PHÂN TÍCH BỀN KẾT CẤU CỤM THAY DAO TRONG MÁY PHAY CNC

FAILURE ANALYSIS OF AUTOMATIC TOOL CHANGER USED IN CNC MILLING MACHINE

Bùi Trọng Hiếu, Nguyễn Thanh Trương, Trần Đông A
Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả phân tích bền của kết cấu cụm thay dao tự động trong máy phay CNC. Phương pháp phân tích phần tử hữu hạn được sử dụng để phân tích ứng suất sinh ra trong các chi tiết chịu lực chính của kết cấu, từ đó, so sánh với các chỉ tiêu bền phù hợp với bản chất chịu tải tương ứng của chi tiết đó. Kết quả phân tích nhằm kết luận ứng xử của vật liệu dưới tác dụng của tải tĩnh có nằm trong vùng an toàn của vật liệu (đàn hồi tuyến tính) hay không. Mô hình kết cấu được xây dựng và phân tích dựa trên nền tảng Solidworks.

Từ khóa: *Cụm thay dao tự động; Phần tử hữu hạn; Failure analysis; Von-Mises stresses, Mohr-Coulomb.*

ABSTRACT

The paper presents the failure analysis of automatic tool changer structure in CNC milling machines. The authors use finite element analysis method to analyze stresses generated in the main bearing elements of the structure, from which to compare with durable parameters in accordance with the corresponding load bearing nature of the limb. that section. The analytical results are aimed at determining whether the behavior of the material under the effect of static load is within the safe area of the material (linear elasticity). Structural models are built and analyzed based on Solidworks.

Keywords: *Automatic tool changer, finite element, failure analysis, von-Mises stresses, Mohr-Coulomb.*

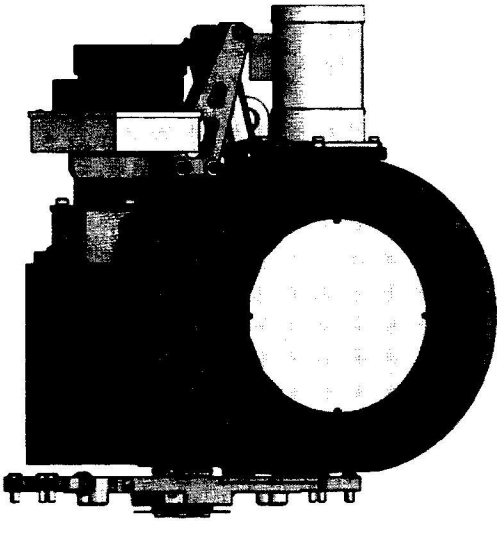
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Thiết kế hệ thống bền vững là thiết kế sản phẩm chịu được hư hỏng và ứng suất thay đổi. Một chi tiết hay kết cấu được xem là hư hỏng khi nó không còn thực hiện được chức năng theo yêu cầu. Lý do làm chi tiết hay kết cấu hư hỏng là do cường độ và dạng tải trọng mà nó phải chịu gây ra ứng suất lớn hơn độ bền của chi tiết hay kết cấu.

Khi phân tích và thiết kế bất kì một chi tiết máy hay kết cấu cần phải chú ý đến các yếu tố kích thước hình học từng bộ phận, đồng thời, xác định được tải trọng tác dụng lên nó và độ bền của vật liệu chế tạo. Thông thường, người ☞

ta coi việc xác định kích thước danh nghĩa là đủ. Tuy nhiên, do các yếu tố tải trọng tác dụng và độ bền của vật liệu mang tính biến đổi ngẫu nhiên nên kích thước sau thiết kế cũng phải chịu tác động của quy luật này. Sản phẩm còn chịu tác động ngẫu nhiên do con người và mức độ chính xác của thiết bị gia công dẫn đến sai lệch về kích thước. Trong vật liệu cũng nảy sinh sự thay đổi do thay đổi tính chất cơ lý và do phương pháp chế tạo chi tiết gây ra. Ngoài ra, chi tiết còn chịu tác động bởi tải trọng tĩnh hay tải trọng động và các yếu tố ngẫu nhiên khác.

Một kết cấu quá tải có thể bị biến dạng vĩnh viễn, dẫn đến chức năng bị tổn hại hoặc phá hỏng toàn bộ kết cấu. Khi phải chịu hàng triệu tải trọng nhỏ lặp đi lặp lại, một kết cấu có thể có sự phát triển từ các vết nứt tế vi trên bề mặt, gây suy giảm sức bền của vật liệu và dẫn đến phá hủy đột ngột. Phân tích độ bền kết cấu đóng vai trò quan trọng trong việc cải thiện độ an toàn và độ tin cậy của kết cấu kỹ thuật. Trong bài báo này, kết cấu mâm chứa dao của máy phay CNC (Hình 1) sẽ được phân tích độ bền bằng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn, sử dụng SolidWorks Simulation.

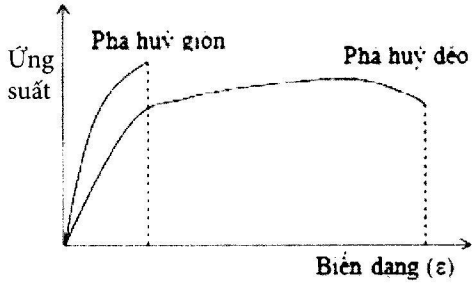


Hình 1. Hệ thống mâm chứa dao tự động của máy phay CNC.

