

XÁC ĐỊNH GIỚI HẠN BỀN MỎI CỦA CHI TIẾT CHỊU ỨNG SUẤT PHỨC TẠP BẰNG PHƯƠNG PHÁP SỐ

DETERMINING OF FATIGUE LIMIT OF PART SUBJECTED MULTIAXIAL STRESSES BY NUMERICAL METHOD

Đỗ Văn Sĩ^{1,*}, Bùi Mạnh Cường¹, Tạ Văn San²

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.89>

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả tính giới hạn bền mỏi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp bằng phương pháp số. Trường ứng suất phức tạp của chi tiết được qui đổi tương đương thành trường ứng suất dùng để tính giới hạn bền mỏi trên cơ sở các tiêu chí khác nhau, các tiêu chí đánh giá này đã được sử dụng phổ biến để xác định tuổi thọ mỏi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp. Kết quả tính toán được so sánh với kết quả thí nghiệm đã được công bố và tiêu chuẩn quốc tế, qua so sánh để xác định tiêu chí đánh giá nào là phù hợp nhất để xác định giới hạn bền mỏi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp.

Từ khóa: Giới hạn mỏi, ứng suất phức tạp, mỏi đa trục.

ABSTRACT

This paper presents the results of calculating the fatigue limit of the part subjected multiaxial stresses by numerical method. The multiaxial stress field of the part is equivalently converted to the stress field used in the calculation on the basis of different criteria, these evaluation criteria have been commonly used to determine the fatigue properties of part subjected multiaxial stresses. Calculation results are compared with published test results and international standard, through comparison, it is shown which evaluation criteria are most suitable for fatigue limit assessment for complex stressing part.

Keywords: Fatigue limit, multiaxial stress, multiaxial fatigue.

¹Khoa Cơ khí, Học viện Kỹ thuật Quân sự

²Hệ V, Học viện Kỹ thuật Quân sự

*Email: vansihvkt@gmail.com

Ngày nhận bài: 25/9/2022

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 10/12/2022

Ngày chấp nhận đăng: 23/12/2022

1. GIỚI THIỆU

Hiện nay, các lý thuyết và phương pháp đánh giá tuổi thọ mỏi của kết cấu đã được nghiên cứu khá bài bản và đạt được nhiều kết quả khả quan. Ở giai đoạn đầu, để đơn giản hóa vấn đề, các nghiên cứu sử dụng mô hình ứng suất - biến dạng đơn có ảnh hưởng chính (bỏ qua các thành phần ứng suất - biến dạng còn lại) để tính toán và dự đoán tuổi thọ mỏi của kết cấu. Tuy nhiên, thực tế các chi tiết, kết cấu trong quá trình làm việc hầu hết đều chịu tác dụng của tải trọng phức tạp dẫn đến trạng thái ứng suất trong chi tiết, kết cấu không phải ở trạng thái ứng suất đơn. Hơn nữa, các yếu tố đặc biệt về hình dạng và sự không đồng nhất về vật

