

ỨNG DỤNG CẤU TRÚC HÌNH-ĐỘNG HỌC (G-KS) TRONG THIẾT KẾ MÁY CNC GIA CÔNG GỖ

THE APPLICATION OF GEOMETRIC-KINEMATIC STRUCTURE
IN THE DESIGN OF WOOD PROCESSING CNC MACHINE

Nguyễn Hữu Lộc¹, Trần Văn Thùy², Chế Hữu Cường¹

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa TP. Hồ Chí Minh

²NCS Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa TP. Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Ở giai đoạn phát triển ý tưởng tổng thể đầu tiên trong quá trình thiết kế máy CNC là cực kỳ quan trọng, quyết định đến các thông số kỹ thuật và vận hành của máy. Bài báo trình bày việc thiết kế ý tưởng cho các phương án kết cấu máy CNC 3 trục gia công gỗ 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. Kết quả đạt được phương án thiết kế phù hợp nhất cho kết cấu máy CNC gia công gỗ 3 trục.

Từ khóa: Máy CNC gia công gỗ; Đại số Boole; Cấu trúc G-KS.

ABSTRACT

At the initial stage of developing the overall concept in the process of CNC machines design is extremely important, decisive technical parameters and operation of the machine. This paper presents the concept design for the structure plan of wood processing CNC machine based on Geometric-kinematic structure methods (G-KS). Then, Boolean algebra application and combined with structural constraints conditions and the using CAD/CAE system to analyze and evaluate the technical characteristics of the machine structure. The achieved result were a reasonable design option for wood processing 3-axis CNC machine structure.

Keywords: Wood processing CNC machine, Geometric-kinematic structure, Boolean-algebra technique.

1. GIỚI THIỆU

Cấu trúc hình-động học (G-KS) của máy công cụ nói chung là một bức tranh tổng thể về cấu trúc và tính năng vận hành của máy, gồm chuyển động cắt và sự phân phối chuyển động giữa trục chính và các bộ phận khác. Cấu trúc G-KS còn chỉ ra mối tương quan giữa

các bộ phận chính với nhau. Năm 1970, J.D. Vragov, nhà khoa học người Nga đã đưa ra những khái niệm đầu tiên về G-KS cùng với các phác thảo về hình dạng phần tử chính trong cấu trúc động học máy công cụ [1]. Công việc của Vragov được tiếp tục và phát triển bởi nhiều nhà nghiên cứu trên thế giới, chủ yếu là ở châu Âu và Nhật Bản trong các lĩnh vực thiết

Với mỗi điều kiện ràng buộc xác định được một tập biến thể mới thoả mãn ràng buộc đó. Kết hợp các tập biến thể mới (phép giao) sẽ hình thành được các biến thể G-KS sơ bộ. Ví dụ thể hiện trên Hình 3.

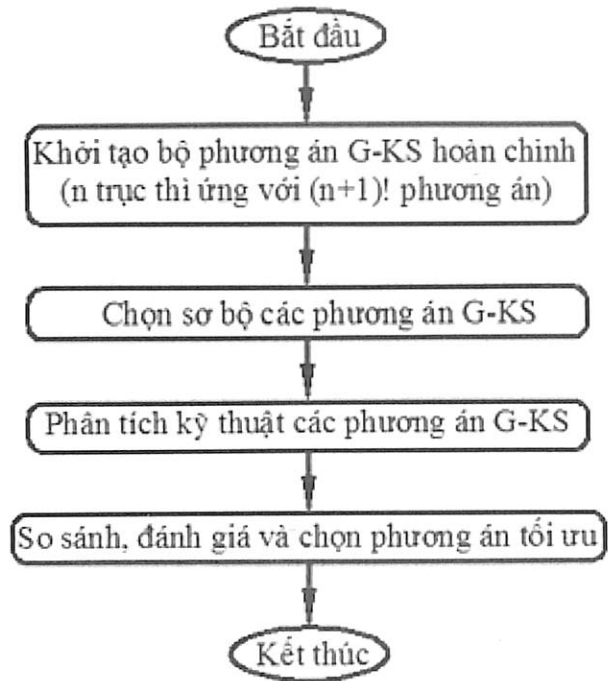
Bước 3: Phân tích các biến thể G-KS:

Bước lựa chọn sơ bộ thường không giải quyết vấn đề lựa chọn G-KS. Nó chỉ cung cấp một số giải pháp cấu trúc G-KS ứng với các ràng buộc. Vì vậy, cần thiết phải tiến hành phân tích sự khác biệt và đánh giá bổ sung, sử dụng phần mềm CAD/CAE để phân tích các đặc tính cấu trúc các biến thể G-KS được chọn để đạt được các kết quả chính xác hơn.

Bước 4: So sánh và chọn biến thể G-KS tối ưu:

Kết quả tính toán phân tích cung cấp cái nhìn tổng quan về các đặc tính cấu trúc của tất cả các biến thể. Nó chỉ ra sự khác nhau về độ cứng của cấu trúc máy khi cùng áp dụng một điều kiện ban đầu. Kết quả thu được ở bước này là các biến thể được phân tích đánh giá và được sắp xếp theo thứ tự về chất lượng cấu trúc. Cuối cùng giải pháp cấu trúc tốt nhất sẽ được lựa chọn và quy trình lựa chọn G-KS kết thúc.

Từ phương pháp luận G-KS, ta có giải thuật chọn sơ bộ biến thể G-KS như Hình 4.



Hình 4. Giải thuật lựa chọn G-KS

3. MÔ PHỎNG TÍNH TOÁN

3.1. Khởi tạo bộ biến thể G-KS

Đối tượng là máy CNC play gỗ 3 trục. Gọi O là thân máy cố định và X, Y, Z lần lượt là chuyển động tịnh tiến của bàn máy. Như vậy, công thức cấu trúc có 4 ký tự (ví dụ XYZO), bộ biến thể G-KS đầy đủ được khởi tạo bằng cách hoán vị 4 ký tự này. Kết quả thu được 24 (4!) G-KS như Hình 5 .

XYZO	XYOZ	XOYZ	OXYZ
XZYO	XZOY	XOZY	OXZY
YXZO	YXOZ	YOXZ	OYXZ
YZXO	YZOX	YOZX	OYZX
ZXYO	ZXOY	ZOXY	OZXY
ZYXO	ZYOX	ZOYX	OZYX

Hình 5. Ma trận công thức cấu trúc

3.2. Lựa chọn sơ bộ các biến thể

Trong bước này, các điều kiện ràng buộc được sử dụng làm tiêu chí để giữ lại hoặc loại bỏ các biến thể. Các điều kiện ràng buộc được thể hiện dưới dạng công thức logic, ứng dụng đại số Boole, mỗi điều kiện sẽ cho ra một nhóm nhỏ biến thể tương ứng. Một số quy ước dùng để thiết lập công thức logic: 1 - đơn vị di chuyển theo phương Z; 1⁻ - đơn vị không di chuyển theo phương Z; 0 - Thân máy cố định; 0⁻ - Các đơn vị di chuyển bất kỳ không phải thân máy. Sau đây sử dụng các điều kiện ràng buộc đối với máy CNC phay gỗ 3 trục:

Điều kiện 1:

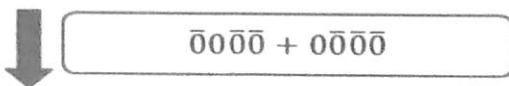
Nội dung: Mở rộng khả năng gia công đối với phôi có kích thước lớn và giảm kích thước của máy.

Tính năng kết cấu: Phôi chuyển động tối đa theo một phương.