2. CÁC TIÊU CHUẨN ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN TRONG KẾT CẤU CHỊU TẢI

2.1. Phá hủy tĩnh

Trong điều kiện tải trọng tĩnh, phá hủy vật liệu có thể xảy ra khi một kết cấu chịu ứng suất vượt quá giới hạn đàn hồi. Có hai dạng hỏng vật liệu từ tải tĩnh, đó là phá hủy dẻo và phá hủy giòn. Sự khác biệt chính giữa hai dạng hỏng này là lượng biến dạng dẻo mà vật liệu trải qua trước khi đứt gãy. Như minh họa trong Hình 2, vật liệu dẻo có xu hướng biến dạng dẻo rộng trước khi gãy, trong khi vật liệu giòn có khả năng hầu như không gặp biến dạng dẻo rõ ràng trước khi gãy.



Hình 2. Đường cong ứng suất – Biến dạng của vật liệu dẻo và vật liệu giòn.

2.1.1. Phá hủy dẻo

Hai lý thuyết phổ biến về phá hủy dẻo là lý thuyết ứng suất cắt cực đại (hay tiêu chuẩn Tresca) và lý thuyết năng lượng biến dạng (hay tiêu chuẩn von-Mises).

a. Lý thuyết ứng suất cắt cực đại (tiêu chuẩn Tresca)

Theo lý thuyết ứng suất cắt cực đại, phá hủy dẻo xảy ra khi ứng suất cắt cực đại τ^{max} vượt quá một nửa độ bền chảy S_y của vật liệu. Giả sử một hệ số an toàn n được xét trong thiết kế. Phương trình thiết kế như sau:

$$\tau^{max} < \frac{S_y}{2n} \quad (1)$$

b. Lý thuyết năng lượng biến dạng (tiêu chuẩn von-Mises)

Dựa trên lý thuyết năng lượng biến dạng, phá hủy dẻo xảy ra khi ứng suất von-Mises cực đại σ_e^{max} vượt quá độ bền chảy S_y của vật liệu. Áp dụng hệ số an toàn n cho thiết kế, phương trình thiết kế trở thành:

$$\sigma_e^{max} < \frac{S_y}{n} \quad (2)$$

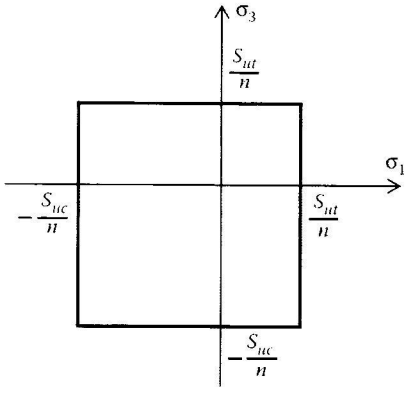
2.1.2. Phá hủy giòn

Đối với các vật liệu giòn, hai lý thuyết phá hủy phổ biến là lý thuyết ứng suất pháp cực đại và lý thuyết Mohr-Coulomb.

a. Lý thuyết ứng suất pháp cực đại

Lý thuyết ứng suất pháp cực đại phát biểu rằng phá hủy giòn xảy ra khi ứng suất chính cực đại vượt quá độ bền kéo (hoặc nén) tới hạn của vật liệu. Giả sử hệ số an toàn n được xét trong thiết kế. Các điều kiện thiết kế an toàn yêu cầu như sau:

$$-\frac{S_{uc}}{n} < \{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3\} < \frac{S_{ut}}{n} \quad (3)$$

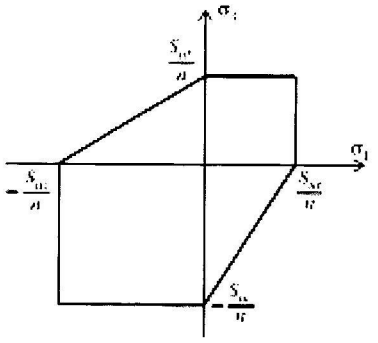


Hình 3. Đường bao phá hủy hình vuông của lý thuyết ứng suất pháp cực đại.

Trong đó, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ là các ứng suất chính theo ba phương; S_{ut} và S_{uc} là độ bền kéo và độ bền nén tới hạn (ultimate). Để tránh phá hủy giòn, ứng suất chính tại bất kỳ điểm nào trong kết cấu phải nằm trong đường bao hình vuông phá hủy được minh họa trong Hình 3 dựa trên lý thuyết ứng suất pháp cực đại.

b. Lý thuyết Mohr-Coulomb

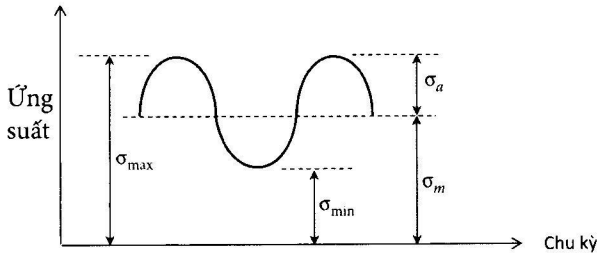
Lý thuyết Mohr-Coulomb dự đoán sự phá hủy giòn bằng cách so sánh ứng suất chính cực đại với độ bền kéo cực đại và ứng suất chính tối thiểu với độ bền nén tới hạn . Giả sử hệ số an toàn được xét trong thiết kế. Các điều kiện thiết kế an toàn yêu cầu các ứng suất chính nằm trong đường bao phá hủy hình lục giác được minh họa như ở Hình 4.