liệu của chi tiết, kết cấu càng làm cho trạng thái ứng suất trong kết cấu trở nên phức tạp hơn [1]. Khi đó, nếu sử dụng mô hình ứng suất đơn có thể dẫn đến sai số lớn khi tính toán tuổi thọ mỏi của kết cấu chịu trạng thái ứng suất phức tạp. Việc xác định và đánh giá các đặc trưng mỏi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp đã được chú ý từ vài chục năm trở lại đây. Ngày nay, các phương pháp đánh giá tuổi thọ mỏi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp có thể chia thành ba nhóm chính: phương pháp ứng suất - biến dạng tương đương [2], phương pháp năng lượng [3] và phương pháp mật phẳng tới hạn [4, 5]. Phương pháp dựa trên ứng suất - biến dạng tương đương chủ yếu tập trung vào việc tìm kiếm các thông số phá hủy tương đương và giả định rằng các thông số này tạo ra phá hủy môi trường tự nhiên như do tải một trục. Tuy nhiên, các tham số này không thể giải thích được cơ chế của sự phá hủy và chỉ đưa ra dự đoán tuổi thọ mỏi dưới tải đơn trục hoặc đa trục tỷ lệ. Phương pháp năng lượng dựa trên lý thuyết về sự phá hủy không thể đảo ngược của vật liệu và năng lượng lệch tinh thể. Phương pháp dựa trên năng lượng phần nào cũng giải thích được một số tính chất vật lý của sự phá hủy và cũng được ứng dụng rộng rãi trong dự đoán tuổi thọ mỏi của kết cấu [6]. Phương pháp mật phẳng tới hạn do Findley [7] đề xuất dựa trên cơ chế bắt đầu nứt và hỏng do mỏi. Phương pháp mật phẳng tới hạn có nhiều lợi thế hơn trong việc xây dựng các thông số hư hỏng thích hợp trên một mặt phẳng cụ thể của vật liệu. Trên thực tế, vết nứt mỏi thường xuất hiện trên một mặt phẳng có ứng suất tiếp lớn nhất và được mở rộng, phát triển bởi ứng suất pháp trên mặt phẳng ấy [8]. Phương pháp mật phẳng tới hạn thường được sử dụng và cho kết quả khá sát với thực tế, đặc biệt là mô hình dựa trên ứng suất [4].

Có rất nhiều phương pháp đánh giá đặc trưng mỏi của kết cấu đã được phát triển, việc đánh giá tuổi thọ mỏi của chi tiết, kết cấu làm việc trong các điều kiện tải khác nhau được tập trung nghiên cứu. Tuy nhiên, nghiên cứu xác định giới hạn bền mỏi của chi tiết, kết cấu còn hạn chế, đặc biệt khi chi tiết, kết cấu chịu ứng suất phức tạp. Thực tế, chi tiết, kết cấu hàn thường tồn tại trường ứng suất dư rất phức tạp, ứng suất theo các phương lớn đáng kể và không cùng phương với ứng suất do tải sinh ra [9]. Hơn nữa, các nghiên cứu về đặc tính bền mỏi cho kết cấu hàn thường chỉ quan tâm đến ảnh hưởng của giá trị ứng suất dư (USD) mà chưa

quan tâm đến ảnh hưởng của tất cả các thành phần ứng suất. Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu về xác định giới hạn bền mỏi của chi tiết có ứng suất dư do gia nhiệt chịu uốn phẳng bằng phương pháp số. Các phương pháp tính giới hạn bền mỏi dựa trên cơ sở phương pháp ứng suất - biến dạng tương đương và phương pháp mặt phẳng tới hạn được khảo sát, trong đó trường ứng suất phức tạp của chi tiết được quy đổi thành trường ứng suất tương đương (USTĐ) và trường ứng suất trên một mặt cắt bất kỳ. Kết quả tính của bài báo được so sánh với kết quả thí nghiệm công bố trong tài liệu [10] và tiêu chuẩn GOST 25.504-82 [11] 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.

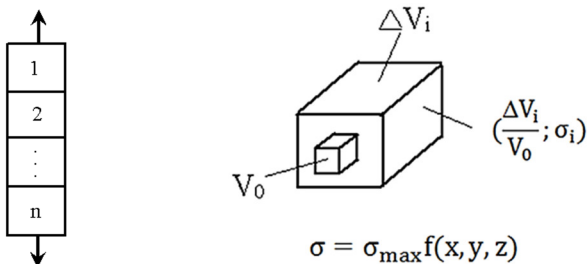
2. PHƯƠNG PHÁP SỐ XÁC ĐỊNH GIỚI HẠN BỀN MỎI CỦA CHI TIẾT

2.1. Cơ sở lý thuyết

Trước đây, việc xác định đặc trưng bền mỏi của chi tiết thông thường được thực hiện bằng thực nghiệm. Hiện nay có một số phương pháp xác định các đặc trưng bền mỏi của chi tiết một cách gián tiếp thông qua chi tiết mẫu, bản chất của phương pháp được xây dựng dựa theo giả thuyết về mô hình phá hủy giòn [12, 13]. Theo mô hình này, chi tiết được coi là các khâu nối tiếp nhau, sự phá hủy bất kỳ một khâu nào thì đều làm chi tiết phá hủy, hình 1a. Giả sử trong một phần thể tích ΔV_i có ứng suất không đổi là σ_i , trong phần thể tích này chứa n_i phân tử đơn vị có thể tích là V_0 , trong chi tiết lại chứa các phần thể tích ΔV_i nối tiếp nhau như hình 1b. Sự phân bố ứng suất trong toàn bộ thể tích của chi tiết là:

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

trong đó, σ là ứng suất tại một điểm bất kỳ có tọa độ (x, y, z) ; σ_{\max} là ứng suất lớn nhất trong chi tiết và $f(x, y, z)$ là hàm phân bố không thứ nguyên thỏa mãn $0 \leq f(x, y, z) \leq 1$.



a) Chuỗi các khâu nối tiếp b) Phân chia vật thể thành khâu nối tiếp

Hình 1. Sơ đồ tính xác suất phá hủy của chi tiết

Theo đó thì xác suất phá hủy của chi tiết chịu ứng suất lớn nhất σ_{\max} được xác định theo công thức [13]:

$$P(\sigma_{\max}) = 1 - \exp \left\{ - \int_{\sigma_{\max} \cdot f(x, y, z) > 0} \left[\frac{\sigma_{\max} \cdot f(x, y, z) - u}{\sigma_0} \right]^\alpha \frac{dV}{V_0} \right\} \quad (2)$$

ở đây α , σ_0 và u là thông số phân bố đặc tính bền của phần tử chi tiết, u là giá trị nhỏ nhất của ứng suất có thể gây tổn thương mỏi cho chi tiết, α - được xác định theo công thức sau [13]:

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

trong đó v_σ là đặc tính các tính chất cơ học của vật liệu qui định độ nhạy của nó với tập trung ứng suất và yếu tố tỷ lệ, có giá trị xác định phụ thuộc vào từng vật liệu cụ thể.

Theo [14], khi giả sử rằng ứng suất nhỏ nhất có thể gây tổn thương mỏi là bằng 0 (nghĩa là $u = 0$), thì kỳ vọng toán ứng suất phá hủy (giới hạn bền mỏi) sẽ có dạng:

$$\bar{\sigma} = \sigma_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V^*} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \cdot \Gamma \left(1 + \frac{1}{\alpha} \right) \quad (4)$$

trong đó $V^* = \int_V [f(x, y, z)]^\alpha dV$ là thể tích qui đổi, Γ - hàm Gama.

Từ phương trình (4) ta có thể thành lập tỷ 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:

$$\frac{\bar{\sigma}_1}{\bar{\sigma}_2} = \left(\frac{V_1^*}{V_2^*} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \quad (5)$$

Theo [15], $\bar{\sigma}_1$ được xem là giá trị trung bình của giới hạn bền mỏi của mẫu tiêu chuẩn σ_{-1} , còn $\bar{\sigma}_2$ là giá trị trung bình của giới hạn bền mỏi của chi tiết máy và kết cấu σ_{-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 σ_m (ứng suất dư) [16] thì từ phương trình (5) ta có:

$$\sigma_{-1d} = K_F \cdot K_V \cdot \left(\frac{V_0^*}{V_d^*} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \cdot \frac{\sigma_B - \sigma_m}{\sigma_B} \cdot \sigma_{-1} \quad (6)$$

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

2.2. Phương pháp phần tử hữu hạn

Có thể dùng phương pháp phần tử hữu hạn để tính V^* như sau [14]:

$$V_0^* = \sum_{m=1}^N V_{ELm}^0 \text{ và } V_d^* = \sum_{m=1}^N V_{ELm}^d \quad (7)$$

