

PREDIÇÃO DE VIDA EM FADIGA DE UMA RODA DE CAÇAMBAS UTILIZANDO MECÂNICA DA FRATURA LINEAR ELÁSTICA

Bruno Lopes Barcelos, brunolbarcelos@yahoo.com.br¹
Ernani Sales Palma, ernani@demec.ufmg.br¹

¹Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Presidente Antônio Carlos, 6627, Pampulha, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

Resumo: Este trabalho apresenta o estudo de propagação de trinca na junta soldada entre o cubo do eixo de acionamento e a estrutura principal de uma roda de caçambas que falhou em campo com aproximadamente 1 (um) ano de operação. Os conceitos de Mecânica da Fratura Linear Elástica foram aplicados nesta análise. As tensões atuantes na região fraturada foram obtidas por meio de um modelo em elementos finitos, ao qual foram aplicados os carregamentos atuantes durante o processo de escavação do material. Aspectos relacionados à junta soldada foram considerados, tais como a presença de tensões residuais trativas e o fator de amplificação devido à geometria do cordão de solda. Na análise, foi possível obter uma vida em fadiga coerente com a estimativa do número de ciclos até a falha da roda caso as tensões residuais na região fraturada sejam superiores a 119,9 MPa, valor equivalente a 35,8% do limite de escoamento do material de fabricação da roda de caçambas.

Palavras-chave: Roda de caçambas, Mecânica da Fratura Linear Elástica, Propagação de trinca, Fadiga, Tensões residuais.

1. INTRODUÇÃO

Recuperadoras de roda de caçambas são equipamentos responsáveis pela remoção contínua de material a granel de um pátio de estocagem e por destiná-lo à próxima etapa do processo produtivo em uma cadeia de extração mineral. A falha estrutural de uma roda de caçambas pode envolver sérias consequências, tanto do ponto de vista econômico quanto em relação à segurança dos operadores e mantenedores do equipamento.

Neste sentido, foi realizada a análise da estrutura de uma roda de caçambas, que apresentou uma trinca prematura em campo com aproximadamente 1 (um) ano de operação, utilizando-se os conceitos de Mecânica da Fratura Linear Elástica. Tal trinca está localizada nas proximidades da junta soldada de união entre o cubo do eixo de acionamento e a estrutura principal da roda, e proporcionou a separação completa entre os dois componentes. A trinca final observada em campo possui comprimento de aproximadamente 2600 mm, valor igual ao perímetro do cordão de solda empregado. A Figura 1 ilustra a localização da trinca.

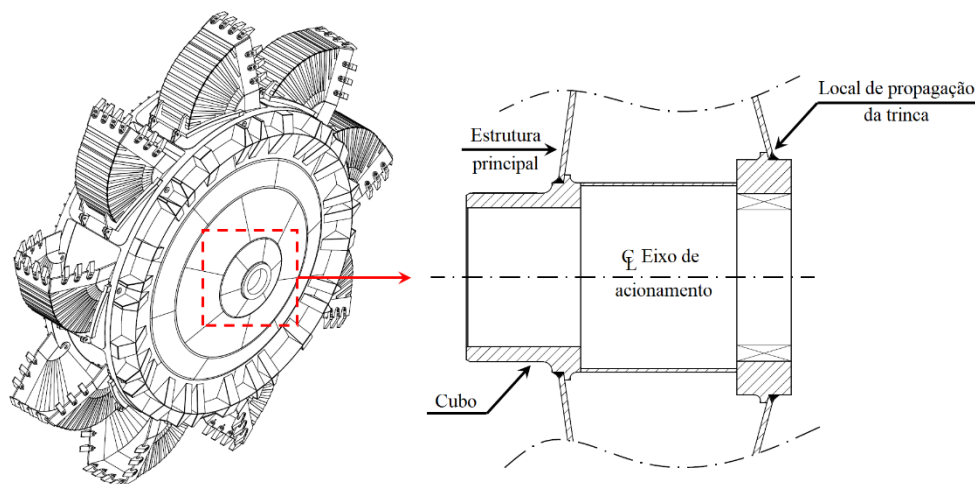


Figura 1. Localização da trinca na estrutura da roda de caçambas.

O objetivo deste estudo será determinar a vida para que uma trinca preexistente na estrutura da roda de caçambas se propague de maneira estável. A variação das tensões atuantes na estrutura em função do giro da recuperadora durante sua operação e em função da rotação da roda de caçambas será considerada na análise.

