

NGHIÊN CỨU VÀ THIẾT KẾ KẾT CẤU MỀM BA VỊ TRÍ TỰ ỔN ĐỊNH

TRẦN NGỌC ĐĂNG KHOA^{1*}, PHAN THANH TÙNG²,
TRƯƠNG CÔNG NAM², HỒ THỊ VÂN HẰNG²

Tóm tắt

Cơ cấu ba vị trí tự ổn định là một kết cấu có thể tạo ra ba vị trí cân bằng ổn định mà không cần bất kỳ năng lượng bên ngoài tác dụng vào và cơ chế hoạt động thông qua việc giãn và nén của các phần tử đàn hồi. Bài báo này giới thiệu một loại cơ cấu mềm có ba vị trí tự ổn định cấu tạo dựa trên hai phần tử đàn hồi liên kết với nhau bởi các khung. Mô hình toán học của cơ cấu được xây dựng dựa trên lý thuyết Beam Constraint Model (BCM) giúp tính toán và dự đoán các hành vi hoạt động của cơ cấu. Phương pháp phần tử hữu hạn (FEA) cũng được ứng dụng để phân tích đặc tính của cơ cấu này. Kết quả của cả hai phương pháp được đánh giá và so sánh giúp dự đoán chính xác đặc tính của cơ cấu mềm ba vị trí ổn định.

Từ khoá: mô hình toán, cơ cấu mềm, hai vị trí ổn định, ba vị trí ổn định.

Abstract

The compliant three-stable mechanism is a structure that can produce three stable equilibrium positions without any external energy applied and the mechanism works through the expansion and compression of the elements. elastic. This paper introduces a kind of flexible compliant three-stable mechanism based on two elastic elements linked together by frames. The mathematical model of the structure is built based on the theory of Beam Constraint Model (BCM) to help calculate and predict the operating behavior of the structure. The finite element method (FEA) is also used to analyze the properties of this structure. The results of both methods are evaluated and compared to help accurately predict the characteristics of the stable three-position flexible structure.

Keywords: mathematical model, compliant mechanism, bistable, tristable.

1. Giới thiệu¹

Cơ cấu mềm là loại cơ cấu thông minh

¹ Khoa Công nghệ Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh

² Khoa Kỹ thuật Công nghệ, Trường đại học Cửu Long

*Người chịu trách nhiệm về bài viết: Trần Ngọc Đăng Khoa (Email: khoa8730@gmail.com)

với ưu điểm giảm mài mòn, không cần bôi trơn, giảm ma sát. Cơ cấu mềm nhiều vị trí tự ổn định với lợi thế không tiêu thụ năng lượng để duy trì sự ổn định của kết cấu ở một số vị trí nhất định. Cơ cấu mềm hai vị trí tự ổn định là loại cơ cấu đặc biệt xác định được hai vị trí cân bằng ổn định mà không cần ngoại lực bên ngoài tác dụng vào, cơ cấu này được nhà khoa học nghiên cứu đặc tính để dự đoán hành vi

của cơ cấu này [1-5]. Khi kết hợp nhiều cơ cấu mềm hai vị trí ổn định sẽ làm tăng số lượng các vị trí cân bằng ổn định. Một trong số đó là cơ cấu ba vị trí ổn định. Các cơ cấu này có lợi ích trong việc phát triển các thiết bị tiết kiệm năng lượng và giảm chi phí vận hành phù hợp trong nhiều ứng dụng trong thiết bị chuyển mạch [6], thiết kế chip [7], bộ thu năng lượng [8-10].

Cơ cấu có vị trí ổn định loại đơn giản nhất là một thanh mỏng với một đầu được ngàm cố định và đầu còn lại được gắn các nam châm, nhờ vào lực hút và đẩy của lực từ phát ra từ nam châm mà cơ cấu này có thể duy trì vị trí ổn định khi thanh biến dạng [11]. Pendleton và Jensen [12] đã đề xuất một loại cơ cấu ba vị trí tự ổn định được thiết kế dựa trên mô hình liên kết bốn thanh bản lề mà trong đó hai thanh cứng được thay thế bằng hai thanh mềm có thể dễ dàng biến dạng. Một cơ cấu ba vị trí tự ổn định trong không gian ba chiều được thiết kế với chuyển động tuyến tính và song song được thực hiện bằng lực căng và uốn của thanh mỏng nhỏ được giới thiệu trong [13], được gọi là cơ chế ba chiều căng kép. Hai cơ cấu mềm với hai vị trí tự ổn định dựa trên kết cấu Young cũng được kết hợp để tạo ra một cơ chế ba vị trí tự ổn định khi xoay [14]. Chen và cộng sự [15] sử dụng cơ cấu Sarrus để thiết kế một cấu trúc ba vị trí tự ổn định, cơ cấu này bao gồm nhiều thanh cứng và các loại khớp không lắp ráp. Việc kết hợp một số thanh cứng và đàn hồi để tạo ra cơ cấu tự ổn định cũng được trình bày trong [16], chuyển đổi để giảm số lượng thanh liên kết. Một thiết kế của cấu trúc laminar có ba vị trí tự ổn định đã được giới thiệu bởi Dai et al. [17], cơ cấu được lắp ráp bởi bốn tấm mỏng hình chữ nhật có thể gập lại được.

