

Fadiga Uniaxial de um Fio de Alumínio 1350-H19 Utilizando o Método dos Elementos Finitos

Rodrigo Lima Pereira, rodrigolp17@gmail.com¹

José Israel Monroy Diaz, jimonroyd@gmail.com¹

Jorge Luiz de Almeida Ferreira, jorge@unb.br¹

¹Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, CEP 70910-900, Brasília/DF, Brasil

Resumo: O presente trabalho é de natureza numérica e tem por objetivo determinar as curvas de vida em fadiga de um fio de alumínio 1350-H19 quando sujeito ao contato sob condições de fretting. Para encontrar as tensões e deformações na zona de interesse realizou-se uma simulação baseada no método dos elementos finitos, onde foram estudados diferentes tipos e tamanhos de elementos por meio da realização de análises de convergência de malha, com o intuito de identificar o mais eficiente. Em seguida, efetuou-se a elaboração de uma rotina computacional, tendo como referência uma abordagem de fadiga baseada em tensão, a fim de obter a vida dos componentes sob análise. Utilizou-se os modelos de Goodman Modificado, Gerber e SWT, com o objetivo de considerar o efeito da tensão média causada pelas cargas aplicadas. Além disso, boas previsões de vida foram encontradas por todos os modelos quando as cargas normais foram de 250 N e 500 N, mas, utilizando as abordagens de Goodman Modificado e SWT, resultados demasiadamente conservadores foram obtidos quando a carga foi igual a 1000 N. Já para Gerber conseguiu-se previsões satisfatórias também para esse caso.

Palavras-chave: Cabos condutores, Fios condutores, Elementos finitos, Fadiga, Fretting

1. INTRODUÇÃO

Cabos condutores são componentes essenciais para o adequado funcionamento do setor energético em todo o mundo, por isso pesquisadores têm tentado compreender os principais fatores que influenciam no tempo de vida desses componentes, a fim de prever quando esses cabos sofrerão falha catastrófica e qual será o mecanismo.

Já de um ponto de vista mais genérico, existem também aplicações de cabos em diversas partes da engenharia, tais como no projeto de pontes, elevadores e plataformas *offshore*, conforme ressalta Raoof (1990). Esses componentes, conhecidos simplesmente como cabos de aço, têm os mais diversos arranjos, sendo muitos deles bem diferentes dos utilizados nos cabos condutores, mas apresentam, basicamente, o mesmo mecanismo de falha identificado como fadiga por *fretting*.

Assim, neste artigo, o problema da fadiga por *fretting* é abordado com base na metodologia para cabos de aço utilizada por Raoof (1990) e Hobbs and Raoof (1996), mas aplicada a um fio de Al 1350-H19, componente essencial do cabo condutor IBIS (CAA 397,5 MCM), amplamente utilizado em linhas de transmissão na região do Centro-Oeste brasileiro. Além disso, análises pelo método dos elementos finitos foram realizadas, a fim de se obterem os dados de tensão e deformação necessários para se efetuar a previsão da vida em fadiga do material, sendo assim, uma metodologia proposta em duas fases. Por fim, a vida prevista foi comparada com dados experimentais realizados no Laboratório de Fadiga da Universidade de Brasília, a fim de validar a metodologia proposta.

2. CONCEITOS EM FADIGA

De acordo com Stephens *et al.* (2000), entre as décadas de 1850 e 1860 August Wöhler realizou testes laboratoriais em eixos de locomotivas por meio da aplicação de cargas repetidas. Tais estudos tinham por objetivo investigar falhas por fadiga, sendo então considerados os primeiros testes sistemáticos a respeito desse fenômeno. Nessa época, Wöhler organizou seus dados em tabelas, os quais foram posteriormente apresentados em curvas relacionando o número de ciclos para falha, N_f , versus a amplitude de tensão, σ_a , recebendo assim a denominação de Curvas de Wöhler ou Curvas S-N. Segundo Schütz (1996), Basquin, em 1910, representou a região de vida finita de tais curvas na forma log-log, fato que deu origem a Eq. (1), representativa da curva de vida, para aços, entre 10^3 e 10^6 ciclos e, para ligas de alumínio, magnésio e materiais não ferrosos, entre 10^3 e 5×10^8 ciclos, onde C e D são fatores de ajuste.

$$\sigma_a = C + D \log N_f \quad (1)$$

Além disso, demais conceitos são de fundamental importância para o entendimento dos efeitos da fadiga sobre a vida útil dos materiais, por isso definiu-se o intervalo de tensões, $\Delta\sigma$, a tensão média, σ_m , a amplitude de tensão (ou tensão

alternada), σ_a , e a razão de tensões, R , conforme as Eq. (2), (3), (4) e (5), nas quais σ_{max} e σ_{min} representam as tensões obtidas quando o material é sujeito aos carregamentos máximos e mínimos.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (5)$$

