

Tối ưu kết cấu máy CNC kiểu giàn sử dụng phương pháp giải thuật di truyền

Structural optimization of gantry CNC router using genetic algorithm method

Trần Văn Thùy^{1,*}, Nguyễn Hữu Lộc²

¹NCS Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa - ĐHQG TP. HCM

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa - ĐHQG TP. HCM

*Email: nhloc@hcmut.edu.vn, vanthuy_qn@yahoo.com

Tel: +84-82838654535; Mobile: 0908340248

Tóm tắt

Từ khóa:

Phương pháp giải thuật di truyền; Máy CNC kiểu giàn; Tối ưu kết cấu; Tần số dao động riêng;

Các đặc tính động lực học của kết cấu giàn ảnh hưởng trực tiếp đến độ cứng tổng thể của máy CNC và độ chính xác gia công. Do đó tối ưu kết cấu giàn của máy CNC giữ vai trò quan trọng trong thiết kế kết cấu máy. Bài báo trình bày việc tối ưu hóa kết cấu máy CNC kiểu giàn sử dụng phương pháp giải thuật di truyền đa mục tiêu (MOGA). Sau đó thực hiện phân tích đáp ứng điều hòa để xác định chuyển vị của đầu trục chính tương ứng với các chế độ cắt khác nhau. Kết quả chuyển vị của đầu trục chính được so sánh với phương pháp thực nghiệm. Với kết quả đạt được sẽ nâng cao độ cứng, nâng cao khả năng chống rung động cho kết cấu máy nhằm nâng cao độ tin cậy, độ chính xác gia công và đạt được chất lượng bề mặt gia công tốt nhất.

Abstract

Keywords:

Genetic algorithm method; Gantry CNC Router; Structural optimization; Natural frequency.

The dynamic properties of the gantry structure directly affect the overall rigidity of the CNC machine and machining precision. Therefore, Structural optimization of gantry CNC machine plays an important role in the design of the machine. This article presents the optimization of the gantry CNC machine structure using multi-objective genetic algorithm (MOGA). Then perform a harmonic analysis to determine the displacement of the spindle head corresponding to the different cutting parameters. The displacement of the spindle head is compared with the experimental method. With the result achieved, it will increase the rigidity, improve the vibration resistance of the machine structure in order to improve the reliability, machining precision and achieve the best surface quality.

Ngày nhận bài: 03/07/2018

Ngày nhận bài sửa: 14/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

1. GIỚI THIỆU

Kết cấu máy CNC kiểu giàn với lợi thế là khoảng gia công được mở rộng, độ chính xác gia công cao và độ cứng tốt đã được sử dụng rộng rãi trong ngành công nghiệp sản xuất. Các đặc

tính động lực học của kết cấu giàn ảnh hưởng trực tiếp đến độ cứng tổng thể của máy CNC và độ chính xác gia công. Bên cạnh đó với sự phát triển của ngành cơ khí, nhu cầu về thiết kế cơ khí là làm thế nào để nâng cao việc sử dụng vật liệu và giảm chi phí sản xuất của máy gia công. Do đó thiết kế tối ưu kết cấu giàn của máy CNC đã trở thành trọng tâm nghiên cứu của ngày càng nhiều học giả. Các nghiên cứu đã thực hiện phân tích độ cứng của dầm ngang có bố trí các gân dạng tấm khác nhau bằng phương pháp phần tử hữu hạn [1, 2]. Shi và đồng nghiệp đã tiến hành phân tích tĩnh, dao động riêng và điều hòa cho dầm ngang của trung tâm máy CNC và xác định điểm yếu nhằm giúp cho việc thiết kế tối ưu [3]. Wang và đồng nghiệp đã tiến hành tối ưu hóa topo cho dầm ngang bằng cách nghiên cứu cách bố trí các gân tăng cứng, do đó độ cứng tĩnh và khả năng chống rung được cải thiện rất nhiều [4, 5]. Guan và đồng nghiệp đã phát hiện ra mối liên kết yếu trong dầm ngang của máy công cụ bằng cách sử dụng FEM và đưa ra một kế hoạch sửa đổi, giúp nâng cao đặc tính tĩnh và động của dầm ngang [6]. Zhao đã thực hiện tối ưu hóa cấu trúc bionic cho tấm tăng cứng của dầm ngang của máy CNC dựa trên phân bố gân lá súng khổng lồ, do đó dầm ngang có khối lượng và đặc tính động lực học được cải thiện [7].