Hơn nữa, sự kết hợp của nhiều cơ cấu có hai vị trí tự ổn định dễ dàng tạo thành các cơ cấu ba vị trí tự ổn định và cơ cấu nhiều vị trí

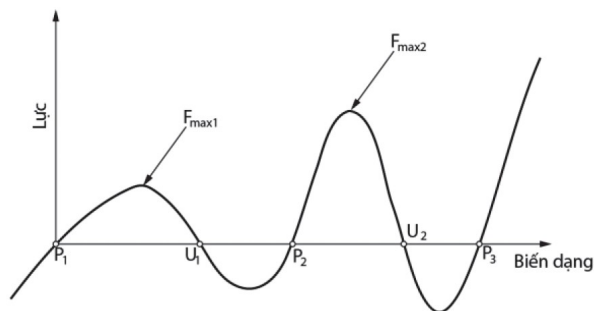
tự ổn định bằng cách sắp xếp các cơ cấu này [18]. Chen và cộng sự [19] đã trình bày một cơ cấu ba vị trí tự ổn định hoạt động với các chiều khác nhau được hình thành trên cơ cấu cơ cấu hai vị trí cân bằng tự ổn định ngang và dọc. Chuyển động của cơ cấu này theo hai phương khác nhau. Sự phát triển của các cơ cấu này là sự tổng hợp của một cơ cấu hai vị trí tự ổn định khác để tạo ra nhiều loại cơ cấu đa vị trí tự ổn định [20, 21]. Vương và cộng sự [22] đã phát triển một cơ cấu tự ổn định dựa trên kết hợp hai cơ cấu mềm hai vị trí tự ổn định hoạt động tuyến tính theo một hướng.

Để dự đoán hành vi phi tuyến của cơ cấu này, phương pháp phân tích phần tử hữu hạn (FEA) là phương pháp phổ biến được sử dụng [23]. Phương pháp giả cứng mô hình do Su [24] khởi xướng giúp tính toán các biến dạng lớn trong loại cơ cấu mềm này. Phương pháp Beam Constraint Model (BCM) cũng được sử dụng rộng rãi để phân tích và dự đoán hành vi hoạt động của cơ cấu mềm hai vị trí tự ổn định [25]. Chen và Ma [26] cũng kết hợp phương pháp BCM và ứng suất cắt trong thanh biến dạng giúp gia tăng chính xác trong việc phân tích đặc tính của cơ cấu hai vị trí tự ổn định. Một sự phát triển của phương pháp BCM là sự lắp ghép nhiều thanh ứng dụng BCM, bằng cách chia nhỏ thanh áp dụng BCM cho từng phần [27]. Tuy nhiên, đối với cơ cấu ba vị trí tự ổn định thì việc phân tích và dự đoán hành vi vẫn chưa có nhiều nghiên cứu và xây dựng mô hình toán.

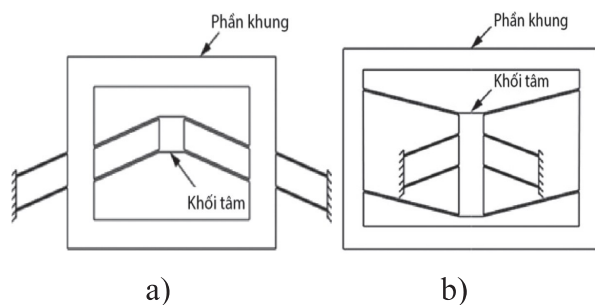
Trong bài báo này, một thiết kế của cơ cấu ba vị trí tự ổn định được giới thiệu. Dựa trên phương pháp BCM, mô hình toán học của cơ cấu này được xây dựng và kết quả là đặc tính hoạt động của kết cấu được dự đoán. Phương pháp FEA cũng được sử dụng để so sánh với mô hình toán học được xây dựng và xem xét sự khác biệt giữa hai phương pháp.