Ademais, para que o efeito da tensão média seja considerado no cálculo da vida em fadiga necessita-se utilizar modelos desenvolvidos especialmente para esse fim, como o de Gerber, Goodman Modificado e Smith-Watson-Topper (SWT). Tais modelos seguem representados, conforme Lee *et al.* (2005), nas Eq. (6), (7) e (8), onde σ_{ar} refere-se a amplitude de tensão totalmente reversível equivalente, produzindo, portanto, o mesmo efeito da combinação (σ_a , σ_m) na vida em fadiga, e σ_u corresponde ao limite de resistência a tração do material.

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2} \quad (6)$$

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)} \quad (7)$$

$$\sigma_{ar} = \sigma_{max} \sqrt{\frac{1 - R}{2}} \quad (8)$$

3. DETALHES EXPERIMENTAIS

Neste tópico serão apresentados os detalhes experimentais e as características do material abordados neste artigo. Todos os testes foram realizados por Diaz *et al.* (2017) no Laboratório de Fadiga da Universidade de Brasília.

3.1 Material

Os fios utilizados na experimentação tinham 3,139 mm de diâmetro e foram fabricados com uma liga de alumínio 1350-H19, sendo o principal condutor do cabo de alumínio com alma de aço IBIS (CAA 397,5 MCM). Os componentes químicos da liga seguem discriminados na Tab. 1, enquanto que as principais propriedades físicas e mecânicas seguem apresentadas na Tab. 2.

Tabela 1: Composição química do Al 1350-H19

Liga	Al	B	Cr	Cu	Ga	Fe	Mn	Mg	Si	V+Ti	Zn	Cada	Total
AA 1350-H19	≥99,5	≤0,05	≤0,01	≤0,05	≤0,03	≤0,4	≤0,01	—	≤0,1	≥0,02	≤0,05	≤0,03	≤0,1

Tabela 2: Propriedades físicas e mecânicas do Al 1350-H19

Propriedade	Unidade	Valor
Coefficiente de Poisson	-	0,33
Dureza Brinell	-	50
Módulo de Elasticidade	GPa	68,9
Limite de Resistência a Tração	MPa	186
Limite de Escoamento	MPa	165
Resistência à Fadiga	MPa	48,3
Resistência ao Cisalhamento	MPa	103

3.2 Máquina de Ensaio de Fios

O equipamento foi dividido em dois módulos, onde o primeiro consiste em uma máquina servo hidráulica de ensaios MTS 322.21, sendo a responsável pelo controle das cargas cisalhante, Q , e remota de fadiga, B , e o segundo corresponde a um dispositivo desenvolvido para realizar ensaios de fadiga por *fretting*, o qual foi acoplado à parte central da MTS, a fim de controlar a carga normal, P . O referido aparelho foi inspirado em um projeto presente nos trabalhos de Hills and Nowell (1994) e segue apresentado na Fig. 1, onde se pode ver, em (a), o esquema conceitual do 2º módulo, em (b) o detalhe do contato entre os fios nas condições experimentais e em (c) a máquina de ensaio de fios completa.