Hình 4. Đường bao phá hủy hình lục giác của lý thuyết Mohr-Coulomb.

2.2. Phá hủy do mỏi

Trong điều kiện tải trọng động hoặc tải tuần hoàn, hiện tượng mỏi có thể xảy ra ở mức ứng suất thấp hơn đáng kể so với sức bền chảy hoặc sức bền tới hạn của vật liệu. Phá hủy do mỏi thường đột ngột, không có cảnh báo trước và có thể dẫn đến hậu quả thảm khốc. Trong phần này, các lý thuyết liên quan đến phá hủy do mỏi sẽ được xem xét. ☞



Hình 5. Chu kỳ ứng suất mỏi điển hình.

Thiết kế các chi tiết chịu tải tuần hoàn liên quan đến khái niệm ứng suất trung bình và ứng suất luân phiên (Hình 5 minh họa một chu kỳ ứng suất mỏi điển hình). Ứng suất trung bình, σ_m, là trung bình của các ứng suất cực đại và cực tiểu trong một chu kỳ, nghĩa là $\sigma_m = \frac{(\sigma_{max}+\sigma_{min})}{2}$. Ứng suất luân phiên, σ_a, là một nửa của phạm vi ứng suất trong một chu kỳ, đó là, $\sigma_a = \frac{(\sigma_{max}-\sigma_{min})}{2}$. Đối với hầu hết các loại vật liệu, tồn tại giới hạn mỏi và các phần có mức ứng suất dưới giới hạn này được coi là có tuổi thọ mỏi vô hạn. Giới hạn mỏi cũng được gọi là giới hạn bền, S_e.

Sau đây là ba lý thuyết phá hủy mỏi thường được sử dụng, cụ thể là các tiêu chuẩn phá hủy Soderberg, Goodman và Gerber.

a. Tiêu chuẩn phá hủy của Soderberg

Lý thuyết này phát biểu rằng kết cấu là an toàn nếu:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} < \frac{1}{n} \quad (4)$$

Trong đó, σ_a là ứng suất luân phiên, σ_m là ứng suất trung bình, S_e là giới hạn bền, S_y là độ bền chảy và n là hệ số an toàn. Khi ứng suất luân phiên σ_a được vẽ theo ứng suất trung bình σ_m, đường Soderberg có thể được vẽ giữa các điểm của $\sigma_a = \frac{S_e}{n}$ và $\sigma_m = \frac{S_y}{n}$. Nếu ứng suất nằm dưới đường thẳng thì thiết kế an toàn. Đây là một tiêu chuẩn bảo toàn dựa trên sức bền chảy của vật liệu S_y (Hình 6).

b. Tiêu chuẩn phá hủy của Goodman

Lý thuyết này phát biểu rằng kết cấu là an toàn nếu:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} < \frac{1}{n} \quad (5)$$

Trong đó, S_{ut} là độ bền kéo tới hạn và n là hệ số an toàn. Khi ứng suất luân phiên σ_a được vẽ theo ứng suất trung bình σ_m, đường Goodman có thể được vẽ giữa các điểm của $\sigma_a = \frac{S_e}{n}$ và $\sigma_m = \frac{S_{ut}}{n}$. Nếu ứng suất nằm dưới đường thẳng thì thiết kế an toàn. Đây là một tiêu chuẩn ít bảo toàn hơn dựa trên sức bền tới hạn của vật liệu (Hình 6).

b. Tiêu chuẩn phá hủy của Goodman

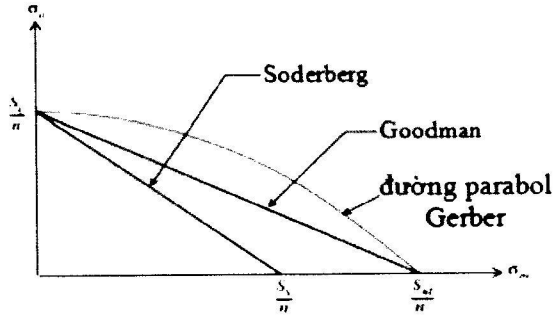
Lý thuyết này phát biểu rằng kết cấu là an toàn nếu:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 < \frac{1}{n} \quad (6)$$

Trong đó, S_{ut} là độ bền kéo tới hạn và n là hệ số an toàn. Khi ứng suất luân phiên σ_a được vẽ theo ứng suất trung bình σ_m, đường Goodman có thể được vẽ giữa các điểm của $\sigma_a = \frac{S_e}{n}$ và $\sigma_m = \frac{S_{ut}}{n}$. Nếu ứng suất nằm dưới đường thẳng thì thiết kế an toàn. Đây là một tiêu chuẩn ít bảo toàn hơn dựa trên sức bền tới hạn của vật liệu S_{ut} (Hình 6).