Trong đó, N là số lượng phần tử hữu hạn được sử dụng để mô hình hóa mẫu và chi tiết, V_{ELm}^0 và V_{ELm}^d là thể tích qui đổi của phần tử hữu hạn thứ m của mẫu và của chi tiết, theo [14] chúng được xác định phụ thuộc và dạng phần tử hữu hạn, theo dạng phần tử 3 chiều được xác định theo biểu thức sau:

$$V_{ELm}^{0(d)} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [f_{ELm}^{0(d)}(x, y, z)]^\alpha \det J_m(\xi, \eta, \iota) d\xi d\eta d\iota$$

$$= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \sum_{k=1}^3 W_i W_j W_k [f_{ELm}^{0(d)}(x, y, z)]^\alpha \det J_m(\xi, \eta, \iota) \quad (8)$$

trong đó, W_i, W_j, W_k là các trọng số theo các trục ξ, η, ι trong hệ trục tọa độ địa phương của phần tử hữu hạn, $J_m(\xi, \eta, \iota)$ - ma trận Jacobi. Chỉ số "0" ứng với mẫu và chỉ số "d" ứng với chi tiết.

Hàm tọa độ không thứ nguyên đối với mỗi phần tử hữu hạn của mẫu và chi tiết $f_{ELm}^{0(d)}(x, y, z)$ được xác định theo công thức sau:

$$f_{\text{ELm}}^{0(d)}(x, y, z) = \sum_{i=1}^n N_i^{0(d)} \frac{\sigma_i^{0(d)}}{\sigma_{\text{max}}^{0(d)}} \quad (9)$$

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

2.3. Trường ứng suất qui đổi của chi tiết

Để sử dụng công thức (6) cần phải tính ứng suất tại mỗi nút của vật thể theo công thức (9). Do trường ứng suất của chi tiết là đa trục nên cần phải đánh giá và qui đổi thành trường ứng suất tương đương. Bài báo tiến hành khảo sát các trường ứng suất qui đổi bao gồm: ứng suất chính lớn nhất σ_1 , ứng suất tương đương Von Mises σ_{td}^{vm} và ứng suất trên mặt phẳng tới hạn σ_{td}^{th} (mặt phẳng có ứng suất tiếp lớn nhất).

- Ứng suất tương đương Von Mises tại mỗi nút được tính theo công thức [17]:

$$\sigma_{\text{td}}^{\text{vm}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_1 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} \quad (10)$$

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

- Trên mặt phẳng có ứng suất tiếp lớn nhất, ứng suất tiếp τ_{ij} và ứng suất pháp σ_{ij}^n được tính theo ứng suất chính:

$$\tau_{ij} = \frac{\sigma_i - \sigma_j}{2}; \sigma_{ij}^n = \frac{\sigma_i + \sigma_j}{2} \text{ với } i, j = 1, 3 \text{ và } i < j \quad (11)$$

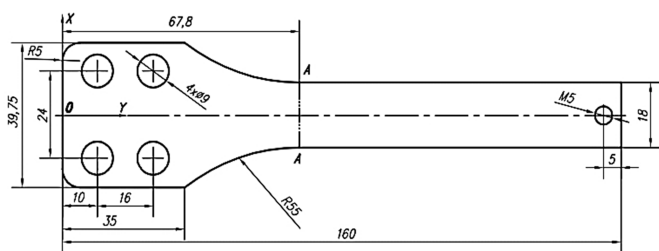
khi đó ứng suất tương đương trên mặt phẳng này được tính theo biểu thức sau [4]:

$$\sigma_{td}^{th} = \tau_{ij}(1 + n \frac{\sigma_{ij}^n}{\sigma_{ch}}) \quad (12)$$

trong đó σ_{ch} là ứng suất chảy, n 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 $n = 1$ [4].

3. MÔ PHỎNG SỐ TRƯỜNG ỨNG SUẤT CỦA CHI TIẾT

Để tính toán giới hạn bền mỏi cho chi tiết, bài báo sử dụng chi tiết được sử dụng trong tài liệu [9], hình dạng và kích thước của chi tiết được thể hiện hình 2. Chi tiết được chế tạo bằng phương pháp cắt dây, sau đó được gia nhiệt kiểu hàn tại mặt cắt A-A để tạo ứng suất dư. Chi tiết chịu ứng suất dư do hàn làm việc trong điều kiện tải trọng thay đổi rất phổ biến trong kết cấu máy và thường bị phá hủy do mỏi.