Trong một nghiên cứu khác được tiến hành bởi [8], các liên kết yếu của một máy phay đã được phát hiện bằng cách sử dụng mô hình hóa và phân tích các bộ phận chính của máy. Theo đó độ cứng tĩnh tăng lên 68,4 N/ μm và tần số tự nhiên đầu tiên tăng từ 30 Hz lên 42 Hz với khối lượng giảm 632 kg. Bằng cách áp dụng phương pháp sinh học, lấy cảm hứng từ kết cấu gân lá súng khổng lồ và thân cây xương rồng, Zhao và đồng nghiệp hướng đến cải thiện các đặc tính kết cấu dầm ngang của một trung tâm máy kiểu giàn MC6000. Kết quả cho thấy hiệu quả của phương pháp sinh học với biến dạng tĩnh và trọng lượng giảm tương ứng là 16,22% và 3,31% và tăng bốn tần số tự nhiên đầu tiên [9].

Cho đến nay hầu hết các nghiên cứu đều theo hướng nâng cao đặc tính tĩnh và động của dầm ngang của máy kiểu giàn, chưa quan tâm đến các đặc tính động lực học của cột giàn. Tuy nhiên trong trường hợp kết cấu giàn di chuyển, các đặc tính động lực học của cột giàn ảnh hưởng trực tiếp đến đặc tính cơ bản của máy. Vì vậy trong nghiên cứu này các chỉ tiêu liên quan đến đặc tính tĩnh, chống rung và trọng lượng nhẹ của kết cấu giàn bao gồm dầm ngang và cột giàn được nghiên cứu.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

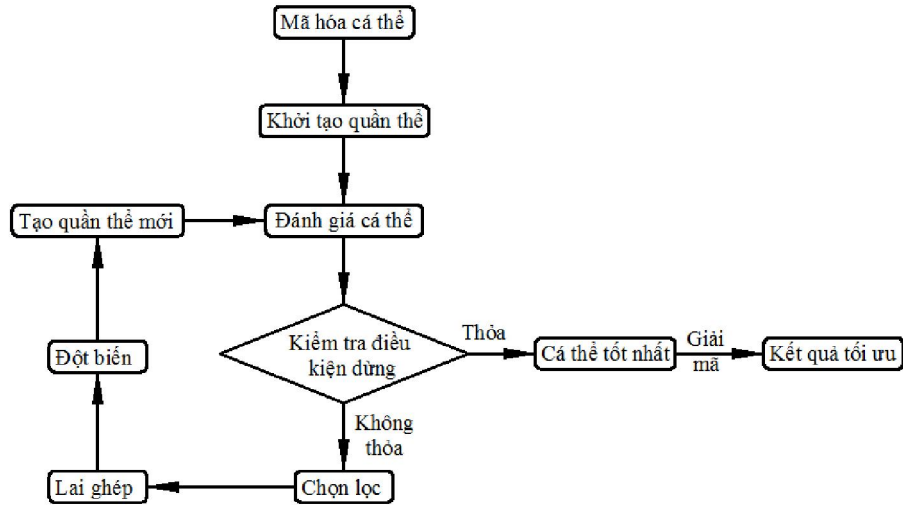
Lý thuyết về giải thuật di truyền (GA) được trình bày lần đầu tiên vào năm 1975 bởi J.H. Holland [10]. Giải thuật di truyền dựa trên thuyết tiến hóa của Darwin, giải quyết bài toán bằng việc mô phỏng quá trình tiến hóa của sinh vật trong tự nhiên. GA sử dụng các thuật ngữ vay mượn từ di truyền học. Trong di truyền học, cá thể trong quần thể thường được biểu diễn dưới dạng nhiễm sắc thể (NST), các NST được tạo thành từ các đơn vị ghen theo một chuỗi nhất định. Mỗi gen được đặc trưng cho một hoặc một số tình trạng nhất định. Trong GA, một lời giải được đặc trưng bằng một NST. Tập hợp tất cả các lời giải được thể hiện bằng một hay nhiều quần thể. Trải qua nhiều thế hệ tiến hóa, các cá thể sẽ phát triển đến trạng thái tối ưu hoặc gần tối ưu theo yêu cầu. Thuật toán của GA được trình bày trong hình 1.

Mã hóa: Để có thể áp dụng bài toán tối ưu không thể sử dụng trực tiếp các biến thiết kế mà phải mã hóa các biến đó dưới dạng nhiễm sắc thể. Có bốn cách mã hóa trong giải thuật di truyền: Mã hóa nhị phân, mã hóa thập phân, mã hóa số thực và mã hóa số tự nhiên.

