

# PHƯƠNG PHÁP SỐ VÀ THỰC NGHIỆM ĐÁNH GIÁ ĐẶC TRƯNG BỀN MỎI CỦA CHI TIẾT MÁY KHI CHỊU TRẠNG THÁI ỨNG SUẤT PHỨC TẠP

Bùi Mạnh Cường<sup>1,\*</sup>, Đỗ Văn Sĩ<sup>1</sup>, Vũ Công Hàm<sup>1</sup>,  
Nguyễn Hữu Chiến<sup>1</sup>, Đào Văn Lưu<sup>2</sup>, Tạ Văn San<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn

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

<sup>3</sup>Hệ Quản lý học viên sau đại học, Trường Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn

DOI: 10.56651/lqdtu.jst.v18.n02.685

## Tóm tắt

Xác định đặc trưng bền mỏi của chi tiết máy có vai trò quan trọng trong quá trình tính toán, thiết kế máy. Tuy nhiên, khi chi tiết máy chịu trạng thái ứng suất phức tạp, việc xác định trực tiếp đặc trưng bền mỏi của chúng theo phương pháp truyền thống là vấn đề hết sức phức tạp. Trong bài báo này, các tác giả trình bày kết quả nghiên cứu phát triển một phương pháp số cho phép tính toán, khảo sát giới hạn bền mỏi của chi tiết máy khi chịu trạng thái ứng suất, biến dạng phức tạp theo các tiêu chí khác nhau, đồng thời trình bày các kết quả nghiên cứu thực nghiệm xác định giới hạn bền mỏi của chi tiết máy trong trạng thái ứng suất phức tạp với hai dạng mẫu khác nhau trên cơ sở sử dụng bàn rung LDS. Các kết quả nghiên cứu số và thực nghiệm cho thấy, khi chịu trạng thái ứng suất phức tạp, việc đánh giá đặc trưng bền mỏi theo phương pháp ứng suất chính thứ nhất cho kết quả sai số lớn nhất, trong khi đó phương pháp mặt phẳng tới hạn cho kết quả tin cậy hơn cả.

*Từ khóa:* Ứng suất phức tạp; mỏi đa trục; giới hạn bền mỏi; thí nghiệm mỏi đa trục.

## 1. Đặt vấn đề

Đánh giá, tính toán thiết kế các chi tiết máy, kết cấu theo độ bền mỏi là vấn đề được nhiều nhà nghiên cứu quan tâm hiện nay. Có nhiều mô hình tính toán các đặc trưng mỏi của chi tiết máy đã được đề xuất, trong đó mô hình ứng suất, biến dạng đơn là mô hình được sử dụng khá nhiều bởi tính đơn giản và thuận tiện của nó (trong mô hình này chỉ quan tâm đến thành phần ứng suất, biến dạng chính thứ nhất mà bỏ qua ảnh hưởng của các thành phần ứng suất, biến dạng còn lại) [1]. Tuy nhiên, trên thực tế kết cấu thường có trạng thái ứng suất phức tạp, nguyên nhân là do các kết cấu cùng lúc phải chịu các dạng tải trọng phức tạp khác nhau. Hơn nữa, các yếu tố như sự phức tạp về mặt hình dáng và sự tồn tại các khuyết tật trong vật liệu, cũng như các biến đổi lý, hóa của vật liệu sau quá trình gia công chế tạo, ... càng làm cho trạng thái ứng suất trong kết cấu trở nên phức tạp hơn [2]. Trong một số trường hợp, nhiều điểm trong kết cấu có trạng thái ứng suất phức tạp ngay cả khi kết cấu chịu tải trọng đơn trục, trong đó có thể kể đến

---

\* Email: buimanhcuongkck@lqdtu.edu.vn

hai nguyên nhân phổ biến đó là sự tồn tại ứng suất dư do nhiệt (các chi tiết hàn, đúc,...) và sự không liên tục của mặt cắt hình học (các chi tiết có lỗ khoan, trục bậc,...). Trong những trường hợp này, nếu sử dụng mô hình ứng suất, biến dạng đơn để xác định các đặc trưng mỏi cho chi tiết có thể dẫn đến sai số lớn và cần có những nghiên cứu đánh giá cụ thể hơn.

Các kết quả nghiên cứu đánh giá về các đặc tính bền mỏi cho chi tiết chịu trạng thái ứng suất phức tạp có thể được chia thành 3 nhóm chính: Phương pháp dựa trên ứng suất, biến dạng tương đương [3]; phương pháp năng lượng [4, 5] và phương pháp mặt phẳng tới hạn [6, 7]. Tuy nhiên, các nghiên cứu đánh giá tổng thể về cả 3 phương pháp trên, cũng như các nghiên cứu để đưa ra so sánh, đánh giá về hiệu quả, mức độ chính xác của các phương pháp này còn rất ít, vậy nên cần có những nghiên cứu đánh giá về hiệu quả, độ chính xác của các phương pháp này. Việc tiến hành các thí nghiệm mỏi đa trục theo phương pháp truyền thống là công việc tốn kém và khó khăn về cả thời gian và chi phí. Hơn nữa, cùng với sự phát triển nhanh chóng của công nghệ vật liệu với sự ra đời ngày càng đa dạng các vật liệu mới và đắt tiền được ứng dụng trong chế tạo các chi tiết, kết cấu máy, dẫn đến việc tiến hành thí nghiệm tìm các đặc trưng bền mỏi càng trở nên khó khăn hơn. Chính vì vậy, cần có thêm những nghiên cứu nhằm xây dựng và phát triển các phương pháp đánh giá, tính toán đặc tính bền mỏi của chi tiết khi chịu trạng thái ứng suất, biến dạng phức tạp bằng phương pháp lý thuyết với sự hỗ trợ của các phần mềm mô phỏng và tính toán số hiện nay.

