

**ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP. HỒ CHÍ MINH  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA**

**TRẦN VĂN THÙY**

**NGHIÊN CỨU KẾT CẤU THÂN MÁY CNC GIA CÔNG GỖ VỚI MỤC  
TIÊU NÂNG CAO KHẢ NĂNG LÀM VIỆC  
CỦA MÁY**

Chuyên ngành:            Kỹ thuật cơ khí  
Mã số chuyên ngành: 62520103

**TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ**

**TP. HỒ CHÍ MINH - NĂM 2021**

Công trình được hoàn thành tại **Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM**

Người hướng dẫn 1: PGS.TS. Nguyễn Hữu Lộc

Người hướng dẫn 2:

Phản biện độc lập 1:

Phản biện độc lập 2:

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Luận án sẽ được bảo vệ trước Hội đồng đánh giá luận án họp tại

.....  
.....

vào lúc            giờ            ngày            tháng            năm

Có thể tìm hiểu luận án tại thư viện:

- Thư viện Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM
- Thư viện Đại học Quốc gia Tp.HCM
- Thư viện Khoa học Tổng hợp Tp.HCM

# CHƯƠNG 1 TỔNG QUAN

## 1.1 Giới thiệu chung

### 1.1.1 Nhu cầu về máy CNC gia công gỗ

Cùng với sự phát triển của nền kinh tế đất nước, ngành chế biến và xuất khẩu gỗ Việt Nam đã đạt được những thành tựu vượt bậc trong những năm qua cả về số lượng và chất lượng. Phân đầu đưa kim ngạch xuất khẩu gỗ năm 2020 đạt 12-13 tỉ USD, năm 2025 đạt 18-20 tỉ USD. Để đáp ứng các mục tiêu trên thì nhu cầu về máy CNC gia công gỗ là rất lớn.

### 1.1.2 Một số dòng máy phay CNC router ở thị trường Việt Nam

Hiện nay ở thị trường Việt Nam nhu cầu sử dụng các dòng máy phay CNC Router rất lớn, do những đặc tính ưu việt mà nó mang lại cho người sản xuất. Tuy nhiên nguồn gốc xuất xứ của các loại máy chủ yếu nhập khẩu từ Đức, Ý, Hà Lan, Thụy Điển, Nhật Bản, Đài Loan, Trung Quốc... và chỉ có một số nhỏ máy gia công tại Việt Nam.

### 1.1.3 Khả năng làm việc của máy

Đảm bảo khả năng làm việc là yêu cầu cơ bản đối với máy và chi tiết máy. Các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của máy và chi tiết máy bao gồm: Độ cứng, độ bền, độ bền mòn, độ ổn định dao động, khả năng chịu nhiệt... Trong đó các chỉ tiêu về khả năng làm việc như độ cứng, độ bền, độ ổn định dao động ảnh hưởng rất lớn đến chất lượng chi tiết trong quá trình gia công.

### 1.1.4 Đặc điểm máy phay CNC router kiểu giàn

Theo tiêu chuẩn SIS 728000-1 (ISO TR 17243-2:2017) của Thụy Điển [21] và theo qui định mức dao động cho phép đối với máy gồm bốn cấp là A, B, C và D tương ứng là tốt, có thể chấp nhận, tạm được và không chấp nhận. Theo tiêu chuẩn trên thì với máy CNC kiểu giàn có tốc độ quay của trục chính nhỏ hơn 18000 vg/ph thì biên độ gia tốc giới hạn của trục chính  $a = 40 \text{ m/s}^2$ . Và kết hợp với đồ thị mối quan hệ giữa biên độ chuyển vị, biên độ vận tốc, biên độ gia tốc và tần số theo tiêu chuẩn ISO 10816-1, tính ra được biên độ dao động cho phép của trục chính  $[u] = 25 \mu\text{m}$ .

## 1.2 Tính cấp thiết

Với các hạn chế đã trình bày, nhưng hiện nay trên thế giới chưa có các nghiên cứu để nâng cao chỉ tiêu về khả năng làm việc của máy như độ bền, độ cứng, độ ổn định dao động cho kết cấu thân máy phay CNC router kiểu giàn.

Vì vậy nghiên cứu kết cấu thân máy phay CNC router kiểu giàn với mục tiêu nâng cao các chỉ tiêu về khả năng làm việc của máy như độ bền, độ cứng, độ ổn định dao động nhằm giảm biên độ dao động trục chính và nâng cao tần số dao động riêng cho kết cấu máy để tránh hiện tượng cộng hưởng khi máy làm việc ở tốc độ cao là rất cấp thiết và quan trọng.

## 1.3 Mục tiêu nghiên cứu

Mục tiêu chung và mục tiêu cụ thể của luận án “*Nghiên cứu kết cấu thân máy CNC gia công gỗ với mục tiêu nâng cao khả năng làm việc của máy*” như sau:

- *Mục tiêu chung*

Nghiên cứu kết cấu thân máy phay CNC gia công gỗ nhằm nâng cao khả năng làm việc của máy.

- *Mục tiêu cụ thể*

- Nghiên cứu cơ sở thiết kế kết cấu thân máy CNC router kiểu giàn theo các chỉ tiêu về khả năng làm việc: Độ bền, độ cứng ...đảm bảo độ tin cậy nhằm nâng cao độ bền và độ cứng cho kết cấu thân máy.

- Nghiên cứu nâng cao độ ổn định dao động kết cấu thân máy CNC (Nghiên cứu lý thuyết, mô phỏng và thực nghiệm) nhằm đảm bảo biên độ dao động trục chính và tần số dao động riêng kết cấu thân máy.

## 1.4 Nội dung nghiên cứu

Để đạt được các mục tiêu nêu trên, luận án “*Nghiên cứu kết cấu thân máy CNC gia công gỗ với mục tiêu nâng cao khả năng làm việc của máy*” thực hiện những nội dung nghiên cứu sau:

- *Nội dung 1: Nghiên cứu tổng quan:* Nghiên cứu về nhu cầu, khả năng làm việc và kết cấu thân máy của máy phay CNC router kiểu giàn, các công

trình nghiên cứu trên thế giới về kết cấu thân máy CNC kiểu giàn nhằm nâng cao độ cứng, độ bền và ổn định dao động. Trình bày tính cấp thiết, mục tiêu nghiên cứu, Đối tượng và phạm vi nghiên cứu, phương pháp nghiên cứu, nội dung nghiên cứu và ý nghĩa khoa học và thực tiễn của luận án.

- **Nội dung 2: Nghiên cứu cơ sở lý thuyết:** Nghiên cứu cơ sở lý thuyết phương pháp G-KS, lý thuyết độ tin cậy và lý thuyết về dao động.

- **Nội dung 3: Nghiên cứu độ bền và độ cứng thân máy:**

+ Nghiên cứu phương pháp G-KS để thiết kế ý tưởng cho phương án bố trí các bộ phận máy CNC.

+ Nghiên cứu thiết kế và phân tích độ tin cậy kết cấu thân máy CNC bằng phương pháp xấp xỉ bậc hai theo chỉ tiêu tính là độ bền và độ cứng.

+ Nghiên cứu phân tích ảnh hưởng các mối ghép đến kết cấu thân máy theo chỉ tiêu độ cứng .

- **Nội dung 4: Nghiên cứu và mô phỏng độ ổn định dao động:**

+ Nghiên cứu phân tích tần số dao động riêng nhằm xác định miền giá trị hợp lý số vòng quay trục chính.

+ Tối ưu hóa kết cấu thân máy theo phương pháp giải thuật di truyền với mục tiêu: Tần số dao động riêng, khối lượng và chuyển vị.

+ Nghiên cứu lý thuyết và mô phỏng biên độ dao động đầu trục chính.

- **Nội dung 5: Nghiên cứu thực nghiệm độ ổn định dao động:** Thực nghiệm ảnh hưởng của các nhân tố đến biên độ dao động trục chính máy CNC

## **Kết luận chương 1**

Chương này thực hiện nghiên cứu về nhu cầu, khả năng làm việc và kết cấu thân máy của máy phay CNC router kiểu giàn. Nghiên cứu và phân tích tổng quan về các nghiên cứu trong và ngoài nước liên quan đến kết cấu thân máy CNC kiểu giàn. Kết quả cho thấy rằng các nghiên cứu chỉ tập trung nghiên cứu để nâng cao độ bền, độ cứng và độ ổn định dao động kết cấu thân máy CNC kiểu giàn được chế tạo bằng phương pháp đúc. Các nghiên cứu chưa quan tâm đến kết cấu thân máy phay CNC router kiểu giàn được chế tạo từ các loại thép

tấm, thép hình và liên kết bằng mối ghép bu lông hay mối ghép hàn; Chưa quan tâm đến tần số tự nhiên của kết cấu thân máy phay CNC router kiểu giàn để đáp ứng được hoạt động gia công tốc độ cao và tránh hiện tượng cộng hưởng trong miền tần số của động cơ trục chính.

## CHƯƠNG 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Các phương pháp lý thuyết đã được nghiên cứu như phương pháp luận và quy trình bố trí các bộ phận máy theo G-KS, cơ sở nâng cao độ bền và độ cứng theo chỉ tiêu độ tin cậy và lý thuyết phân tích biên độ và tần số dao động riêng. Từ các kết quả nghiên cứu này là cơ sở để xây dựng qui trình phân tích và thiết kế cho kết cấu thân máy phay CNC router kiểu giàn nhằm nâng cao độ bền, độ cứng và độ ổn định dao động cho kết cấu thân máy.