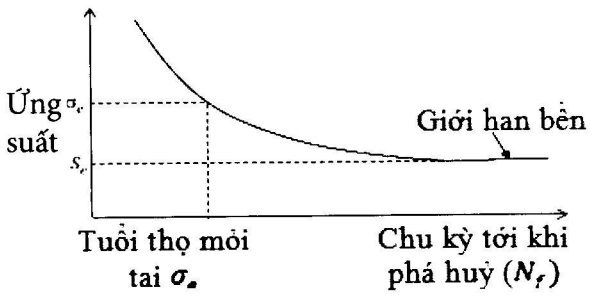
Nhìn chung, hầu hết các kết cấu sẽ bị phá hủy sau một số chu kỳ tải lặp lại nhất định. Trong phân tích tuổi thọ mỏi, các đường cong S–N được sử dụng nhiều để ước tính tuổi thọ, đặc biệt là trong các tình huống mỏi chu kỳ cao

khi tải theo chu kỳ là đàn hồi và số lượng chu kỳ phá hủy là lớn. Đường cong S–N (Hình 7) liên quan đến ứng suất luân phiên, σ_a, tới số chu kỳ đến khi phá hủy, N_f, và σ_a được vẽ ra từ các thử nghiệm mỏi trên các mẫu của vật liệu đã cho.



Hình 6. Biểu đồ mỏi cho thấy các tiêu chuẩn phá hủy khác nhau.

Hầu hết các đường cong S–N được phát triển dựa trên ứng suất trung bình bằng không. Tuy nhiên, nhiều trường hợp tải liên quan đến một ứng suất trung bình khác không. Các tiêu chuẩn Soderberg, Goodman và Gerber được đề cập ở trên có thể được sử dụng để đánh giá tác động của ứng suất trung bình lên tuổi thọ mỏi. Có rất ít khác biệt trong ba tiêu chuẩn khi ứng suất trung bình σ_m tương đối nhỏ so với ứng suất luân phiên σ_a.



Hình 7. Sử dụng đường cong S –N để đánh giá tuổi thọ mỏi.

Lấy tiêu chuẩn Gerber làm ví dụ. Để đánh giá tuổi thọ mỏi của một kết cấu với một tổ hợp cho trước của ứng suất trung bình σ_m và ứng suất luân phiên σ_a, trước tiên ta có thể giải bài toán ứng suất luân phiên hiệu dụng, dựa trên phương trình Gerber được sửa đổi sau đây:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = \frac{1}{n} \quad (7)$$

Khi ứng suất luân phiên hiệu dụng, σ_e, được lấy từ (7), tuổi thọ mỏi đối với ứng suất luân phiên hiệu dụng tương ứng có thể được xác định từ đường cong S–N của vật liệu đã cho (Hình 7). Nếu ứng suất luân phiên hiệu dụng, σ_e, được giữ dưới ngưỡng độ bền tới hạn, S_e kết cấu được xem là có tuổi thọ vô hạn.

Đối với hệ thống thay dao tự động trong máy phay CNC, để đánh giá độ bền chung của toàn kết cấu, ta cần đánh giá các phần tử chịu tải chính như thân đỡ mâm chứa dao, mâm chứa dao và tay quay gắp dao.

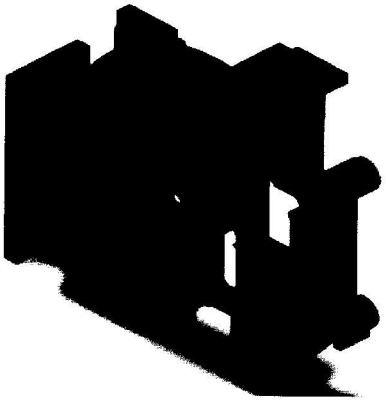
3. PHÂN TÍCH THÂN ĐỠ MÂM CHỨA DAO

3.1. Mô hình hóa thân đỡ mâm chứa dao

Thân đỡ mâm chứa dao (Hình 8) có nhiệm vụ đỡ các bộ phận và chi tiết máy thành phần nên sẽ đảm nhận vai trò chịu lực chính. Thân đỡ mâm chứa dao được gá đặt trên giá đỡ thẳng đứng của khung máy CNC bằng mối ghép bu-lông. Quá trình phân tích mô phỏng hoạt động thực tế của mâm chứa dao sẽ dựa trên phân tích tải tĩnh (trọng lượng của cụm mâm dao) tác động lên thân đỡ mâm chứa dao.

Thân đỡ mâm chứa dao được mô hình hóa dưới dạng khối 3D, được chế tạo bằng gang xám đúc với các thông số về thể tích vật liệu như sau: Khối lượng 54,87 kg, thể tích $7.62e^{-3}$ m^3, khối lượng riêng 7.200 kg/m^3, trọng lượng 537,69 N.

Tổng khối lượng các thành phần chi tiết máy lắp trên thân đỡ mâm chứa dao là 195,13 kg, tương đương với trọng lượng là 1.914,23 N.



Hình 8. Mô hình khối của thân đỡ mâm chứa dao.