2. PROCEDIMENTO COMPUTACIONAL

2.1. Modelagem em elementos finitos

A partir dos desenhos de projeto da roda de caçambas, um modelo computacional composto por elementos finitos foi elaborado no software Femap®, que utiliza como solver o software NX Nastran 8.5.1. No modelo computacional, foram utilizados elementos sólidos tetraédricos de segunda ordem (CTETRA) para a modelagem do cubo do eixo de acionamento, elementos de massa pontual (CONM2) para representação da massa das caçambas conectadas à estrutura da roda e elementos rígidos interpolados (RBE3) que permitem a aplicação das cargas atuantes durante o processo de escavação do material. A estrutura principal da roda de caçambas, onde serão obtidas as tensões para a determinação da vida em fadiga, foi modelada utilizando elementos de casca de segunda ordem (CQUAD8). A Figura 2 apresenta o modelo computacional da roda de caçambas.

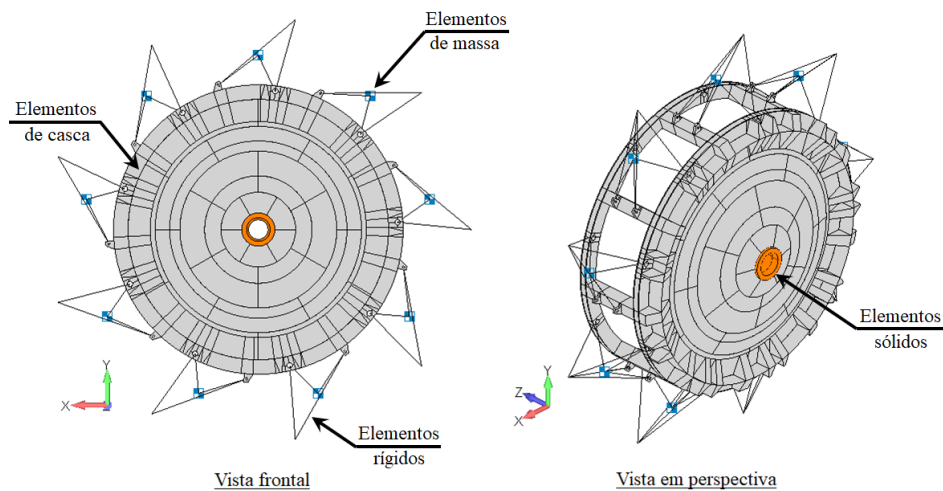


Figura 2. Modelo em elementos finitos da roda de caçambas.

2.2. Carregamentos atuantes

Devido ao modo de operação de uma recuperadora, verifica-se na roda de caçambas a atuação de forças de escavação, denominadas comumente como forças de corte nas direções tangencial e lateral à roda de caçambas, e de forças de elevação do material escavado. Para o cálculo da força de corte tangencial e da força de elevação, foi empregada a metodologia proposta por Rasper (1975), enquanto que a força de corte lateral foi assumida como 30% da força de corte tangencial, conforme indicação da norma ISO 5049-1 (1994). A Figura 3 mostra a representação esquemática dos esforços atuantes na roda de caçambas.

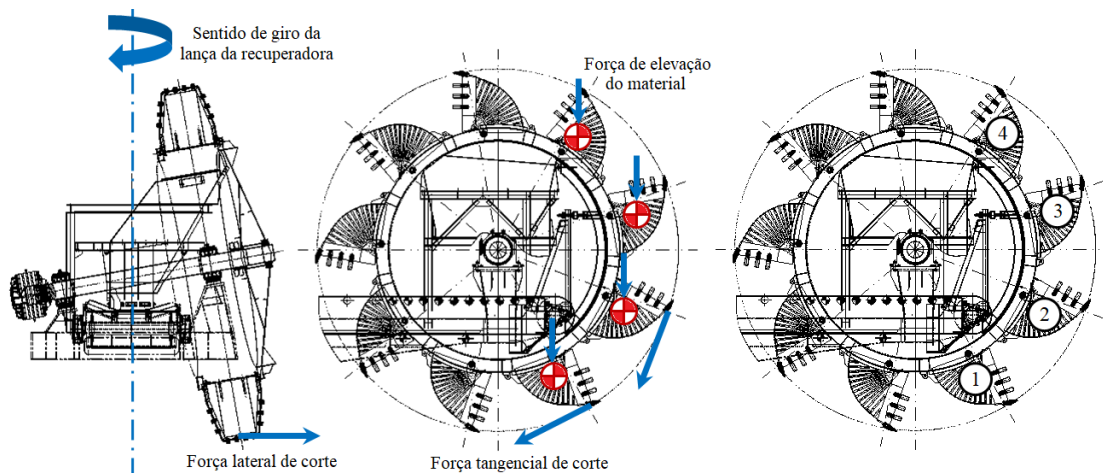


Figura 3. Representação esquemática dos esforços atuantes na roda de caçambas.

A determinação dos esforços atuantes durante a operação da roda de caçambas foi feita considerando-se a condição de operação normal do equipamento (foram desconsideradas eventuais sobrecargas operacionais) com uma capacidade de transporte igual a 11620 t/h, um peso específico do material de 2,3 t/m³ e uma rotação constante de 5 rpm. A Tabela 1 apresenta os esforços considerados na análise.

Tabela 1. Esforços atuantes considerados na análise.