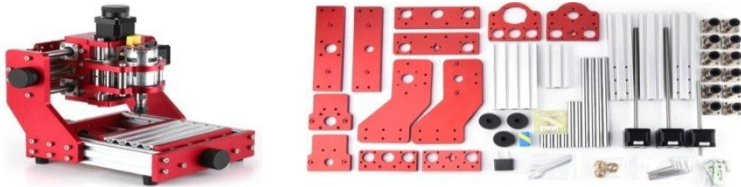
Trình tự các bước thực hiện của chương này như sau: Phân tích, bố trí các bộ phận của máy theo G-KS; Cơ sở nâng cao độ bền và độ cứng theo chỉ tiêu độ tin cậy; Cơ sở nâng cao độ ổn định dao động.

## CHƯƠNG 3 NGHIÊN CỨU ĐỘ BỀN VÀ ĐỘ CỨNG THÂN MÁY

### 3.1 Phân tích kết cấu thân máy CNC router kiểu giàn

Có ba loại kết cấu thân máy CNC router kiểu giàn phổ biến: Kết cấu đúc, kết cấu bulông và kết cấu hàn.

Đối với kết cấu bulông: Do các bộ phận thân máy được liên kết với nhau bởi mối ghép bulông nên khắc phục được nhược điểm của thân máy được liên kết với nhau bởi mối ghép hàn. Ngoài ra còn giảm thời gian lắp ghép và lắp ghép thuận tiện và đơn giản hơn. Ví dụ về kết cấu bulông như hình 3.2.



*Hình 3.2. Kết cấu bulông [83].*

Do vậy, luận án này sẽ tập trung nghiên cứu kết cấu thân máy CNC router kiểu giàn với đặc điểm là các bộ phận thân máy được liên kết với nhau bởi mối ghép bulông (Kết cấu bulông).

### 3.2 Bố trí các bộ phận của máy phay CNC router kiểu giàn theo G-KS

#### 3.2.1 Khởi tạo bộ biến thể G-KS

Gọi O là thân máy cố định và X, Y, Z lần lượt là chuyển động tịnh tiến của bàn máy. Khi đó công thức cấu trúc có 4 ký tự (ví dụ XYZO), bộ biến thể G-KS được khởi tạo bằng cách hoán vị 4 ký tự này. Kết quả thu được 24 (4!) G-KS.

#### 3.2.2 Lựa chọn sơ bộ các biến thể

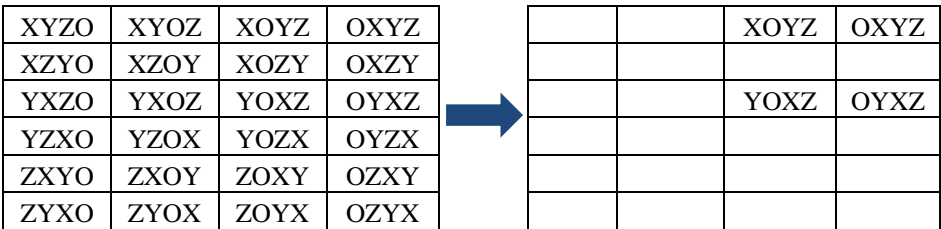
Một số quy ước dùng để thiết lập công thức logic: 1 - đơn vị di chuyển theo phương Z;  $\bar{1}$  - đơn vị không di chuyển theo phương Z; 0 - thân máy cố định;  $\bar{0}$  - các đơn vị di chuyển bất kỳ không phải thân máy.

**Điều kiện 1:** Mở rộng khả năng gia công đối với phôi có kích thước lớn và giảm kích thước của máy nghĩa là phôi chuyển động tối đa theo một phương. Công thức logic:  $\bar{0}\bar{0}\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}\bar{0}$

**Điều kiện 2:** Hạn chế ảnh hưởng của khối lượng phôi đến các chuyển động thẳng đứng của bàn máy. Tính năng kết cấu: Phôi không di chuyển theo phương đứng. Công thức logic:  $\bar{1}\bar{1}01 + \bar{1}0\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}\bar{0}$ .

**Điều kiện 3:** Hạn chế tối đa trọng lượng của bộ phận chuyển động theo chiều thẳng đứng. Tính năng cấu trúc: Đơn vị di chuyển theo phương Z chỉ mang theo trục chính. Công thức logic:  $\bar{1}\bar{1}01 + \bar{1}0\bar{1}1 + 0\bar{1}\bar{1}1$ .

Tiến hành thực hiện phép giao các tập biến thể từ các ràng buộc, thu được tập biến thể cuối cùng là XOYX, YOXZ, OXYZ và OYXZ như hình 3.7.

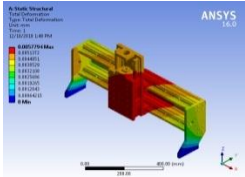


Hình 3.7. Tập biến thể cuối cùng.

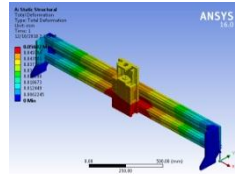
### 3.2.3 Phân tích các biến thể được chọn

Với 4 phương án được chọn XOYZ, YOXZ, OXYZ và OYXZ, thấy rằng:

- Nếu chọn phương án XOYZ thì bàn máy mang phôi thực hiện chuyển động theo phương X. Với cùng điều kiện lực tác dụng vào thân máy thì chuyển vị trong phương án bàn máy mang phôi thực hiện chuyển động theo phương X lớn hơn 9,73 lần so với bàn máy cố định theo phương X như hình 3.9.



a. Bàn máy cố định.

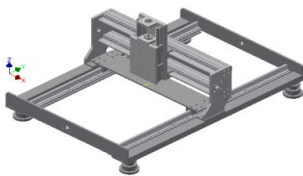


b. Bàn máy chuyển động theo X.

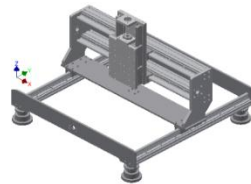
**Hình 3.9.** So sánh chuyển vị hai phương án.

- Đối với phương án OXYZ: Độ cứng vững của giàn máy theo phương án OXYZ sẽ nhỏ hơn độ cứng vững của giàn máy theo phương án OYXZ.

-Đối với hai phương án YOXZ (Bàn máy chuyển động) và OYXZ (Bàn máy đứng yên) như hình 3.9.



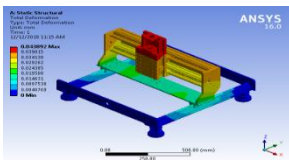
a.Phương án YOXZ.



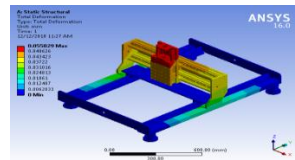
b.Phương án OYXZ.

**Hình 3.10.** Mô hình sơ bộ.

Kết quả phân tích độ cứng tĩnh và phân tích tần số dao động riêng cho các phương án kết cấu được minh họa trên hình 3.13 và 3.14.



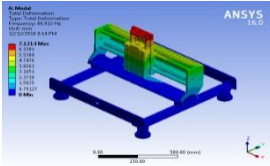
a. Phương án OYXZ.



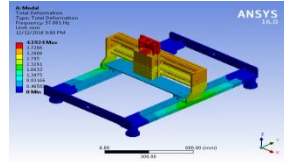
b. Phương án YOXZ.

**Hình 3.13.** Phân tích độ cứng tĩnh.





a. Phương án OYXZ.



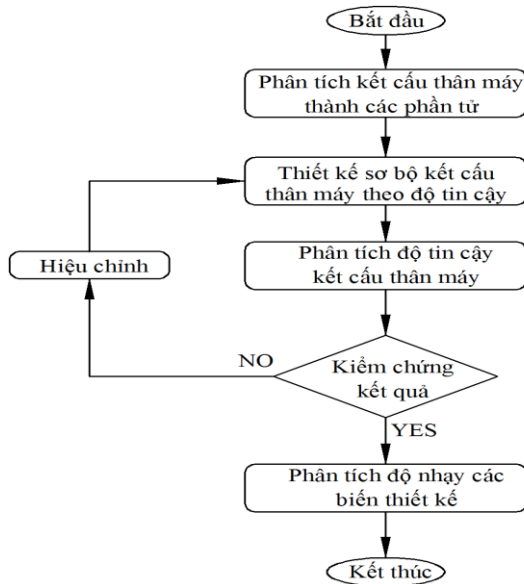
b. Phương án YOXZ.

**Hình 3.14.** Phân tích dao động riêng.

Từ kết quả mô phỏng có thể thấy rằng trong cùng một điều kiện về ràng buộc và lực tác dụng thì phương án OYXZ có độ cứng vững và khả năng chống dao động cao hơn phương án YOXZ.

### 3.3 Nghiên cứu thiết kế, phân tích độ bền và độ cứng theo chỉ tiêu độ tin cậy

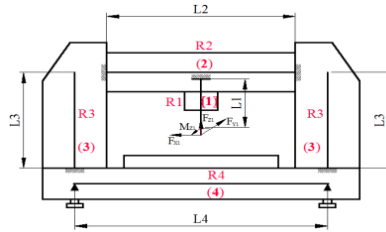
Để nghiên cứu tính toán độ bền và độ cứng thân máy đảm bảo độ tin cậy, các bước thực hiện như hình 3.15.



**Hình 3.15.** Trình tự thiết kế, phân tích độ bền và độ cứng thân máy.

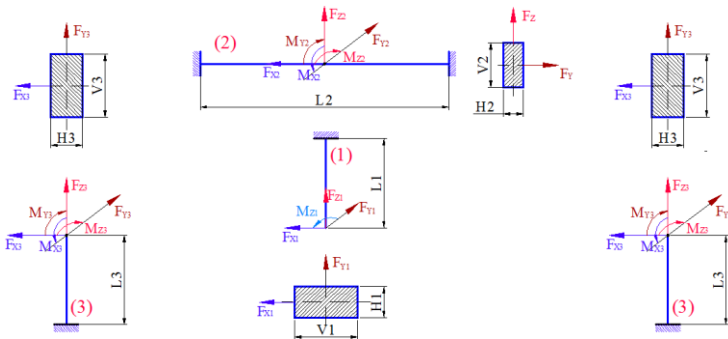
#### 3.3.1 Phân tích kết cấu thân máy thành các phần tử

Xem thân máy gồm có 4 phần tử liên kết với nhau: Giá đỡ trục chính (1), dầm ngang (2), trụ đứng (3) và bộ máy (4) như hình 3.16.