3.2. Mô hình vật liệu

Vật liệu được chọn cho thân đỡ mâm chứa dao chính là gang xám (Gray Cast Iron) được xem là vật liệu đẳng hướng, làm việc trong vùng đàn hồi tuyến tính, tiêu chuẩn phá hủy được tính theo ứng suất Mohr-Coulomb.

Các thông số vật liệu chính của gang xám được cho trong Bảng 1.

Bảng 1. Thông số vật liệu của gang xám

Độ bền kéo:	151,66 MPa
Độ bền nén:	572,17 MPa
Mô đun đàn hồi Young:	6,62e+4 MPa
Hệ số Poisson:	0,27
Khối lượng riêng:	7.200 kg/m^3
Mô-đun đà ồi trượt:	5e+4 MPa
Hệ số giã nhiệt:	12e-06 /Kelvin (6,7e-06 /°F)

3.3. Các điều kiện biên và tải trọng

Thân đỡ mâm chứa dao được gá đặt trên giá đỡ thẳng đứng của khung máy CNC bằng mối ghép bu-lông. Kết cấu có thể được đưa về mô hình dầm công-xôn ngàm một đầu, một đầu tự do. Tải tĩnh tác động lên kết cấu gồm hai phần: (1) Phần do tự trọng của thân mâm dao; (2) Phần do trọng lượng các thành phần chi tiết máy khác.

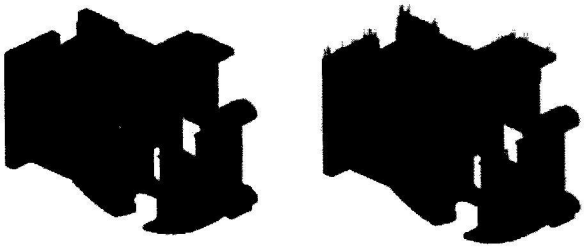
Ở phần điều kiện biên, ràng buộc bản lề cố định (Fixed Hinge) được chọn tương đương với mối ghép bu lông giữa thân đỡ mâm chứa dao và giá đỡ thẳng đứng của khung máy CNC (Hình 9). Thân đỡ mâm chứa dao với hình dáng hình học và vật liệu chế tạo bằng gang xám, trọng lượng bản thân được SolidWorks ước lượng: $P_{mainBody}$ = 537,69 N; trọng lượng các bộ phận truyền động gắn trên thân mâm dao được xác định bằng phương pháp cân là $P_{partComponents}$ = 1.914,23 N.

Hình 9. Điều kiện biên và tải trọng

3.4. Chia lưới mô hình

Các mặt trong mô hình tiếp xúc biên kín với nhau thành một khối thống nhất để tạo điều kiện chia lưới. Mô hình được chia lưới mịn với phần tử được sử dụng là phần tử khối (Solid) với 4 điểm Jacobian. Kích thước phần tử được chia là 10,74 mm với dung sai 0,54 mm. Tổng số nút và số phần tử của kết cấu lần lượt là 280591 nút và 174403 phần tử. Tích phân số được áp dụng để tránh hiện tượng "shear locking" thường hay xảy ra khi lấy nguyên hàm các phần tử có biến trong đa thức là dạng vector.

Toàn bộ mô hình lưới có hai điểm điều khiển được ký hiệu là Control_1 (lưới hình học) và Control_2 (lưới điều kiện biên) với kích thước cạnh lưới lần lượt là 7,38 mm và 7,52 mm.



(a) (b)

Hình 10. Lưới hình học và lưới điều kiện biên.

3.5. Kết quả phân tích

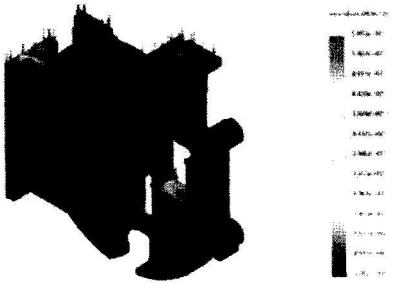
a. Ứng suất von-Mises

Ứng suất (tiêu chuẩn) von-Mises về bản chất là "Chỉ tiêu năng lượng bóp méo cực đại", nguyên lý ứng suất cắt tám mặt lập phương, hay nguyên lý ứng suất von-Mises – Maxwell – Huber – Hencky thường dùng để tính toán, đánh giá độ võng với các kết cấu chịu uốn.

Bảng 2. Kết quả phân tích mô hình thân đỡ mâm chứa dao:

Kết quả	Dạng	Giá trị nhỏ nhất	Giá trị lớn nhất
Ứng suất	VON: Ứng suất von-Mises	1,29e-04 MPa Nút: 3387	58,93 MPa Nút: 270403
Chuyển vị	URES: Chuyển vị tổng	3,895e-06 mm Nút: 270403	3,979e-01 mm Nút: 4308
Biến dạng	ESTRN: Biến dạng tương đương	2,763e-09 Phần tử: 25553	5,359e-04 Phần tử: 75778

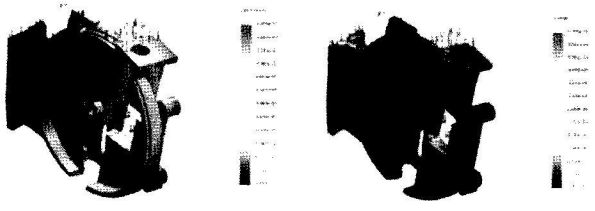
Kết quả ứng suất tương đương theo von-Mises thu được như Hình 11, với giá trị lớn nhất $\sigma_{vonMises}^{max} = 58{,}93$ MPa tại nút 270403 (Bảng 2). So sánh với các giá trị tới hạn cho phép của vật liệu gang xám, ứng suất lớn nhất sinh ra trong thân đỡ mâm chứa dao không vượt quá giá trị độ bền kéo cho phép ($[\sigma_k] = 151{,}66$ MPa) và độ bền nén cho phép ($[\sigma_n] = 572{,}17$ MPa).