2. Mô hình cơ cấu

Hành vi phi tuyến tính của cơ cấu ba vị trí tự ổn định được thể hiện ở hình 1. Sự biến dạng của các thanh đàn hồi là một trong những đặc điểm quan trọng nhất đối với các loại cơ cấu này. Ban đầu, cơ cấu vẫn ở vị trí ổn định đầu tiên. Đây cũng là giai đoạn ban đầu, được hiển thị tại điểm P_1 trong hình. Khi lực tăng đến lực cực đại $F_{\max 1}$ thì lực giảm về 0; tại thời điểm này, cơ cấu này lưu trữ vị trí không ổn định đầu tiên, U_1 . Tuy nhiên, ở thời điểm này, cơ cấu mất ổn định; nhanh chóng di chuyển trở lại P_1 hoặc di chuyển đến P_2 . Nếu lực tác dụng đủ lớn để di chuyển đến P_2 thì cơ cấu móc vào điểm này, cân bằng lần thứ hai ở vị trí ổn định. Lực liên tục phát triển và tiến dần đến lực cực đại thứ hai, $F_{\max 2}$. Sau đó, lực giảm về 0 tại điểm U_2 , vị trí không ổn định thứ hai. Cơ cấu dễ dàng chuyển sang vị trí ổn định thứ ba, P_3 . Đồ thị đường cong chính là tính chất phi tuyến của cơ cấu.

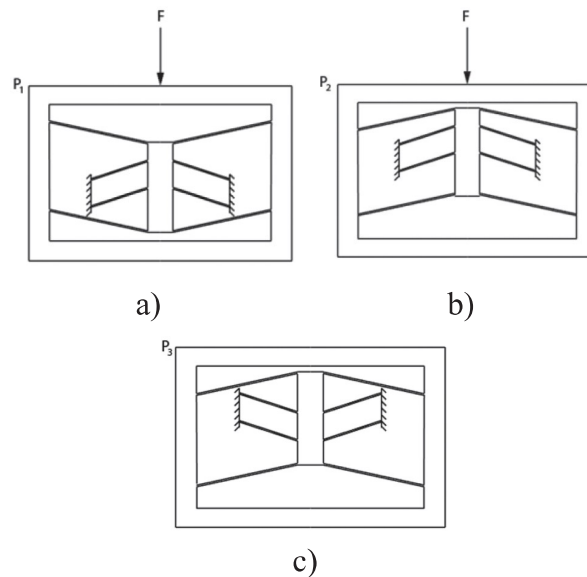


Hình 1. Đặc tính của cơ cấu ba vị trí tự ổn định



Hình 2: Hai loại cơ cấu ba vị trí tự ổn định

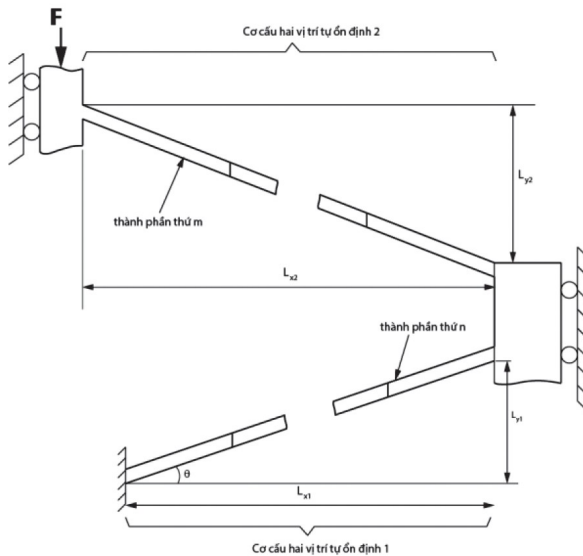
Cơ cấu ba vị trí tự ổn định có chuyển động được tổng hợp từ hai cơ cấu hai vị trí tự ổn định. Loại thứ nhất là hai cơ cấu hai vị trí tự ổn định kết hợp ngoài, được hình thành bởi hai cơ cấu nối tiếp nhau. Chúng kết nối với khối khung [28], được thể hiện trong hình 2(a). Trong cấu trúc này, một cơ cấu hai vị trí tự ổn định nằm bên ngoài phần khung và cơ chế kia nằm bên trong phần khung. Loại thứ hai là cơ chế ba vị trí tự ổn định bên trong bao gồm hai cơ cấu hai vị trí tự ổn định được liên kết bởi khối lượng trung tâm, như thể hiện trong hình 2(b). Một cơ chế kết nối với khối trung tâm; khối này và phần khung liên kết với nhau bằng một cơ cấu hai vị trí tự ổn định thứ hai. Phần khung gắn với cơ chế ổn định thứ hai. Hai cơ cấu hai vị trí tự ổn định được đặt bên trong khối khung.



