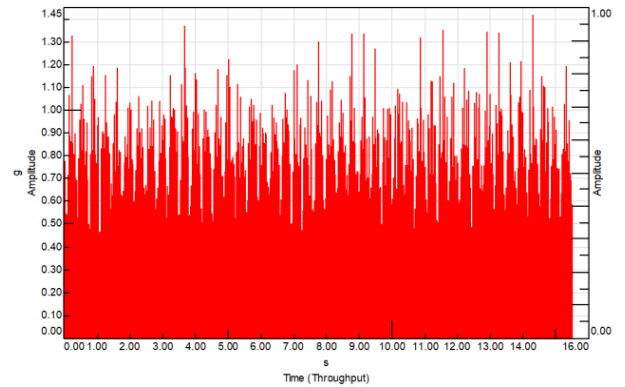
Khi tăng tốc độ quay lên 200 v/ph (Hình 24 và Hình 25), gia tốc của hệ thống khi không có hạt và có hạt đều tăng lên so với gia tốc ở tốc độ 100 v/ph. Giá trị gia tốc lớn nhất đạt 2,4g nhưng khi có hạt thì giá trị này giảm xuống còn 1,38g. Ở tốc độ quay 250 v/ph (Hình 26), gia tốc của hệ thống khi không có hạt tăng mạnh, tuy nhiên, sự va chạm giữa các bi cũng mạnh hơn, do vậy hiệu quả giảm chấn tăng, gia tốc giảm gần 3 lần so với khi không dùng hạt giảm chấn.

SIEMENS



**Hình 24.** Gia tốc của bộ truyền bánh răng đo tại vị trí PZ1, tải đặt 5 Nm, 200 v/ph, không có hạt giảm chấn

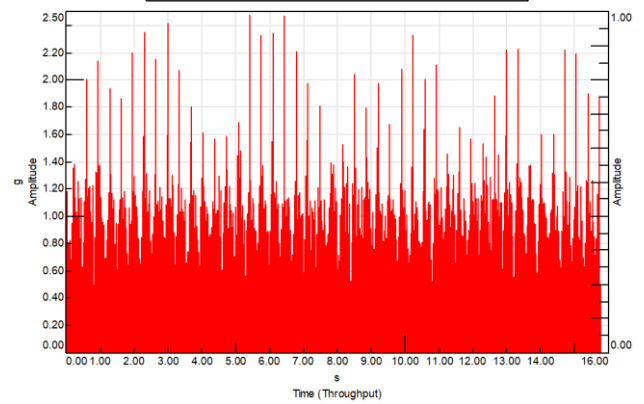
SIEMENS



**Hình 25.** Gia tốc của bộ truyền bánh răng đo tại vị trí PZ1, tải đặt 5 Nm, 200 v/ph, có hạt giảm chấn

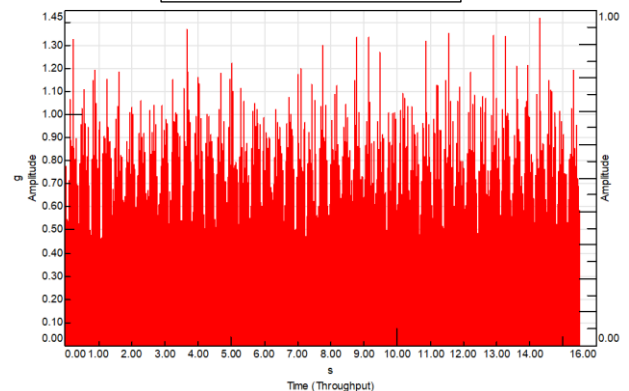
SIEMENS

a) Không sử dụng hạt giảm chấn



SIEMENS

b) Sử dụng hạt giảm chấn



**Hình 26.** Gia tốc của bộ truyền bánh răng đo tại vị trí PZ1, tải đặt 5 Nm, 250 v/ph

## 5. Kết luận

Bài báo trình bày giải pháp thực nghiệm đánh giá ảnh hưởng của hạt giảm chấn trong các hốc công nghệ trên thân bánh răng đến rung động của bộ truyền bánh răng thẳng thông qua cảm biến gia tốc đặt trên các ổ lăn của các trục chủ động và bị động. Tải của hệ thống truyền động bánh răng được tạo bởi bộ tạo tải sử dụng động cơ servo với momen cân có giá trị nhất định được đặt ở đầu ra trục bị động.