Công thức logic: $\bar{0}0\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}\bar{0}$

Hoạt động của điều kiện:

XYZO	XYOZ	XOYZ	OXYZ
XZYO	XZOY	XOZY	OXZY
YXZO	YXOZ	YOXZ	OYXZ
YZXO	YZOX	YOZX	OYZX
ZXYO	ZXOY	ZOXY	OZXY
ZYXO	ZYOX	ZOYX	OZYG



		XOYZ	OXYZ
		XOZY	OXZY
		YOXZ	OYXZ
		YOZX	OYZX
		ZOXY	OZXY
		ZOYX	OZYG

Hình 6. Hoạt động của điều kiện 1

Điều kiện 2:

Nội dung: 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:

$\bar{1}\bar{1}01 + \bar{1}0\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}\bar{0}$

Hoạt động của điều kiện:

XYZO	XYOZ	XOYZ	OXYZ
XZYO	XZOY	XOZY	OXZY
YXZO	YXOZ	YOXZ	OYXZ
YZXO	YZOX	YOZX	OYZX
ZXYO	ZXOY	ZOXY	OZXY
ZYXO	ZYOX	ZOYX	OZYG

↓ $\bar{1}\bar{1}01 + \bar{1}0\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}\bar{0}$

	XYOZ	XOYZ	OXYZ
		XOYZ	OXYZ
	YXOZ	XOZY	OXZY
		YOXZ	OYXZ
			OYZX
			OZXY

Hình 7. Hoạt động của điều kiện 2

Điều kiện 3:

Nội dung: 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:

$$\bar{1}01 + \bar{1}0\bar{1}1 + 0\bar{1}\bar{1}1$$

Hoạt động của điều kiện:

XYZO	XYOZ	XOYZ	OXYZ
XZYO	XZOY	XOZY	OXZY
YXZO	YXOZ	YOXZ	OYXZ
YZXO	YZOX	YOZX	OYZX
ZXYO	ZXOY	ZOXY	OZXY
ZYXO	ZYOX	ZOYX	OZYX

↓ $\bar{1}\bar{1}01 + \bar{1}0\bar{1}1 + 0\bar{1}\bar{1}1$

	XYOZ	XOYZ	OXYZ
	YXOZ	YOXZ	OYXZ

Hình 8. Hoạt động của điều kiện 3

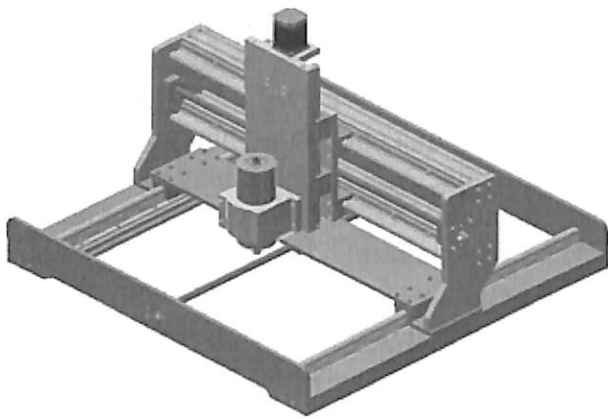
Tiến hành thực hiện phép giao các tập biến thể từ các ràng buộc, thu được tập biến thể cuối cùng như Hình 9.

		XOYZ	OXYZ
		YOXZ	OYXZ

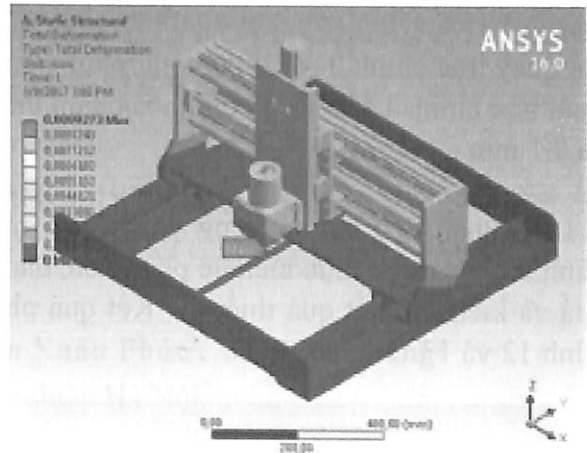
Hình 9. Tập biến thể cuối cùng

Như vậy, còn 4 biến thể thỏa mãn các ràng buộc nêu trên là XOYZ, YOXZ, OXYZ và OYXZ. Tuy nhiên, nếu chọn phương án XOYZ thì phải thực hiện chuyển động theo phương X làm cho kích thước theo phương X của máy rất lớn. Đối với phương án OXYZ, về mặt kết cấu không phù hợp. Vì vậy, chỉ còn lại hai phương án: YOXZ và OYXZ, nghĩa là cho 2 trường hợp bàn máy chuyển động và bàn máy đứng yên.

