

# TÍNH TOÁN THIẾT KẾ VÀ TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU KHUNG MÁY IN 3D BÊ TÔNG KÍCH THƯỚC LỚN DẠNG CÔNG TRỤC

Phùng Văn Bình<sup>1,\*</sup>, Hoàng Phan Bình<sup>2</sup>, Tạ Đức Hải<sup>1</sup>, Phạm Đình Tùng<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Khoa Hàng không - Vũ trụ, Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn

<sup>2</sup>Trung tâm Công nghệ, Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn

DOI: 10.56651/lqdtu.jst.v18.n01.582

## Tóm tắt

Bài báo trình bày việc tính toán và tối ưu hóa kết cấu khung máy in 3D bê tông dạng công trục kích thước lớn ứng dụng trong ngành xây dựng. Mô hình phần tử hữu hạn của khung máy với các điều kiện làm việc khác nhau được xây dựng trong môi trường NX Nastran và Ansys APDL để khảo sát sự ảnh hưởng của các tham số thiết kế đến ứng xử của khung máy. Để tự động tính toán, phân tích kết cấu cụm trục di động của máy, chương trình tính toán chuyển vị và tần số dao động riêng của hệ được xây dựng dựa trên ngôn ngữ Matlab kết nối với Ansys APDL. Mô hình toán tối ưu của cụm trục di động máy in được xây dựng với tiêu chí khối lượng của cụm di động nhỏ nhất, bốn điều kiện ràng buộc và sáu biến - là các tham số thiết kế. Bài toán được giải nhờ giải thuật di truyền. Căn cứ vào bộ tham số tối ưu và bảng kích thước thép hộp tiêu chuẩn, phương án thiết kế hợp lý (gần với phương án tối ưu) đã được lựa chọn, cho phép giảm khối lượng kết cấu 70,6 % so với phương án thiết kế theo kinh nghiệm ban đầu.

*Từ khóa:* Máy in 3D bê tông; chương trình tự động tính toán; tối ưu hóa kết cấu; giải thuật di truyền.

## 1. Giới thiệu

Các hệ thống máy móc trong ngành xây dựng, thiết bị vận chuyển nói chung có đặc điểm là kích thước lớn, công kênh và khối lượng lớn. Do đó, việc giảm khối lượng hệ thống là một yêu cầu quan trọng, nhằm giảm chi phí vật liệu, chi phí di chuyển và lắp đặt hệ thống... Do đó, nhiều nghiên cứu đã được thực hiện nhằm tối ưu hóa kết cấu các hệ thống này theo tiêu chí khối lượng nhỏ nhất. Ví dụ, Goran đề xuất phương pháp tối ưu hóa kích thước mặt cắt dầm của cầu trục theo tiêu chí khối lượng nhỏ nhất, dựa trên các ràng buộc về ứng suất tới hạn, độ bất ổn định cục bộ và chuyển vị của dầm nhờ Matlab Optimization Toolbox [1]. Xu [2] đề xuất phương pháp tối ưu hóa kích thước mặt cắt dầm cầu trục theo tiêu chí khối lượng nhỏ nhất với các ràng buộc về ứng suất tới hạn và chuyển vị của dầm nhờ thuật toán tiến hóa. Việc tối ưu hóa kết cấu theo tiêu chí khối lượng nhỏ nhất cũng được các tác giả Liu [3], Zhao [4] và Besharati [5] thực hiện cho máy công cụ dạng công trục kích thước lớn. Song song với đó, độ chính xác vị trí của

---

\* Email: phungvanbinh@lqdtu.edu.vn

khâu công tác cũng được coi là một trong những tiêu chí quan trọng của các hệ thống kích thước lớn này. Độ chính xác vị trí của khâu công tác thường có liên quan trực tiếp đến biến dạng đàn hồi, đáp ứng động lực học của kết cấu. Do đó, nhiều công trình cũng tập trung vào việc nghiên cứu, đánh giá biến dạng đàn hồi cũng như đáp ứng động lực học của các kết cấu kích thước lớn. Ví dụ, Yildirim [6] phân tích động lực học của dầm cầu trục kích thước lớn dưới tác dụng của tải trọng di chuyển nhờ phương pháp phần tử hữu hạn (FEM); Chen [7] nghiên cứu độ võng của dầm cầu trục dưới tác dụng của tải trọng di động nhờ phương pháp giải tích, hay Zrnić [8] sử dụng phương pháp FEM kết hợp với giải tích để đánh giá đáp ứng động lực học của dầm cầu trục kích thước lớn.

Những năm gần đây, các hãng công nghệ lớn trên thế giới đã và đang phát triển một loại máy mới là máy in 3D bê tông, có tiềm năng ứng dụng rất lớn trong lĩnh vực xây dựng [9]. Do tính mới mẻ của đối tượng, các công trình đã công bố hầu hết tập trung vào việc phát triển và hoàn thiện công nghệ in 3D bê tông [10, 11]. Các công trình về tính toán kết cấu và tối ưu hóa thiết kế cơ khí hệ thống này còn rất hạn chế. Cũng giống như các máy móc kích thước lớn khác, khối lượng của hệ thống in 3D bê tông là một trong những tiêu chí quan trọng cần được quan tâm trong quá trình thiết kế máy. Đặc biệt, việc giảm khối lượng của các cụm di động của hệ thống sẽ có thể làm giảm được công suất động cơ sử dụng (nhờ đó giảm chi phí mua động cơ) và giảm các vấn đề rung lắc của hệ thống do lực quán tính gây ra. Song song với đó, độ chính xác cũng được coi là một trong những tiêu chí quan trọng của hệ thống in 3D. Sai số vị trí của đầu in ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng in và chất lượng của sản phẩm được in. Sai số của đầu in không chỉ phụ thuộc vào các thành phần như dung sai chế tạo, lắp ráp mà còn phụ thuộc vào sai số do biến dạng đàn hồi của kết cấu. Tiếp đó, sai số do biến dạng đàn hồi của kết cấu lại phụ thuộc vào các tham số khác như kích thước thiết diện các trục, ngoại lực, chế độ làm việc, nguồn rung,... Đặc biệt, đối với các hệ thống máy in 3D kích thước lớn sử dụng kết cấu thành mỏng thì sai số do biến dạng đàn hồi của kết cấu là đáng kể, không thể bỏ qua.

Để làm rõ các đặc trưng về kết cấu, động lực học của hệ thống cơ khí, là cơ sở cho việc lựa chọn phương án thiết kế hợp lý cho máy in 3D bê tông, bài báo tập trung vào ba vấn đề chính. Một là xây dựng mô hình tính toán kết cấu khung máy in 3D. Hai là xây dựng chương trình tự động tính toán kết cấu cụm trục máy in và khảo sát sự ảnh hưởng của các tham số đến sai số vị trí của đầu in. Ba là đề xuất phương pháp lựa chọn tham số thiết kế tối ưu của cụm trục máy in với tiêu chí khối lượng nhỏ nhất.

## **2. Tính toán kết cấu khung máy in 3D bê tông kích thước lớn**

Trong số các cấu hình máy in 3D bê tông phổ biến, cấu hình cổng trục thường được nhiều hãng công nghệ lựa chọn nhờ những ưu điểm như kết cấu đơn giản, dễ chế tạo,

không gian làm việc lớn, có khả năng mở rộng kết cấu theo các chiều và hệ điều khiển đơn giản. Do đó, công trình này tập trung vào máy in dạng công trực khung xà (Hình 1).