**Hình 3.16.** Mô hình máy CNC

Do đó, bài toán phân tích và thiết kế thân máy là lần lượt giải các bài toán cho các phần 1, 2, 3, 4 và được xem như các thanh, dầm như hình 3.17.



**Hình 3.14.** Mô hình đơn giản của các phần tử (1), (2) và (3).

### 3.3.2. Thiết kế sơ bộ kết cấu thân máy CNC theo độ tin cậy

Sử dụng Matlab để giải bài toán tối ưu thiết kế. Thực hiện kiểm nghiệm lại kết quả bằng ANSYS. Kết quả kiểm nghiệm thể hiện trong bảng 3.4.

**Bảng 3.4.** Kết quả sau tối ưu thiết kế.

<b>1. Đầu máy phay</b>				
$m_1$ , kg	$H_1$ , mm	$V_1$ , mm	$\sigma_{td1}$ , MPa	$u_{1max}$ , mm
13,326	29	230	3,56	0,0199
<b>2. Dầm ngang của máy</b>				
$m_2$ , kg	$H_2$ , mm	$V_2$ , mm	$\sigma_{td2}$ , MPa	$u_{2max}$ , mm
34,67	28	300	4,22	0,0184
<b>3. Cột đứng máy</b>				
$m_3$ , kg	$H_3$ , mm	$V_3$ , mm	$\sigma_{td3}$ , MPa	$U_{3max}$ , mm
33,66	35	353	1,40	0,0195

Kết quả sau khi thực hiện tối ưu thiết kế theo độ tin cho đầu máy, dầm ngang và cột đứng của máy phay CNC được trình bày trong bảng 3.4. Các ứng suất tương đương  $\sigma_{td1}$ ,  $\sigma_{td2}$ ,  $\sigma_{td3}$  và chuyển vị  $u_{1max}$ ,  $u_{1max}$ ,  $u_{1max}$  tương ứng của đầu máy, dầm ngang và cột đứng của máy phay CNC đều nhỏ hơn giá trị ứng suất cho phép  $[\sigma]$  và chuyển vị cho phép  $[u]$ .

### 3.3.3 Phân tích độ bền và độ cứng thân máy theo chỉ tiêu độ tin cậy

Độ tin cậy của thân máy:

$$R_T = R_1 R_2 R_3^2 \quad (3.9)$$

Phần tử (1) là dầm công xôn có tiết diện ngang hình chữ nhật chịu tác dụng lực  $F_{X1}$ ,  $F_{Y1}$ ,  $F_{Z1}$  và  $M_{Z1}$  như hình 3.13. Lực tác dụng  $F_{X1}$ ,  $F_{Y1}$ ,  $F_{Z1}$ , chuyển vị giới hạn  $u_{lim}$  và chiều dài dầm  $L_1$  là các đại lượng ngẫu nhiên.

#### Phân tích độ bền thân máy theo chỉ tiêu độ tin cậy:

Hàm trạng thái giới hạn:

$$G(X) = \sigma_{ch} - \sigma_{1td} = \sigma_{ch} - \sqrt{\left( \frac{F_{Z1}}{H_1 V_1} + 6 F_{X1} L_1 \left( \frac{1}{H_1 V_1^2} + \frac{1}{V_1 H_1^2} \right) \right)^2 + 4 \left( \frac{M_{Z1}}{\alpha V_1 H_1^2} \right)^2}$$

Chuyển từ không gian X sang không gian U:

$$F_{X1} = \bar{F}_{X1} + u_{F_{X1}} S_{F_{X1}} ; F_{Z1} = \bar{F}_{Z1} + u_{F_{Z1}} S_{F_{Z1}} ; L_1 = \bar{L}_1 + u_{L1} S_{L1} ; \sigma_{ch} = \bar{\sigma}_{ch} + u_{\sigma_{ch}} S_{\sigma_{ch}}$$

Hàm trạng thái giới hạn trong không gian U:

$$g(u) = \bar{\sigma}_{ch} + u_{\sigma_{ch}} S_{\sigma_{ch}} - \sqrt{\left( \frac{\bar{F}_Z + u_{F_Z} S_Z}{H_1 V_1} + 6(\bar{L} + u_{L1} S_{L1})(\bar{F}_x + u_{F_x} S_{F_x}) \left( \frac{1}{H_1 V_1^2} + \frac{1}{V_1 H_1^2} \right) \right)^2 + 4 \left( \frac{M_Z}{3,07 V_1 H_1^2} \right)^2}$$

Sau 4 vòng lặp thì bài toán hội tụ. Kết quả xác suất hỏng được tính như sau:

$$P_1 = \Phi(-\beta) \prod_{i=1}^3 (1 + \beta k_i)^{-0,5} = 0,00024$$

Tính toán tương tự cho dầm ngang 2, trụ đứng 3. Kết quả trình bày trong bảng sau:

$R_1$	$R_2$	$R_3$	$R_D$
0,99976	0,99965	0,99988	0,99917

**Phân tích độ cứng theo chỉ tiêu độ tin cậy:**

Hàm trạng thái giới hạn:

$$G(X) = u_{\text{lim}} - u_{\text{max}} = u_{\text{lim}} - \sqrt{\left(\frac{F_{X1}L_1^3}{3EI_Y}\right)^2 + \left(\frac{F_{Y1}L_1^3}{3EI_X}\right)^2}$$

Chuyển từ không gian X sang không gian U, với:

$$F_{X1} = \bar{F}_{X1} + u_{F_{X1}} S_{F_{X1}}, \quad L_1 = \bar{L}_1 + u_{L1} S_{L1}, \quad E = \bar{E} + u_E S_E \quad \text{và} \quad u_{\text{lim}} = \bar{u}_{\text{lim}} + u_{u_{\text{lim}}} S_{u_{\text{lim}}}$$

Hàm trạng thái giới hạn trong không gian U:

$$g(u) = u_{\text{lim}} - u_{\text{max}} =$$

$$= (\bar{u}_{\text{lim}} + u_{u_{\text{lim}}} S_{u_{\text{lim}}}) - \frac{(\bar{F}_{X1} + u_{F_{X1}} S_{F_{X1}})(\bar{L}_1 + u_{L1} S_{L1})^3}{3(\bar{E} + u_E S_E)} \sqrt{\left(\frac{1}{I_Y}\right)^2 + \left(\frac{1}{I_X}\right)^2}$$

Tương tự như phương pháp tính toán trên. Sau 4 vòng lặp thì bài toán hội tụ.

Kết quả xác suất hỏng được tính như sau:

$$P_1 = \Phi(-\beta) \prod_{i=1}^3 (1 + \beta k_i)^{-0.5} = 0,00029$$

Tính toán tương tự cho dầm ngang 2, trụ đứng 3. Kết quả trình bày trong bảng sau:

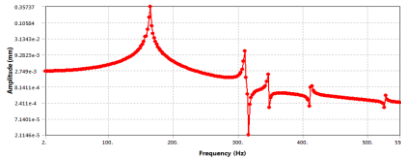
$R_1$	$R_2$	$R_3$	$R_S$
0,99971	0,99987	0,99972	0,99902

Kết quả độ tin cậy theo độ bền  $R_D = 0,99917$ , theo độ cứng  $R_S = 0,99902$ . Kết quả này nằm trong giá trị độ tin cậy cho phép. Như vậy kết cấu giàn của máy phay CNC router đảm bảo được độ bền và độ cứng. Và vì  $R_S < R_D$  nên đối với thân máy CNC chỉ cần tính toán thiết kế theo độ cứng sau đó kiểm tra lại độ bền là đủ. Ngoài ra kết quả phân tích độ tin cậy theo phương pháp SORM

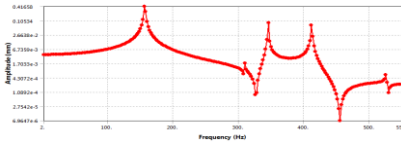
cũng được so sánh với phương pháp MCS. Sai số của hai phương pháp này không lớn. Điều này chứng tỏ phương pháp SORM là đáng tin cậy.

### 3.3 Phân tích ảnh hưởng của các mối ghép đến độ cứng thân máy

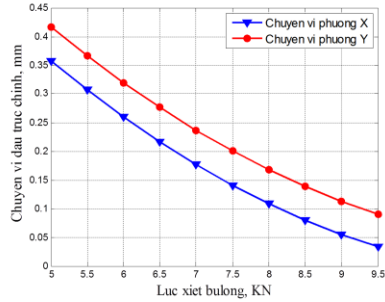
Phân tích đáp ứng điều hòa được thực hiện để xác định biên độ dao động của đầu trục chính máy CNC tương ứng với các giá trị lực xiết bulông khác nhau. Kết quả phân tích cho trường hợp lực xiết bulông  $F_b = 5 \text{ kN}$  như đồ thị hình 3.26.



a. Phương X



b. Phương Y



Hình 3.27. Chuyển vị đầu trục chính

Hình 3.26. Phân tích harmonic với lực xiết 5 kN.