Nº da caçamba	Força de corte tangencial [N]	Força de corte lateral [N]	Força de elevação [N]
1	40064	12019	6652
2	40064	12019	16631
3	Não aplicável		21620
4	Não aplicável		21620

A Figura 4 ilustra a variação das tensões normais e cisalhantes atuantes ao longo da circunferência da junta soldada durante um ciclo de rotação da roda de caçambas. Deve-se destacar que o sentido de giro da recuperadora influencia na magnitude das tensões atuantes. A Figura 5 mostra a distribuição destas tensões no modelo computacional. Tais tensões foram obtidas no modelo computacional após a aplicação das cargas listadas na Tab. 1.

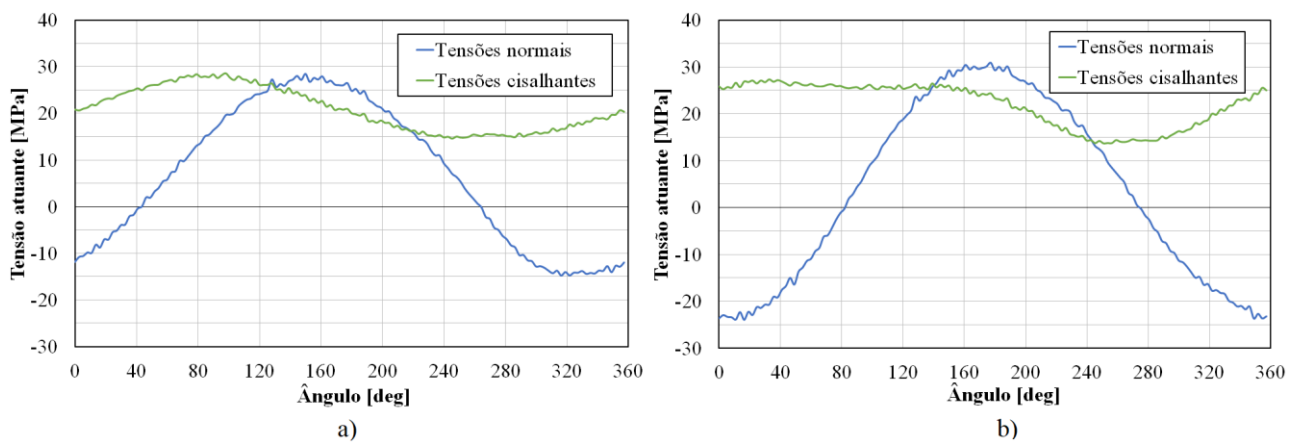


Figura 4. Variação de tensões normais e cisalhantes ao longo da circunferência da junta soldada em um ciclo:
a) Giro da recuperadora no sentido horário e b) Giro da recuperadora no sentido anti-horário.

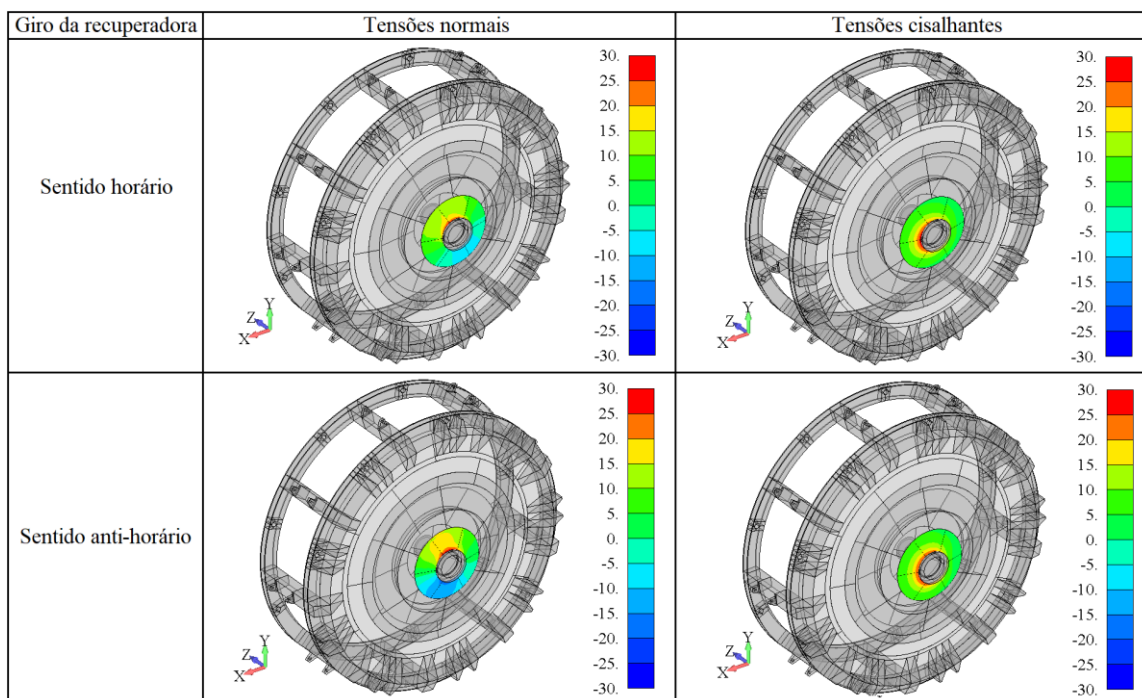


Figura 5. Distribuição de tensões normais e cisalhantes no modelo computacional.