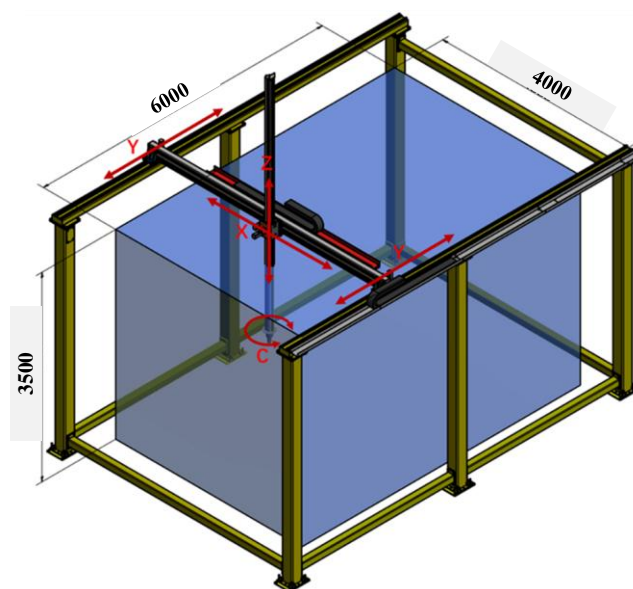
### 2.1. Mô tả về kết cấu máy in

Kích thước vùng tạo hình của máy phải đảm bảo bao phủ được kích thước một ngôi nhà cơ bản. Từ đó, kích thước vùng tạo hình được xác định là dài  $\times$  rộng  $\times$  cao: 6000 mm  $\times$  4000 mm  $\times$  3500 mm.

Tốc độ lớn nhất của đầu in được lựa chọn dựa trên cơ sở các tiêu chí: phù hợp với công nghệ đùn vật liệu in (phù hợp với tốc độ đùn vật liệu, khả năng kết dính của vật liệu khi đùn ra...), đảm bảo năng suất làm việc của máy in (tốc độ càng cao càng in nhanh), và đảm bảo hệ thống không bị rung sóc. Theo yêu cầu đặt ra, vận tốc di chuyển tối đa của đầu in cần đạt  $V = 20$  m/phút.

Để đảm bảo độ chính xác, thẩm mỹ và độ bền của sản phẩm được in, sai số vị trí của đầu in cần nằm trong khoảng  $\pm 5$  mm theo phương X, Y và  $\pm 2$  mm theo phương Z.

Khung máy được chế tạo từ thép hộp tiêu chuẩn. Các chân máy được cố định trực tiếp xuống nền công trình, đảm bảo cứng vững trong quá trình làm việc. Hành trình lớn nhất của các trục X, Y, Z tương ứng là 4000 mm, 6000 mm và 3500 mm.

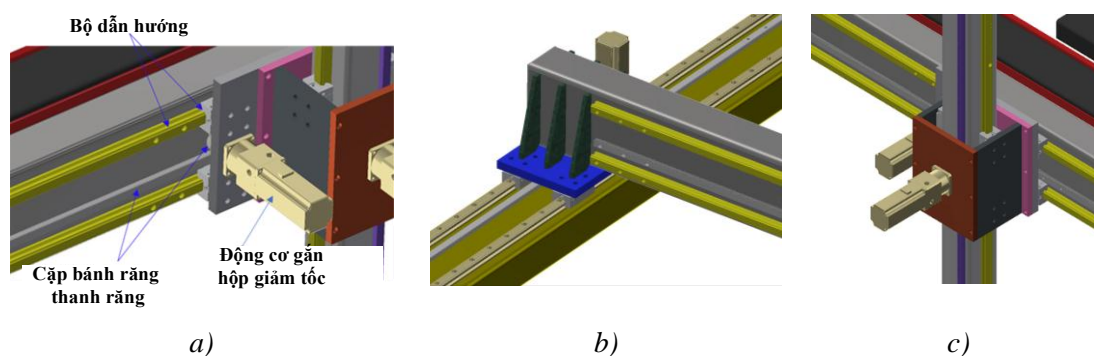


Hình 1. Mô hình máy in 3D bê tông.

Để biến chuyển động quay của động cơ thành chuyển động tịnh tiến của các trục truyền động, phương án bộ truyền bánh răng thanh răng được lựa chọn cho tất cả các trục truyền động X, Y, Z. Hệ thống truyền động trục X bao gồm 02 thanh dẫn hướng

vuông, 01 bộ bánh răng thanh răng, 01 hộp giảm tốc và 01 động cơ servo (Hình 2a). Hệ thống truyền động trục Y được lựa chọn gồm hai hệ dẫn động hai bên giống nhau, chuyển động song song và đồng thời. Mỗi bên của truyền động bao gồm 02 thanh dẫn hướng vuông, 01 bộ bánh răng thanh răng, 01 hộp giảm tốc và 01 động cơ servo (Hình 2b). Kết cấu trục Z bao gồm 01 động cơ servo, 01 hộp giảm tốc, 01 bộ truyền bánh răng thanh răng và 02 thanh dẫn hướng (Hình 2c). Ngoài ra, đầu công tác của trục Z mang đầu in với khối lượng  $m_0$ . Tính toán sơ bộ cho thấy khối lượng đầu in chứa bê tông vào khoảng  $m_0 = 30$  kg.

Căn cứ vào hoạt động thực tế, kết cấu máy in 3D được chia thành hai cụm là cụm cố định (trục Y và các chân máy) và cụm di động (trục X và trục Z). Yêu cầu chủ yếu của cụm cố định là độ cứng vững lớn và độ võng nhỏ. Việc tăng cứng hoặc sử dụng các kết cấu có thiết diện lớn để đảm bảo hệ cứng vững là hoàn toàn khả thi để giới hạn độ võng của các dầm cố định. Trong khi đó, trong quá trình làm việc, cụm di động không chỉ chịu tác dụng của trọng lực mà còn của lực quán tính, nên ngoài các yêu cầu về đảm bảo độ bền, độ chính xác thì việc giảm khối lượng của cụm di động cũng là yêu cầu cấp thiết. Vì vậy, khối lượng của cụm di động nhỏ nhất sẽ là mục tiêu của bài toán tối ưu hóa kết cấu trong mục 3.

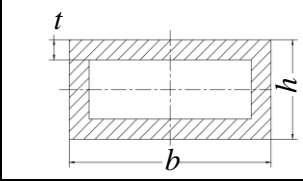


Hình 2. Kết cấu bộ truyền các trục  
a) Trục X; b) Trục Y; c) Trục Z.

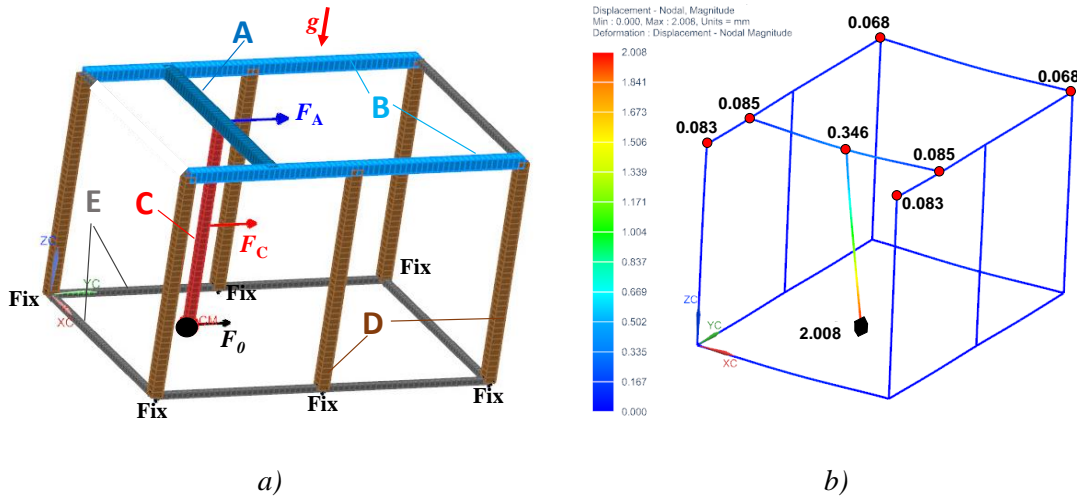
## 2.2. Tính toán kết cấu khung máy in

Để tính toán kết cấu khung máy in, phương pháp FEM sẽ được sử dụng. Khung máy được mô hình hóa bởi các phần tử dạng dầm trong môi trường NX Nastran (Hình 3). Khung máy được mô hình hóa bởi các dầm A, B, C, D, E, trong đó A, B, C tương ứng với kết cấu trục X, Y, Z. Ở bước thiết kế sơ bộ, các tham số kích thước sẽ được lựa chọn theo tiêu chuẩn của thép hộp dựa vào kinh nghiệm (phương án  $V_0$ ) như thể hiện trên bảng 1. Mô đun đàn hồi của thép  $E = 210 \times 10^9$  MPa, hệ số Poisson  $\mu = 0,3$ .