Ví dụ mã hóa nhị phân:

0	1	0	0	1	0	1	0	1
---	---	---	---	---	---	---	---	---

Hàm thích nghi: Dùng để đánh giá các cá thể, cá thể nào có độ thích nghi tốt hơn sẽ tồn tại qua quá trình chọn lọc tự nhiên và có nhiều cơ hội lai ghép hơn. Các cá thể có độ thích nghi kém hơn sẽ dần bị loại bỏ trong quá trình tiến hóa và có ít cơ hội hơn trong quá trình lai ghép.



Hình 1. Trình tự thực hiện giải thuật di truyền [11, 12]

Chọn lọc cá thể: Mục đích của việc chọn lọc là tìm ra cá thể tốt, có độ thích nghi cao hơn. Sau khi chọn lọc, quần thể còn lại gồm nhiều cá thể tốt hơn quần thể trước đó. Có nhiều phương pháp để chọn lọc cá thể như: Bánh xe Roulette, chọn lọc xếp hạng và chọn lọc cắt.

Lai ghép: Lai ghép là quá trình hình thành cá thể mới dựa trên cơ sở cá thể bố mẹ sau khi đã trải qua quá trình chọn lọc. Lai ghép thực hiện việc ghép một hay nhiều đoạn gen của 2 NST của cá thể bố mẹ lai với nhau. Phép lai xảy ra với xác suất lai là P_c . Thường chọn P_c có giá trị 0,5 đến 0,8. Lai ghép có thể chia ra làm nhiều dạng khác nhau như: Lai một điểm, lai nhiều điểm và lai ghép mặt nạ.

Ví dụ ta thực hiện phép lai ghép như sau:

Giả sử có 2 cá thể bố mẹ P1 và P2 như sau:

P1 = 905#21043

9	0	5	2	1	0	4	3
---	---	---	---	---	---	---	---

P2 = 025#34961

0	2	5	3	4	9	6	1
---	---	---	---	---	---	---	---

Thực hiện lai tại vị trí 3 thì 2 cá thể con C1 và C2 được tạo ra như sau:

C1 = 905#34961

9	0	5	3	4	9	6	1
---	---	---	---	---	---	---	---

C2 = 025#21043

0	2	5	2	1	0	4	3
---	---	---	---	---	---	---	---

Đột biến: Đột biến là hiện tượng cá thể con mang một số tính trạng khác không có trong gen di truyền của bố hay mẹ. Điểm đột biến được chọn ngẫu nhiên, giá trị gen tại điểm đột biến sẽ thay đổi ngẫu nhiên. Đột biến bao gồm đột biến một điểm, đột biến nhiều điểm, đột biến đảo ngược và đột biến chèn.

Ví dụ ta thực hiện phép đột biến như sau:

- Chọn một điểm ngẫu nhiên (điểm thứ 5) trên NST của cá thể. Thực hiện đột biến gen tại điểm thứ 5 như sau:

+ Trước khi đột biến: C1 = 0100**1**0101

0	1	0	0	1	0	1	0	1
---	---	---	---	---	---	---	---	---

+ Sau khi đột biến: C1 = 0100**0**101

0	1	0	0	0	0	1	0	1
---	---	---	---	---	---	---	---	---

- Chọn nhiều điểm ngẫu nhiên (điểm thứ 5 và 8) trên NST của cá thể. Thực hiện đột biến gen tại điểm thứ 5 và 8 như sau:

+ Trước khi đột biến: C1 = 0100**1**01**0**1

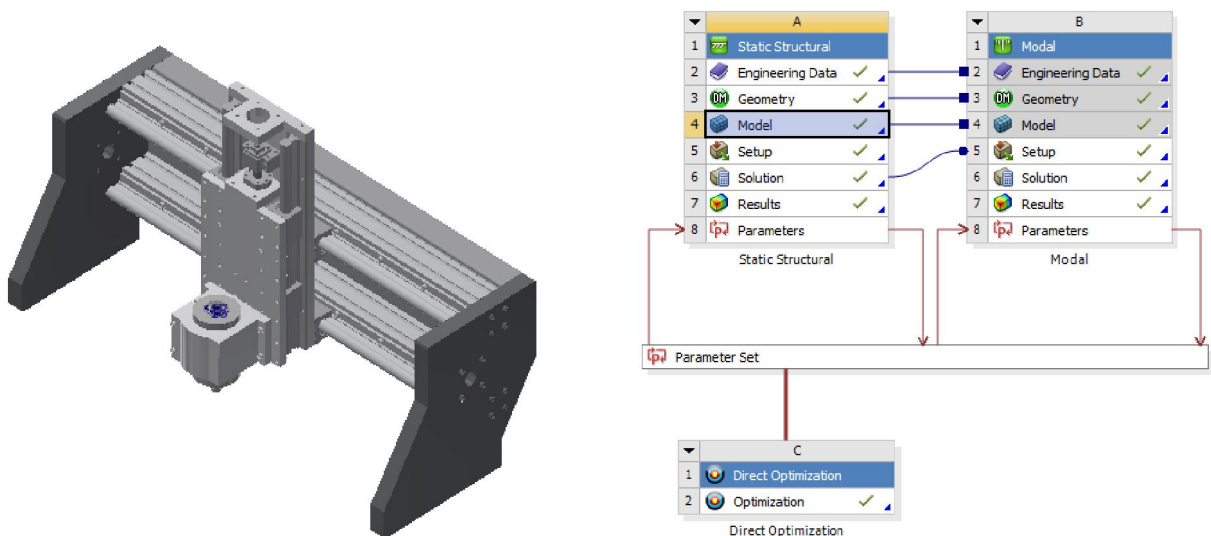
0	1	0	0	1	0	1	0	1
---	---	---	---	---	---	---	---	---