2.3. Metodologia de análise

A metodologia consiste na aplicação da Mecânica da Fratura Linear Elástica para estudo da propagação da trinca na região da junta soldada. A trinca em análise está localizada no topo do cordão de solda, conforme indicado na Fig. 1. A propagação se dará em três estágios, sendo composta inicialmente por uma trinca semielíptica.

Quando a profundidade a da trinca semielíptica ultrapassa a espessura t da chapa igual a 18 mm, a trinca terá uma forma semielíptica através da espessura. Esta última trinca será considerada como passante pela espessura com um comprimento $2c$ se a diferença entre os comprimentos da trinca de ambos os lados da chapa for inferior a 5% do maior comprimento. Tais estágios são apresentados na Fig. 6.

Para a determinação do Fator de Intensidade de Tensões (FIT), foram utilizadas formulações disponíveis na literatura. A formulação do FIT foi obtida em Newman e Raju (1983) para o 1º estágio, em Ando *et al.* (1987) para o 2º estágio e em Tada *et al.* (2000) para o 3º estágio.

Ressalta-se que as tensões de cisalhamento atuantes na roda de caçambas (direcionadas paralelamente ao cordão de solda) serão desconsideradas no cálculo do fator de intensidade de tensões, uma vez que tais tensões não induzem o crescimento da trinca na direção da espessura da chapa, e não será considerada uma variação na proporção entre os eixos da semielipse que define a trinca inicial. Como uma parte significativa da vida em fadiga é consumida no 1º estágio, apenas tensões normais serão consideradas na análise.

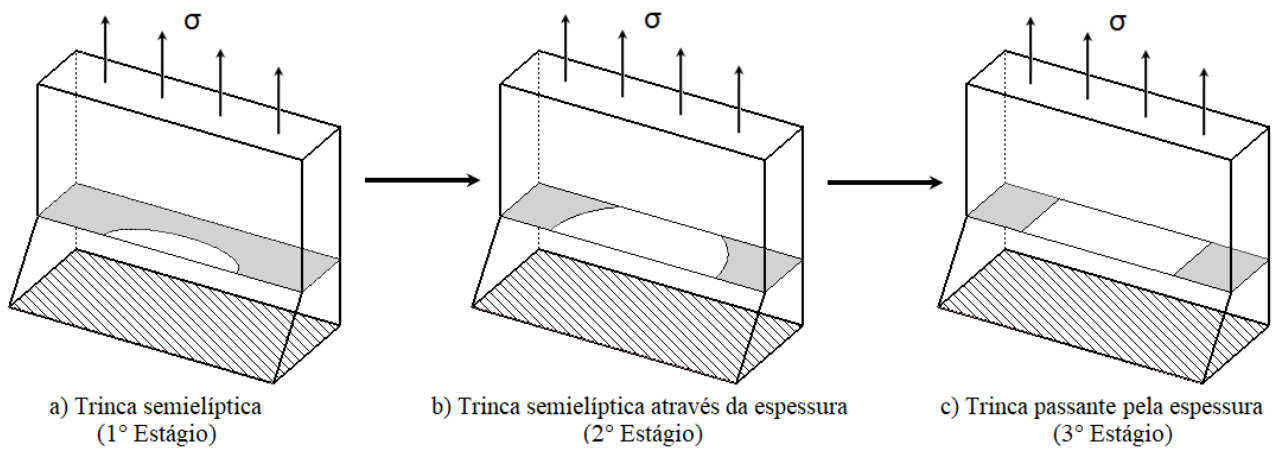


Figura 6. Estágios de propagação da trinca.

Devido à localização da trinca em relação ao cordão de solda do cubo com a estrutura principal da roda de caçambas, o efeito de concentração de tensões gerado pela descontinuidade geométrica causada pela solda deve ser levado em consideração. Isto se dará através do fator de amplificação M_k do FIT, cuja formulação foi obtida na norma BS 7910 (2013) para uma junta soldada com geometria similar à do problema em questão.