Trên cơ sở mô hình phá hủy giòn của vật liệu [8, 9] kết hợp với phương pháp phần tử hữu hạn, bài báo tiến hành xây dựng và phát triển phương pháp số cho phép xác định giới hạn bền mỏi của chi tiết chịu trạng thái ứng suất phức tạp. Trước tiên, tác giả xây dựng mô hình chi tiết chịu ứng suất phức tạp và tiến hành mô phỏng trường ứng suất của chi tiết trên phần mềm Ansys Workbench, các số liệu về trường ứng suất của chi tiết được sử dụng làm thông số đầu vào cho chương trình tính toán tìm giới hạn bền mỏi được xây dựng trên phần mềm Matlab, trong đó trường ứng suất của chi tiết được quy đổi tương đương để tính giới hạn bền mỏi theo các tiêu chí khác nhau bao gồm: ứng suất chính lớn nhất, ứng suất tương đương Von Mises, ứng suất trên mặt phẳng tới hạn. Qua kết quả tính toán, đưa ra đánh giá so sánh hiệu quả của các tiêu chí khi trường ứng suất của chi tiết là trường ứng suất phức tạp. Kết quả tính toán giới hạn bền mỏi theo các tiêu chí khác nhau được so sánh với kết quả thí nghiệm để xác định được phương pháp phù hợp trong xác định giới hạn bền mỏi cho chi tiết, kết cấu chịu ứng suất phức tạp.

## **2. Xây dựng phương pháp số xác định giới hạn bền mỏi**

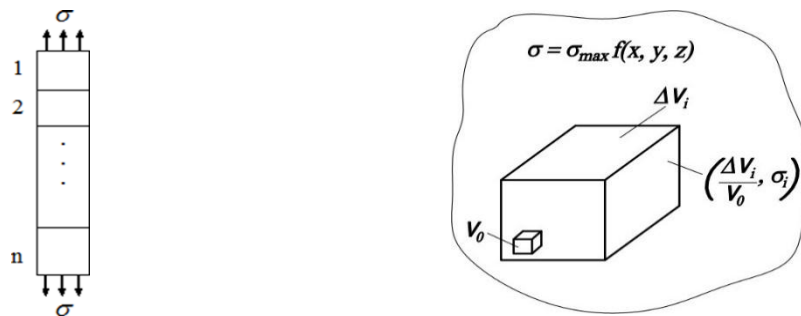
### **2.1. Mô hình phá hủy giòn của vật liệu**

Như đã đề cập ở trên, việc tìm giới hạn bền mỏi của chi tiết một cách trực tiếp thông qua thí nghiệm là công việc hết sức khó khăn, mất nhiều thời gian và công sức.

Do vậy, đã có một số phương pháp gián tiếp được đề xuất để xác định giới hạn bền mỗi cho chi tiết chịu trạng thái ứng suất, biến dạng đơn, cụ thể là sử dụng phương pháp đồng dạng phá hủy mỗi [9]. Tuy nhiên, phương pháp này lại không phù hợp và khó có thể áp dụng cho trường hợp chi tiết chịu trạng thái ứng suất, biến dạng phức tạp do khó khăn trong việc xác định chỉ tiêu đồng dạng. Trong bài báo này, các tác giả sẽ tiến hành xây dựng và phát triển phương pháp số dựa trên cơ sở mô hình phá hủy giòn do Weibull đề xuất [10] - mô hình chuỗi các khâu liên kết nối tiếp nhau.

Theo phương pháp này, giới hạn bền mỗi của chi tiết cần xác định sẽ được tính thông qua giới hạn bền mỗi của mẫu được chế tạo từ cùng một loại vật liệu. Giống như phương pháp đồng dạng phá hủy mỗi, phương pháp số được xây dựng trên cơ sở xác suất phá hủy của chuỗi các khâu nối tiếp nhau. Coi sự phá hủy của các khâu là độc lập nhau, nghĩa là xác suất phá hủy của khâu thứ  $i$  không ảnh hưởng cũng như không phụ thuộc vào sự kiện phá hủy của bất kỳ khâu nào khác trong chuỗi hoặc một nhóm khâu nào trong chuỗi, chuỗi sẽ bị phá hủy tại khâu yếu nhất, sự phá hủy ở bất kỳ một khâu nào thì đều làm cho chi tiết bị phá hủy (Hình 1a).

Theo Weibull, có thể xem vật thể là tập hợp của nhiều phần thể tích  $\Delta V_i$  nối tiếp nhau chịu các mức ứng suất không đổi  $\sigma_i$ , mỗi thể tích  $\Delta V_i$  lại chứa  $n_i$  khâu có thể tích đơn vị  $V_0$  nối tiếp nhau như minh họa trên hình 1b.



a) Chuỗi gồm  $n$  khâu nối tiếp nhau

b) Phần thể tích  $\Delta V_i$  của chi tiết đủ nhỏ sao cho ứng suất trong đó coi như phân bố đều

Hình 1. Mô hình phá hủy giòn tính xác suất phá hủy của chi tiết.

Phân bố ứng suất trong toàn bộ thể tích của chi tiết được thể hiện qua công thức:

$$\sigma = \sigma_{max} f(x, y, z) \tag{1}$$

trong đó:  $\sigma_{max}$  là ứng suất lớn nhất đặt tại một điểm nào đó trong chi tiết;  $f(x,y,z)$  là hàm phân bố không thứ nguyên thỏa mãn  $0 \leq f(x,y,z) \leq 1$ .