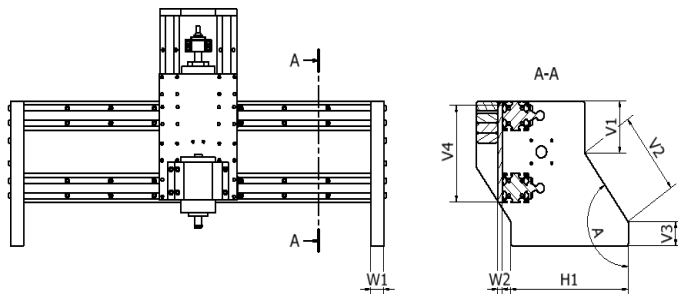
Kết quả từ đồ thị chỉ ra rằng khi tăng lực xiết mối ghép bulông thì biên độ rung của đầu trục chính theo hai hướng X và Y giảm tương ứng nghĩa là độ cứng của kết cấu thân máy tăng. Như vậy chọn giá trị lực xiết bulông phù hợp sẽ góp phần nâng cao độ cứng của kết cấu thân máy.

### Kết luận chương 3

- Trình bày việc thiết kế ý tưởng cho các phương án kết cấu máy phay CNC router kiểu giàn dựa vào phương pháp cấu trúc Hình - Động học (G-KS) kết hợp với đại số Boole. Kết quả với bộ 24 phương án cấu trúc G-KS đã chọn được phương án OYXZ có độ cứng vững và khả năng chống dao động cao nhất.

- Sau khi chọn được phương án OYXZ, bước tiếp theo là thực hiện tính toán độ bền và độ cứng thân máy sao cho đảm bảo được độ tin cậy cho trước. Để tính toán độ bền và độ cứng thân máy sao cho đảm bảo được độ tin cậy cho trước, thực hiện các bước sau:





**Hình 4.5.** Các kích thước cơ bản của kết cấu giàn.

Các mục tiêu tối ưu: Tần số dao động riêng mode 1, tần số dao động riêng mode 2, tần số dao động riêng mode 3, chuyển vị đầu trục chính và khối lượng kết cấu giàn.

#### 4.2.2 Kết quả tối ưu hóa

**Bảng 4.4.** Kết quả của biến thiết kế sau tối ưu.

STT	Tham số	Trước tối ưu	Sau tối ưu				
			1	2	3	4	5
1	V1	250	<b>227,9</b>	243,43	240,13	227,43	245,08
2	V2	176,4	<b>160,59</b>	163,38	163,9	166,1	160,59
3	V3	125	<b>114,48</b>	113,02	132,15	122,59	130,38
4	V4	300	<b>320,13</b>	284,42	277,77	295,0	320,13
5	H1	353	<b>332,0</b>	328,8	321,54	338,4	332,0
6	W1	35	<b>36,911</b>	37,135	37,171	38,031	36,911
7	W2	28	<b>27,966</b>	28,428	30,609	27,514	30,714
8	A	145	<b>144,59</b>	131,805	141,09	137,68	144,57

- Kết quả của các hàm mục tiêu như bảng 4.5.

**Bảng 4.5.** Kết quả tối ưu.

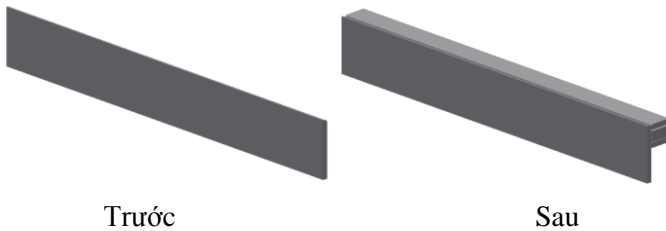
STT	Tham số	Trước tối ưu	Sau tối ưu				
			1	2	3	4	5
1	$f_1$ , Hz	156,76	<b>165,93</b>	168,79	168,38	167,54	167,09
2	$f_2$ , Hz	163,39	<b>216,08</b>	187,05	174,33	195,18	187,72
3	$f_3$ , Hz	309,49	<b>356,17</b>	365,4	360,96	356,56	350,59
4	u, mm	0,0133	<b>0,0123</b>	0,0124	0,0111	0,0131	0,0103
5	m, kg	153,52	<b>147,33</b>	139,98	147,18	146,51	159,16

### 4.2.3 Phương pháp PEG-MCDM

Tối ưu thiết kế đa mục tiêu thường nhận được nhiều phương án kết quả tối ưu khác nhau. Sử dụng Phương pháp PEG-MCDM (Pareto Edgeworth Grierson – Multi-Criteria Design Making) để phân tích, đánh giá và lựa chọn kết quả phù hợp nhất. Kết quả chọn phương án 1 là phù hợp nhất.

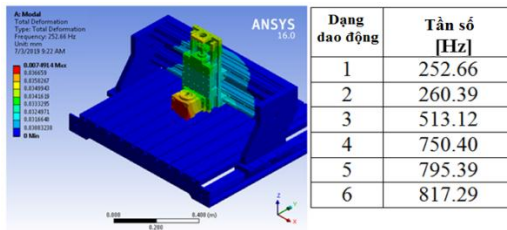
### 4.3 Phân tích và bố trí hệ gân trên dầm ngang

Sau khi tối ưu, tần số dao động riêng của mode 1 và 2 tương ứng là 165,93 Hz và 216,08 Hz nhỏ hơn 250 Hz. Để cho tần số dao động riêng của 2 mode đầu tiên lớn hơn 250 Hz, một hệ gân được bố trí dọc theo dầm ngang như hình 4.7 nhằm tăng độ cứng cho kết cấu theo hai phương này.



Hình 4.7. Bố trí hệ gân tăng cứng.

Quá trình hiệu chỉnh thiết kế để tăng độ cứng cho kết cấu được thực hiện lặp lại nhiều lần. Kết quả phân tích tần số dao động riêng cho thiết kế hiệu chỉnh cuối cùng như hình 4.8.



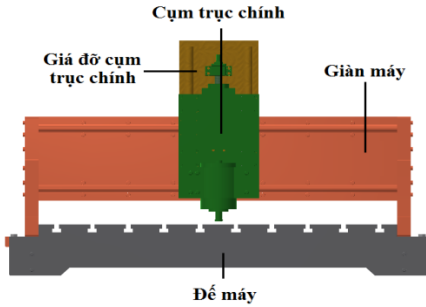
Hình 4.8. Tần số dao động riêng sau khi hiệu chỉnh thiết kế.

## 4.4 Phân tích biên độ dao động của trục chính

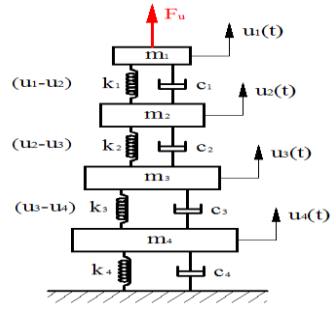
### 4.4.1 Phương pháp lý thuyết

Để xác định dao động của kết cấu máy CNC, giả thuyết rằng kết cấu máy gồm bốn bộ phận: Cụm trục chính, giá đỡ trục chính, giàn máy và đế máy liên kết lại với nhau như hình 4.9.



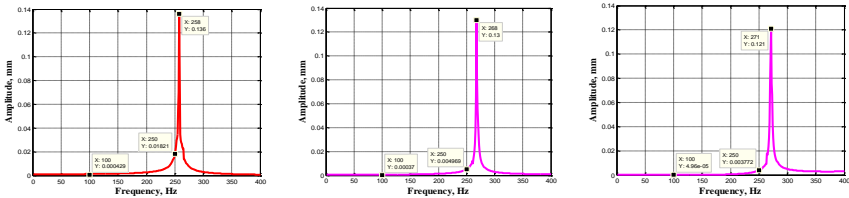


**Hình 4.9.** Kết cấu máy CNC.



**Hình 4.10.** Mô hình động lực học.

Mô hình động lực học dao động máy CNC trong không gian 3 chiều (3D) như hình 4.10. Sử dụng các hàm chức năng trong Matlab để mô phỏng dao động của kết cấu máy CNC. Kết quả như đồ thị hình 4.12.



a. Đồ thị theo phương X. b. Đồ thị theo phương Y. c. Đồ thị theo phương Z.

**Hình 4.12.** Quan hệ giữa biên độ và tần số theo phương pháp lý thuyết.

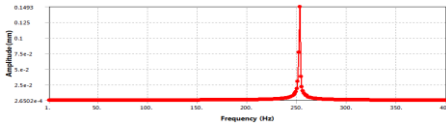
Trong quá trình làm việc của máy, xảy ra hiện tượng cộng hưởng theo phương X ở tần số thấp nhất là 258 Hz tương ứng với biên độ rung  $u_{x_{max}} = 0,136$  mm như hình 4.12a, theo phương Y ở tần số thấp nhất là 268 Hz tương ứng với biên độ dao động  $u_{y_{max}} = 0,13$  mm như hình 4.12b và theo phương Z ở tần số thấp nhất là 271 Hz tương ứng với biên độ dao động  $u_{z_{max}} = 0,121$  mm như hình 4.12c.

- Biên độ dao động cực đại ở miền tần số [0-250 Hz]:  $u_{x_{250}} = 1,82 \cdot 10^{-2}$  mm,  $u_{y_{250}} = 4,97 \cdot 10^{-3}$  mm,  $u_{z_{250}} = 3,77 \cdot 10^{-3}$  mm.

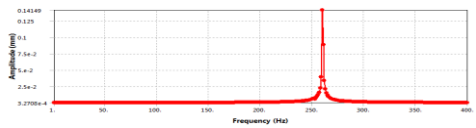
- Biên độ dao động ở tần số 100 Hz:  $u_{x_{100}} = 4,29 \cdot 10^{-3}$  mm,  $u_{y_{100}} = 3,7 \cdot 10^{-3}$  mm,  $u_{z_{100}} = 4,96 \cdot 10^{-4}$  mm.