Hình 3: Các trạng thái hoạt động của cơ cấu ba vị trí tự ổn định

Hình 3(a) mô tả cơ cấu ba vị trí tự ổn định ở vị trí ổn định đầu tiên, phần khung ở điểm P_1 . Trong quá trình vận hành, ngoại lực tác dụng lên phần khung. Cơ cấu tự hai vị trí tự ổn định thứ hai biến dạng; phần khung đi xuống P_2 và giữ ở vị trí này. Khối tâm giữ nguyên vị trí ban

đầu như hình 3(b), tiếp tục tác dụng lực lên khối tâm, cơ cấu hai vị trí tự ổn định thứ nhất biến dạng đi, khối tâm dịch chuyển xuống dưới kéo phần khung dịch chuyển đến vị trí bên thứ ba P3, tức là được minh họa trong hình 3(c). Cơ chế hai vị trí tự ổn định thứ hai giữ vị trí biến dạng. Khung có thể di chuyển đến hai vị trí riêng biệt.



Hình 4. Các thông số của cơ cấu ba vị trí tự ổn định

Dự đoán hành vi thay thế lực của cơ chế ổn định có thể thu được bởi Van et al. [29]. Tuy nhiên, bước phát triển mới của phương pháp này là tăng số lượng phần tử giúp cải thiện độ chính xác của hành vi phi tuyến. Do mô hình đối xứng, một phần tử được sử dụng để rút ra phương trình. Hình 4 cho thấy các tham số của cơ chế ổn định. P và F là lực theo hướng x và y của tọa độ cục bộ. M là mômen uốn cho mỗi thành phần. θ là góc của dầm và α là góc lệch khi dầm bị biến dạng. Thanh đàn hồi của với cơ cấu hai vị trí tự ổn định 1 được chia thành phần thứ n và phần thứ m cho với cơ cấu hai vị trí tự ổn định 2. Quan hệ chuyển vị và lực của từng phần thứ n như sau:

$$\begin{bmatrix} f_n \\ m_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 12 & -6 \\ -6 & 4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta Y_n \\ \alpha_n \end{bmatrix} + p_n \begin{bmatrix} \frac{5}{6} & -\frac{1}{10} \\ -\frac{1}{10} & \frac{2}{15} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta Y_n \\ \alpha_n \end{bmatrix} + p_n^2 \begin{bmatrix} -\frac{1}{700} & \frac{1}{1400} \\ \frac{1}{1400} & -\frac{11}{6300} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta Y_n \\ \alpha_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\delta X_n = \frac{w_n^2 p_n}{12 L_n^2} - \frac{1}{2} [\delta Y_n \quad \alpha_n] \begin{bmatrix} \frac{5}{6} & -\frac{1}{10} \\ -\frac{1}{10} & \frac{2}{15} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta Y_n \\ \alpha_n \end{bmatrix} - p_n [\delta Y_n \quad \alpha_n] \begin{bmatrix} -\frac{1}{700} & \frac{1}{1400} \\ \frac{1}{1400} & -\frac{11}{6300} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta Y_n \\ \alpha_n \end{bmatrix} \quad (2)$$