Theo [9], xác suất phá hủy của chi tiết chịu ứng suất lớn nhất  $\sigma_{max}$  được xác định theo công thức (2):

$$P(\sigma_{\max} \geq u) = 1 - \exp \left( - \int_{V_{u \geq 0}} \frac{\sigma_{\max} f(x, y, z) - u}{\sigma_0} \right)^{\alpha_w} \frac{dV}{V_0} \quad (2)$$

trong đó:  $u$  là giá trị nhỏ nhất của mức ứng suất có thể gây tổn thương mỗi cho chi tiết (thường lấy  $u = 0$ );  $\sigma_0$  là tham số tỉ lệ liên quan đến quy luật phân bố xác suất Weibull;  $\alpha_w$  - được xác định theo công thức sau [9]:

$$\alpha_w = \frac{1}{\nu_\sigma} - 0,64 \quad (3)$$

trong đó,  $\nu_\sigma$  là hệ số thể hiện độ nhạy của vật liệu đối với hiện tượng tập trung ứng suất và kích thước chi tiết, giá trị của  $\nu_\sigma$  được tra trong các bảng thuộc hệ thống tiêu chuẩn tùy theo loại vật liệu cụ thể.

Theo Kogaev [11], hai chi tiết được xem là đồng dạng về phá hủy mỗi khi có cùng giá trị của đại lượng:

$$I = \int_{V_u} \left( \frac{\sigma_{\max} f(x, y, z) - u}{\sigma_0} \right)^{\alpha_w} \frac{dV}{V_0} \quad (4)$$

Khi giả sử rằng ứng suất nhỏ nhất có thể gây tổn thương mỗi là bằng 0 (nghĩa là  $u = 0$ ), thì kỳ vọng toán ứng suất phá hủy (giới hạn bền mỗi) sẽ có dạng [12]:

$$\bar{\sigma} = \sigma_0 \left( \frac{V_0}{V^*} \right)^{\frac{1}{\alpha_w}} \Gamma \left( 1 + \frac{1}{\alpha_w} \right) \quad (5)$$

trong đó:  $V^* = \int_V [f(x, y, z)]^{\alpha_w} dV$  là thể tích quy đổi của chi tiết,  $\Gamma(\cdot)$  - hàm Gama.

Trường hợp chi tiết hoặc kết cấu chịu tải trọng thay đổi theo quy luật đối xứng thì giới hạn bền mỗi được viết như sau:

$$\sigma_{-1} = \sigma_0 \left( \frac{V_0}{V^*} \right)^{\frac{1}{\alpha_w}} \Gamma \left( 1 + \frac{1}{\alpha_w} \right) \quad (6)$$

Trong trường hợp chi tiết hoặc kết cấu chịu tải trọng thay đổi theo quy luật không đối xứng thì giá trị của ứng suất trung bình khác 0. Để kể tới ảnh hưởng của ứng suất trung bình  $\sigma_m$  trong chu kỳ tải đến giới hạn bền mỗi, ta có thể sử dụng biểu thức do

Goodman đề xuất [12]:

$$\frac{\sigma_R}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} = 1 \quad (7)$$

trong đó:  $\sigma_B$  là giới hạn bền của vật liệu;  $\sigma_R$  là giới hạn mỏi của chi tiết ở chu trình ứng suất phi đối xứng có ứng suất trung bình là  $\sigma_B$ ;  $\sigma_{-1}$  là giới hạn bền mỏi của chi tiết ở chu trình ứng suất đối xứng.

Từ phương trình (6) ta có thể thành lập tỉ số kỳ vọng toán ứng suất phá hủy đối với hai chi tiết có kích thước, hình dáng và trạng thái ứng suất khác nhau nhưng chế tạo từ cùng một loại vật liệu như sau:

$$\frac{\bar{\sigma}_1}{\bar{\sigma}_2} = \left( \frac{V_2^*}{V_1^*} \right)^{\alpha_w} \quad (8)$$

Theo [13],  $\bar{\sigma}_1$  được xem là giá trị trung bình của giới hạn bền mỏi của mẫu tiêu chuẩn  $\sigma_{-1}$ ,  $\bar{\sigma}_2$  là giá trị trung bình của giới hạn bền mỏi của chi tiết máy và kết cấu  $\sigma_{-1d}$ , nếu xét tới ảnh hưởng của công nghệ gia công bề mặt  $K_F$ , ảnh hưởng của việc giảm tính chất cơ học của vật liệu do sự tăng lên kích thước phôi khi chế tạo chi tiết máy so với mẫu thí nghiệm chuẩn qua hệ số  $K_V$  và ảnh hưởng của ứng suất trung bình  $\sigma_m$  thì từ phương trình (6) ta có:

$$\sigma_{-1d} = K_F \cdot K_V \left( \frac{V_0^*}{V_d^*} \right) \frac{\sigma_B - \sigma_m}{\sigma_B} \sigma_{-1} \quad (9)$$

trong đó:  $V_0^*, V_d^*$  là thể tích quy đổi của mẫu thí nghiệm và của chi tiết máy;  $\sigma_B$  là giới hạn bền của vật liệu làm mẫu.

## 2.2. Áp dụng phương pháp phần tử hữu hạn cho việc xác định giới hạn bền mỏi

Công thức (9) cho phép ta xác định giới hạn bền mỏi của chi tiết. Tuy nhiên, với các chi tiết có hình dạng và trường ứng suất phức tạp thì việc tìm giới hạn mỏi là rất khó khăn do rất khó xác định các thông số thể tích quy đổi  $V^*$  bằng phương pháp giải tích.