#### 4.4.2 Phương pháp mô phỏng

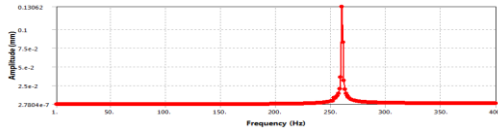
Trục chính của máy phay gỗ CNC có tốc độ quay làm việc là 15000 vg/ph. Lực tại đầu trục chính hướng X và Y:  $F_x = F_y = 390$  N, hướng trục Z:  $F_z = 215$  N. Kết quả phân tích đáp ứng điều hòa cho kết cấu máy được trình bày trong đồ thị hình 4.15.



a. Đồ thị theo phương X.



b. Đồ thị theo phương Y.



c. Đồ thị theo phương Z.

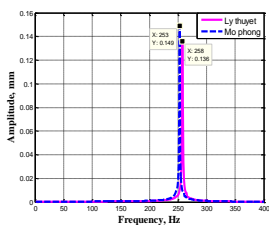
**Hình 4.15.** Quan hệ giữa biên độ và tần số theo phương pháp mô phỏng

Trong quá trình làm việc của máy, xảy ra hiện tượng cộng hưởng theo phương X ở tần số thấp nhất là 252,66 Hz tương ứng với Biên độ dao động  $u_{x\max} = 0,1493$  mm như hình 4.15a, theo phương Y ở tần số thấp nhất là 260,39 Hz tương ứng với biên độ dao động  $u_{y\max} = 0,1415$  mm như hình 4.15b và theo phương Z ở tần số thấp nhất là 260,39 Hz tương ứng với biên độ dao động  $u_{z\max} = 0,106$  mm như hình 4.15c.

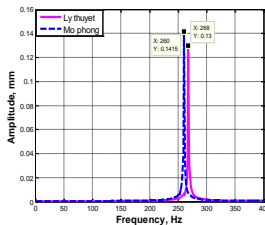
- Biên độ dao ở tần số 250 Hz:  $u_{x_{250}} = 1,91 \cdot 10^{-2}$  mm,  $u_{y_{250}} = 5,42 \cdot 10^{-3}$  mm,  $u_{z_{250}} = 4,07 \cdot 10^{-3}$  mm.

- Biên độ dao ở tần số 100 Hz:  $u_{x_{100}} = 4,69 \cdot 10^{-3}$  mm,  $u_{y_{100}} = 3,97 \cdot 10^{-3}$  mm,  $u_{z_{100}} = 4,52 \cdot 10^{-4}$  mm.

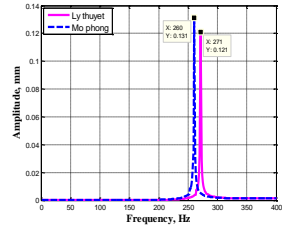
Để thấy rõ hơn độ sai lệch của hai phương pháp lý thuyết và mô phỏng, các giá trị tần số cộng hưởng và biên độ rung của cả hai phương pháp được biểu diễn trên cùng một đồ thị như hình 4.16.



a. Đồ thị theo phương X.



b. Đồ thị theo phương Y.



c. Đồ thị theo phương Z.

**Hình 4.16.** Đồ thị so sánh giữa phương pháp lý thuyết và mô phỏng.

So sánh các biên độ dao động và tần số dao động riêng thu được theo phương pháp lý thuyết và mô phỏng được thể hiện trong bảng 4.7.

**Bảng 4.7.** So sánh giá trị biên độ và tần số.

Phương	Biên độ rung động (mm)			Tần số cộng hưởng (Hz)		
	Phương pháp lý thuyết	Phương pháp mô phỏng	Sai lệch $\Delta$ (%)	Phương pháp lý thuyết	Phương pháp mô phỏng	Sai lệch $\Delta$ (%)
X	0,136	0,149	<b>8,72</b>	258	253	<b>1,93</b>
Y	0,130	0,142	<b>8,45</b>	268	260	<b>2,98</b>
Z	0,121	0,131	<b>7,63</b>	271	260	<b>4,06</b>

**Bảng 4.8.** So sánh giá trị biên độ dao động ở tần số 250Hz.

Phương	Biên độ dao động ở tần số 250 Hz (mm)			
	Phương pháp lý thuyết	Phương pháp lý thuyết	Phương pháp mô phỏng	Sai lệch $\Delta$ (%)
X	$4,29 \cdot 10^{-4}$	$1,82 \cdot 10^{-2}$	$1,91 \cdot 10^{-2}$	<b>4,71</b>
Y	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$4,97 \cdot 10^{-3}$	$5,42 \cdot 10^{-3}$	<b>8,30</b>
Z	$4,96 \cdot 10^{-5}$	$3,77 \cdot 10^{-3}$	$4,07 \cdot 10^{-3}$	<b>7,37</b>

Như vậy khi động cơ trục chính hoạt động trong miền tốc độ [0-15000 vg/ph] sẽ tạo ra miền tần số dao động [0-250 Hz] tác động lên kết cấu máy. Theo phương pháp lý thuyết và mô phỏng, miền tần số này nhỏ hơn tần số dao động tự nhiên cơ sở của kết cấu máy nên đã tránh được hiện tượng cộng hưởng trong quá trình gia công. Ngoài ra biên độ dao động cực đại  $u_x$ ,  $u_y$  và  $u_z$  của trục chính ở miền tần số [0-250 Hz] tính theo cả hai phương pháp đều nhỏ hơn 0,025 mm.

#### Kết luận chương 4

Chương này trình bày việc hiệu chỉnh thiết kế thân máy CNC có kết cấu dạng giàn để đạt tần số dao động riêng lớn hơn 250 Hz và biên độ rung động nhỏ hơn 0,025 mm

- Với đối tượng nghiên cứu là máy phay gỗ CNC, phân tích dao động riêng được thực hiện cho kết cấu máy được thiết kế sơ bộ ban đầu và chỉ đạt được giá trị tần số dao động riêng ở mode đầu tiên là 156,76 Hz. Để tốc độ quay lớn nhất của trục chính đạt 15000 vg/ph tương ứng tần số dao động riêng trên 250 Hz, phải thực hiện lần lượt hai bước: Thứ nhất là tối ưu hóa kết cấu máy CNC kiểu giàn sử dụng phương pháp giải thuật di truyền đa mục tiêu (MOGA) và thứ hai là bố trí hệ gân trên dầm ngang của máy.

## CHƯƠNG 5 THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH ĐỘ ỔN ĐỊNH DAO ĐỘNG

### 5.1 Phân tích và lựa chọn các thông số thực nghiệm

- Các thông số thực nghiệm: Tốc độ quay, lượng chạy dao và chiều sâu cắt
- Miền giá trị các thông số thực nghiệm:
  - + Tốc độ quay:  $2000 \leq n \leq 15000$  vg/ph.
  - + Chiều sâu cắt:  $0,25 \leq t \leq 2,5$  mm .
  - + Lượng chạy dao:  $250 \leq s \leq 6000$  mm/ph .

### 5.2 Thiết bị và vật liệu thí nghiệm

Các thiết bị dùng trong thí nghiệm bao gồm bộ thiết bị đo dao động đa kênh NI SCXI-1000DC, Cảm biến gia tốc PCB 603C01. Sơ đồ thí nghiệm xác định biên độ dao động của đầu trục chính máy phay gỗ CNC được bố trí như hình 5.7.



*Hình 5.7. 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 sao xanh và chi tiết gia công có dạng bề mặt phẳng.

### 5.3 Thực nghiệm và xử lý kết quả thí nghiệm

#### 5.3.1 Mô hình qui hoạch thực nghiệm

Thực hiện loạt thí nghiệm riêng lẻ, kết quả cho thấy rằng phụ thuộc của từng nhân tố như tốc độ quay, lượng chạy dao và chiều sâu cắt đến biên độ dao động của trục chính khi gia công trên máy phay CNC router có dạng đường cong bậc 2. Vì vậy để mô tả thực nghiệm phù hợp, phải tiến hành thực hiện qui hoạch thực nghiệm bậc 2.

#### 5.3.2 Phương pháp thực nghiệm

Với mô hình thí nghiệm là mô hình qui hoạch bậc hai hỗn hợp đối xứng quay đều (Box – Wilson) thì phương trình hồi qui có dạng:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 \quad (5.1)$$

**Bảng 5.1. Mức giá trị các nhân tố.**

Nhân tố	Ký hiệu		Khoảng thay đổi	Mức giá trị				
	Tự nhiên	Mã hóa		Mức - $\alpha$	Dưới (-1)	Cơ sở (0)	Trên (+1)	Mức + $\alpha$
Tốc độ quay, vg/ph	n	$x_1$	4000	2272	5000	9000	13000	15728
Chiều sâu cắt, mm	t	$x_2$	0,7	0,32	0,8	1,5	2,2	2.68
Lượng chạy dao	s	$x_3$	1700	241	1400	3100	4800	5959

#### 5.3.3 Xây dựng phương trình hồi qui

Kết quả đo giá trị biên độ dao động của 20 thí nghiệm và mỗi thí nghiệm lặp 07 lần. Phương trình hồi qui được xác định theo phương pháp bình phương nhỏ nhất như sau:

$$y = 10^{-4}(4,43 - 11,10x_1 + 2,27x_2 + 0,64x_3 + 3,99x_1x_2 + 0,018x_{13} + 0,21x_{23} + 10,21x_1^2 + 7,51x_2^2 + 3,1x_3^2)$$

Thực hiện đánh giá ý nghĩa các hệ số của phương trình hồi qui. Kết quả có 3 hệ số  $b_3$ ,  $b_{13}$  và  $b_{23}$  không có ý nghĩa bởi vì có  $P < 0,05$ . Sau khi tính lại ta được phương trình hồi qui:

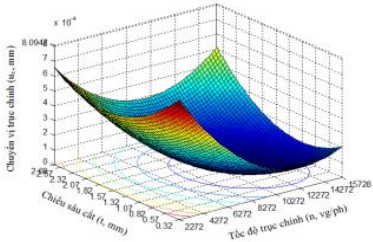
$$y = 10^{-4}(4,43 - 11,10x_1 + 2,27x_2 + 3,99x_1x_2 + 10,21x_1^2 + 7,51x_2^2 + 3,1x_3^2)$$

Mô hình được phát triển với khoảng tin cậy 95%. Kết quả kiểm tra cho thấy mô hình hồi quy là phù hợp. Chuyển phương trình về dạng tự nhiên:

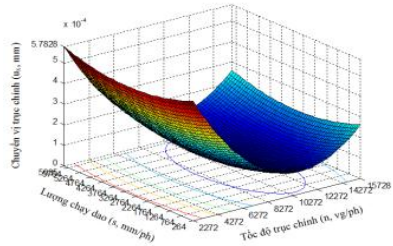
$$u = 93,476.10^{-4} - 5.10^{-8}n - 50,08.10^{-4}t - 4,81.10^{-7}s + 0,814.10^{-7}nt + 0,21.10^{-10}n^2 + 15,33.10^{-4}t^2 + 0,78.10^{-10}s^2$$

## 5.4 Phân tích và đánh giá kết quả thực nghiệm

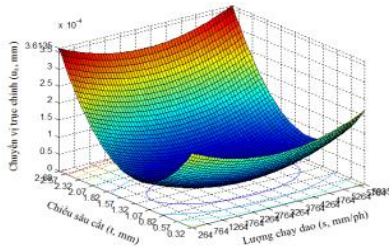
### 5.4.1 Ảnh hưởng của chế độ cắt đến biên độ dao động trục chính



Hình 5.8



Hình 5.9



Hình 5.10

Từ đồ thị thấy rằng biên độ rung động theo phương X và Y giảm nhẹ khi tốc độ quay n của trục chính tăng. Nghĩa là khi tăng tốc độ quay của trục chính làm cho sự ổn định quay của đầu trục chính tăng theo và do đó làm triệt tiêu một phần biên độ rung động. Ngoài ra với sự giảm của biên độ dao động cũng cho thấy rằng trong suốt quá trình gia công, độ cứng của kết cấu máy vẫn đảm bảo.

Biên độ rung động theo phương X và Y tăng khi tăng lượng chạy dao s và chiều sâu cắt t.

### 5.4.2 Biên độ dao động trục chính

Ở chế độ cắt cực đại (n = 6000 vg/ph, t = 2,5 mm và s = 0,5 mm/răng), động cơ trục chính sẽ tạo ra tần số f=100 Hz tác động lên kết cấu máy. Thay các giá trị chế độ cắt cực đại: n = 6000 vg/ph, t = 2,5 mm và s = 0,5 mm/răng vào phương trình hồi qui (5.11), tính được biên độ dao động của trục chính:

$$u_{x_{100}} = 3,93.10^{-3} \text{ mm}$$

Tính toán tương tự:  $u_{y_{100}} = 3,42.10^{-3} \text{ mm}$  và  $u_{z_{100}} = 4,59.10^{-4} \text{ mm}$ .

Biên độ dao động của trục chính được tính theo cả ba phương pháp lý thuyết, mô phỏng và thực nghiệm được thể hiện trong bảng 5.10.

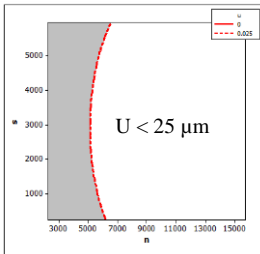
Từ bảng 5.10 thấy rằng giữa kết quả tính toán bằng phương pháp lý thuyết và kết quả tính toán bằng phương pháp mô phỏng hoặc phương pháp thực nghiệm sai khác nhỏ hơn 10%.

**Bảng 5.10.** Giá trị biên độ dao động của trục chính.

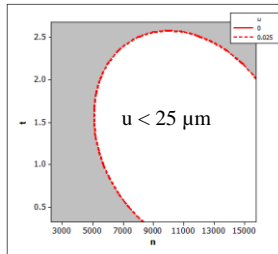
Phương	Biên độ dao động ở tần số 100 Hz (mm)			Biên độ dao động ở tần số 100 Hz (mm)		
	Phương pháp lý thuyết	Phương pháp mô phỏng	Sai lệch $\Delta$ (%)	Phương pháp lý thuyết	Phương pháp thực nghiệm	Sai lệch $\Delta$ (%)
X	$4,29.10^{-3}$	$4,69.10^{-3}$	<b>8,52</b>	$4,29.10^{-3}$	$3,93.10^{-3}$	<b>8,39</b>
Y	$3,7.10^{-3}$	$3,97.10^{-3}$	<b>6,80</b>	$3,7.10^{-3}$	$3,42.10^{-3}$	<b>7,57</b>
Z	$4,96.10^{-4}$	$4,52.10^{-4}$	<b>8,87</b>	$4,96.10^{-4}$	$4,59.10^{-4}$	<b>7,46</b>

#### 5.4.3 Miền làm việc hợp lý của chế độ cắt

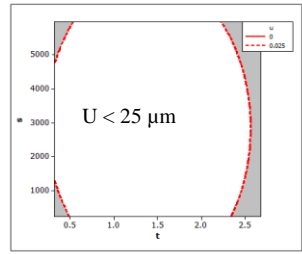
Công cụ *Overlaid Contour Plot* của Minitab đã được sử dụng để tìm miền làm việc hợp lý của chế độ cắt. Kết quả đạt được như hình 5.11.



a. Miền của n và s



b. Miền của n và t



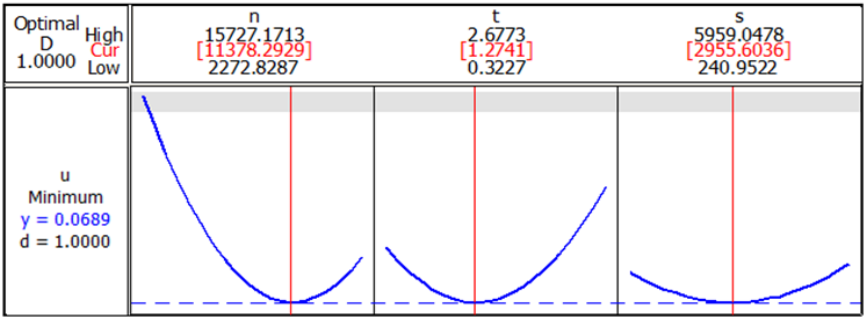
c. Miền của s và t

**Hình 5.11.** Miền làm việc của chế độ cắt

#### 5.4.4 Biên độ dao động cực tiểu

Công cụ Response optimizer của Minitab đã được sử dụng để tìm các thông số làm việc tối ưu. Mô hình máy phay CNC router được chọn có biên độ

rung nhỏ nhất là  $6,9.10^{-2} \mu\text{m}$  khi làm việc với tốc độ cắt 11378,3 Vg/ph, chiều sâu cắt 1,3 mm và lượng chạy dao 2955 mm/ph như hình 5.12.



**Hình 5.12.** Các thông số làm việc tối ưu

Như vậy chế độ cắt tối ưu của máy có giá trị như sau:

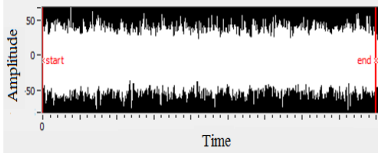
$$n = 11378 \text{ vg/ph, } s = 2955 \text{ mm/ph và } t = 1,3 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow \text{Chuyển vị của trục chính: } u_{x\text{min}} = 6,9.10^{-2} \mu\text{m.}$$

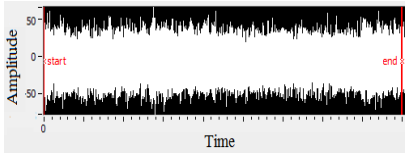
$$\text{Tính toán tương tự: } u_{y\text{min}} = 7,54.10^{-2} \mu\text{m và } u_{z\text{min}} = 0,61.10^{-2} \mu\text{m}$$

**5.4.5 Tần số dao động cộng hưởng**

Đồ thị dao động của trục chính theo thời gian được xuất ra từ phần mềm NI Signal Express như hình 5.13 a,b



a. Phương X

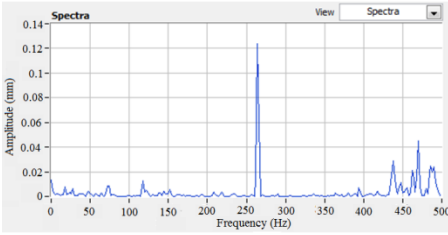


b. Phương Y

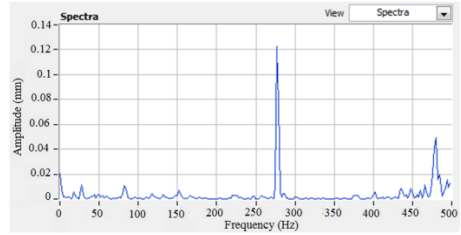
**Hình 5.13.** Đồ thị dao động của thân máy theo thời gian.

Trên phần mềm NI Signal Express, thực hiện chuyển đồ thị dao động của thân máy theo thời gian sang biểu thị trong miền tần số, kết quả như hình 5.14 a,b.





a. Phương X.



b. Phương Y.

**Hình 5.14.** Đồ thị dao động của thân máy theo tần số.

Từ đồ thị hình 5.14 a,b, có thể xác định tần số cộng hưởng như sau:

Theo phương X:  $f_{ch} = 266$  Hz; Theo phương Y:  $f_{ch} = 278$  Hz.