Tương tự, với cơ cấu hai vị trí tự ổn định 1, phương trình của cơ chế lưỡng tính thứ hai cũng là phương trình (1) và (2) và mối quan hệ giữa khả năng lưỡng tính 1 và 2 là khối lượng tâm. Cơ chế có thể chia đôi thứ nhất và cơ chế có thể chia đôi thứ hai kết nối thông qua khối lượng trung tâm. Trong phương pháp này, khối trung tâm được coi là một cơ thể cứng. Lực và mômen trong khối tâm được biểu diễn:

$$\begin{aligned} & -P_n \cos(\theta_n + \sum_{i=1}^{n-1} \alpha_i) - \\ & F_n \sin(\theta_n + \sum_{i=1}^{n-1} \alpha_i) + F_m \sin(\theta_m) - \\ & P_m \cos(\theta_m) - P_c = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & P_n \sin(\theta_n + \sum_{i=1}^{n-1} \alpha_i) - \\ & F_n \cos(\theta_n + \sum_{i=1}^{n-1} \alpha_i) + F_m \cos(\theta_m) - \\ & P_m \sin(\theta_m) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & -M_n - M_m - F_m(L_m + \Delta x_m) - \\ & P_m \Delta y_m + M_c + \frac{P_c L_c}{2} + F_m L_c \sin(\theta_m) + \\ & P_m L_c \cos(\theta_m) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Các công thức cân bằng giữa các phần:

$$P_{n-1} = [P_n \quad F_n] \begin{bmatrix} \cos(\theta_n - \theta_{n-1} + \alpha_{n-1}) \\ -\sin(\theta_n - \theta_{n-1} + \alpha_{n-1}) \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$F_{n-1} = [P_n \quad F_{in}] \begin{bmatrix} \cos(\theta_n - \theta_{n-1} + \alpha_{n-1}) \\ \sin(\theta_n - \theta_{n-1} + \alpha_{n-1}) \end{bmatrix} \quad (7)$$

Các công thức hình học liên quan:

$$L_{xn} = \sum_{i=1}^n \left([(L_i + \Delta X_i) \quad \Delta Y_i] \begin{bmatrix} \cos(\theta_i + \alpha_{i-1}) \\ -\sin(\theta_i + \alpha_{i-1}) \end{bmatrix} \right) \quad (8)$$

$$L_{xm} = \sum_{i=1}^m \left([(L_i + \Delta X_i) \quad \Delta Y_i] \begin{bmatrix} \cos(\theta_i + \alpha_{i-1}) \\ -\sin(\theta_i + \alpha_{i-1}) \end{bmatrix} \right) \quad (9)$$

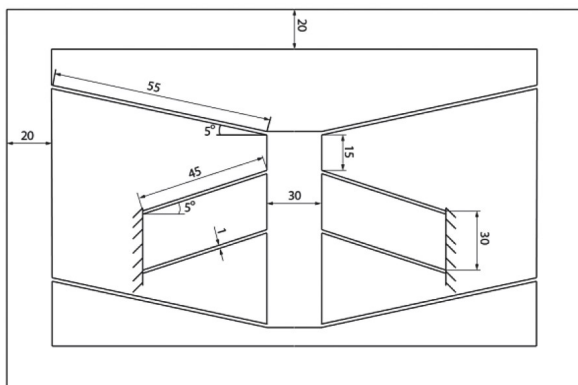
$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = 0 \quad (10)$$

$$\sum_{i=1}^m \alpha_i = 0 \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \delta = & L_{yn} - \sum_{i=1}^n \left([(L_i + \Delta X_i) \quad \Delta Y_i] \begin{bmatrix} \sin(\theta_i + \alpha_{i-1}) \\ \cos(\theta_i + \alpha_{i-1}) \end{bmatrix} \right) \\ & + L_{ym} - \sum_{i=1}^m \left([(L_i + \Delta X_i) \quad \Delta Y_i] \begin{bmatrix} \sin(\theta_i + \alpha_{i-1}) \\ \cos(\theta_i + \alpha_{i-1}) \end{bmatrix} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

3. Mô phỏng cơ cấu

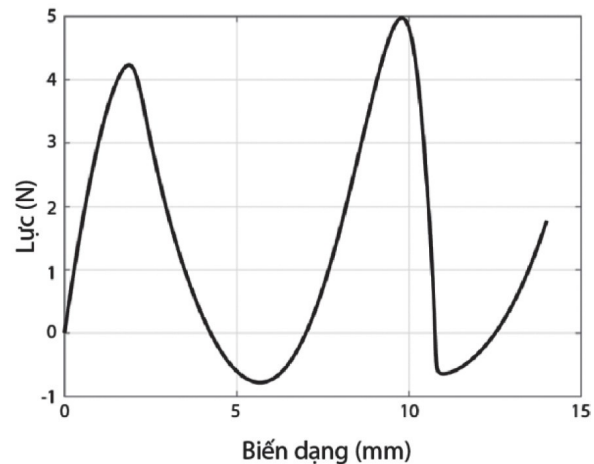
Hình 5 là ví dụ cho thấy các kích thước thiết kế của cơ chế có thể di chuyển được. Đơn vị của các kích thước này tính bằng milimet. Cơ cấu có độ dày đồng đều và là 5 mm. Vật liệu của cơ chế là POM, với mô đun Young là 2,14 GPa. Các đầm linh hoạt của cơ chế ổn định kép 1 và 2 được chia thành 10 phần cho mỗi cơ cấu.