A presença de tensões residuais trativas pode ter sido a causa da falha prematura por fadiga de uma roda de caçambas, conforme indicado no trabalho de Arsić *et al.* (2011). Tais autores identificaram a presença de tensões residuais de tração que variam entre 169 MPa e 334 MPa na direção transversal às soldas que apresentaram trincas. Na prática, verifica-se uma superposição entre as tensões resultantes das cargas aplicadas e as tensões residuais presentes na junta soldada. Como resultado desta superposição, observa-se uma alteração na razão entre a tensão mínima e a tensão máxima efetivamente presente na solda. O cálculo desta razão de tensões também pode ser expresso em função do FIT para a tensão mínima K_{min} , do FIT para a tensão máxima K_{max} e do FIT para a tensão residual K_{res} , como expresso pela Eq. 1.

$$R = \frac{K_{min} + K_{res}}{K_{max} + K_{res}} \quad (1)$$

Na ausência do perfil de tensões residuais em uma junta soldada, a norma BS 7910 (2013) recomenda a utilização de tensões residuais trativas com magnitude constante de mínimo 50% do limite de escoamento do metal de base, considerando-se a atuação da tensão residual na direção transversal ao cordão de solda. Além disso, tal norma indica a utilização da mesma formulação do FIT adotado para o cálculo de K_{max} e de K_{min} no cálculo de K_{res} .

O fenômeno de fechamento de trinca será considerado, principalmente devido à presença de tensões compressivas no ciclo de carregamento. Tal fenômeno pode ser levado em conta através da utilização de um fator de intensidade de tensões efetivo ΔK_{ef} , que representa uma proporção U da variação do fator de intensidade de tensões ΔK . A influência da razão de tensões R sobre o fator U foi estudada por Kurihara *et al.* (1986) e é apresentada por meio da Eq. 2.

$$U = \frac{\Delta K_{ef}}{\Delta K} = \begin{cases} \frac{1}{1,5 - R}; & -5 \leq R \leq +0,5 \\ 1; & R > +0,5 \end{cases} \quad (2)$$

No cálculo da taxa de crescimento da trinca da/dN (Eq. 3) será utilizada a equação de Paris em conjunto com a modificação proposta por Walker para o cálculo do fator de intensidade de tensões, conforme indicado por Dowling (1999). Tal consideração visa a corrigir os efeitos da tensão média do espectro de carregamentos. O fator de amplificação M_k deve ser adotado para a determinação do FIT atuante na interface do cordão de solda com a estrutura principal da roda de caçambas.

$$\frac{da}{dN} = C_1 \left[\frac{M_k \Delta K_{ef}}{(1 - R)^{1-\gamma}} \right]^{m_1} \quad (3)$$

As constantes C_1 , m_1 e γ presentes na Eq. 3 são parâmetros relacionados ao material. Dowling (1999) sugere um valor típico igual a 0,5 para a constante γ e indica a adoção de um valor nulo ($\gamma = 0$) em carregamentos que envolvam tensões de compressão ($R < 0$).

Uma vez que a roda de caçambas está sujeita a carregamentos com amplitude variável (como ilustrado na Fig. 4), a Regra de Palmgren-Miner será adotada para a consideração do acúmulo de danos na estrutura. De acordo com Anderson (2005), tal consideração pode ser generalizada através da utilização de uma taxa média de crescimento da trinca $d\bar{a}/dN$ para um dado espectro de carregamentos.

A vida em fadiga N pode ser obtida através do método proposto por Dowling (1999), que consiste na integração numérica do inverso da taxa média de propagação da trinca partindo de um tamanho de trinca inicial a_0 até um tamanho final a_f . A Equação 4 expressa o cálculo da vida em fadiga.

$$N = \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{d\bar{a}}{dN} \right)^{-1} da \quad (4)$$

2.4. Propriedades do material da roda de caçambas

O material de fabricação da estrutura principal da roda de caçambas é o aço de especificação chinesa Q345B. Devido à expansão da indústria siderúrgica na China, sua utilização tem apresentado crescimento considerável, sendo bastante utilizado em equipamentos de mineração.

Conforme a norma GB/T 1591 (2008), o aço Q345B possui limite de escoamento mínimo igual a 335 MPa e limite de resistência mínimo igual a 470 MPa para uma chapa com 18 mm de espessura (espessura da chapa onde houve propagação da trinca).

Xiong e Hu (2011) estudaram o crescimento de trincas no aço Q345B em diversos corpos de prova. A partir de regressão dos dados obtidos experimentalmente por tais autores, pode-se obter uma constante $C_1 = 2,28 \times 10^{-12}$ (m/ciclo)/(MPa $\sqrt{m}$) m_1 e $m_1 = 3,3$. Tais valores estão em consonância com os valores apresentados por Stephens *et al.* (1982) para o aço ASTM A572 (aço com propriedades mecânicas similares ao Q345B) e por Barsom e Rolfe (1987) para aços ferríticos-perlíticos.