Từ bảng 5.11 thấy rằng giữa kết quả tính toán bằng phương pháp lý thuyết và kết quả tính toán bằng phương pháp mô phỏng hoặc phương pháp thực nghiệm sai khác nhỏ hơn 10%. Kết quả này có thể chấp nhận được trong thực tế. Như vậy mô hình máy CNC router kiểu giàn đã đáp ứng được yêu cầu.

**Bảng 5.11.** So sánh giá trị tần số dao động cộng hưởng của trục chính.

Phương	Tần số cộng hưởng (Hz)			Tần số cộng hưởng (Hz)		
	Phương pháp lý thuyết	Phương pháp mô phỏng	Sai lệch $\Delta$ (%)	Phương pháp lý thuyết	Phương pháp thực nghiệm	Sai lệch $\Delta$ (%)
X	258	253	<b>1,93</b>	258	266	<b>3,0</b>
Y	268	260	<b>2,98</b>	268	278	<b>3,6</b>

### Kết luận chương 5

- Sử dụng phương pháp qui hoạch thực nghiệm để xây dựng phương trình hồi qui bậc hai biểu diễn mối quan hệ giữa tốc độ quay trục chính  $n$ , chiều sâu cắt  $t$ , lượng chạy dao  $s$  với biên độ dao động  $u$  của trục chính khi gia công.

- Biên độ dao động theo phương X và Y giảm nhẹ khi tốc độ quay  $n$  của trục chính tăng và biên độ dao động tăng khi tăng lượng chạy dao  $s$  và chiều sâu cắt  $t$ . Khi tăng tốc độ quay của trục chính làm cho sự ổn định quay của đầu

trục chính tăng theo và do đó làm triệt tiêu một phần biên độ dao động. Biên độ dao động dọc theo hướng chạy dao thường lớn hơn so với các hướng khác.

- Xác định được biên độ dao động của trục chính và kết quả tính toán biên độ dao động bằng phương pháp lý thuyết, phương pháp mô phỏng và phương pháp thực nghiệm theo cả 3 phương X, Y và Z đều nhỏ hơn 0,025 mm.

- Xác định được tần số dao động cộng hưởng bằng phương pháp thực nghiệm và thực hiện so sánh tần số dao động cộng hưởng này với tần số dao động cộng hưởng tính theo phương pháp lý thuyết và phương pháp mô phỏng thì sai khác nhỏ hơn 10%.

- Xác định được chế độ cắt tối ưu cục bộ (trong phạm vi khảo sát) để đạt được biên độ của trục chính là nhỏ nhất.

## **KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN**

Luận án này đã thực hiện nghiên cứu kết cấu thân máy phay CNC router kiểu giàn để nâng cao các chỉ tiêu về khả năng làm việc của máy như độ bền, độ cứng, độ ổn định dao động, nâng cao tần số dao động riêng cho kết cấu máy và tránh hiện tượng cộng hưởng khi máy làm việc ở tốc độ cao nhằm nâng cao độ chính xác và chất lượng bề mặt chi tiết gia công. Trong mục này sẽ trình bày tóm tắt một số kết luận về kết quả đạt được và hướng phát triển của luận án.

### ***Kết luận***

Luận án tập trung thực hiện nghiên cứu hai mục tiêu chính là nghiên cứu cơ sở thiết kế kết cấu thân máy CNC router kiểu giàn theo các chỉ tiêu về khả năng làm việc: Độ bền, độ cứng ... đảm bảo độ tin cậy nhằm nâng cao độ bền và độ cứng cho kết cấu thân máy; Nghiên cứu nâng cao độ ổn định dao động kết cấu thân máy CNC (Nghiên cứu lý thuyết, mô phỏng và thực nghiệm) nhằm đảm bảo biên độ dao động trục chính và tần số dao động riêng kết cấu thân máy. Để giải quyết được các mục tiêu nêu trên, luận án đã thực hiện năm nội dung nghiên cứu: Nghiên cứu tổng quan, nghiên cứu cơ sở lý thuyết, nghiên cứu độ bền và độ cứng thân máy CNC router, nghiên cứu và mô phỏng độ ổn định dao động và nghiên cứu thực nghiệm xác định độ ổn định dao động. Kết quả nghiên cứu đã đạt được các mục tiêu đề ra. Cụ thể các kết quả đã đạt được trong luận án như sau:

**1-** Qui trình thiết kế kết cấu thân máy phay CNC router kiểu giàn đảm bảo độ tin cậy cho trước theo chỉ tiêu khả năng làm việc độ bền và độ cứng. Qui

trình này cũng có thể được áp dụng để thiết kế kết cấu cho các máy mini CNC khác và máy phay CNC gia công gỗ có kích thước lớn. Trong qui trình thiết kế đã vận dụng các phương pháp sau:

- Nghiên cứu sử dụng phương pháp cấu trúc Hình - Động học (G-KS) kết hợp với đại số Boole để thiết kế ý tưởng cho các phương án kết cấu máy CNC. Với 4 phương án G-KS chọn được, sử dụng phần mềm phân tích kỹ thuật CAE để so sánh và đánh giá các phương án theo 2 chỉ tiêu độ cứng và tần số dao động riêng và kết quả chọn được phương án kết cấu OYXZ.

- Sau khi chọn được phương án OYXZ, bước tiếp theo là thực hiện tính toán độ bền và độ cứng thân máy sao cho đảm bảo được độ tin cậy cho trước. Để tính toán độ bền và độ cứng thân máy sao cho đảm bảo được độ tin cậy cho trước, thực hiện các bước sau: Thứ nhất là phân tích kết cấu thân máy phay CNC router kiểu giàn thành bốn phần tử riêng biệt gồm giá đỡ trục chính (1), dầm ngang (2), trụ đứng thân (3) và bộ máy (4); Thứ hai là sử dụng phương pháp thiết kế theo độ tin cậy để thiết kế sơ bộ cho các kích thước phần tử (1), (2) và (3) của kết cấu giàn thân máy và cuối cùng là sử dụng phương pháp xấp xỉ bậc hai (SORM) để phân tích độ tin cậy cho kết cấu giàn của máy phay CNC router kiểu giàn theo 2 chỉ tiêu làm việc là độ bền và độ cứng.

2- Xác định được kết cấu thân máy phay CNC router kiểu giàn hợp lý sử dụng mỗi ghép bu lông có tần số dao động riêng cơ sở lớn hơn 250 Hz và tránh được hiện tượng cộng hưởng trong miền tốc độ (0 -15000) vg/ph, biên độ dao động của đầu trục chính nhỏ hơn 0,025 mm. Để xác định kết cấu thân máy CNC đã thực hiện các bước sau:

- Nghiên cứu phân tích dao động riêng cho kết cấu máy được thiết kế sơ bộ ban đầu.

- Nghiên cứu tối ưu hóa kết cấu máy CNC kiểu giàn sử dụng phương pháp giải thuật di truyền đa mục tiêu (MOGA) nhằm tăng tần số dao động riêng và giảm khối lượng.

- Nghiên cứu bố trí hệ gân trên dầm ngang của máy.

3- Thiết lập được phương trình hồi qui thể hiện mối quan hệ giữa chế độ cắt và biên độ dao động, xác định được biên độ dao động của trục chính và tần số dao động cộng hưởng của kết cấu thân máy bằng thực nghiệm, chọn được chế độ cắt hợp lý để biên độ dao động của trục chính là nhỏ nhất.

- Sử dụng phương pháp thiết kế thực nghiệm để xây dựng phương trình hồi qui bậc hai biểu diễn mối quan hệ giữa tốc độ quay trục chính  $n$ , chiều sâu cắt  $t$ , lượng chạy dao  $s$  với biên độ dao động  $u$  của trục chính khi gia công. Kết quả cho thấy biên độ dao động theo phương X và Y giảm nhẹ khi tốc độ quay  $n$  của trục chính tăng và biên độ dao động tăng khi tăng lượng chạy dao  $s$  và chiều sâu cắt  $t$ .

- Xác định được biên độ dao động của trục chính và kết quả tính toán biên độ dao động bằng phương pháp lý thuyết, phương pháp mô phỏng và phương pháp thực nghiệm theo cả 3 phương X, Y và Z đều nhỏ hơn 0,025 mm. Các kết quả này nằm trong giới hạn cho phép. Ngoài ra, kết quả sai lệch của các phương pháp nhỏ hơn 10%. Kết quả này có thể chấp nhận được trong thực tế.

- Xác định được tần số dao động cộng hưởng bằng phương pháp thực nghiệm và thực hiện so sánh tần số dao động cộng hưởng này với tần số dao động cộng hưởng tính theo phương pháp lý thuyết và phương pháp mô phỏng thì sai khác nhỏ hơn 10%. Kết quả này có thể chấp nhận được trong thực tế. Như vậy mô hình máy CNC router kiểu giàn đã đáp ứng được yêu cầu.

- Xác định được chế độ cắt tối ưu cục bộ (trong phạm vi khảo sát) để đạt được biên độ của trục chính là nhỏ nhất.