Bảng 1. Kích thước mặt cắt dầm được lựa chọn theo thép hộp tiêu chuẩn  $b \times h \times t$  (mm)

Dải giá trị kích thước của mặt cắt thép hộp tiêu chuẩn (mm)				
Dải độ rộng: $b = [100; 125; 150; 175; 200; 250; 300]$				
Dải độ cao: $h = [100; 125; 150; 175; 200; 250; 300]$				
Dải độ dày: $t = [2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 4; 4,5; 5; 6; 9; 12]$				
Kích thước mặt cắt dầm được lựa chọn (phương án thiết kế sơ bộ V <sub>0</sub> )				
Dầm A ( $b_A \times h_A \times t_A$ )	Dầm B	Dầm C ( $b_C \times h_C \times t_C$ )	Dầm D	Dầm E
200 × 200 × 12	300 × 300 × 12	200 × 200 × 12	300 × 300 × 12	150 × 150 × 12

Theo yêu cầu của thiết kế, tốc độ chuyển động tối đa của đầu in theo phương ngang cần đạt là  $V_{max} = 20$  m/phút = 0,333 m/s. Giả sử sau  $\Delta t = 0,1$  s đầu in có thể đạt được vận tốc  $V_{max} = 0,333$  m/s, gia tốc tối đa của đầu in sẽ là  $a_{max} = 3,33$  m/s<sup>2</sup>.



Hình 3. Tính toán sơ bộ kết cấu khung máy in  
a) Mô hình FEM máy in 3D; b) Giá trị chuyển vị (mm).

Trong mô hình tính toán, chúng ta sẽ xét một trường hợp điển hình là cụm trục di động di chuyển theo phương Y, khi đó các lực quán tính tác dụng vào cụm di động sẽ được tính xấp xỉ theo giá trị gia tốc lớn nhất  $a_{max} = 3,33$  m/s<sup>2</sup> như sau:

$$F_0 = m_0 \cdot a_{max} \tag{1}$$

$$F_A = m_A \cdot a_{max} \tag{2}$$

$$F_C = m_C \cdot a_{max} \tag{3}$$

với  $m_0 = 30$  kg,  $m_A = 296,7$  kg,  $m_C = 261,4$  kg và  $F_0 = 99,9$  N,  $F_A = 979,1$  N,  $F_C = 862,6$  N tương ứng là khối lượng của đầu in, dầm A, dầm C và lực quán tính tác dụng lên chúng. Ngoài ra, hệ còn chịu lực tác dụng của gia tốc trọng trường  $g$ .

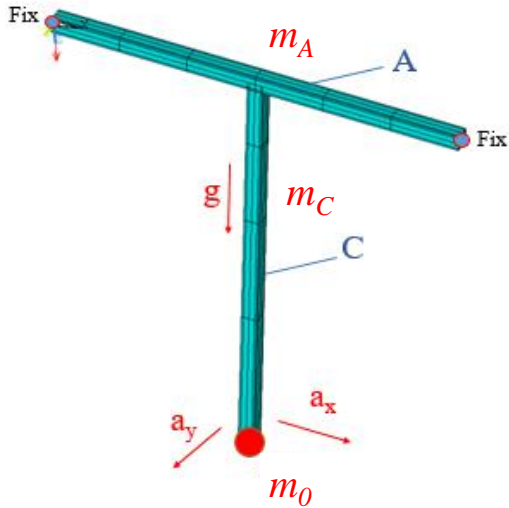
Tính toán sơ bộ của khung máy in với các điều kiện tải trọng mô tả ở trên cho thấy, ứng suất lớn nhất trên khung dầm theo thuyết Von-miss nhỏ hơn 10 MPa, giá trị này nhỏ hơn nhiều so với giới hạn bền của thép (khoảng  $400 \div 500$  MPa). Tuy nhiên, chuyển vị của các vị trí trên khung máy là đáng kể so với giá trị sai số yêu cầu của đầu in (Hình 3b). Đặc biệt, chuyển vị của các điểm trên cụm trục X và Z (dầm A và C) lớn hơn nhiều chuyển vị trên các vị trí còn lại. Ngoài ra, các dầm còn lại là khung cố định của máy in, không tham gia vào quá trình tạo chuyển động đầu in nên chúng có thể được bổ sung thành phần tăng cứng để giảm giá trị chuyển vị. Do đó, ở phần tiếp theo, việc tính toán và tối ưu hóa các tham số kết cấu sẽ được tập trung thực hiện cho cụm trục X và Z (cụm di động). Các điều kiện đưa vào mô hình toán tối ưu cũng là các ràng buộc về chuyển vị chứ không sử dụng các ràng buộc về độ bền.

### 2.3. Xây dựng chương trình tự động tính toán kết cấu cụm trục X và Z (cụm di động)

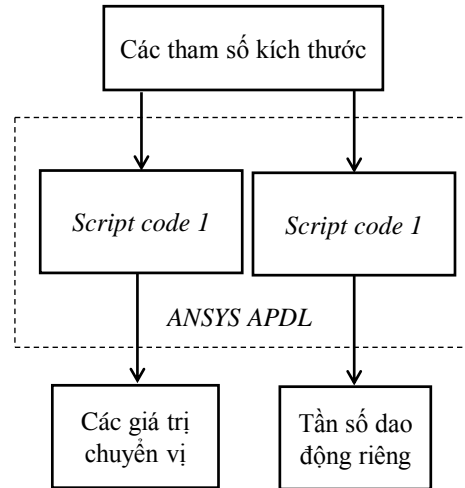
Để tính toán kết cấu cụm di động, phương pháp FEM sẽ được sử dụng. Cụm di động được mô hình hóa bởi các phần tử dầm BEAM189 trong môi trường ANSYS APDL [12]. Cụm được mô hình hóa bởi các dầm A, C, tương ứng với kết cấu trục X, Z. Mô hình được xây dựng tương ứng với trạng thái tải trọng nguy hiểm nhất khi động cơ trục X ở giữa hành trình và đầu in trên trục Z ở điểm thấp nhất. Đây là vị trí mà sai số vị trí của đầu in do biến dạng đàn hồi của các dầm A và C có thể đạt giá trị lớn nhất.

Để đơn giản quá trình phân tích, mô hình tương đương của hệ ở trạng thái tĩnh sẽ được sử dụng. Hai đầu mút của dầm A coi như được ngàm cố định. Chuyển động của cụm di động được thay thế bằng các trường gia tốc  $a_x$  và  $a_y$ . Đầu in được mô hình hóa bởi vật nặng khối lượng  $m_0$  ở vị trí đầu mút dưới của dầm C.