A tenacidade à fratura K_{IC} considerada para o aço Q345B possui valor igual a 126 MPa $\sqrt{m}$, conforme recomendado por Wang *et al.* (2010). Tal valor foi obtido considerando-se uma temperatura ambiente de +20°C

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

No estudo de propagação da trinca na estrutura da roda de caçambas, será estimada uma trinca semi-elíptica com uma profundidade inicial de 0,5 mm, com base nas recomendações da prática DNVGL-RP-C203 (2016) para trincas localizadas na transição entre a solda e o metal de base, e uma razão $a/2c$ (profundidade/comprimento) igual a 0,1. Como a roda de caçambas apresenta operação intermitente, uma disponibilidade operacional de 80% será atribuída ao equipamento, o que implica na estimativa de um número de ciclos de $2,10 \times 10^6$ ciclos até a falha da estrutura.

Adotadas as considerações feitas acima, a Figura 7 apresenta a variação da vida em fadiga em função da presença de tensões residuais de tração na região fraturada. Tais tensões são expressas através de um percentual do limite de escoamento do aço Q345B (335 MPa), sendo consideradas constantes na direção transversal ao cordão de solda.

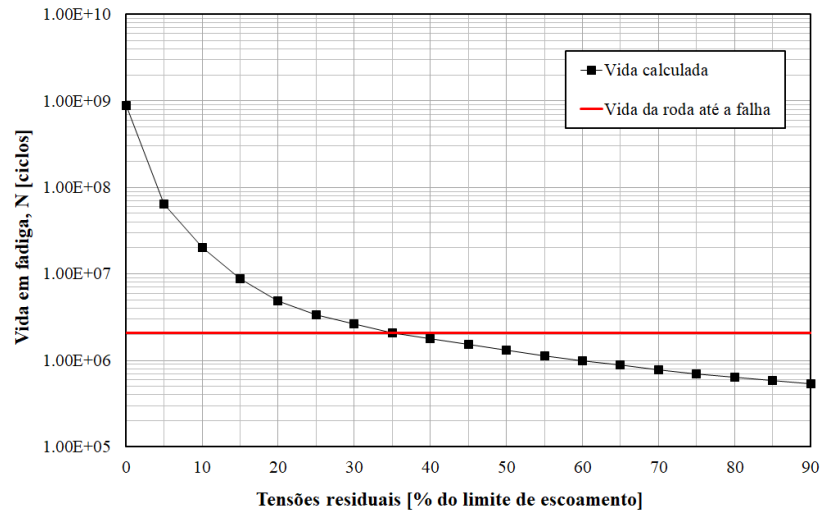


Figura 7. Variação da vida em fadiga em função das tensões residuais.

A partir dos dados plotados no gráfico da Fig. 7, verifica-se que a vida em fadiga na qual a roda de caçambas apresentou falha em campo ($2,10 \times 10^6$ ciclos) pode ser obtida quando considerada uma tensão residual de tração igual a 119,9 MPa, valor equivalente a 35,8% do limite de escoamento do aço da estrutura da roda. De forma semelhante ao observado por Arsić *et al.* (2011), a presença de tensões residuais de tração reduz significativamente a vida em fadiga de uma roda de caçambas.

O tamanho crítico da trinca obtido é de 448,2 mm (17,2% do comprimento do cordão de solda entre o cubo e a estrutura principal) para que a tenacidade à fratura K_{IC} de 126 MPa $\sqrt{m}$ seja atingida na frente da trinca. Após este valor de K_{IC} ser alcançado, a trinca propagará de maneira instável causando a separação completa entre cubo e a estrutura principal da roda de caçambas (tamanho final da trinca de aproximadamente 2600 mm). Destaca-se que nas condições acima citadas, o 3º estágio de propagação da trinca (Fig. 6) não foi alcançado, ocorrendo a propagação instável da mesma a partir do 2º estágio.

Considerando-se tensões residuais de tração iguais a 35,8% do limite de escoamento do aço Q345B, a variação do comprimento $2c$ da trinca em função do número de ciclos N pode ser vista na Fig. 8 e a variação do fator de intensidade de tensões K à medida que a trinca se propaga pela estrutura é ilustrada na Fig. 9.

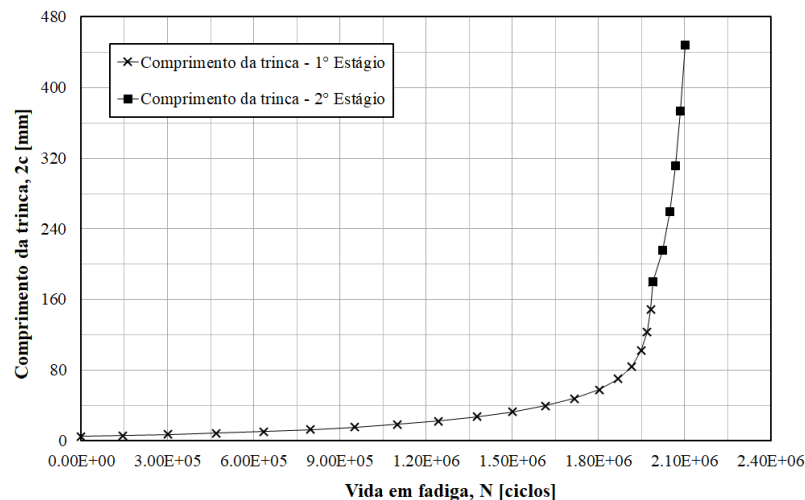


Figura 8. Variação do comprimento da trinca em função do número de ciclos considerando tensões residuais iguais a 35,8% do limite de escoamento do aço Q345B.