Trên cơ sở mô hình phá hủy giòn và sự đồng dạng phá hủy mỏi, nhóm tác giả đề xuất sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để xác định thể tích quy đổi  $V^*$  như sau [14]:

$$V_0^* = \sum_{n=1}^N V_{EL,n}^0; \quad V_d^* = \sum_{n=1}^N V_{EL,n}^d \quad (10)$$

trong đó:  $N$  là số lượng phần tử hữu hạn được sử dụng để mô hình hóa mẫu và chi tiết,  $V_{EL,n}^0$  và  $V_{EL,n}^d$  là thể tích quy đổi của phần tử hữu hạn thứ  $n$  của mẫu và của chi tiết, chúng được xác định theo công thức tích tích phân theo phương pháp cầu phương Gauss biểu thức sau:

$$\begin{aligned} V_{EL,n}^{0(d)} &= \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 (f^{0(d)}(x, y, z))^{\alpha_w} \det J_n(\xi, \eta, \tau) d\xi d\eta d\tau \\ &= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \sum_{k=1}^3 W_i \cdot W_j \cdot W_k \cdot (f^{0(d)}(x, y, z))^{\alpha_w} \det J_n(\xi, \eta, \tau) \end{aligned} \quad (11)$$

trong đó:  $W_i, W_j, W_k$  là các trọng số Gauss,  $J_n(\xi, \eta, \tau)$  là ma trận Jacobi trong phép chuyển đổi vector từ hệ tọa độ Đề các  $(x, y, z)$  sang hệ tọa độ địa phương  $(\xi, \eta, \tau)$ . Chỉ số “0” ứng với mẫu và chỉ số “d” ứng với chi tiết và  $f^{0(d)}(x, y, z)$  là hàm tọa độ không thứ nguyên, đối với mỗi phần tử hữu hạn của mẫu và chi tiết được xác định theo công thức sau:

$$f_{EL,n}^{0(d)}(x, y, z) = \sum_{i=1}^{node} \left( N_i^{0(d)} \frac{\sigma_i^{0(d)}}{\sigma_{\max}^{0(d)}} \right) \quad (12)$$

trong đó:  $N_i^{0(d)}$  là hàm dạng của phần tử hữu hạn ứng với nút thứ  $i$ ,  $\sigma_i^{0(d)}$  là giá trị ứng suất tại nút thứ  $i$  của phần tử hữu hạn đối với mẫu và chi tiết,  $\sigma_{\max}^{0(d)}$  là ứng suất lớn nhất trong mẫu và chi tiết,  $node$  là số lượng nút của mỗi phần tử.

### 2.3. Trường ứng suất quy đổi của chi tiết dùng để tính giới hạn bền mới

Trên cơ sở hỗ trợ của phần mềm mô phỏng và tính toán số, nhóm tác giả tiến hành tính toán ứng suất tại các nút của vật thể để xác định hàm tọa độ không thứ nguyên theo công thức (12), sau đó sử dụng công thức (9) để xác định giới hạn bền mới của chi tiết. Do trường ứng suất của chi tiết là trường ứng suất phức tạp nên cần phải quy đổi thành trường ứng suất tương đương dùng cho chương trình tính. Trong phạm vi bài báo tiến hành khảo sát các trường ứng suất quy đổi để so sánh và thảo luận, bao gồm: ứng suất chính lớn nhất  $\sigma_1$ , ứng suất tương đương Von Mises  $\sigma_{td}^{VM}$  và ứng suất tương đương trên mặt phẳng tối hạn  $\sigma_{td}^{th}$  (mặt phẳng có ứng suất tiếp lớn nhất).

- Ứng suất tương đương Von Mises tại mỗi nút được tính theo công thức [3, 12]:

$$\sigma_{td}^{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (13)$$

trong đó  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  lần lượt là các ứng suất chính, với  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ .

- Trên mặt phẳng có ứng suất tiếp lớn nhất, ứng suất tiếp  $\tau_{ij}$  và ứng suất pháp  $\sigma_{ij}^n$  được tính theo ứng suất chính theo các công thức:

$$\tau_{ij} = \frac{\sigma_i - \sigma_j}{2}; \sigma_{ij}^n = \frac{\sigma_i + \sigma_j}{2} \text{ với } \overline{i, j} = 1, 3 \text{ và } i < j \quad (14)$$

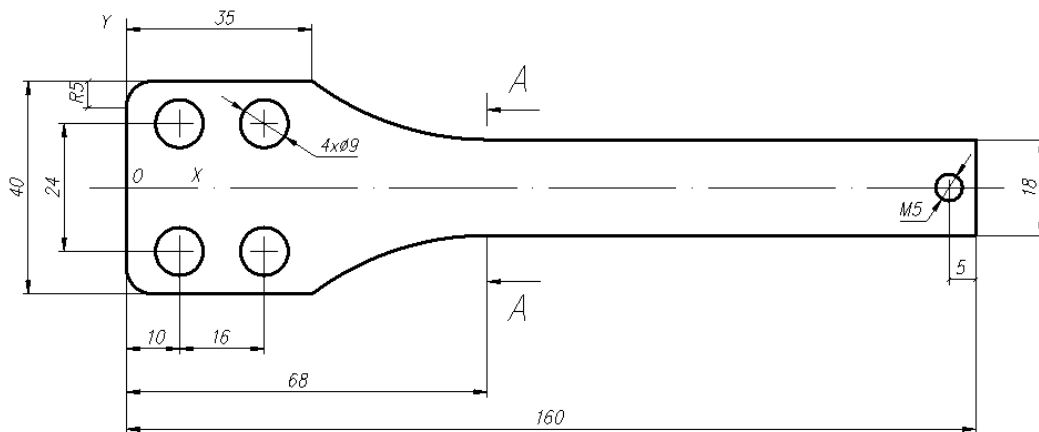
Khi đó, ứng suất tương đương trên mặt phẳng này được tính theo biểu thức sau [6]:

$$\sigma_{td}^{th} = \tau_{ij} \left(1 + k \frac{\sigma_{ij}^n}{\sigma_{ch}}\right) \quad (15)$$