Hình 11. Ứng suất tương đương von-Mises.

b. Chuyển vị và biến dạng

Ngoài ra, các kết quả chuyển vị lớn nhất (Hình 12) dao động trong khoảng giá trị hợp lý (< 1mm) và giá trị tỷ lệ biến dạng lớn nhất cũng không quá lớn. Cùng với kết quả phân tích ứng suất tương đương von-Mises, ta có thể kết luận, ứng xử của kết cấu thân đỡ mâm chứa dao dưới tác dụng của tải trọng tĩnh vẫn nằm trong vùng an toàn của vật liệu (đàn hồi tuyến tính), đảm bảo độ bền và độ ổn định của kết cấu khi vận hành.

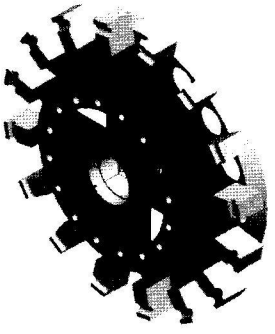


Hình 12. Kết quả chuyển vị và biến dạng của kết cấu.

4. PHÂN TÍCH MÂM CHỨA DAO

4.1. Mô hình hóa mâm chứa dao

Mâm chứa dao (Hình 13) có nhiệm vụ đỡ các chi tiết máy thành phần và được gá đặt trên thân đỡ mâm chứa dao thông qua ổ đỡ. Phân tích tải tĩnh sẽ được áp dụng để mô phỏng hoạt động thực tế của mâm chứa dao. Qua đó tìm ứng suất, biến dạng và chuyển vị sinh ra trong mô hình.



Hình 13. Mô hình khối của mâm chứa dao

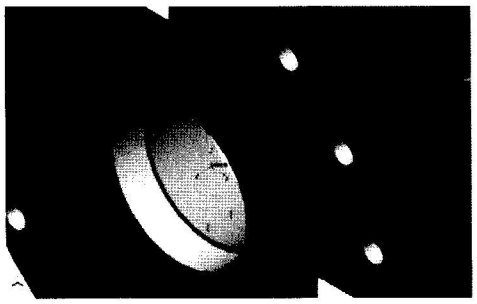
Vật liệu được chọn cho mâm chứa dao là gang xám (Gray Cast Iron) được xem là vật liệu đẳng hướng, làm việc trong vùng đàn hồi tuyến tính, tiêu chuẩn phá hủy được tính theo ứng suất Mohr-Coulomb. Các thông số đặc trưng của vật liệu gang xám được cho trong Bảng 1.

4.2. Các điều kiện biên và tải trọng

Mâm chứa dao được gá đặt trên thân đỡ thẳng đứng của khung máy CNC thông qua ổ đỡ. Điều kiện biên là ràng buộc ổ đỡ (Bearing Support) được chọn (Hình 14) với các lực khớp nối như Bảng 3.

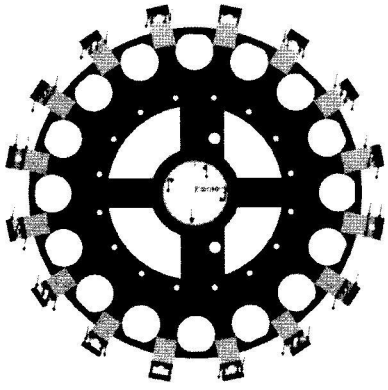
Bảng 3. Lực khớp nối trong ổ đỡ mâm chứa dao:

	Thành phần -X	Thành phần -Y	Thành phần -Z	Hợp lực
Lực dọc trục (N)	-0	-0	26,328	-26,328
Lực cắt (N)	140,39	2.788,7	0	2.792,3
Moment uốn (Nm)	0	0	0	0



Hình 14. Điều kiện biên của mô hình

Tải tĩnh tác động lên kết cấu là tải ổ đỡ (Bearing load) có độ lớn là 2.000 N và tải từ 16 ổ chứa dao, có độ lớn 50 N mỗi ổ, tác dụng theo phương như Hình 15. Các giá trị tải trọng đều được lấy lớn hơn thực tế với hệ số an toàn bằng 3.