Hình 2. Hình dạng, kích thước của chi tiết

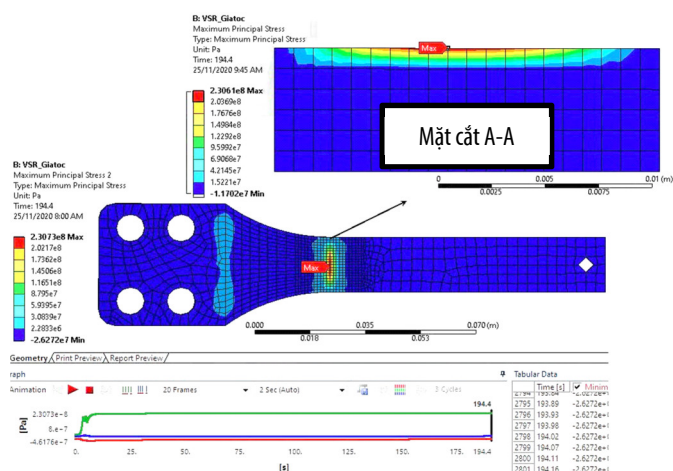
Chi tiết được chế tạo từ thép CT3 có đặc trưng cơ học như bảng 1 [10].

Bảng 1. Các đặc trưng cơ học của thép CT3

Giới hạn bền σ_B	Giới hạn chảy σ_{ch}	Modul đàn hồi E	Hệ số poisson	Độ giãn dài
440 Pa	296 Pa	200 Pa	0,3	20%

Chi tiết có cấu tạo bao gồm phần đế (có 4 lỗ $\phi 9$) để gá đặt vào bàn rung và phần thân chịu uốn khi bị rung (mặt cắt A-A chịu ứng suất lớn nhất). Chi tiết được gia nhiệt tại mặt cắt A-A để tạo ứng suất dư.

Sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn trên phần mềm ANSYS để mô phỏng ứng suất dư do quá trình nhiệt và trường ứng suất của chi tiết khi bị uốn. Toàn bộ chi tiết được chia thành 8190 phần tử dạng khối 6 mặt 20 nút. Trường ứng suất dư sau quá trình nhiệt được thể hiện trên hình 3.



Hình 3. Trường ứng suất dư do quá trình nhiệt

Sau khi mô phỏng trường ứng suất của chi tiết bằng phần mềm ANSYS, trường ứng suất của chi tiết được sử dụng để qui đổi tương đương thành các ứng suất sử dụng cho tính giới hạn bền mỗi theo các tiêu chí khác nhau như công thức (10), (11), (12). Giới hạn bền mỗi của chi tiết được tính theo công thức (6). Kết quả tính toán được thể hiện trong bảng 2.

Giới hạn bền mỗi của chi tiết khảo sát được tính theo tiêu chuẩn ГОСТ 25.504-82 [11], giá trị tính được là 188MPa.

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết quả tính giới hạn bền mỗi của chi tiết với các trường ứng suất tương đương theo các chỉ tiêu khác nhau được thể hiện trên bảng 2.

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

TT	Trường USTĐ dùng để tính σ_{-1d}	σ_{-1d} khi có USD (MPa)	Sai lệch so với thí nghiệm	σ_{-1d} khi không có USD (MPa)	Sai lệch so với ГОСТ 25.504-82 [11]
1	Ứng suất Chính lớn nhất	120	- 12,4%	175	- 6,9%
2	Ứng suất Von Mises	161	+ 17,5%	198	+ 5,3%

3	Ứng suất trên mặt phẳng tới hạn	140	+ 2,2%	189	+ 0,5%
4	Thí nghiệm [9]	137			
5	ГОСТ 25.504-82 [11]			188	

Với kết quả tính giới hạn bền mỗi của chi tiết được thể hiện trên bảng 2 cho thấy: khi sử dụng trường ứng suất đơn (ứng suất chính lớn nhất) hoặc trường ứng suất tương đương Von Mises cho kết quả khá chính xác nếu trường ứng suất của chi tiết là trường ứng suất đơn (sai lệch thấp hơn 7%), nhưng khi chi tiết chịu ứng suất phức tạp thì kết quả tính có sự sai lệch lớn (sai lệch lên đến 17%). 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 đến đặc trưng mỗi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp. Ngược lại nếu sử dụng ứng suất tương đương Von Mises thì có kể tới ảnh hưởng của các thành phần ứng suất đến các đặc trưng mỗi 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 mỗi.