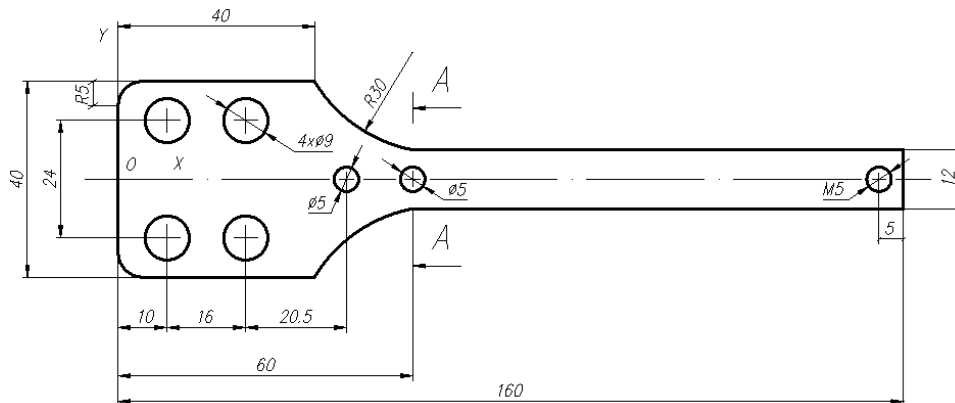
trong đó,  $k$  là hệ số phụ thuộc vào vật liệu và được xác định từ các số liệu khi chi tiết chịu ứng suất đơn trục, đối với vật liệu của chi tiết nghiên cứu, lựa chọn  $k = 1$  [6].

### 3. Kết quả mô phỏng số và thí nghiệm

Để tính toán giới hạn mỏi cho chi tiết phải tiến hành phân tích trường ứng suất biến dạng của chúng khi chịu tải. Trong thực tế kỹ thuật, chúng ta thường gặp 2 kiểu nguyên nhân gây ra trạng thái ứng suất, biến dạng phức tạp trong chi tiết, kết cấu đó là: ứng suất sinh ra trong chi tiết do quá trình nhiệt (các kết cấu hàn, đúc,...) và ứng suất sinh ra trong chi tiết có sự không liên tục của mặt cắt hình học (các chi tiết có lỗ khoan, trục bậc,...). Trong bài báo tiến hành khảo sát hai chi tiết mẫu có hình dạng và kích thước được thể hiện như hình 2 và 3 để phân tích và tiến hành thí nghiệm.



Hình 2. Hình dạng, kích thước của chi tiết mẫu dạng 1.



Hình 3. Hình dạng, kích thước của chi tiết mẫu dạng 2.

Vật liệu của cả hai chi tiết là thép CT3 có đặc trưng cơ học như trong bảng 1 [14]:

Bảng 1. Các đặc trưng cơ học của thép CT3

Giới hạn bền $\sigma_B$	Giới hạn chảy $\sigma_c$	Mô đun đàn hồi $E$	Hệ số Poisson	Độ giãn dài
440 MPa	296 MPa	200 GPa	0,3	20%

Chi tiết có chiều dày 6 mm, cấu tạo bao gồm phần đế (có 4 lỗ  $\phi 9$ ) được ngàm chặt (trong khi thí nghiệm chúng được gá chặt vào bàn rung), phần thân bị uốn bởi tải trọng dạng gia tốc chuyển động. Chi tiết dạng 1 được gia nhiệt tại vị trí mặt cắt A-A, chi tiết dạng 2 được khoan lỗ  $\phi 5$  tại vị trí mặt cắt A-A để tạo ra trạng thái ứng suất phức tạp hơn cũng như gia tăng ứng suất tại mặt cắt này (mặt cắt A-A chịu ứng suất lớn nhất). Đầu tự do của chi tiết có lỗ ren M5 để gá thêm khối lượng nhằm gia tăng ứng suất phát sinh trên mặt cắt khảo sát A-A đến giá trị mong muốn.

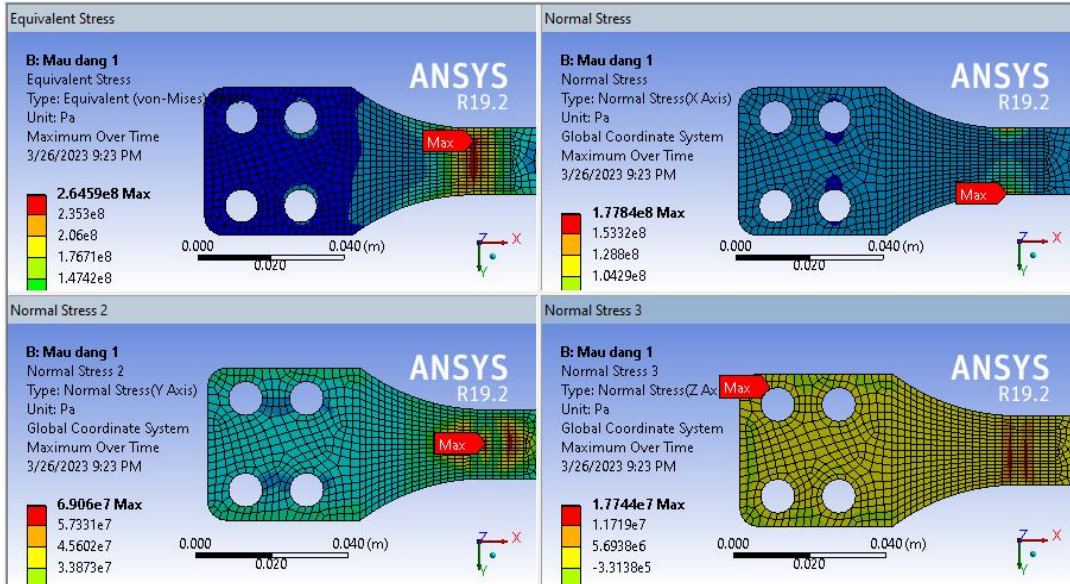
Để mô phỏng trường ứng suất của chi tiết, nhóm tác giả sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn trên phần mềm Ansys Workbench phiên bản miễn phí dành cho sinh viên. Căn cứ vào hình dạng của chi tiết, dạng phần tử được lựa chọn là Hexa20 (dạng khối 6 mặt 20 nút).