Hình 5. Kích thước cơ cấu

Phần mềm Matlab được sử dụng để giải các phương trình. Tham số đầu vào trong các

phương trình là chuyển vị của cơ cấu, δ . Lực lượng được lưu trữ cho mỗi giá trị của chuyển vị. Hình 6 cho thấy hành vi thay thế lực của cơ chế này. Lực cực đại 1 $F_{\max 1}$ và lực cực đại 2 $F_{\max 2}$ lần lượt là 4,229 N và 4,976 N. Cơ cấu có được vị trí ổn định thứ hai, P2, là 7,02 mm và vị trí ổn định thứ ba, P3, là 12,5 mm. Các vị trí không ổn định của cơ chế là 4,22 mm và 10,75 mm.

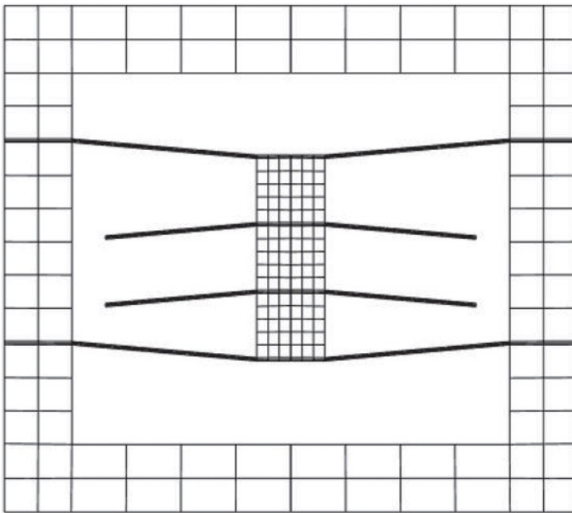


Hình 6. Kết quả sau khi tính toán của cơ cấu

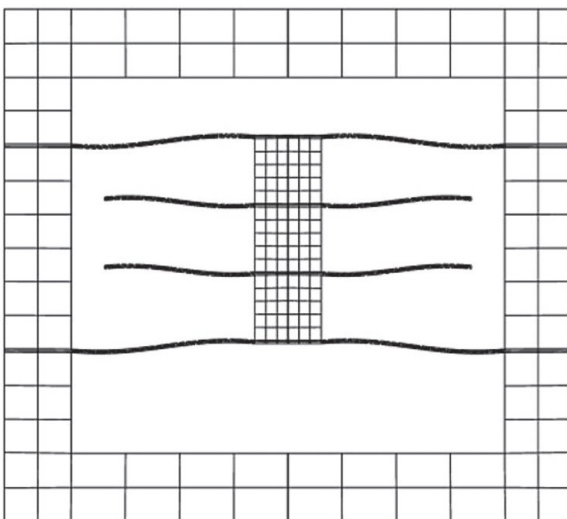
Phân tích phần tử hữu hạn cũng được sử dụng để đạt được đặc tính của cơ chế này. Phương pháp này áp dụng phần mềm ABAQUS để mô phỏng hoạt động của cơ cấu. Hình 7 minh họa mô hình lưới của cấu trúc. Các tính chất vật liệu giống như giá trị trong phương pháp số. Các điều kiện biên được cố định ở cuối cơ chế ổn định kép 1. Hình 7(b) thể hiện sự biến dạng của các phần tử dẻo trong quá trình vận hành. Phản lực đặt vào khối tâm của đầu cố định được ghi nhận và hiển thị trong hình 8.

Kết quả của phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) được so sánh với phương pháp số. Hình 8 cho so sánh đặc tính của cơ cấu dựa trên phương pháp FEM và giải tích. Đường cong từ FEM và mô hình toán gần kề. Tuy nhiên,

biên độ có một sự khác biệt nhỏ. $F_{\max 1}$ và $F_{\max 2}$ của FEM lần lượt là 3,754 N và 4,32 N. Các vị trí không ổn định và ổn định đều giống với phương pháp toán. Sai số là 12%. Sự khác biệt là do độ cứng của khối lượng trung tâm và khối lượng khung. Trong phương pháp số, độ cứng của khối lượng trung tâm và khối lượng khung bị bỏ qua.