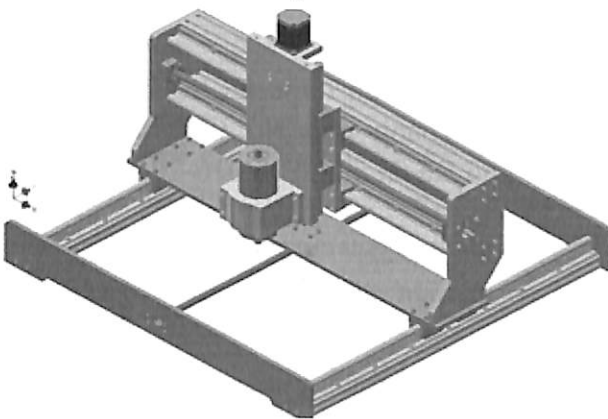
Trong bài báo này, phần mềm Inventor được chọn để thiết lập cấu trúc mô hình 3D đơn giản cho máy, sau đó chuyển nó sang mô hình CAE, cuối cùng tính toán mô phỏng tĩnh và động được thực hiện. Mô hình 3D được xây dựng với kích thước máy: 800×800×650 mm (X×Y×Z), khoảng cách làm việc X×Y×Z: 600×600×200 mm như Hình 10.



a.Phương án YOXZ

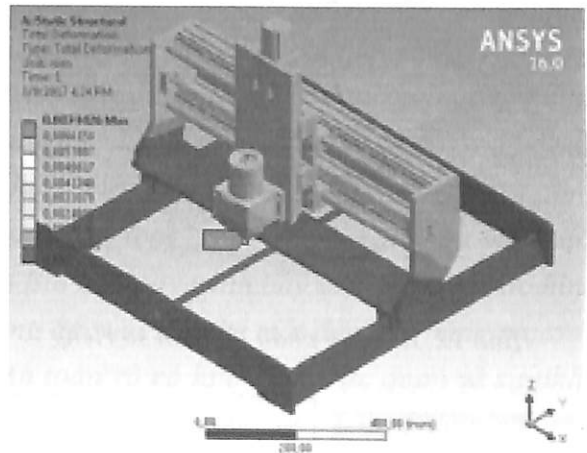


a.Phương án YOXZ



b.Phương án OYXZ

Hình 10. Mô hình sơ bộ



b.Phương án OYXZ

Hình 11. Kết quả chuyển vị mô hình

3.3. Phân tích các biên thể được chọn

Có nhiều thông số để so sánh các phương án, tuy nhiên độ cứng là thông số ưu tiên vì nó ảnh hưởng đến hầu hết các đặc tính của máy. Tiến hành đặt lực theo nghiên cứu của Raquel Gonçalves và Antônio Carlos Néri [3]. Việc đặt lực ở đây mang tính tương đối, chỉ để so sánh cơ tính của kết cấu trong cùng một điều kiện tác dụng của lực. Lực tác dụng lên đầu mũi dao theo phương X: $F_x = 200$ N, theo phương Y: $F_y = 200$ N, theo phương Z: $F_z = 50$ N; Moment tác dụng lên mũi dao: $M = 1000$ Nmm. Kết quả phân tích như hình 11.