+ Sau khi đột biến: C1 = 0100**0**1**1**1

0	1	0	0	0	0	1	1	1
---	---	---	---	---	---	---	---	---

3. TỐI ƯU KẾT CẤU GIÀN CỦA MÁY CNC

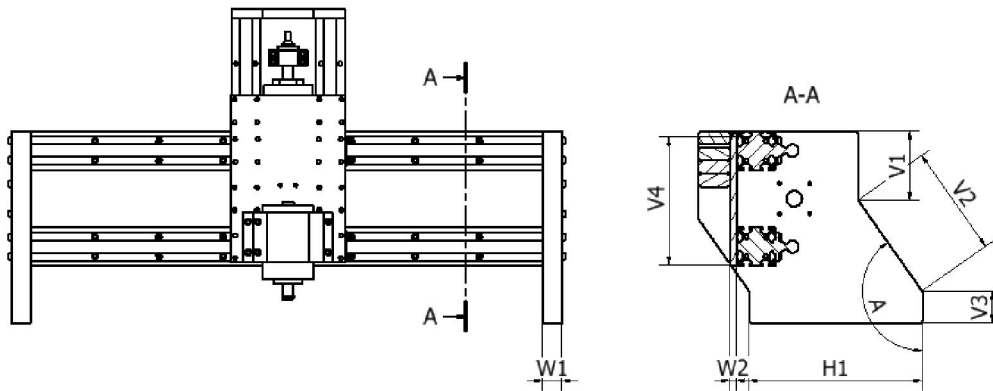
Trong phần này, kết cấu giàn của máy CNC như hình 2 được tối ưu hóa bằng cách sử dụng phương pháp giải thuật di truyền đa mục tiêu (MOGA) nhằm cải thiện nhiều mục tiêu của kết cấu máy. Ngoài ra phân tích độ nhạy được tiến hành để xác định mức độ ảnh hưởng của các thông số ban đầu trong bảng 1 đến các thông số đầu ra. Sau khi xác định các tham số hiệu quả nhất, MOGA được thực hiện bằng cách sử dụng hộp công cụ Exploration Design của ANSYS để đạt được các giải pháp tối ưu nhất.



Hình 2. Kết cấu giàn của máy CNC và sơ đồ tối ưu trong ANSYS

3.1. Tham số và mục tiêu tối ưu hóa

Các tham số đầu vào được xác định cho quá trình tối ưu hóa là các kích thước cơ bản của kết cấu giàn được minh họa trong hình 3.



Hình 3. Các kích thước cơ bản của kết cấu giàn

Các giá trị kích thước giới hạn dưới và trên (tối thiểu và tối đa) cho mỗi biến tham số được xác định và được thể hiện trong bảng 1.

Bảng 1. kích thước giới hạn dưới và trên của các tham số

STT	Tham số kích thước	Giá trị cơ bản (mm)	Giới hạn dưới (mm)	Giới hạn trên (mm)
1	V1	140	126	154
2	V2	139,5	125,53	153,42
3	V3	50	45	55
4	V4	210	189	231
5	H1	270	243	297
6	W1	30	27	33
7	W2	20	18	22
8	A	145	130,5	159,5