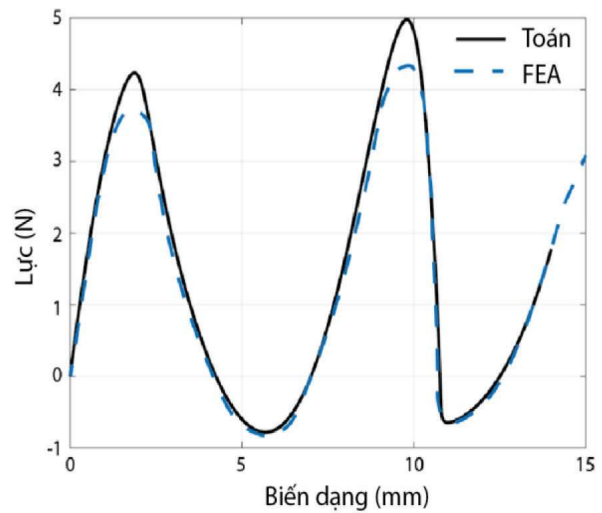


a)



b)

Hình 7. Kết quả mô phỏng của cơ cấu ba vị trí tự ổn định



Hình 8. So sánh kết quả giữa FEA và mô hình toán

4. Kết luận

Bài báo trình bày về một thiết kế cơ cấu ba vị trí tự ổn định, bao gồm hai cơ chế ổn định kép tương thích bên trong khối khung. Cơ chế này cung cấp chuyển động tuyến tính với ba vị trí riêng biệt khi hoạt động. Mô hình toán học của cơ cấu được xây dựng giúp phân tích hỗ trợ độ chính xác và tiết kiệm thời gian trong việc dự đoán hành vi phi tuyến tính. Bên cạnh đó phương pháp FEM cũng được sử dụng để phân tích cơ cấu này, kết quả của cả hai phương pháp gần giống với hình dạng của đường cong và lực tối đa của cả hai phương pháp có sự khác biệt không thỏa đáng, nhỏ hơn 15%. Kích thước của khối lượng khung và khối lượng trung tâm nên được xem xét theo phương pháp số. Sự kết hợp giữa mô hình toán và một số phương pháp tạo điều kiện nâng cao hiệu quả trong việc dự đoán hành vi phi tuyến của cơ cấu ba vị trí tự ổn định trong tương lai. Cơ cấu mềm ba vị trí tự ổn định có thể ứng dụng trong các hệ vi cơ điện tử, các cơ cấu thu hoạch năng lượng và các cơ cấu chấp hành trên các robot.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] B. D. Jensen, L. L. Jensen and L. G. Salmon, “Design of two-link, in-plane, bistable compliant micromechanisms,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 121, no. 3, pp. 416-423 (1999).
- [2] J. Qiu, J. H. Lang and A. H. Slocum, “A curved-beam bistable mechanism,” *Journal of Microelectromechanical System*, vol. 13, pp. 137-146 (2004).
- [3] J. Qiu, J. H. Lang, A. H. Slocum, “A Centrally-Clamped Parallel-Beam Bistable MEMS Mechanism,” in *Technical Digest. MEMS 2001*, 14th IEEE International Conference on Micro Electro Mechanical Systems (IEEE, Interlaken, 2001).
- [4] N. D. Masters and L. L. Howell, “A Self-Retracting Fully Compliant Bistable Micromechanism,” *Journal of Microelectromechanical System*, vol. 12, no. 3 (2003).
- [5] M. S. Baker and L. L. Howell, “On-Chip Actuation of an In-Plane Compliant Bistable Micromechanism Micromechanism,” *Journal of Microelectromechanical System*, vol. 11, no. 5 (2002).
- [6] H. Lua, S. Wu, J. Hu, L. Qiu, X. Wang, G. Zhang, J. Hu, G. Lv and J. Yang, “Electrically controllable fluorescence of tristable optical switch based on luminescent molecule-doped cholesteric liquid crystal,” *Dyes and Pigments*, vol. 121, pp. 147–151 (2015).
- [7] L. L. Howell, *Compliant Mechanisms* (Wiley, New York, 2001).
- [8] T. Yang, Q. Cao, “Dynamics and performance evaluation of a novel tristable hybrid energy harvester for ultra-low level vibration resources,” *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 156, pp. 123–136 (2019).
- [9] S. Zhou, J. Cao, D. J. Inman, J. Lin and D. Li, “Harmonic balance analysis of nonlinear tristable energy harvesters for performance enhancement,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 373, pp. 223–235 (2016)
- [10] S. Zhou and L. Zuo, “Tristable Energy Harvesters With Asymmetric Potential Wells: Analytical Study,” in *ASME 2017, Dynamic Systems and Control Conference* (ASME, Tysons, 2017).
- [11] G. Litak, J. Margielewicz, D. Gaska, P. Wolszczak and S. Zhou, “Multiple Solutions of the Tristable Energy Harvester,” *Energies*, vol. 21 (2021).
- [12] T. Pendleton and B. Jensen, Development of a Tristable Compliant Mechanism, 12th IFToMM World Congress (2007).
- [13] G. Chen, D. L. Wilcox and L. L. Howell, “Fully compliant double tensural tristable micromechanisms,” *Journal of Micromechanics and Microengineering*, vol. 19, no. 2 (2009).
- [14] G. Chen and Yunlei Du, “Double-Young Tristable Mechanisms,” *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 5, issue 1 (2013).
- [15] G. Chen, S. Zhang and G. Li, “Multistable Behaviors of Compliant Sarrus Mechanisms,” *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 5, issue 2 (2013).
- [16] G. Chen, Y. Liu and Y. Gou, “A Compliant 5-bar Tristable Mechanism Utilizing Metamorphic Transformation,” *Advances in Reconfigurable Mechanisms and Robots*, pp 233-242 (2012).
- [17] F. Dai, H. Li and S. Du, “Design And