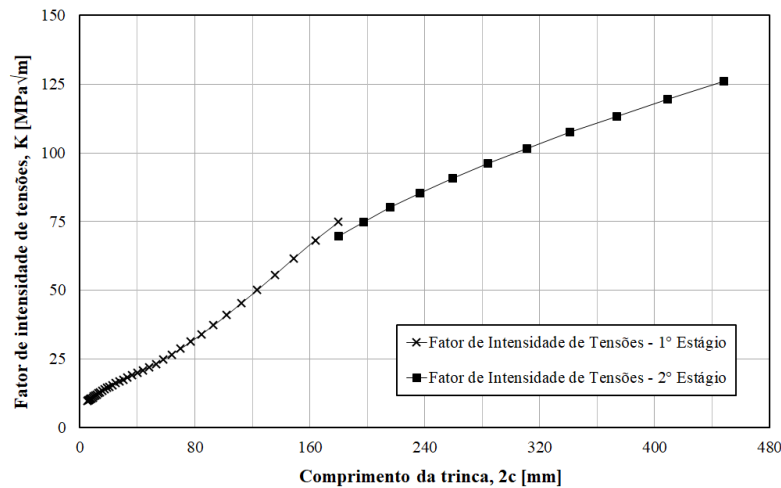


Figura 9. Variação do FIT em função do comprimento da trinca considerando tensões residuais iguais a 35,8% do limite de escoamento do aço Q345B.

A influência do tamanho inicial da trinca sobre a vida em fadiga na presença de tensões residuais também foi estudada e pode ser visualizada na Fig. 10. Observa-se uma grande sensibilidade do tamanho inicial da trinca sobre o número de ciclos até a falha, de forma semelhante ao indicado por Bannantine *et al.* (1990).

Modificando-se a profundidade da trinca de 0,1 mm até 1 mm, mantendo-se a razão $a/2c$ igual a 0,1, verifica-se uma redução de aproximadamente 50% na vida em fadiga da roda de caçambas para todos os valores de tensões residuais avaliados. Observa-se também que as curvas obtidas na Fig. 10 são paralelas entre si, o que indica que o valor das tensões residuais não influi na variação percentual da vida em fadiga.

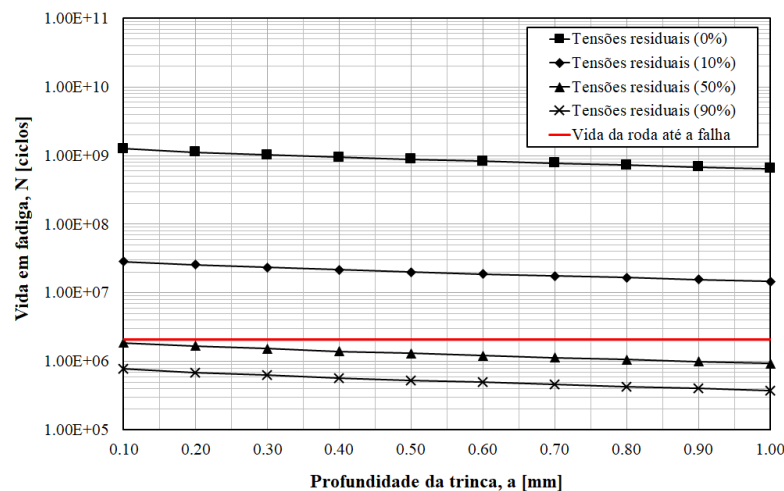


Figura 10. Influência do tamanho inicial da trinca na vida em fadiga considerando a presença de tensões residuais.

4. CONCLUSÕES

A análise de fadiga da roda de caçambas mostrou que a presença de tensões residuais é determinante para a redução da vida em fadiga do componente. Quando considerada uma profundidade inicial da trinca igual a 0,5 mm, uma vida coerente com a estimativa de ciclos até a falha da roda em campo pode ser obtida caso as tensões residuais presentes na região fraturada sejam superiores a 119,9 MPa, ou seja, 35,8% do limite de escoamento do aço de fabricação da roda.

Caso uma profundidade de trinca de 0,1 mm fosse adotada, tensões residuais de tração de 167,5 MPa (50% do limite de escoamento do aço Q345B) seriam suficientes para causar a propagação instável da trinca em um tempo inferior ao tempo de operação estimado para a roda de caçambas.