Để đảm bảo tính hội tụ, toàn bộ chi tiết mẫu dạng 1 được chia thành 8190 phần tử, chi tiết mẫu dạng 2 được chia thành 81491 phần tử. Phần kích thước 40x40 mm và 35x40mm chứa 4 lỗ F9 của mẫu dạng 1 và dạng 2 (hình 2 và 3) được ngàm chặt, đồng thời các mẫu chịu tải là gia tốc thay đổi điều hòa. Kết quả phân tích trường ứng suất của các chi tiết được thể hiện trên hình 4 và 5. Mô hình nghiên cứu đã đề xuất đảm bảo sự phù hợp giữa mô phỏng số và điều kiện làm việc thực của chi tiết trong quá trình thử nghiệm trên hệ thống LDS V830-335 (Hình 6).

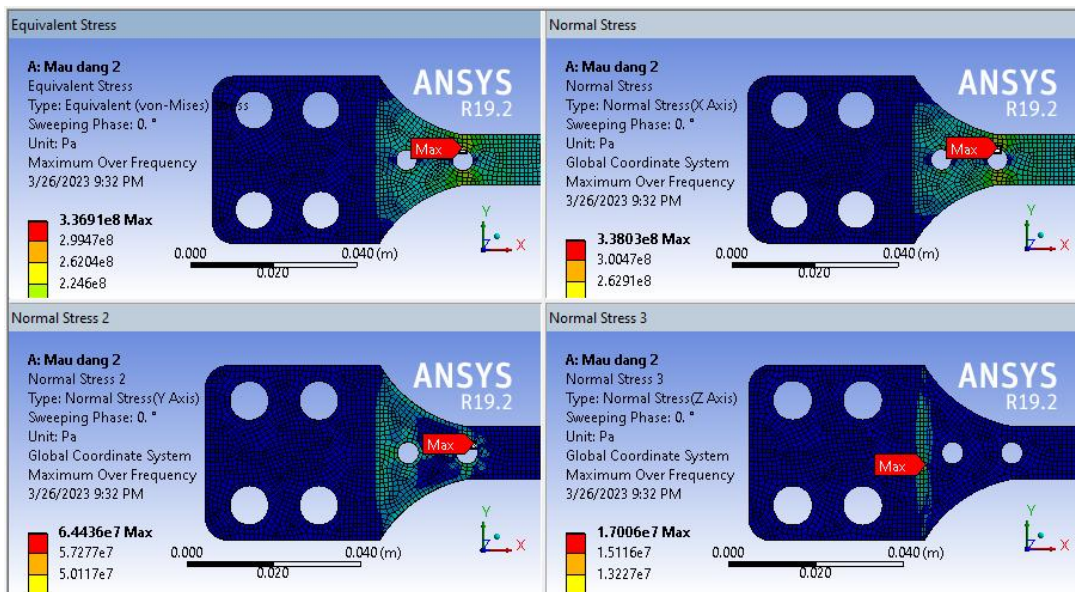
Sau khi mô phỏng trường ứng suất của chi tiết bằng phần mềm ANSYS, trường ứng suất của chi tiết được ghi thành tệp dữ liệu để làm thông số đầu vào cho chương



trình tính giới hạn mỏi được xây dựng trên phần mềm Matlab theo công thức (9) bằng chương trình mà nhóm nghiên cứu đã phát triển [14], trên cơ sở quy đổi trường ứng suất của chi tiết thành trường ứng suất tương đương sử dụng để tính giới hạn bền mỏi theo các tiêu chí khác nhau như công thức (13), (14), (15).



Hình 4. Trường ứng suất của chi tiết mẫu dạng 1.



Hình 5. Trường ứng suất của chi tiết mẫu dạng 2.

Bảng 2 và hình 7 là kết quả tính toán số theo các chỉ tiêu khác nhau trên cơ sở phần mềm đã được xây dựng và so sánh với kết quả tính toán theo phương pháp tiêu chuẩn GOST25.504-82 [15] cũng như so sánh với kết quả thử nghiệm trên mẫu thực.

Kết quả tính toán và thí nghiệm giới hạn bền mỏi ở bảng 2 tương ứng với số chu trình cơ sở là  $10^7$  chu trình phù hợp với các khuyến cáo đối với thép cacbon kết cấu [12, 15].



Hình 6. Thí nghiệm môi trên hệ thống LDS V830-335.

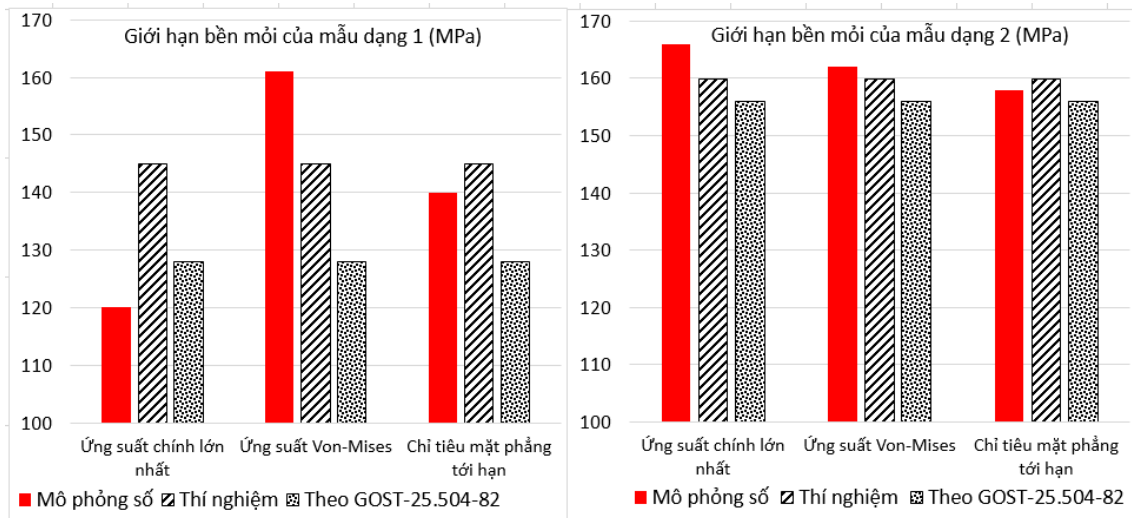
Bảng 2. Kết quả tính toán và thí nghiệm tìm giới hạn bền mỏi