### ***Một số điểm mới và đóng góp của luận án***

Với mục tiêu và nội dung nghiên cứu nêu trên thì luận án có một số điểm mới và đóng góp sau:

***1- Nghiên cứu ứng dụng cấu trúc Hình - Động Học (G-KS) trong thiết kế máy CNC gia công gỗ:*** Trình bày việc thiết kế ý tưởng cho các phương án kết cấu máy phay CNC router dựa vào phương pháp cấu trúc Hình - Động học (G-KS). Sau đó ứng dụng đại số Boole kết hợp các điều kiện ràng buộc và sử dụng phần mềm CAD/CAE nhằm phân tích, đánh giá các đặc tính kỹ thuật của kết cấu máy. Một mô hình máy phay gỗ theo phương án phù hợp nhất đã được chế tạo thử nghiệm và kết quả đạt được trong quá trình gia công đã đáp ứng được yêu cầu. Như vậy phương pháp G-KS là phương pháp mới lần đầu tiên được ứng dụng cho máy phay CNC router kiểu giàn và đã cho kết quả tốt. Như vậy luận án nghiên cứu đã góp phần xây dựng qui trình cho việc thiết kế ý tưởng cho các phương án kết cấu máy phay CNC router dựa vào phương pháp cấu trúc Hình - Động học. Dựa vào qui trình này, có thể thiết kế và chế tạo cho nhiều loại máy gia công gỗ kiểu giàn có công suất khác nhau.

*2- Nghiên cứu sử dụng phương pháp xấp xỉ bậc hai (SORM) để phân tích độ tin cậy kết cấu thân máy CNC:* Xây dựng được qui trình và giải thuật thiết kế phân tích độ tin cậy kết cấu thân máy theo phương pháp xấp xỉ bậc hai (SORM) theo độ bền và độ cứng. Như vậy luận án nghiên cứu đã góp phần xây dựng cơ sở khoa học cho việc thiết kế kết cấu thân máy CNC router kiểu giàn theo phương pháp thiết kế xác suất (độ tin cậy). Dựa vào qui trình thiết kế máy phay CNC router kiểu giàn, có thể thiết kế và chế tạo cho nhiều loại máy gia công gỗ kiểu giàn có công suất khác nhau.

*3- Nghiên cứu phân tích ảnh hưởng các mối ghép bu lông đến kết cấu thân máy theo chỉ tiêu độ cứng:* Sự tồn tại của các mối ghép khác nhau phá hỏng tính liên tục của kết cấu máy, làm cho đặc tính động lực học của kết cấu máy không những bị ảnh hưởng bởi các bộ phận cấu thành máy, mà còn bị ảnh hưởng bởi đặc tính động lực học của các mối ghép này. Các kết quả mô phỏng chỉ ra rằng khi tăng lực xiết mối ghép bu lông thì biên độ dao của đầu trục chính giảm nghĩa là độ cứng của kết cấu thân máy tăng. Như vậy chọn giá trị lực xiết phù hợp sẽ góp phần nâng cao độ cứng của kết cấu thân máy.

*4- Nghiên cứu phân tích tần số dao động riêng của kết cấu thân máy nhằm xác định miền giá trị hợp lý số vòng quay trục chính:* Để tránh gặp phải trạng thái cộng hưởng, phải điều chỉnh kết cấu thân máy sao cho giá trị tần số cưỡng bức tác dụng lên thân máy không trùng với bất kỳ giá trị tần số dao động riêng nào của thân máy CNC. Nghĩa là cần phải đánh giá và hiệu chỉnh thiết kế để nâng cao tần số dao động riêng cơ sở ra khỏi miền tần số do tốc độ quay trục chính tạo ra nhằm nâng cao khả năng chống dao động khi máy làm việc ở tốc độ cao và tránh hiện tượng cộng hưởng để đạt được chất lượng bề mặt gia công tốt nhất. Luận án nghiên cứu cũng đã xây dựng qui trình phân tích, mô phỏng và thực nghiệm xác định tần số và biên độ dao động của kết cấu thân máy nhằm chọn được tần số, biên độ dao động và miền giá trị hợp lý số vòng quay trục chính. Qui trình này có thể được áp dụng cho các kết cấu máy có công dụng và hình dạng tương tự.

*5- Nghiên cứu tối ưu hóa kết cấu thân máy theo phương pháp giải thuật di truyền với mục tiêu: Tần số dao động riêng, khối lượng và chuyển vị:* Kết cấu thân máy kiểu giàn được tối ưu hóa bằng cách sử dụng phương pháp giải thuật di truyền đa mục tiêu (MOGA) nhằm cải thiện tần số dao động riêng, khối lượng và chuyển vị. Với kết quả đạt được sẽ nâng cao độ cứng, nâng cao tần số

dao động riêng nhằm nâng cao độ chính xác gia công và đạt được chất lượng bề mặt gia công tốt nhất.

**6- Nghiên cứu thực nghiệm ảnh hưởng của các nhân tố đến biên độ dao động trục chính máy CNC và xác định chế độ gia công hợp lý:** Tự dao động là dao động sinh ra bởi quá trình cắt và nó được duy trì bởi lực cắt. Khi ngừng cắt thì hiện tượng tự dao động cũng kết thúc. Tự dao động gây trở ngại rất lớn đến việc nâng cao chất lượng và năng suất gia công. Có nhiều nhân tố ảnh hưởng đến tự dao động trong đó có chế độ cắt. Vì vậy cần thực hiện nghiên cứu ảnh hưởng của chế độ cắt như vận tốc cắt, lượng chạy dao và chiều sâu cắt đến tự dao động mà cụ thể là biên độ dao động của trục chính khi gia công trên máy phay gỗ CNC theo phương pháp thiết kế thực nghiệm (DOE) nhằm chọn chế độ cắt hợp lý nhất sao cho biên độ dao động là nhỏ nhất để nâng cao chất lượng của chi tiết gia công.

**7- Về mặt thực tiễn:** Với việc chuyển giao kết cấu nghiên cứu cho các công ty chế tạo máy phay CNC router để cải thiện các mô hình hiện có và chế tạo trong nước nhằm nâng cao chất lượng, tăng năng suất và giảm giá thành sản phẩm gia công, giúp ngành Gỗ Việt Nam nói chung và các doanh nghiệp thuộc ngành Gỗ có thể tham gia sâu rộng hơn vào chuỗi giá trị toàn cầu. Góp phần để Việt Nam trở thành một trong những nước hàng đầu trên thế giới về sản xuất, chế biến, xuất khẩu sản phẩm gỗ có thương hiệu uy tín trên thị trường thế giới.

### ***Hướng phát triển của luận án***

- Về phương pháp luận: Tiếp tục nghiên cứu sử dụng các phương pháp luận khác nhằm tối ưu hóa thiết kế kết cấu thân máy CNC kiểu giàn, dùng các loại thép tấm, thép hình và liên kết bằng mối ghép bu lông nhằm nâng cao khả năng làm việc của máy như cao độ bền, độ cứng, độ ổn định dao động.

- Về khả năng công nghệ chế tạo và lắp ráp: Tiếp tục nghiên cứu các nguyên tắc, chỉ dẫn về khả năng công nghệ chế tạo và lắp ráp đối với thiết kế kết cấu thân máy để đảm bảo tính khả thi về mặt chế tạo và chi phí sản xuất là nhỏ nhất có thể.

- Về mặt thực tiễn: Nghiên cứu xây dựng một qui trình để ứng dụng các kết quả nghiên cứu trong thiết kế máy phay CNC router cho các nhà sản xuất Việt Nam. Sau đó chuyển giao qui trình nghiên cứu cho các nhà sản xuất để cải thiện các mô hình hiện có và chế tạo trong nước. Đồng thời thực hiện thương mại hoá sản phẩm máy phay CNC router kiểu giàn ở thị trường Việt Nam.

## DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

### Tạp chí quốc tế

1. N. H. Loc, T. Van Thuy, and P. Q. Trung, "Reliability-based analysis of machine structures using second-order reliability method," Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, vol. 13, pp. JAMDSM0063-JAMDSM0063, 2019, Q2 (**SCIE**)
2. T. Van Thuy and H. L. Nguyen, "Investigation on influence of cutting parameters on spindle vibration of CNC wood milling machine," in MATEC Web of Conferences, 2018, p. 01007 (**SCOPUS**)
3. N. Huu Loc and T. Van Thuy, "The Effects of Bolt Preload on Vibration Amplitude of Gantry CNC Router," International Journal of Mechanical Engineering and Technology, vol. 10, 2019 (**SCOPUS**)
4. V. T. Tran, H. L. Nguyen, and H. H. Nguyen, "Analysis and Experimental Design of Damper System and Cutting Parameters of CNC Router," in Applied Mechanics and Materials, 2019, pp. 82-89.

### Tạp chí trong nước

1. Nguyễn, Hữu Lộc, Trần Văn Thùy. “Nâng cao đặc tính động lực học của kết cấu máy tốc độ cao”. Tạp chí Phát triển khoa học và công nghệ, Tập 20, Số K5/2017.
2. Nguyễn Hữu Lộc, Trần Văn Thùy, Chế Hữu Cường “Ứng dụng cấu trúc Hình – Động Học (G-KS) trong thiết kế máy CNC gia công gỗ”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Số 4, 2017.

### Kỹ yếu hội nghị trong nước

1. Nguyễn Hữu Lộc, Trần Văn Thùy “Ảnh hưởng của đường hàn đến đặc tính động học của kết cấu máy CNC”, Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ X, Hà Nội, 8-9/12/2017
2. Nguyễn, Hữu Lộc, Văn Thùy Trần. “Tối ưu kết cấu máy CNC kiểu giàn sử dụng phương pháp giải thuật di truyền”. Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí lần thứ V, 10/2018

3. Nguyễn, Hữu Lộc, Trần Văn Thùy, “Thiết kế tối ưu thân máy CNC gia công gỗ”, Hội nghị toàn quốc về Kỹ thuật cơ khí và chế tạo, BK TP.HCM, 10/2019

### **Đề tài nghiên cứu khoa học**

1. Nghiên cứu tính toán thân máy phay CNC theo phương pháp tìm điểm xác suất lớn nhất. Mã số đề tài: TNCS-CK-2015-11 (Chủ nhiệm đề tài)
2. Nghiên cứu thiết kế tối ưu và chế tạo thân máy CNC. Mã số đề tài: B2016-20-04 (Tham gia đề tài)