O tamanho inicial da trinca tem influência significativa na determinação da vida em fadiga. Em média, uma redução de 50% no número de ciclos foi observada variando-se a profundidade da trinca de 0,1 mm até 1 mm. Observou-se também que a magnitude das tensões residuais não altera a sensibilidade da vida em fadiga em função do tamanho inicial da trinca considerado.

5. REFERÊNCIAS

- Anderson, T. L., 2005, "Fracture mechanics: Fundamentals and applications" 3.ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 621p.
- Ando, K., Fujibayashi, S., Nam, K. W., Takahashi, M., Ogura, N., 1987, "The Fatigue Life and Crack Through Thickness Behavior of a Surface-Cracked Plate (For the Case of Tensile Load)", Japan Society of Mechanical Engineers International Journal, vol. 30, n° 270, p. 1898-1905.
- Arsić, M., Bošnjak, S., Zrnić, N., Sedmak, A., Gnjatović, N., 2011, "Bucket wheel failure caused by residual stresses in welded joints", Engineering Failure Analysis 18, p. 700-712.
- Bannantine, J. A., Comer, J. J., Handrock, J. L., 1990, "Fundamentals of metal fatigue analysis", 1. Ed, New Jersey: Prentice-Hall, 273p.
- Barsom, J. M., Rolfe, S. T., 1987, "Fracture and fatigue control in structures: Applications of fracture mechanics", 2. ed., New Jersey: Prentice-Hall, 628p.
- British Standards Institution, 2013, "BS 7910: Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures", Inglaterra.
- Det Norske Veritas, 2016, "DNVGL-RP-C203: Fatigue design of offshore steel structures", Noruega.
- Dowling, N. E., 1999, "Mechanical behavior of materials: Engineering methods for deformation, fracture, and fatigue", 2. ed, New Jersey, Prentice-Hall, 830p.
- International Organization for Standardization, 1994, "ISO 5049: Mobile equipment for continuous handling of bulk materials – Part 1: rules for the design of steel structures", Suíça.
- Kurihara, M., Katoh, A., Kawahara, M., 1986, "Analysis on Fatigue Crack Growth Rates Under a Wide Range of Stress Ratios", Journey of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME, vol. 108, p. 209-213.
- Newman, J. C., Jr., Raju, I. S., 1983, "Stress-Intensity Factor Equations for Cracks in Three-Dimensional Finite Bodies.", Fracture Mechanics: Fourteenth Symposium – Volume I: Theory and Analysis, ASTM STP 791, American Society for Testing and Materials, p. I-238-I-265.
- Rasper, L., 1975, "The bucket wheel excavator: Development – Design – Application", 1. ed., TransTech Publications, Alemanha, 390p.
- Standardization Administration of the People's Republic of China, 2008, "GB/T 1591: High strength low alloy structural steels", China.
- Stephens, R. I., Lee, S. G., Lee, H. W., 1982, "Constant and variable amplitude fatigue behavior and fracture of A572 at 25°C (77°F) and -45°C (-50°F)", International Journal of Fracture 19, p. 83-98.
- Tada, H., Paris, P. C., Irwin, G. R., 2000, "The stress analysis of cracks handbook", 3. ed, American Society of Mechanical Engineers, New York, 694p.
- Xiong, Y., Hu, X. X., 2011, "The effect of microstructures on fatigue crack growth in Q345 steel welded joint", Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures 35, p. 500-512.
- Wang, Y., Zhou, H., Shi, Y., Chen, H., 2010, "Study on Fracture Toughness Indices of Chinese Structural Steel and Weld Metal", International Society of Offshore and Polar Engineers, Beijing, China, p. 129-134.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

FATIGUE LIFE PREDICTION OF A BUCKET WHEEL BY USING LINEAR ELASTIC FRACTURE MECHANICS

Bruno Lopes Barcelos, brunolbarcelos@yahoo.com.br¹
Ernani Sales Palma, ernani@demec.ufmg.br¹

¹Department of Mechanical Engineering, Federal University of Minas Gerais, Av. Presidente Antônio Carlos, 6627, Pampulha, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brazil.

Abstract. *This paper presents the study of crack propagation in the welded joint between the hub of the drive shaft and the main structure of a bucket wheel that failed in the field with approximately 1 (one) year of operation. The concepts of Linear Elastic Fracture Mechanics were applied in this analysis. The acting stresses in the fractured region were obtained by means of a finite element model, to which were applied the acting loads during the process of material excavation. Aspects related to the welded joint were considered, such as the presence of tensile residual stresses and the amplification factor due to the weld bead geometry. In the analysis, it was possible to obtain a fatigue life consistent with the estimation of the number of cycles until the bucket wheel failure if the residual stresses in the fractured region are higher than 119,9 MPa, value equivalent to 35,8% of the yield stress of the bucket wheel construction material.*

Keywords: *Bucket wheel, Linear Elastic Fracture Mechanics, Crack propagation, Fatigue, Residual stresses.*