- Analysis Of A Tri-Stable Structure Based On Bi-Stable Laminates,” *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 43, issue 9, pp. 1497-1504 (2012).
- [18] G. Chen, Y. Gou and A. Zhang, “Synthesis of compliant multistable mechanisms through use of a single bistable compliant mechanism,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 113, no. 8 (2011).
- [19] G. Chen, Q. T. Aten, S. Zirbel, B. D. Jensen and L. L. Howell, “A Tristable Mechanism Configuration Employing Orthogonal Compliant Mechanisms,” *Journal of Mechanism and Robotics*, vol. 2, no. 1 (2009).
- [20] G. Chen, Y. Gou and A. Zhang, “Achieving Multistability Through Use of a Single Bistable Compliant Mechanism,” in *ASME 2010, International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (2011), pp. 437–446.
- [21] Y. Gou, G. Chen and L.L Howell, “A Design Approach to Fully Compliant Multistable Mechanisms Employing a Single Bistable Mechanism,” *Mechanics Based Design of Structures and Machines* (2020).
- [22] D. -A. Wang, J. -H. Chen, H. -T. Pham, “A tristable compliant micromechanism with two serially connected bistable mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 71, pp. 27–39 (2014).
- [23] N. D. K. Tran and D. -A. Wang, “Design of a crab-like bistable mechanism for nearly equal switching forces in forward and backward directions,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 115, pp. 114-129 (2017).
- [24] H. -J. Su, “A pseudorigid-body 3r model for determining large deflection of cantilever beams subject to tip loads,” *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 1, issue 2 (2009).
- [25] P. Cazottes, A. Fernandes and J. Pouget, “Bistable Buckled Beam: Modeling of Actuating Force and Experimental Validations,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 131 (2009).
- [26] G. Chen and F. Ma, “Kinetostatic Modeling of Fully Compliant Bistable Mechanisms Using Timoshenko Beam Constraint Model,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 137 (2015).
- [27] F. Ma and G. Chen, “Chained Beam-Constraint-Model (Cbcm): A Powerful Tool For Modeling Large and Complicated Deflections of Flexible Beams in Compliant Mechanisms,” in *Proceedings of the ASME 2014, International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, (ASME, New York, 2014).
- [28] N. D. K. Tran, “Configuration compliant tristable mechanism based on characteristics of differential compliant bistable mechanisms,” *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, vol. 44, no.1 (2021).
- [29] H. V. Tran, T. H. Ngo, N.D. K. Tran, T. N. Dang, T. P. Dao and D. -A. Wang, “A threshold accelerometer based on a tristable mechanism,” *Mechatronics*, vol. 53, pp. 39–55 (2018).

Ngày nhận bài: 21/05/2023

Ngày gửi phản biện: 25/05/2023

Ngày duyệt đăng: 10/06/2023