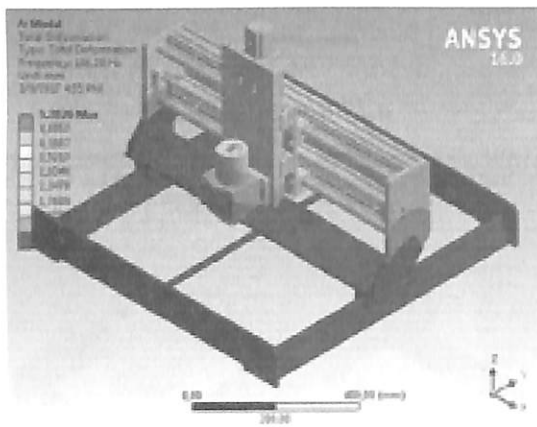
Từ kết quả mô phỏng tính toán ở trên có thể thấy ngay rằng chuyển vị lớn nhất của phương án OYXZ là nhỏ hơn phương án YOXZ, có nghĩa là trong cùng một điều kiện về ràng buộc và lực tác dụng thì phương án OYXZ có độ cứng vững cao hơn phương án YOXZ.

3.4. Phân tích dao động và chế tạo thử nghiệm mô hình

Với các thông số mong muốn sau khi thiết kế, chế tạo của máy như sau: Kích thước máy: $800 \times 800 \times 650$ mm (X×Y×Z), khoảng

cách làm việc X×Y×Z: 600×600×200 mm, tốc độ quay trục chính 0 – 12000 vòng/phút, công suất trục chính 1 kW và độ chính xác làm việc là 0.1 mm.

Phân tích tần số riêng và chế tạo mô hình thực tế được thực hiện để phân tích, đánh giá và kiểm tra kết quả thiết kế. Kết quả như hình 12 và 13.



Hình 12. Kết quả phân tích tần số riêng



No.	Mode	Frequency [Hz]
1	1.	119.76
2	2.	153.43
3	3.	186.28
4	4.	361.61
5	5.	405.89
6	6.	452.78

Hình 13. Mô hình thực tế máy phay gỗ

4. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày việc thiết kế ý tưởng cho các phương án kết cấu máy CNC 3 trục gia công gỗ 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 hai phương án YOXZ và OYXZ.

Xây dựng mô hình 3D và sử dụng phần mềm phân tích kỹ thuật CAE để so sánh và đánh giá hai phương án YOXZ và OYXZ theo độ cứng và kết quả chọn được phương án OYXZ phù hợp nhất. Một mô hình máy phay gỗ theo phương án OYXZ đã được chế tạo thử nghiệm và cho kết quả tương đối chính xác. Tuy nhiên để có một máy gia công gỗ hoàn thiện cần phải tiếp tục nghiên cứu để nâng cao độ chính xác gia công, cải thiện tần số dao động riêng... trong tương lai.

Lời cảm ơn:

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

Ngày nhận bài: 25/3/2017

Ngày phản biện: 09/4/2017

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Grzegorz Szwengier, Daniel Jastrzebski, Piotr Pawelko, Pawel Majda - The selection of Milling machine Geometric–Kinematic Structure – Preliminary selection of structure variants, Committee of Mechanical Engineering Pas, Poznan (2012) vol. 32 no. 1 65-66.
- [2]. Monika Nowak, Daniel Jastrzebski – Selection of Kinematic Structure for Portable machine tool, Advances in Manufacturing Science and Technology, Poland (2012) vol. 36 no. 1.
- [3]. B. Malleswara Swami, K. Sunil Ratna Kumar – Design and Structural analysis of CNC vertical milling machine bed, International Journal of Advanced Engineering Technology, India (2012).
- [4]. Giacomo Bianchi, Stefano Cagna, Nicola Cau, Francesco Paolucci – Analysis of vibration damping in machine tools, 24th CIRP Design Conference, Italy (2014).
- [5]. S. B. Chandgude, S. S. Patil – Evaluation of Structural Geometry for Mini Milling Machine by Boolean-algebra technique, 5th International and 26th All India Manufacturing Technology, Design and Research Conference (AIMTDR), India (2014).
- [6]. Shinno H., Ito Y. – Generating method for structural configuration of machine tools, Trans. of JSME, Japan (1984) vol. 50/449 213-222.
- [7]. Ito Y., Shinno H. – Structure description and similarity evolution of the structural configuration in machine tool, Int. mach. Tool Des. and Res, Japan (1982) vol. 18 97-110.