Quá trình tính toán thiết kế trên các phần mềm FEM nói chung thường được phân ra thành ba giai đoạn chính là tiền xử lý, xử lý và hậu xử lý. Để rút ngắn thời gian của giai đoạn tiền xử lý và hậu xử lý, các mô đun tính toán tự động ở dạng tệp Script để tính toán chuyển vị và tần số dao động riêng của kết cấu đã được thiết lập trên ngôn ngữ Ansys APDL tích hợp với ngôn ngữ Matlab (Hình 5). Nhờ vậy, quá trình tính toán, phân tích kết quả đã được thực hiện nhanh chóng và hoàn toàn tự động. Ở giai đoạn tiền xử lý, tệp Script được thiết lập cho phép tham số hóa mô hình của cụm di động và mô tả đầy đủ các đặc trưng của mô hình FEM như dạng phần tử, kích thước, thông số vật liệu, điều kiện biên, lực tác dụng và kiểu phân tích. Ở giai đoạn hậu xử lý, tệp Script sẽ được lập trình để tự động đọc kết quả, sắp xếp và ghi kết quả ra ở dạng bảng và đồ thị. Các chương trình tự động được xây dựng không chỉ giúp giảm thời gian và công sức tính toán - phân tích kết quả (giảm các thao tác tẻ nhạt lặp lại), mà còn là tiền đề cho việc lựa chọn bộ tham số thiết kế tối ưu cho kết cấu.



Hình 4. Mô hình tính toán cụm di động.



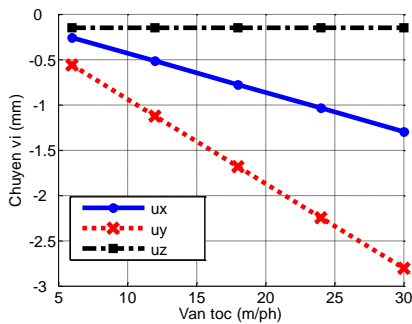
Hình 5. Các mô đun tính toán tự động trên Matlab-Ansys APDL.

#### 2.4. Khảo sát ảnh hưởng của các tham số kết cấu đến độ chính xác vị trí của đầu in

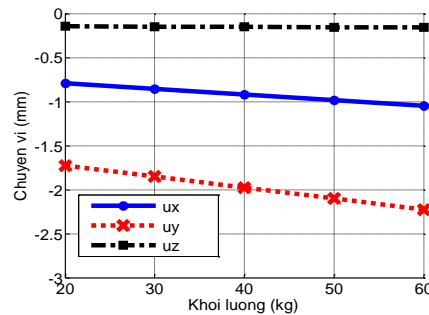
Trên thực tế, có rất nhiều yếu tố ảnh hưởng đến độ chính xác của đầu in, tuy nhiên bài báo này sẽ giới hạn nghiên cứu về ảnh hưởng của các tham số kết cấu đến sai số của đầu in. Các tham số kết cấu được xem xét trong mục này là kích thước mặt cắt của dầm, vận tốc di chuyển của đầu in, khối lượng đầu in và rung động sinh ra tại đầu in.

##### a) Ảnh hưởng của vận tốc in đến chuyển vị của đầu in

Kích thước của cụm di động (dầm A và C) được sử dụng theo phương án thiết kế sơ bộ (Bảng 1). Khảo sát được tiến hành với khoảng giá trị vận tốc của đầu in là trong khoảng  $V = 6 \div 30$  m/phút. Giả sử thời gian để đầu in đạt đến vận tốc lớn nhất là  $\Delta t = 0,1$  s, khi đó gia tốc tác dụng lên cụm di động theo hai phương X và Y ( $a_x, a_y$ ) có khoảng giá trị là  $1 \div 5$  m/s<sup>2</sup>. Để đơn giản quá trình phân tích, giá trị của gia tốc theo hai phương được chọn bằng nhau ( $a_x = a_y$ ). Kết quả khảo sát được thể hiện trên hình 6.



Hình 6. Ảnh hưởng của vận tốc  $V$  đến chuyển vị đầu in.



Hình 7. Ảnh hưởng của khối lượng đầu in  $m_0$  đến chuyển vị đầu in.

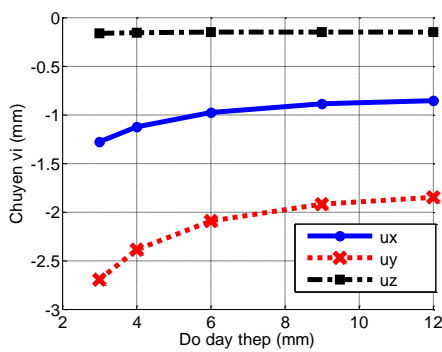
Kết quả khảo sát chỉ ra rằng, vận tốc càng lớn thì chuyển vị của đầu in theo hai phương X, Y càng tăng. Ngoài ra, chuyển vị theo phương Y có giá trị lớn hơn cả. Kết quả này chỉ ra rằng, để giảm sai số vị trí của đầu in thì việc tăng độ cứng xoắn của dầm A cần được chú trọng.

*b) Ảnh hưởng của khối lượng cụm đầu in đến chuyển vị đầu in*

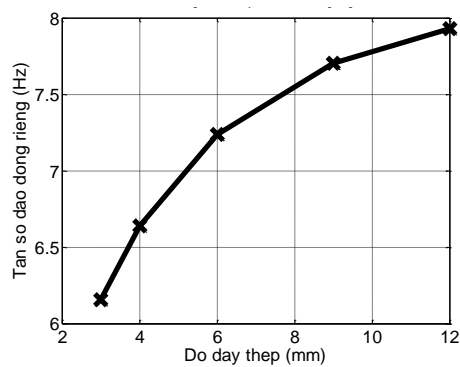
Cụm đầu in gắn trên trục Z gồm có động cơ và hệ thống đẩy vật liệu bê tông. Khối lượng của cụm đầu in cũng là một yếu tố ảnh hưởng đến độ chính xác vị trí của đầu in. Việc tính toán được tiến hành với các giá trị khối lượng đầu in  $m_0$  khác nhau, kích thước kết cấu cụm di động (dầm A và C) như thể hiện ở bảng 1 và vận tốc chuyển động của đầu in  $V = 20$  m/phút (tương ứng với gia tốc  $a_X = a_Y = 3,3$  m/s<sup>2</sup>). Kết quả khảo sát (Hình 7) chỉ ra rằng, khi khối lượng của đầu in tăng thì chuyển vị của đầu in theo các phương X, Y cũng tăng theo (chuyển vị theo phương Y lớn hơn), còn chuyển vị theo phương Z thì tăng không đáng kể.

*c) Ảnh hưởng của kích thước các trục đến chuyển vị của đầu in*

Khảo sát được tiến hành với kết cấu cụm di động (dầm A và dầm C) có kích thước chiều rộng  $b$ , chiều cao  $h$  theo thông số trong bảng 1. Chiều dày  $t$  của cả 2 dầm được thay đổi ( $t_A = t_C = t$ ) theo dải giá trị tiêu chuẩn của thép hộp. Khối lượng đầu in là  $m_0 = 30$  kg, vận tốc chuyển động của đầu in  $V = 20$  m/phút, thời gian tăng tốc đến vận tốc lớn nhất  $\Delta t = 0,1$  s (tương ứng với gia tốc  $a_X = a_Y = 3,3$  m/s<sup>2</sup>).



Hình 8. Ảnh hưởng của chiều dày thép hộp kết cấu đến chuyển vị đầu in.



Hình 9. Ảnh hưởng của chiều dày mặt cắt  $t$  đến tần số dao động riêng.

Kết quả thể hiện trên hình 8 cho thấy, khi chiều dày  $t$  của mặt cắt tăng, chuyển vị của đầu in có xu hướng giảm. So sánh chuyển vị của đầu in theo các phương cũng cho thấy chuyển vị theo phương Y là lớn hơn cả.