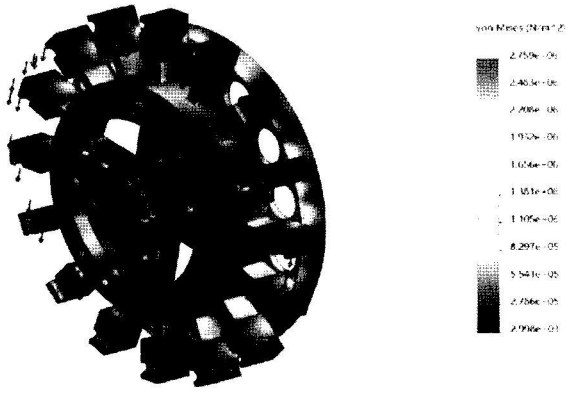


Hình 15. Điều kiện tải trọng của mô hình.

4.3. Kết quả phân tích ứng suất

Ứng suất (tiêu chuẩn) von-Mises được sử dụng như ứng suất tương đương để so sánh với ứng các giá trị tới hạn cho phép của vật liệu gang xám.

Kết quả	Dạng	Nhỏ nhất	Lớn nhất
Ứng suất	VON: von-Mises Stress	2,998e+03 N/m² Tại nút: 19080	2,759e+06 N/m² Tại nút: 7054



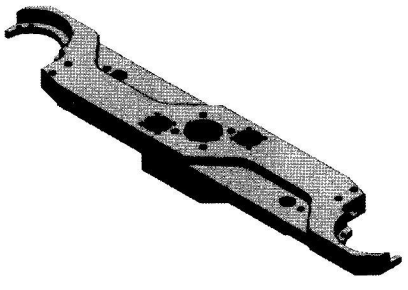
Hình 16. Kết quả ứng suất của mâm chứa dao

Theo kết quả thu được như Hình 16, với giá trị lớn nhất $\sigma_{vonMises}^{max} = 2{,}76$ MPa tại nút 7054. So sánh với các giá trị tới hạn cho phép của vật liệu gang xám, ứng suất lớn nhất sinh ra trong mâm chứa dao không vượt quá giá trị độ bền kéo cho phép ($[\sigma_k] = 151{,}66$ MPa) và độ bền nén cho phép ($[\sigma_n] = 572{,}17$ MPa). Vì vậy, ta có thể kết luận mô hình mâm chứa dao đảm bảo điều kiện bền.

5. PHÂN TÍCH TAY QUAY GẮP DAO

5.1. Mô hình hóa tay quay gắp dao

Tay quay gắp dao (Hình 17) có nhiệm vụ mang các loại dao đi/về giữa trục chính và mâm chứa dao bằng khớp xoay. Phân tích tải tĩnh được áp dụng để mô phỏng hoạt động thực tế của tay quay gắp dao. Qua đó tìm ứng suất, biến dạng và chuyển vị sinh ra trong mô hình.



Hình 17. Mô hình khối của tay quay gắp dao.

5.2. Mô hình vật liệu

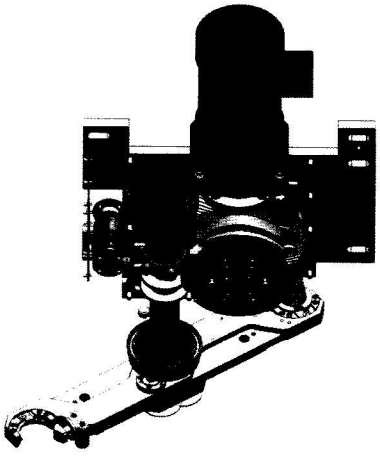
Vật liệu được chọn cho tay quay gắp dao là thép rút nguội (AISI-1045) được xem là vật liệu đẳng hướng, làm việc trong vùng đàn hồi tuyến tính. Các thông số vật liệu chính của thép AISI-1045 được cho trong Bảng 4.

Bảng 4. Thông số vật liệu của thép AISI-1045:

Độ bền chảy:	5,3e+08 N/m^2
Độ bền kéo:	6,25e+08 N/m^2
Mô đun đàn hồi Young:	2,05e+11 N/m^2
Hệ số Poisson:	0,29
Khối lượng riêng:	7,850 kg/m^3
Mô-đun đàn hồi trượt:	8e+10 N/m^2
Hệ số giãn nở nhiệt:	1,2e-05 /Kelvin

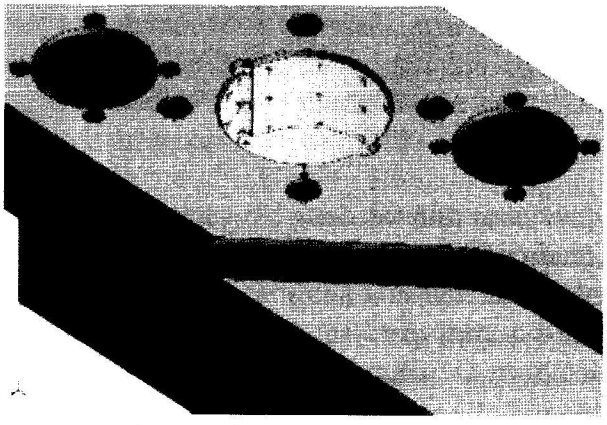
5.3. Các điều kiện biên và tải trọng

Tay quay gắp dao được gá đặt trên trục thẳng đứng của hệ truyền động gồm động cơ dẫn động cặp bánh răng côn và cơ cấu cam giúp tay quay có thể quay và dừng tại các vị trí được xác định (Hình 18). Kết cấu có thể được đưa về mô hình dầm bị ngàm cố định tại lỗ chính giữa tay quay.