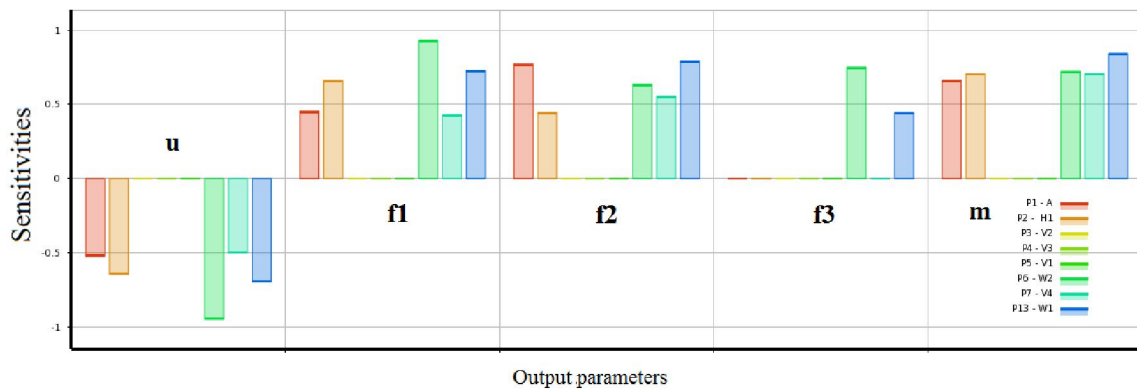
Năm mục tiêu được tối ưu hóa bao gồm ba tần số tự nhiên đầu tiên của kết cấu giàn liên quan đến đặc tính động lực học máy CNC, Chuyển vị của đầu trục chính và khối lượng của kết cấu giàn. Khối lượng giàn và chuyển vị của trục chính phải được giảm thiểu trong khi tần số tự nhiên của máy phải được tối đa hóa. Các mục tiêu tối ưu được thể hiện trong bảng 2.

Bảng 2. Các tham số và mục tiêu tối ưu

STT	Tham số tối ưu	Ký hiệu	Mục tiêu	Ràng buộc
1	Tần số tự nhiên mode 1	f1	Cực đại	Không
2	Tần số tự nhiên mode 2	f2	Cực đại	Không
3	Tần số tự nhiên mode 3	f3	Cực đại	Không
4	Chuyển vị đầu trục chính	u	Cực tiểu	Không
5	Khối lượng kết cấu giàn	m	Cực tiểu	Không

3.2. Kết quả tối ưu hóa

Phân tích độ nhạy cho thấy mức độ ảnh hưởng của mỗi tham số đầu vào đối với các tham số đầu ra. Hình 4 trình bày các kết quả phân tích độ nhạy thu được bằng cách sử dụng hộp công cụ Exploration Design của ANSYS. Kết quả cho thấy rằng 3 tham số đầu vào V1, V2 và V3 ảnh hưởng không đáng kể đến các thông số tối ưu đầu ra.



Hình 4. Đồ thị phân tích độ nhạy

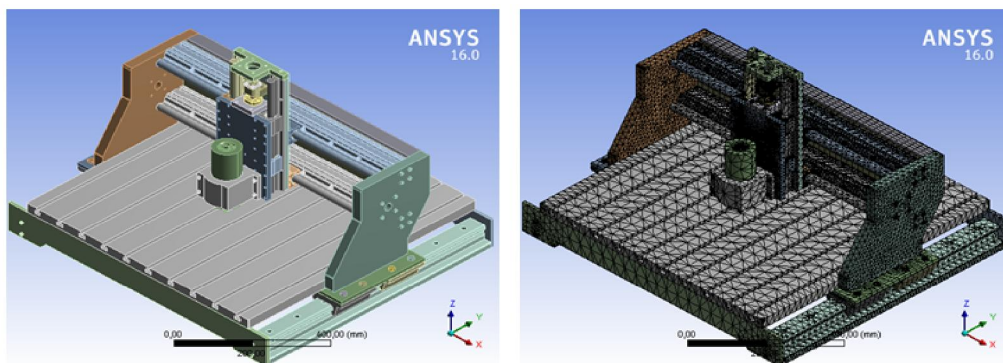
Sau khi thực hiện tối ưu hóa, kết quả đạt được minh họa trong bảng 3.

Bảng 3. Kết quả tối ưu tối ưu

STT	Tham số đầu vào	Ký hiệu	Trước tối ưu	Sau tối ưu
1	Kích thước của giàn	V1	140	129,28
2	Kích thước của giàn	V2	140	133,84
3	Kích thước của giàn	V3	50	46,151
4	Kích thước của giàn	V4	210	199,79
5	Kích thước của giàn	H1	270	261,17
6	Kích thước của giàn	W1	30	29,915
7	Kích thước của giàn	W2	20	21,419
8	Kích thước của giàn	A	145	151,04
Tham số tối ưu				
1	Tần số tự nhiên mode 1	f1	250,64	269,68
2	Tần số tự nhiên mode 2	f2	339,58	374,55
3	Tần số tự nhiên mode 3	f3	405,02	447,7
4	Chuyển vị đầu trục chính	u	$8,215 \times 10^{-5}$ mm	$7,044 \times 10^{-5}$ mm
5	Khối lượng kết cấu giàn	m	140,7 kg	136,58 kg