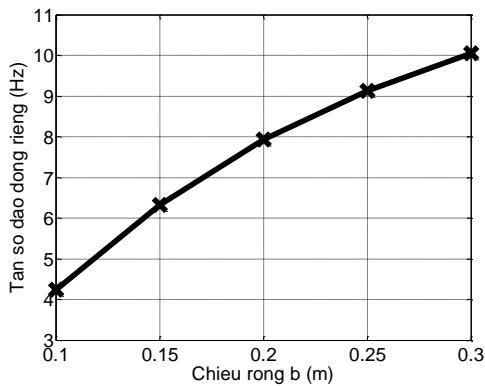
*d) Ảnh hưởng kích thước mặt cắt đến tần số dao động riêng của cụm di động*

Trong mục này, khảo sát được thực hiện đối với khối lượng đầu in  $m_0 = 30$  kg. Với cụm di động (dầm A và dầm C) có thông số trong như trong bảng 1 thì dải 5

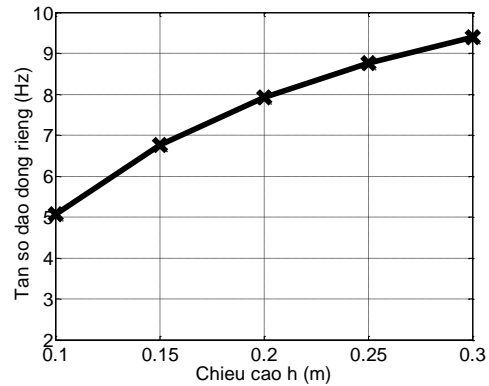


giá trị tần số dao động riêng nhỏ nhất của cụm là  $f_1 = 6,88$ ;  $f_2 = 10,30$ ;  $f_3 = 33,61$ ;  $f_4 = 42,10$ ;  $f_5 = 64,67$  (Hz). Có thể thấy rằng, 2 tần số dao động đầu tiên tương ứng với dạng dao động uốn của trục Z trong mặt phẳng YOZ và XOZ có giá trị khá nhỏ và gần nhau, các tần số còn lại có giá trị lớn hơn hẳn. Tiếp theo, sự phụ thuộc của tần số dao động riêng đầu tiên  $f_1$  vào kích thước mặt cắt ( $b \times h \times t$ ) sẽ được phân tích làm rõ.

Đầu tiên, khảo sát được tiến hành với kết cấu cụm di động (dầm A và dầm C) có kích thước chiều rộng  $b$  và chiều cao  $h$  của mặt cắt như bảng 1, chiều dày  $t$  thay đổi ( $t_A = t_C$ ). Kết quả khảo sát (Hình 9) cho thấy khi tăng chiều dày  $t$  thì tần số dao động riêng sẽ tăng. Điều này phù hợp với lý thuyết, vì khi tăng chiều dày  $t$  thì hệ trở nên cứng hơn.



Hình 10. Ảnh hưởng của chiều rộng mặt cắt  $b$  đến tần số dao động riêng  $f_1$



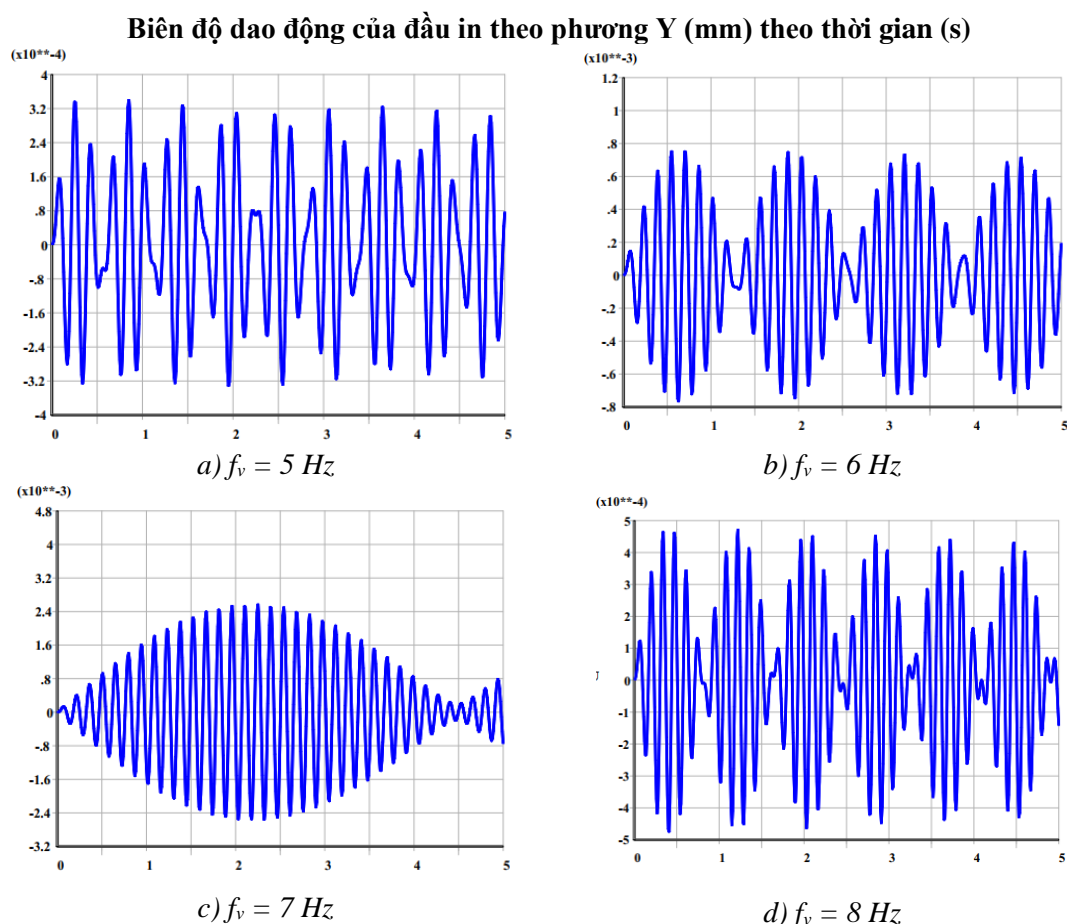
Hình 11. Ảnh hưởng của chiều cao mặt cắt  $h$  đến tần số dao động riêng  $f_1$

Tiếp theo, khảo sát được thực hiện với kết cấu cụm di động có kích thước  $h$  và  $t$  như bảng 1, chiều rộng  $b$  thay đổi (cho cả dầm A và dầm C giống nhau). Kết quả thu được ở hình 10 cho thấy khi độ rộng  $b$  tăng thì tần số dao động riêng cũng tăng và ngược lại.

Tiếp theo, khảo sát được thực hiện với kết cấu cụm di động có kích thước  $b = 0,15$  m,  $t = 0,005$  m, chiều cao  $h$  thay đổi (cho cả dầm A và dầm C giống nhau). Kết quả thu được (Hình 11) cho thấy khi chiều cao  $h$  tăng thì tần số dao động riêng của hệ cũng tăng và ngược lại.

e) Ảnh hưởng của rung động đến biên độ dao động của đầu in

Trong mục này, giả sử nguồn rung động có dạng một lực điều hòa lực  $F = F_v \sin(2\pi f_v t)$  tác dụng vào vị trí đầu in theo phương Y. Nguồn rung có thể là do động cơ đầu in khi bơm, đẩy vật liệu gây ra. Giả sử biên độ lực có giá trị không đổi  $F_v = 10$  N.



Hình 12. Ảnh hưởng của tần số nguồn rung đến biên độ dao động của đầu in.

Khảo sát sẽ được thực hiện với các giá trị tần số của nguồn rung gần với giá trị của hai tần số dao động đầu tiên của cụm di động ( $f_1 = 6,88$ ) là  $f_v = [5 \ 6 \ 7 \ 8] \text{ Hz}$  (Hình 12). Có thể thấy rằng, khi tần số rung  $f_v$  gần với tần số dao động riêng của hệ thì hiện tượng cộng hưởng dao động đã xảy ra. Biên độ dao động của đầu in theo phương Y có thể tăng lên đáng kể (cỡ vài mm). Trong khi đó, khi tần số rung xa các giá trị tần số dao động riêng ( $f_i$ ) thì dao động của đầu in là không đáng kể (dưới 1 mm). Vì vậy, để đảm bảo độ chính xác của đầu in thì các tham số thiết kế cần được lựa chọn để tránh các vùng cộng hưởng dao động này.