Cơ sở của phương pháp giảm rung động là nhờ loại bỏ năng lượng dao động thông qua tổn thất bao gồm ma sát và trao đổi động lượng xảy ra trong quá trình va chạm của các hạt trong hốc công nghệ với tỉ lệ điền đầy nhất định.

Thiết bị thực nghiệm đáp ứng khảo sát rung động của bộ truyền bánh răng theo phương trọng lực và phương hướng kính của cặp bánh răng ăn khớp khi không sử dụng và có sử dụng hạt giảm chấn ở các chế độ tải và tốc độ quay khác nhau. Sự rung động của hệ thống khi hoạt động được thể hiện rõ qua sự biến thiên của gia tốc theo thời gian và công suất tín hiệu rung trên miền tần số. Khi không sử dụng hạt giảm chấn, giá trị gia tốc có nhiều giá trị đỉnh tiệm cận giá trị lớn nhất với bước nhảy rõ rệt so với thời điểm lân cận. Khi có hạt giảm chấn, biên độ dao động nhỏ hơn và đều hơn, miền giá trị gia tốc cũng được thu hẹp một cách rõ ràng. Công suất tín hiệu rung cũng giảm rõ rệt so với công suất khi không sử dụng hạt giảm chấn

Việc khảo sát ảnh hưởng của phân tử điền đầy bi trong mỗi hốc và đường kính bi sẽ được tiếp tục nghiên cứu để đưa ra hiệu quả giảm rung động tối ưu tương ứng với các chế độ làm việc khác nhau.

**Lời cảm ơn:** Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đề tài T2021-PC-036, Đại học Bách khoa Hà Nội và Phòng thí nghiệm Nhà máy số, Đại học Bách khoa Hà Nội.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] C. X. Wong, M. C. Daniel, and J. A. Rongong, "Energy dissipation of particle dampers", *J Sound Vib.* Vol. 319, no. 1–2, pp. 91–118, 2009.
- [2] N. Ahmad, R. Ranganath, and A. Ghosal, "Modeling and experimental study of a honeycomb beam filled with damping particles", *J. Sound Vib.* Vol. 391, pp. 20–34, 2017.
- [3] W. Q. Xiao, Y. X. Huang, H. Jiang, H. Lin, and J.N. Li, "Energy dissipation mechanism and experiment of particle dampers for gear transmission under centrifugal loads", *Particuology*, Vol. 27, pp. 40–50, 2016.
- [4] Y.-C. Chung and Y.-R. Wu, "Dynamic modeling of a gear transmission system containing damping particles using coupled multi-body dynamics and discrete element method", *Nonlinear Dynamics*, Vol. 89, pp. 129–149, 2019.
- [5] K. L. Johnson, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
- [6] T. T. T. Hai, B. V. Quang, and D. Q. Hung, "Influence of Damping Particles on the Vibration of Spur Gear Transmission Using Numerical Modelization", *JST: Engineering and Technology for Sustainable Development*, Vol. 33, no. 3, pp. 010-017, 2023.
- [7] N. D. Ton and N. T. X. Bay, *Textbook Assembly tolerances and measurement techniques*, Vietnam Education Publishing House Limited Company, 2016.
- [8] T. V. Dich, N. T. Binh, N. T. Dat, N. V. Tiep, and T. X. Viet, *Machine manufacturing technology*, Science and Technology Publishing House, 2003.
- [9] T. Chat and L. V. Uyen, *Calculation and design of mechanical drive systems*, Vietnam Education Publishing House Limited Company, 2006.
- [10] P. C. Ngo, *C# programming*, Vietnam Education Publishing House Limited Company, 2007.
- [11] T. T. Thanh, "Solution for measuring vibration of gear transmission in experimental equipment", *Journal of Science, Hung Yen University of Technology and Education*, Vol. 34, 2022, pp. 91-96.
- [12] Siemens, *Data Sheet*, 2022, [Online]. Available: <https://solidedge.siemens.com/en/resources/data-sheets/> [Accessed: March 15, 2022].

[1] C. X. Wong, M. C. Daniel, and J. A. Rongong, "Energy dissipation