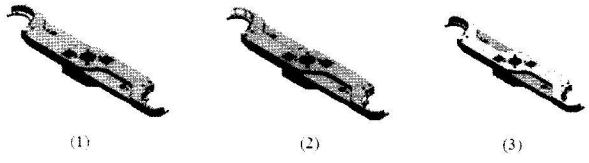
Hình 18. Vị trí gá đặt của tay quay gắp dao trong hệ truyền động.

Điều kiện biên là ràng buộc ngàm cố định (Fixed Geometry) được chọn tương đương với mối ghép bu lông giữa tay quay gắp dao và trục truyền động thẳng đứng (Hình 19).



Hình 19. Điều kiện biên của mô hình.

Tải tĩnh tác động lên kết cấu gồm ba phần (Hình 20): (1) Tải ụ dao tác động theo phương thẳng đứng, hướng xuống, độ lớn là 50 N; (2) Mô-men do trọng lượng của ụ dao tác động vào thành của tay quay gắp dao, tại vị trí lắp ụ dao; (3) Tải do tự trọng của tay quay gắp dao. Các giá trị tải trọng đều được lấy lớn hơn thực tế với hệ số an toàn bằng 3.

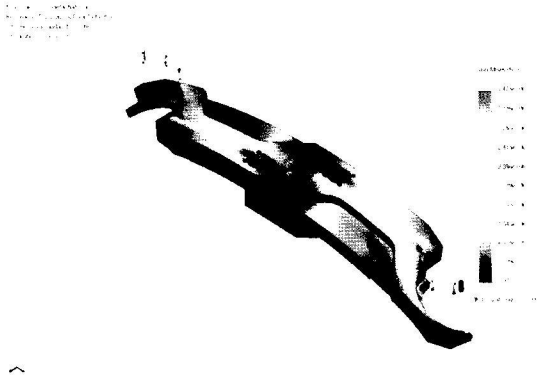


Hình 20. Điều kiện tải trọng của mô hình.

5.4. Kết quả phân tích ứng suất

Dựa trên lý thuyết năng lượng biến dạng, phá hủy dẻo xảy ra khi ứng suất von-Mises cực đại σ_g^{max} vượt quá độ bền chảy S_y của vật liệu. Tiến hành mô phỏng mô hình với các điều kiện biên và tải trọng như trên, ta thu được kết quả ứng suất sinh ra trong mô hình tay quay gắp dao như sau:

Kết quả	Dạng	Nhỏ nhất	Lớn nhất
Ứng suất	VON: Von Mises	3,947e+03N/m^2 Tại nút: 49469	3,473e+06N/m^2 Tại nút: 1385



Hình 21. Kết quả ứng suất sinh ra trong kết cấu.

Theo kết quả thu được như Hình 21, với giá trị lớn nhất $\sigma_{vonMises}^{max}$ = 3,47MPa tại nút 1385. So sánh với các giá trị tới hạn cho phép của vật liệu tại Bảng 4, ứng suất lớn nhất sinh ra trong ổ chứa dao không vượt quá giá trị độ bền kéo cho phép ($[\sigma_k] = 625$ MPa). Vì vậy, ta có thể kết luận mô hình tay quay gắp dao đảm bảo điều kiện bền.

6. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày kết quả phân tích bền dựa trên ứng suất tương đương sinh ra trong các chi tiết chịu lực chính của kết cấu cụm thay dao tự động trong máy phay CNC. Các chi tiết này được gán các điều kiện biên và tải trọng tương ứng theo điều kiện làm việc thực tế với hệ số an toàn tiêu chuẩn được áp dụng. Từ các kết quả này, ta có thể thấy ứng xử của vật liệu dưới tác dụng của tải tĩnh nằm trong vùng an toàn của vật liệu (đàn hồi tuyến tính), đảm bảo khả năng chịu tải tĩnh của kết cấu trong điều kiện làm việc thông thường. Hướng phát triển tiếp theo của bài báo này là xây dựng kết cấu thực tế để kiểm chứng thực nghiệm với kết quả mô phỏng thu được.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu được tài trợ bởi nguồn kinh phí từ đề tài nghiên cứu khoa học theo hợp đồng số 20/2019/HĐ-QPTKHCN. Các tác giả xin chân thành cảm ơn!❖

Ngày nhận bài: **15/12/2020**
Ngày phản biện: **05/01/2021**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Z. Yang; Material Modeling in Finite Elements Analysis, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2020.
[2]. Daryl L. Logan; A First Course in the Finite Element Method, Cengage Learning, USA, 2015.
[3]. Xiaolin Chen, Yijun Liu; Finite Elements Modeling and Simulation with Ansys Workbench, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2019.
[4]. Claudiu Florin, Marius, Lucian, Marian; Design of an Automatic Tool Changer System for Milling Machining Center, 23rd International Daaam Symposium,1139-1142, 2012.
[5]. Gokler, M.I., Koc, M.B., Design of an Automatic Tool Changer with Disc Magazine for a CNC Horizontal Machining Center, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 37, No.3, 1997.
[6]. S.H. Suh, S.K. Kang, D.H. Chung, and Ian Stroud; Theory and Design of CNC Systems, Springer, 2008.