### 3. Phương pháp lựa chọn tham số kích thước cụm di động máy in 3D

#### 3.1. Mô hình toán tối ưu hóa kết cấu

Sáu tham số thiết kế là các kích thước mặt cắt  $b_A, h_A, t_A, b_C, h_C, t_C$  (mm) của dầm A và C được lựa chọn là các tham số của mô hình tối ưu hóa. Khối lượng của đầu in được coi là không đổi  $m_0 = 30 \text{ kg}$ . Trong quá trình tìm kiếm lời giải tối ưu, các tham số

được coi là liên tục, với điều kiện biên như thể hiện ở hệ bất phương trình (4). Sau quá trình tính toán tối ưu hóa, dựa trên kết quả thu được, tham số thiết kế thực tế sẽ được lựa chọn gần nhất với kích thước của thép hộp tiêu chuẩn (Bảng 1) để thỏa mãn điều kiện chế tạo và lắp ráp.

$$\begin{aligned} 100 &\leq b_A \leq 300 \\ 100 &\leq h_A \leq 300 \\ 3 &\leq t_A \leq 12 \\ 100 &\leq b_C \leq 300 \\ 100 &\leq h_C \leq 300 \\ 3 &\leq t_C \leq 12 \end{aligned} \quad (4)$$

Trong mô hình này, điều kiện ràng buộc là giới hạn giá trị sai số lớn nhất do biến dạng đàn hồi của kết cấu  $u_x, u_y, u_z$  (mm) gây ra và giới hạn tần số dao động riêng thứ nhất  $f_1$  của hệ ( $f_1 > 6$  Hz). Các ràng buộc này là các “hàm ẩn”, như được mô tả ở hệ (5), và được tính toán theo các tham số kích thước mặt cắt nhờ mô đun tính toán tự động trên Matlab-Ansys APDL (Hình 5).

$$\begin{cases} u_x = g_x(b_A, h_A, t_A, b_C, h_C, t_C) \leq 2; \\ u_y = g_y(b_A, h_A, t_A, b_C, h_C, t_C) \leq 2; \\ u_z = g_z(b_A, h_A, t_A, b_C, h_C, t_C) \leq 1; \\ f_1 = g_f(b_A, h_A, t_A, b_C, h_C, t_C) \geq 6; \end{cases} \quad (5)$$

Trong quá trình tối ưu hóa, giá trị khối lượng của đầu in  $m_0$  là hằng số ( $m_0 = 30$  kg). Hàm mục tiêu là tổng khối lượng  $m_A$  và  $m_C$  của các dầm A, C. Các tham số thiết kế cần lựa chọn theo tiêu chí khối lượng  $m = m_A + m_C$  nhỏ nhất:

$$m = [b_A \cdot h_A - (b_A - 2 \cdot t_A) \cdot (h_A - 2 \cdot t_A)] \cdot l_A \cdot \rho + [b_C \cdot h_C - (b_C - 2 \cdot t_C) \cdot (h_C - 2 \cdot t_C)] \cdot l_C \cdot \rho \rightarrow \min \quad (6)$$

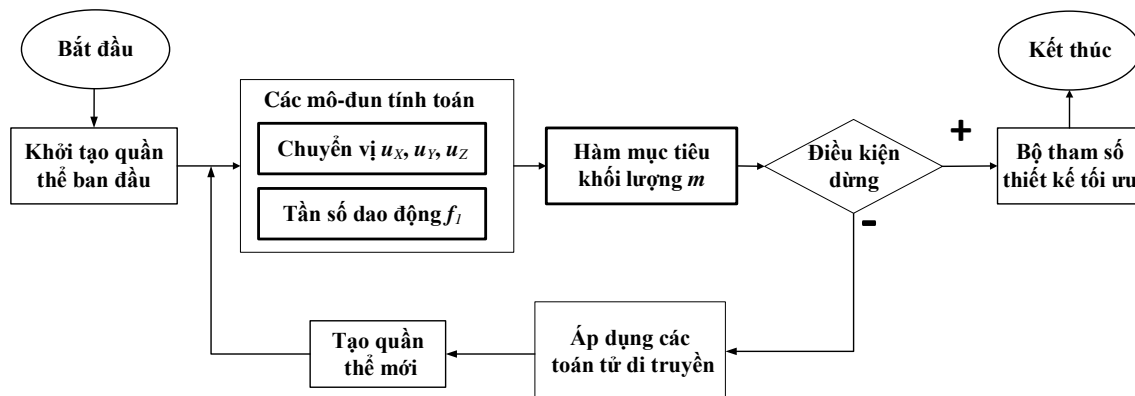
trong đó,  $l_A = 4$  m và  $l_C = 3,7$  m tương ứng là độ dài các dầm A và C;  $\rho = 7800$  kg/m<sup>3</sup> là khối lượng riêng của vật liệu (thép).

### 3.2. Phương pháp giải bài toán tối ưu

Có thể thấy rằng, ở bài toán tối ưu hóa thiết kế cụm trục di động máy in, nhiều phương án thiết kế khác nhau cần được khảo sát trong một không gian tìm kiếm lớn với 6 tham số thiết kế. Bên cạnh đó, mối liên hệ giữa các giá trị chuyển vị  $u_x, u_y, u_z$  và tần số dao động riêng thứ nhất  $f_1$  (được sử dụng ở điều kiện ràng buộc) vào các tham số thiết kế là phi tuyến và khó có thể tìm được liên hệ giải tích. Để tìm phương án thiết kế tối ưu cho cụm trục di động, giải thuật di truyền sẽ được áp dụng [13]. Khi sử dụng giải thuật toán di truyền, các tham số được đánh giá như nhau, kết quả tìm ra được là sự phối

hợp ngẫu nhiên giữa các tham số để tìm được kết quả tốt nhất. Trong quá trình tính toán, rất nhiều bộ tham số sẽ được thử một cách ngẫu nhiên, những bộ tham số có kết quả không tốt sẽ bị loại bỏ, ngược lại những bộ tham số đạt được kết quả tốt được giữ lại để cải thiện kết quả đạt được.

Quy trình tối ưu hóa cụm trực di động nhờ thuật toán di truyền như thể hiện trên hình 13. Các chương trình tự động tính toán chuyển vị và tần số dao động riêng (đã xây dựng ở mục 2.3) được kết nối với chương trình tìm kiếm tối ưu được lập trình trên ngôn ngữ Matlab. Đầu tiên, một quần thể (một bộ các phương án thiết kế khác nhau) sẽ được khởi tạo ngẫu nhiên nhờ giải thuật di truyền. Trong nghiên cứu này, số lượng quần thể được lựa chọn là 30. Tiếp đó, các giá trị chuyển vị  $u_x, u_y, u_z$ , tần số dao động riêng  $f_1$  và hàm mục tiêu là khối lượng của kết cấu  $m$  sẽ được xác định nhờ các mô-đun tính toán tự động tương ứng. Với các bộ tham số  $(b_A, h_A, t_A, b_C, h_C, t_C)$  tương ứng với các giá trị chuyển vị  $u_x, u_y, u_z$  và tần số dao động riêng  $f_1$  thỏa mãn với điều kiện ràng buộc (5), thì hàm mục tiêu khối lượng  $m$  sẽ được tính toán theo công thức (6), ngược lại thì gán cho  $m$  một giá trị đủ lớn nhằm loại bỏ bộ tham số này. Sau đó, các bước chọn lọc, lai tạo và đột biến sẽ được thực hiện để tạo ra quần thể mới để có thể đưa ra giá trị hàm mục tiêu  $m$  tốt hơn. Tiếp theo, quá trình tính toán, đánh giá lại được thực hiện đối với quần thể mới được tạo ra.