Dạng mẫu	Chỉ tiêu tính toán giới hạn bền mỏi $\sigma_{-1d}$	Mô phỏng số (MPa)	GOST25 .504-82 (MPa)	Thí nghiệm (MPa)	Sai lệch so với phương pháp GOST25.5 04-82	Sai lệch so với thí nghiệm
Dạng 1	Ứng suất Chính lớn nhất	120	128	145	6,3%	-17,24%
	Ứng suất Von Mises	161			25,8%	+11,0%
	Ứng suất trên mặt phẳng tới hạn	140			9,4%	-3,45%
Dạng 2	Ứng suất Chính lớn nhất	166	156	159,8	+6,4%	+3,9%
	Ứng suất Von Mises	162			+3,8%	+1,4%
	Ứng suất trên mặt phẳng tới hạn	158			+1,3%	-1,1%

Với kết quả tính giới hạn bền mỏi của chi tiết được thể hiện trên bảng 2, ta thấy rằng:

Đối với mẫu dạng 1 (mẫu có ứng suất dư do gia nhiệt), khi sử dụng giá trị ứng suất chính lớn nhất  $\sigma_1$  để tính toán giới hạn bền mỏi cho chi tiết chịu ứng suất phức tạp thì kết quả tính toán có sự sai lệch lớn nhất so với thực nghiệm, sai lệch lên đến -17,24%. Nếu sử dụng chỉ tiêu ứng suất tương đương Von Mises hoặc chỉ tiêu mặt

phẳng tới hạn thì cho kết quả tính sát hơn so với thực nghiệm, sai lệch không quá 12%. Đặc biệt, khi sử dụng phương pháp mặt phẳng tới hạn sẽ cho kết quả chính xác nhất so với thực nghiệm, sai số khoảng -3,45%. Tuy nhiên, khi sử dụng giá trị ứng suất chính lớn nhất  $\sigma_1$  lại cho kết quả sát nhất so với phương pháp tiêu chuẩn GOST25.504-82 [15], sai số chỉ 6,3%. Trong khi sử dụng phương pháp ứng suất Von Mises cho kết quả có sự sai số lớn nhất so với phương pháp tiêu chuẩn GOST25.504-82, sai số lên đến 25,8%. Điều này là do phương pháp tiêu chuẩn GOST25.504-82 [15] chỉ quan tâm đến thành phần ứng suất chính lớn nhất mà bỏ ảnh hưởng của các thành phần ứng suất còn lại.



Hình 7. Biểu đồ so sánh giới hạn bền mỗi của chi tiết theo các tiêu chí.

Đối với mẫu dạng 2, sai lệch kết quả giữa các phương pháp khác nhau là nhỏ, nguyên nhân là đối với chi tiết có hình dạng kích thước và điều kiện chịu tải như trong bài toán đặt ra thì trường ứng suất sinh ra trong chi tiết là trường ứng suất phức tạp. Tuy nhiên, thành phần ứng suất chính thứ nhất  $\sigma_1$  (ứng suất theo phương dọc trục dầm) có giá trị lớn hơn nhiều so với các thành phần ứng suất chính còn lại  $\sigma_2, \sigma_3$  và các ứng suất tiếp trên mặt XY, YZ, ZX có giá trị không lớn. Đồng thời, giá trị ứng suất chính lớn nhất  $\sigma_1$  có sự chênh lệch không nhiều so với giá trị ứng suất tương đương Von Mises  $\sigma_{td}^{VM}$ . Khi đó, kết quả tính toán giới hạn bền mỗi của chi tiết khi sử dụng các trường ứng suất khác nhau cho kết quả sai lệch không nhiều.

Như vậy, trong cả hai trường hợp trên, khi sử dụng trường ứng suất đơn (ứng suất chính lớn nhất) để tính toán giới hạn bền mỗi đều cho kết quả tính toán có sự sai lệch

lớn hơn so với khi sử dụng các trường ứng suất tương đương khác. Qua đó cho thấy nếu sử dụng các giả thuyết về trường ứng suất đơn thì không thể kể hết những ảnh hưởng của các thành phần ứng suất khác đến đặc trưng mỏi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp. Ngược lại, nếu sử dụng ứng suất tương đương Von Mises hoặc ứng suất trên mặt phẳng tới hạn cho kết quả chính xác hơn. Tuy nhiên, trường hợp sử dụng ứng suất tương đương Von Mises thì có kể tới ảnh hưởng của các thành phần ứng suất đến các đặc trưng mỏi của chi tiết, nhưng các thành phần ứng suất kéo hay nén đều có ảnh hưởng giống nhau, điều này phản ánh không đúng thực tế vì ứng suất nén làm tăng đặc trưng bền mỏi.

Giới hạn mỏi của chi tiết tính toán theo phương pháp mặt phẳng tới hạn cho kết quả chính xác hơn cả (sai số lần lượt là -3,45% đối với mẫu dạng 1 và -1,1% đối với mẫu dạng 2), điều này phản ánh đúng quy luật và khá phù hợp với các kết quả nghiên cứu gần đây [1, 2, 6] về vấn đề mỏi đa trục đối với các vật liệu, dạng mẫu và mô hình chịu tải khác nhau. Trên thực tế, vết nứt mỏi xuất hiện trên mặt phẳng có ứng suất tiếp lớn nhất và mở rộng, phát triển bởi ứng suất pháp trên mặt phẳng ấy. Do vậy, sử dụng phương pháp mặt phẳng tới hạn để tính giới hạn mỏi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp là phù hợp với thực tế nhất.