Tính giới hạn bền mỗi của chi tiết theo phương pháp mặt phẳng tới hạn cho kết quả khá chính xác khi chi tiết chịu trường ứng suất đơn, ngay cả khi trường ứng suất của chi tiết là phức tạp (sai số thấp hơn 3%). Trên thực tế, vết nứt mỗi xuất hiện trên mặt phẳng có ứng suất tiếp lớn nhất và ứng suất pháp trên mặt phẳng ấy làm cho vết nứt mỗi phát triển. Do vậy sử dụng phương pháp mặt phẳng tới hạn để tính giới hạn bền mỗi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp là phù hợp với thực tế.

Kết quả của bài báo có thể áp dụng để tính toán sơ bộ và định hướng cho thực nghiệm. Bằng phương pháp số để tính giới hạn bền mỗi, cho phép kiểm tra giới hạn bền mỗi 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.

Phương pháp mặt phẳng tới hạn dùng trong tính toán giới hạn bền mỗi của chi tiết chịu ứng suất phức tạp phản ánh sát quá trình phá hủy mỗi trong thực tế và cho kết quả chính xác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Zhu S.P., Ai Y., Liao D., Correia J.A., De Jesus A.M., Wang Q., 2021. *Recent advances on size effect in metal fatigue under defects: a review*. International Journal of Fracture, pp. 1-23.
- [2]. Yang W.H., 1980. *A generalized von mises criterion for yield and fracture*. Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME, Vol. 47 No. 2, pp. 297-300.
- [3]. Mrozinski S., 2019. *Energy-based method of fatigue damage cumulation*. International Journal of Fatigue, Vol. 121, pp. 73-83.
- [4]. Fatemi A., Socie D.F., 1988. *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.

[5]. Findley W.N., 1959. *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.

[6]. Skibicki D., Lipski A., Pejkowski, 2018. *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.

[7]. Findley W.N., 1959. *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.

[8]. MW Brown, KJ Miller, 1973. *A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Volume 187, Issue 1, https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1973_187_161_02.

[9]. Asma Manai, 2021. *Residual Stresses Distribution Posterior to Welding and Cutting Processes*. Engineering Principles, DOI: 10.5772/intechopen.100610.

[10]. Đỗ Văn Sĩ, Bùi Mạnh Cường, Nguyễn Thị Hồng, 2021. *Simulating and evaluating the ability of increasing the fatigue limit of the vibratory stress relief*. Journal of Water Resources & Environmental Engineering, Thuyloi University, Vol. 74, 55-61.

[11]. GOST 25.504-82. *Strength calculation and testing*.

[12]. Bolotin V. V., 1984. *Fatigue life prediction of machinery and structures*. Publisher: Mechanical engineering Publishing.

[13]. Kogaev V. P., Makhutov N. A., Gusenkov A. P., 1985. *Calculations of machine elements and structures for strength and durability*. Mechanical Engineering Publishing.

[14]. Repetskiy O.V, Bui Manh Cuong, 2012. *Fatigue Life Prediction of turbomachine rotor blades*. Palmarium Academic Publishing.

[15]. Andrey V. S., 2004. *Method for determining the fatigue resistance characteristics of complex components*. Ural Transport, 3, pp. 39-43.

[16]. L.Susmel, R. Tovo, P. Lazzarin, 2005. *The mean stress effect on the high-cycle fatigue strength from a multiaxial fatigue point of view*. International Journal of Fatigue, Volume 27, Issue 8, 928-943.

[17]. Hoang Xuan Luong, 2003. *Strength Of Materials*. Military Technical Academy, 471p (in Vietnamese)

AUTHORS INFORMATION

Do Van Sĩ¹, Bui Manh Cuong¹, Ta Van San²

¹Faculty of Mechanical Engineering, Military Technical Academy

²V Branch, Military Technical Academy