4. PHÂN TÍCH ĐÁP ỨNG ĐIỀU HÒA

4.1. Mô hình FE của kết cấu máy

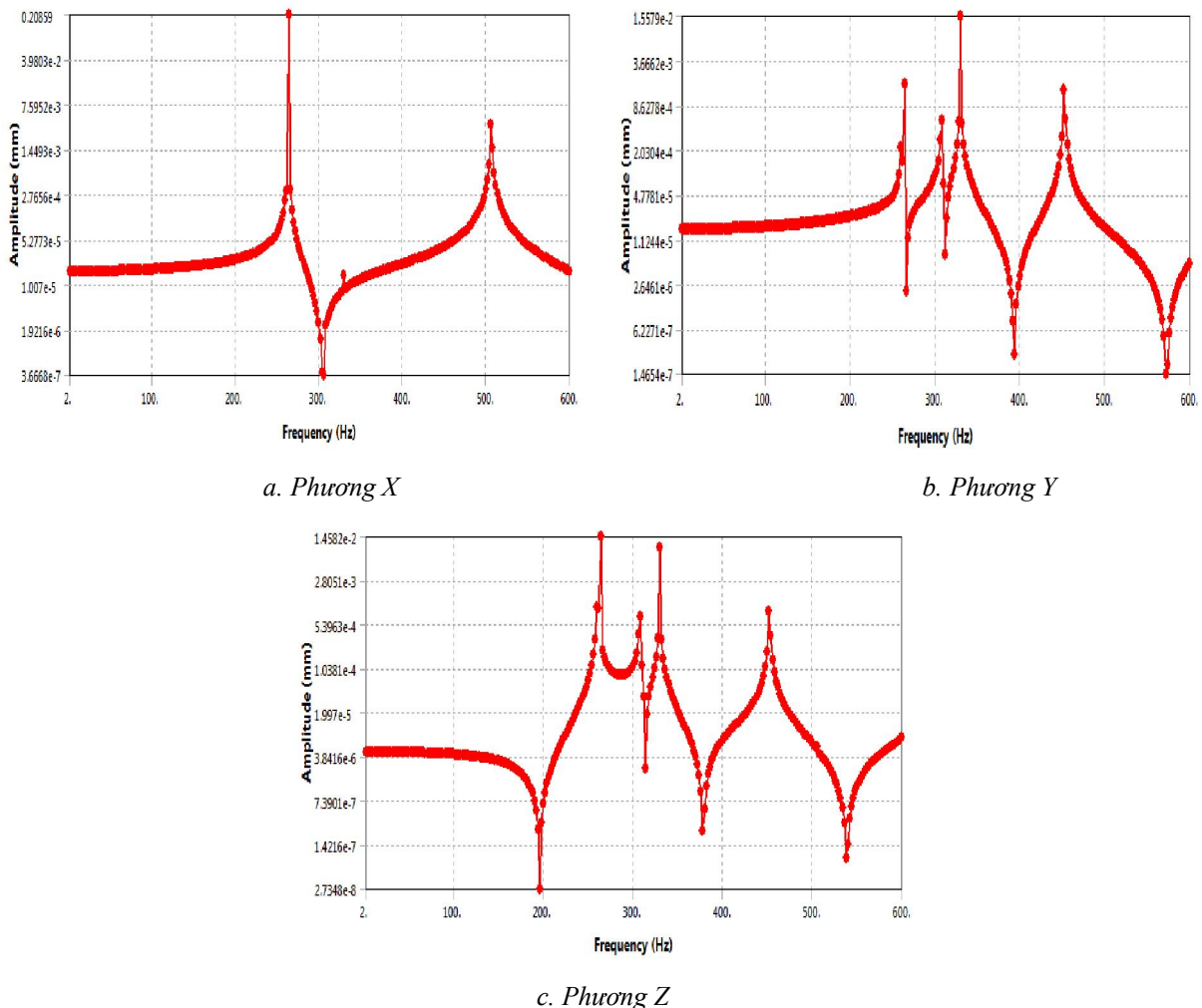


Hình 5. Mô hình kết cấu máy CNC kiểu giàn

Sử dụng kết quả sau khi tối ưu để xây dựng mô hình 3D hoàn thiện cho kết cấu máy. Sau đó sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để phân tích đáp ứng điều hòa cho kết cấu máy CNC với công cụ là phần mềm phân tích kỹ thuật CAE. Quá trình thiết lập FEM của kết cấu máy CNC được thực hiện như hình 5. Vật liệu kết cấu thân máy là thép có modun đàn hồi $E = 2,1 \times 10^{11} \text{ Pa}$, Khối lượng riêng $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$ và hệ số Poisson $\nu = 0,3$.