#### **4. Kết luận**

Trong bài báo này, nhóm tác giả đã xây dựng và phát triển phương pháp mô phỏng và chương trình tính toán trên cơ sở phương pháp phần tử hữu hạn cho phép xác định giới hạn bền mỏi của chi tiết máy khi chịu trạng thái ứng suất phức tạp. Phương pháp này có thể áp dụng để tính toán sơ bộ và định hướng cho thực nghiệm tìm các đặc trưng bền mỏi. Hơn nữa, kết quả tính toán bằng phương pháp số còn cho phép kiểm tra giới hạn bền mỏi của một chi tiết có trường ứng suất phức tạp bất kỳ, đây chính là một lợi thế hơn hẳn các phương pháp tính khác. Trên cơ sở chương trình đã xây dựng, trong bài báo này đã đưa ra các kết quả tính toán, khảo sát giới hạn bền mỏi của chi tiết làm từ thép CT3 khi chịu trạng thái ứng suất phức tạp dựa trên các chỉ tiêu tính toán khác nhau, đồng thời tiến hành các thí nghiệm để kiểm chứng sự phù hợp của từng tiêu chí tính toán. Kết quả nghiên cứu cho thấy giới hạn mỏi của chi tiết xác định theo phương pháp mặt phẳng tới hạn cho kết quả chính xác hơn cả (sai số nhỏ hơn 3,5% cho cả hai chi tiết được khảo sát). Trong khi nếu sử dụng trường ứng suất đơn (ứng suất chính lớn nhất) cho chi tiết có trạng thái ứng suất, biến dạng phức tạp thì kết quả tính toán có sự sai lệch lớn nhất (sai lệch đến 17,24%) so với khi sử dụng các tiêu chí trường ứng suất tương đương còn lại.

## Tài liệu tham khảo

- [1] McDiarmid, D. L., "A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure", *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 14 No. 4, pp. 429-453, 1991.
- [2] Deng, Q.-Y., Zhu, S.-P., He, J.-C., Li, X.-K. and Carpinteri, A., "Multiaxial fatigue under variable amplitude loadings: Review and solutions", *International Journal of Structural Integrity*, Vol. 13 No. 3, pp. 349-393, 2022.
- [3] Yang, W. H., "A generalized von Mises criterion for yield and fracture", *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, Vol. 47 No. 2, pp. 297-300, 1980.
- [4] Mrozinski, S., "Energy-based method of fatigue damage cumulation", *International Journal of Fatigue*, Vol. 121, pp. 73-83, 2019.
- [5] Skibicki, D., Lipski, A. and Pejkowski, "Evaluation of plastic strain work and multiaxial fatigue life in CuZn37 alloy by means of thermography method and energy-based approaches of Ellyin and Garud", *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 41 No. 12, pp. 2541-2556, 2018.
- [6] Fatemi, A. and Socie, D. F., "A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading", *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 11 No. 3, pp. 149-165, 1988.
- [7] Findley, W. N., "A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending", *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 81 No. 4, pp. 301-305, 1959.
- [8] Болотин В. В., *Прогнозирование ресурса машин и конструкций*, М.: Машиностроение, 1984.
- [9] Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П., *Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность*, М.: Машиностроение, 1985.
- [10] W. A. Weibull, *A statistical theory of the strength of material*, Proc. Royal Swedish Institute for Engineer Research, Stockholm, No. 151, p. 45, 1939.
- [11] Когаев В. П., *Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени*, Библиотека расечика, М.: Машиностроение 232с, 1977.
- [12] Репецкий О., Буй Мань Кьонг, *Прогнозирование усталостной прочности рабочих лопаток турбомашин*, Дюссельдорф: Palmarium academic publishing, 2012.
- [13] Андрей В. С., "Метод определения характеристик сопротивления усталости деталей сложной формы," *Транспорт Урала*, 3, С. 39-43, 2004.
- [14] Đỗ Văn Sĩ, Bùi Mạnh Cường, Tạ Văn Sơn, "Xác định giới hạn bền mỏi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp bằng phương pháp số", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, Đại học Công nghiệp Hà Nội, tập 58, số 6B, tr. 62-65, 2022.
- [15] ГОСТ 25.504-82, *Расчеты и испытания на прочность*.

## NUMERICAL AND EXPERIMENTAL METHODS FOR ASSESSMENT OF FATIGUE CHARACTERISTICS OF MACHINE PARTS SUBJECTED TO MULTIAXIAL STRESSES

**Abstract:** *Determination of fatigue characteristics of machine parts plays an important role in machine design calculation process. However, when machine parts are subjected to complex stress states, it is extremely complicated to directly determine their fatigue characteristics by traditional methods. In this article, the author presents the results of research and development of a numerical method that allows to calculate and investigate the fatigue strength of machine parts when subjected to complex stress and deformation states according to other criteria. At the same time, we present the results of experimental research to determine the fatigue strength of machine parts in a complex stress state with two different type of samples on the basis of using an electromagnetic shaker LDS. The results of numerical and experimental studies show that, when the machine parts are subjected to complex stress states, the analysis of its fatigue characteristics using the first principal stress method gives the largest error, while the critical plane method gives the most reliable results.*

**Keywords:** Multiaxial stress; multiaxial fatigue; fatigue limit; multiaxial fatigue test.

*Nhận bài: 19/04/2023; Hoàn thiện sau phân biện: 10/07/2023; Chấp nhận đăng: 31/07/2023*