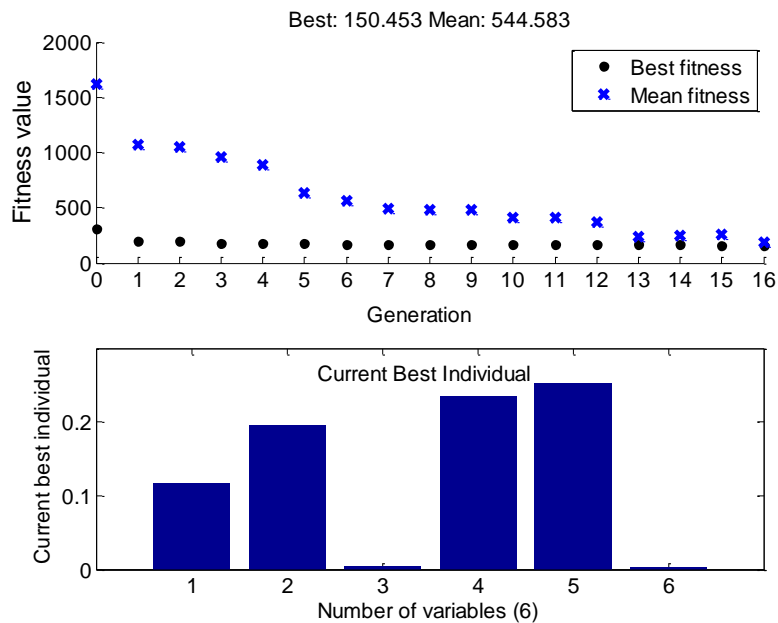
Hình 13. Sơ đồ tìm kiếm bộ tham số thiết kế tối ưu.

Quá trình được lặp lại như vậy cho đến khi chương trình đáp ứng điều kiện dừng (Hình 14). Vì thời gian tính toán tối ưu hóa theo cách tiếp cận này là khá lớn, nên điều kiện dừng trong chương trình được thiết lập theo số vòng lặp tối đa (số thế hệ). Sau khi chạy hết số vòng lặp tối đa, chương trình sẽ dừng tính toán và đưa ra kết quả tối ưu.

### 3.3. Kết quả và thảo luận

Quá trình tìm kiếm tối ưu được thể hiện trên hình 14. Kết quả được hội tụ sau khoảng 13 vòng lặp, và dừng lại sau 16 vòng lặp. Hàm mục tiêu  $m$  (Fitness Value) đạt giá

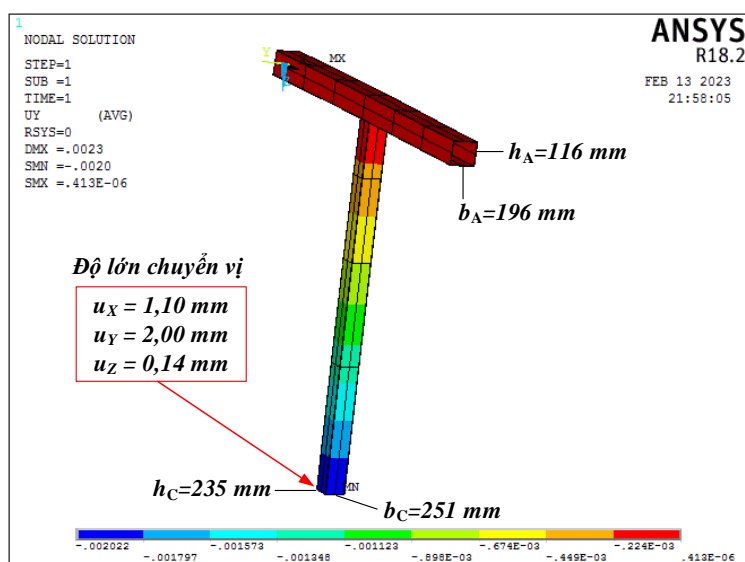
trị tốt nhất (Best) là 150,5 kg, tương ứng với bộ tham số tối ưu (Current Best Individual - phương án tối ưu theo tính toán ( $V_1$ )) thu được:  $b_A \times h_A \times t_A$  là  $96 \times 116 \times 4$  (mm) và  $b_C \times h_C \times t_C$  là  $251 \times 235 \times 3$  (mm). Việc tính toán kiểm nghiệm được thực hiện đối với phương án tối ưu tính toán  $V_1$  trên môi trường Ansys APDL, kết quả tính toán được minh họa ở hình 15 và bảng 2. Kết quả kiểm tra cho thấy, phương án tối ưu theo tính toán tìm ra ( $V_1$ ) có các giá trị chuyển vị, tần số dao động riêng thỏa mãn các điều kiện ràng buộc (5) và hàm mục tiêu khối lượng là 150,5 kg (trùng khớp với kết quả tìm ra nhờ chương trình tối ưu hóa). Kết quả so sánh ở bảng 2 cũng cho thấy, phương án tối ưu theo tính toán tìm ra ( $V_1$ ) có khối lượng giảm 73,0 % so với khối lượng ở phương án thiết kế sơ bộ ban đầu ( $V_0$ ). Có thể thấy, tuy rằng phương án  $V_0$  có chuyển vị  $u_Y = 1,90$  mm đã lớn gần bằng giới hạn trên của điều kiện ràng buộc (5) là  $u_Y \leq 2$  mm, nhưng sự sai lệch về khối lượng giữa các phương án  $V_1, V_2$  so với phương án  $V_0$  là đáng kể (khoảng 70%). Điều này chứng tỏ nếu không có sự nghiên cứu, khảo sát kỹ lưỡng, việc lựa chọn 6 tham số thiết kế ban đầu theo kinh nghiệm dựa trên nguyên tắc “thử sai” trong không gian 6 chiều để thỏa mãn các ràng buộc là không hiệu quả và rất xa với phương án tối ưu. Kết quả thu được cũng chứng tỏ ý nghĩa của việc xây dựng mô hình tính toán toán tự động, mô hình tối ưu hóa và tính hiệu quả của chương trình tìm kiếm nhờ giải thuật di truyền được xây dựng.



Hình 14. Kết quả tối ưu hóa tham số thiết kế nhờ giải thuật di truyền.

Tuy nhiên, xét tính khả thi của việc chế tạo thì kích thước tối ưu theo tính toán (phương án  $V_1$ ) thu được lại không phù hợp do chúng không tuân theo quy cách của thép hộp tiêu chuẩn có trên thị trường. Chính vì vậy, phương án  $V_1$  này sẽ được sử dụng

làm cơ sở để lựa chọn phương án thiết kế hợp lý  $V_2$  (gần với phương án tối ưu). Phương án thiết kế  $V_2$  được lựa chọn trên cơ sở bảng kích thước thép hộp tiêu chuẩn, có giá trị gần nhất với phương án tối ưu theo tính toán đã tìm ra. Việc tính toán kiểm nghiệm lại (Bảng 2) cũng cho thấy, phương án  $V_2$  cũng có các giá trị ràng buộc và tần số dao động riêng thỏa mãn điều kiện ràng buộc và có khối lượng giảm 70,6 % so với phương án lựa chọn theo kinh nghiệm ban đầu ( $V_0$ ).



Hình 15. Kiểm tra lại phương án tối ưu  $V_1$  - minh họa kết quả tính toán chuyển vị.