4.2. Phân tích harmonic

Phân tích đáp ứng điều hòa nhằm xác định đáp ứng chuyển vị của kết cấu chịu rung động khi máy đang vận hành trong miền giá trị $[0-15000]$ vòng/phút. Trong nghiên cứu này, trục chính của máy phay gỗ CNC có tốc độ đạt đến 15000 vòng/phút. Biên độ của lực kích thích bên ngoài tác động lần lượt theo 3 phương X, Y và Z phụ thuộc vào chế độ cắt. Phân tích đáp ứng điều hòa cho kết cấu máy được trình bày trong hình 6.



Hình 6. Phân tích harmonic kết cấu máy

Kết quả chuyển vị của đầu trục chính theo các chế độ cắt khác nhau được xác định dựa vào phân tích đáp ứng điều hòa như bảng 4.

Bảng 4. Kết quả chuyển vị theo phân tích đáp ứng điều hòa

N ^o	n (v/ph)	t (mm)	s (mm/ph)	Lực cắt (N)		Chuyển vị đầu trục chính (mm)
				F _x	F _y	
1	15000	1,9	1500	720,43	720,43	0,327
2	5000	1,9	1500	1616,95	1616,95	0,542
3	15000	0,7	1500	288,46	288,46	0,131
4	5000	0,7	1500	1497,61	1497,61	0,502
5	15000	1,9	500	629,76	629,76	0,286
6	5000	1,9	500	1569,21	1569,21	0,526
7	15000	0,7	500	196,44	196,44	0,101
8	5000	0,7	500	1327,56	1327,56	0,445
9	18410	1,3	1000	561,012	561,012	0,297
10	1590	1,3	1000	2504,70	2504,70	0,798
11	10000	2,31	1000	914,60	914,60	0,377
12	10000	0,29	1000	805,43	805,43	0,332
13	10000	1,3	1841	594,37	594,37	0,245
14	10000	1,3	159	463,36	463,36	0,191
15	10000	1,3	1000	310,53	310,53	0,064

5. THỰC NGHIỆM ĐO DAO ĐỘNG TRỤC CHÍNH

Thí nghiệm được thực hiện trên máy phay CNC. Bộ dụng cụ đo dao động trục chính máy bao gồm cảm biến gia tốc PCB 603C01, thiết bị phân tích dao động NI SCXI-1000DC đa kênh, máy tính cá nhân và phần mềm NI Signal Express. Sơ đồ thí nghiệm xác định biên độ dao động của đầu trục chính máy phay gỗ CNC được bố trí như hình 7. Trong đó, cảm biến gia tốc được gắn vào đầu trục chính của máy, bộ thiết bị đo NI SCXI-1000DC được kết nối với cảm biến gia tốc và máy tính. Số liệu đo được thu thập và hiển thị thông qua phần mềm NI Signal Express.



Hình 7. Sơ đồ thí nghiệm

Thí nghiệm đo biên độ dao động của trục chính được thực hiện trong quá trình gia công trên vật liệu gỗ và chỉ chiết gia công có dạng bề mặt phẳng. Thực hiện đo giá trị biên độ dao động của 15 thí nghiệm và mỗi thí nghiệm thực hiện 05 lần đo. Kết quả trung bình của các lần thí nghiệm như bảng 4.

Tóm lại kết quả chuyển vị trục chính theo phương pháp phân tích Harmonic và phương pháp thực nghiệm như bảng 5.

Bảng 5. Kết quả đo thực nghiệm

N ^o	n (v/ph)	t (mm)	s (mm/ph)	Chuyển vị (mm)		
				Phương pháp đáp ứng điều hòa	Phương pháp thực nghiệm	Sai số tương đối, %
1	15000	1,9	1500	0,327	0,351	6,84
2	5000	1,9	1500	0,542	0,581	6,72
3	15000	0,7	1500	0,131	0,116	12,94
4	5000	0,7	1500	0,502	0,525	4,39
5	15000	1,9	500	0,286	0,310	7,75
6	5000	1,9	500	0,526	0,489	7,57
7	15000	0,7	500	0,101	0,090	12,23
8	5000	0,7	500	0,445	0,491	9,37
9	18410	1,3	1000	0,297	0,278	6,84
10	1590	1,3	1000	0,798	0,844	5,46
11	10000	2,31	1000	0,377	0,398	5,28
12	10000	0,29	1000	0,332	0,301	10,3
13	10000	1,3	1841	0,245	0,224	9,38
14	10000	1,3	159	0,191	0,176	8,53
15	10000	1,3	1000	0,064	0,075	14,67

Như vậy, sai số giữa kết quả tính toán bằng phương pháp phân tích harmonic và kết quả tính toán bằng phương pháp thực nghiệm nhỏ hơn 15%. Kết quả này có thể chấp nhận được trong thực tế.

6. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày việc tối ưu hóa kết cấu máy CNC kiểu giàn sử dụng phương pháp giải thuật di truyền đa mục tiêu (MOGA). Để thực hiện tối ưu hóa, tám tham số kích thước đầu vào và năm mục tiêu đầu ra gồm chuyển vị trục chính, khối lượng và ba tần số tự nhiên đầu tiên của kết cấu giàn được xác định.

Kết quả phân tích độ nhạy cho thấy rằng 3 tham số đầu vào V1, V2 và V3 ảnh hưởng không đáng kể đến các thông số tối ưu đầu ra. Sau quá trình tối ưu, khối lượng của giàn và chuyển vị của đầu trục chính giảm, ba tần số tự nhiên đầu tiên tăng lên. Với kết quả này đã nâng cao được đặc tính tĩnh và động của kết cấu máy CNC.

Thực hiện phân tích đáp ứng điều hòa để xác định chuyển vị của đầu trục chính tương ứng với khoảng 15 chế độ cắt khác nhau và so sánh với phương pháp thực nghiệm. Kết quả tính toán bằng phương pháp phân tích harmonic và kết quả tính toán bằng phương pháp thực nghiệm sai khác 15%. Kết quả này có thể chấp nhận được trong thực tế.

Với kết quả đạt được sẽ nâng cao độ cứng, nâng cao khả năng chống rung động cho kết cấu máy nhằm nâng cao độ tin cậy, độ chính xác gia công và đạt được chất lượng bề mặt gia công tốt nhất.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số B2016-20-04.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Luo, L. (2006). Design and research of the structural of cross-rail in the planer type machines. *Mech Electr Eng Technol*, 35(3), 45-47.
- [2]. Zhang, K., Mu, X., Zhao, D., Wu, Y. (2014). Advanced optimization design of cross beams structure. *Open civil engineering journal*, 8, 117-123.
- [3]. Wen, P., Xiangyang, N. (2006). Finite Element Analysis and Vibration Control of A Gantry Type Five-axis Machining Center [J]. *Manufacturing Technology & Machine Tool*, 2, 022.
- [4]. Fan, W. X. J. Z. Y., Shuli, Z. (2009). The Topological Optimization Design and Analysis for Gantry Machine Tool Crossbeam Component [J]. *Manufacturing Technology & Machine Tool*, 11, 023.
- [5]. Liu, S., Li, Y., Liao, Y., Guo, Z. (2014). Structural optimization of the cross-beam of a gantry machine tool based on grey relational analysis. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 50(2), 297-311.
- [6]. Guan, Y., Ren, L., Sun, J., Mu, D., "Analysis and optimization of crossbeam of gantry machining center," in *Information Engineering and Computer Science (ICIECS)*, 2010 2nd International Conference on, 2010, pp. 1-4.
- [7]. Xing, D., Chen, W., Zhao, L., Ma, J. (2012). Structural bionic design for high-speed machine tool working table based on distribution rules of leaf veins. *Science China Technological Sciences*, 55(8), 2091-2098.
- [8]. Guan, Y., Zhao, Y., Mu, D., Guan, Y., "Finite element analysis of five-axis gantry milling machine main structure," in *E-Product E-Service and E-Entertainment (ICEEE)*, 2010 International Conference on, 2010, pp. 1-4.
- [9]. Zhao, L., Ma, J., Chen, W., Guo, H. (2011). Lightweight design and verification of gantry machining center crossbeam based on structural bionics. *Journal of Bionic Engineering*, 8(2), 201-206.
- [10]. Holland, J. H. (1992). *Adaptation in natural and artificial systems: an introductory analysis with applications to biology, control, and artificial intelligence*, MIT press.
- [11]. Nguyen, H. L. (2015). *Reliability based design and analysis of mechanical systems*, National University publisher HCMC, Viet Nam.
- [12]. Cazacu, R., Grama, L. (2013). Structural optimization with genetic algorithms and particle swarm optimization. *Proceedings of the Annual Session of Scientific Papers* IMT Oradea, 12(22), 19-22,