Bảng 2. So sánh các thông số thiết kế trước và sau khi tối ưu hóa

Thông số \ Phương án (PA)	PA ban đầu ( $V_0$ )	PA tối ưu theo tính toán ( $V_1$ )	PA thiết kế được lựa chọn ( $V_2$ )
Mặt cắt trục X ( $b_A \times h_A \times t_A$ , mm)	200 × 200 × 12	196 × 116 × 4	200 × 125 × 4
Mặt cắt trục Z ( $b_C \times h_C \times t_C$ , mm)	200 × 200 × 12	251 × 235 × 3	250 × 250 × 3
$u_X$ (mm)	0,86	1,10	1,10
$u_Y$ (mm)	1,90	2,00	1,90
$u_Z$ (mm)	0,15	0,14	0,11
$f_1$ (Hz)	6,88	7,2	7,4
Khối lượng (kg)	558,1	150,5	164,0
Khối lượng giảm so với PA ban đầu $V_0$ (%)	0	73,0	70,6

## 4. Kết luận

Trong bài báo này, việc tính toán và tối ưu hóa kết cấu khung máy in 3D bê tông dạng cổng trục kích thước lớn ứng dụng trong ngành xây dựng đã được trình bày. Tính toán thiết kế sơ bộ chỉ ra rằng ảnh hưởng của các tham số kết cấu cụm trục di động đến độ chính xác của đầu in là đáng kể nhất. Tiếp đó, chương trình tự động tính toán kết cấu cụm di động đã được xây dựng, giúp giảm thời gian, công sức của quá trình tính toán - phân tích kết quả. Dựa trên cơ sở đó, ảnh hưởng của các tham số kết cấu đến sai số của đầu in đã được phân tích làm rõ. Tiếp theo, mô hình toán tối ưu hóa kết cấu cụm trục di động đã được xây dựng với 6 tham số kích thước mặt cắt các trục, 4 ràng buộc về độ chính xác của cụm đầu in, 1 ràng buộc về giá trị tần số dao động riêng và hàm mục tiêu là tổng khối lượng của các trục X và Z. Tiếp đó, giải thuật di truyền đã được áp dụng để tìm kiếm bộ tham số tối ưu cho cụm di động, cho phép giảm 73,0 % khối lượng so với thiết kế ban đầu. Cuối cùng, một phương án thiết kế hợp lý theo điều kiện thực tế chế tạo đã được lựa chọn dựa trên cơ sở bảng kích thước thép hộp tiêu chuẩn (có giá trị gần nhất với phương án tối ưu theo tính toán). Kết quả tính toán kiểm chứng cho thấy, phương án thiết kế hợp lý được lựa chọn có đặc trưng kết cấu đảm bảo các điều kiện ràng buộc và có khối lượng giảm 70,6 % so với phương án thiết kế theo kinh nghiệm ban đầu. Kết quả nghiên cứu là cơ sở cho việc thiết kế, chế tạo và thử nghiệm hệ thống in 3D bê tông ứng dụng trong ngành xây dựng tại Việt Nam.

## Lời cảm ơn

Bài báo này được thực hiện trong khuôn khổ đề tài cấp Nhà nước “Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo hệ thống in 3D bê tông kích thước lớn ứng dụng trong ngành xây dựng, mã số: 36/2021/ĐTCT-KC-4.0-36/19-25” do Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn chủ trì.

## Tài liệu tham khảo

- [1] S. M. Goran Pavlovi, Mile Savkovi, Nebojša Zdravkovi, Vladimir Kvrđi, “Design Optimization of the Rectangular Box Section of the Double Beam Bridge Crane Using Matlab Optimization Toolbox,” in *IX Triennial International Conference “Heavy Machinery-HM 2017,”* 2017, No. June, pp. 37-44.
- [2] G.-N. Xu, X.-F. Wang, J.-K. Zhang, and W.-Y. Qin, “Optimization of the Multi-Sectioned Box Girder of the Bridge Cranes,” in *Proceedings of 2015 International Conference on Energy and Mechanical Engineering,* 2016, pp. 927-935, DOI: 10.1142/9789814749503\_0109
- [3] S. Liu, Y. Du, and M. Lin, “Study on lightweight structural optimization design system for gantry machine tool,” *Concurr. Eng. Res. Appl.*, Vol. 27, No. 2, pp. 170-185, 2019, doi: 10.1177/1063293X19832940

- [4] L. Zhao, J. Ma, W. Chen, and H. Guo, "Lightweight design and verification of gantry machining center crossbeam based on structural bionics," *J. Bionic Eng.*, Vol. 8, No. 2, pp. 201-206, 2011, DOI: 10.1016/S1672-6529(11)60021-8
- [5] S. R. Besharati et al., "Multi-objective selection and structural optimization of the gantry in a gantry machine tool for improving static, dynamic, and weight and cost performance," *Concurr. Eng. Res. Appl.*, Vol. 24, No. 1, pp. 83-93, 2016, DOI: 10.1177/1063293X15597047
- [6] F. Rodrigues, C. Cardeira, J. M. F. Calado, and R. Melício, "A New Approach for Dynamic Analysis of Overhead Crane Systems Under Moving Loads," *Lect. Notes Electr. Eng.*, Vol. 402, No. January, pp. 691-699, 2017, DOI: 10.1007/978-3-319-43671-5
- [7] Q. Chen, W. Cheng, L. Gao, and R. Du, "Dynamic Response of a Gantry Crane's Beam Subjected to a Two-Axle Moving Trolley," *Math. Probl. Eng.*, Vol. 2020, 2020, DOI: 10.1155/2020/3096213
- [8] N. D. Zrnić, V. M. Gašić, and S. M. Bošnjak, "Dynamic responses of a gantry crane system due to a moving body considered as moving oscillator," *Arch. Civ. Mech. Eng.*, Vol. 15, No. 1, pp. 243-250, 2015, DOI: 10.1016/j.acme.2014.02.002
- [9] T. D. Ngo, A. Kashani, G. Imbalzano, K. T. Q. Nguyen, and D. Hui, "Additive manufacturing (3D printing): A review of materials, methods, applications and challenges," *Compos. Part B Eng.*, Vol. 143, No. December 2017, pp. 172-196, 2018, DOI: 10.1016/j.compositesb.2018.02.012
- [10] T. T. Le, S. A. Austin, S. Lim, R. A. Buswell, A. G. F. Gibb, and T. Thorpe, "Mix design and fresh properties for high-performance printing concrete," *Mater. Struct. Constr.*, Vol. 45, No. 8, pp. 1221-1232, 2012, DOI: 10.1617/s11527-012-9828-z
- [11] S. C. Paul, G. P. A. G. van Zijl, and I. Gibson, "A review of 3D concrete printing systems and materials properties: current status and future research prospects," *Rapid Prototyp. J.*, Vol. 24, No. 4, pp. 784-798, 2018, DOI: 10.1108/RPJ-09-2016-0154
- [12] V. B. Phung, A. T. Nguyen, H. M. Dang, T.-P. Dao, and V. N. Duc, "Flexural-Torsional Vibration of Thin-Walled Beams Subjected to Combined Initial Axial Load and End Bending Moment: Application to the Design of Saw Tooth Blades," *Shock Vib.*, Vol. 12, pp. 1-11, 2019, DOI: 10.1155/2019/4509630
- [13] H. M. Dang, V. P. Bui, V. B. Phung, V. T. Do, and V. M. Phung, "Development of generalized mathematical model for slider-crank mechanism synthesis based on approach of multiobjective concurrent engineering and application," *Arab. J. Sci. Eng.*, 2021, DOI: <https://doi.org/10.1007/s13369-021-05627-2>



## MECHANICAL DESIGN AND STRUCTURAL OPTIMIZATION OF THE FRAME OF A LARGE-SCALE GANTRY 3D CONCRETE PRINTER

**Abstract:** *This article presents the structural analysis and design optimization of the frame of a large-scale 3D concrete printer for construction. A finite element model of the frame of the 3D printer with various operating conditions was established using NX Nastran and Ansys APDL software. The script code for automated calculation of the deflection and natural frequency of the structure was built in the integrated Matlab-Ansys APDL language. The influence of different design parameters on the behavior of the structure is clearly evaluated with the aid of script code. Then, the optimal mathematical model of the X and Z axis structure is built with the criteria of the minimum mass, four constraints, and six variables as design parameters. The problem is solved by the genetic algorithm. Based on the optimal set of parameters and the standard box steel size table, a reasonable design option was selected, with the mass reduced by 70.6 % compared to the design option based on early experience.*

**Keywords:** 3D concrete printer; automated calculation program; structural optimization; genetic algorithm.

*Nhận bài: 06/06/2022; Hoàn thiện sau phân biên: 20/02/2023; Chấp nhận đăng: 22/03/2023*