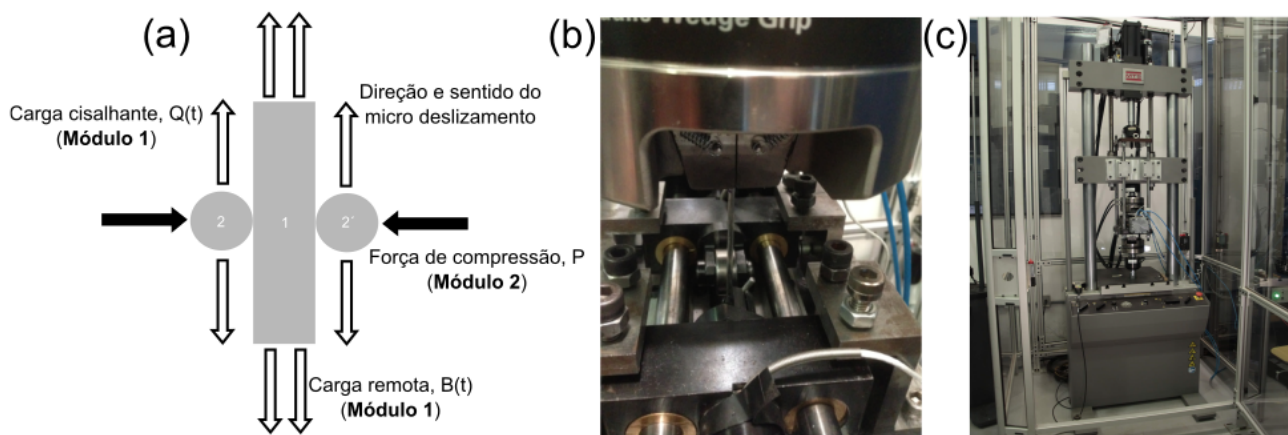


Figura 1: Aparato Experimental - (a) esquema conceitual do 2º módulo, (b) região do contato entre os fios, c) máquina de ensaio de fios (Diaz *et al.*, 2017)

Os testes de fadiga por *fretting* foram realizados usando um fio de alumínio da camada externa do cabo IBIS (CAA 397,5 MCM) como sapata, o qual foi aplicado contra o corpo de prova – também um fio de alumínio, mas da camada interna do mesmo cabo – por ação de um atuador pneumático. Devido a aplicação de uma carga normal P , que garante o contato entre as superfícies, e como a sapata está presa ao dispositivo, a fadiga por *fretting* acontece então quando o espécime é submetido a uma carga remota cíclica, B , já que provoca uma deformação relativa entre os corpos. Assim, a reação imposta sobre o corpo de prova, pela sapata, resulta na carga tangencial cíclica, Q , que é, portanto, proporcional e sincronizada com a carga remota.

Dessa forma, as cargas implementadas nos corpos foram: normal (ou de compressão), P , remota de fadiga (ou cíclica), B – formada pelas componentes média e alternada – e tangencial (ou cisalhante), Q , como pode ser visto no item (a) da Fig. 1. Além disso, variou-se a carga P entre os valores de 250 N, 500 N e 1000 N e, para cada uma dessas forças, variou-se também a carga B , baseando-se nos valores de σ_{max} , conforme apresentados na Tab. 3. Os testes foram realizados com uma configuração de cilindros cruzados e defasados de 29° , um R de 0,1, indicando uma condição de tração-tração, além de uma gama de ciclos que variou entre 5×10^4 e 5×10^6 , bem como uma frequência de oscilação entre 10 e 30 Hz. A umidade relativa e a temperatura foram mantidas constantes ao longo de todo o processo. Por fim, nenhum controle foi exercido sobre a carga Q nos estudos experimentais aqui referidos. Na tabela 3 pode-se ainda ver as cargas remota média (B_m) e alternada (B_a), geradas pela aplicação da força B .

Tabela 3: Cargas aplicadas no corpo de prova

σ_{max} (MPa)	B_m (N)	B_a (N)
80	340,5063	278,5961
90	383,0696	313,4206
100	425,6329	348,2451
110	468,1962	383,0696
120	510,7595	417,8941
130	553,3228	452,7186

4. METODOLOGIA NUMÉRICA

A metodologia numérica teve por objetivo a previsão da vida em fadiga sob condições de fretting do fio de alumínio 1350-H19 quando submetido ao contato com outro fio de mesmas dimensões e material. A utilização dos softwares ABAQUS/CAE, para a simulação do contato entre os corpos, e MATLAB®, para a construção da rotina numérica e obtenção da vida em fadiga, foi de fundamental importância para a construção da metodologia.

4.1 Análise por Elementos Finitos

As partes dos fios foram feitas a partir de um círculo e um semicírculo com 3,139 mm de diâmetro que, após extrudados, ficaram com 8 mm de comprimento. Além disso, os corpos foram defasados de 29° no momento da montagem, com o objetivo de representar a configuração adotada nos estudos experimentais. O material utilizado foi o mesmo para os dois corpos, sendo suas propriedades físicas e mecânicas anteriormente apresentadas na Tab. 2. Adicionalmente, um corpo rígido foi modelado com o intuito de representar a sapata de aço presente no lado oposto ao contato entre os fios, servindo assim de apoio para o cilindro central. Para essa parte utilizou-se uma casca de raio 14 mm e profundidade 12 mm, definida por extrusão.

Foram criados também quatro passos do tipo estático generalizado, sendo referentes a aplicação da carga remota média, a condição inicializadora do contato (identação) e as cargas normal e remota alternada, respectivamente. Todos

os passos tiveram períodos de 1 segundo e incrementos de 0,1 s, exceto pelo último, referente a carga B_a , que teve incrementos fixos de 0,05 s, gerando portanto 20 iterações.

Visando agora simular a interação entre os cilindros, o algoritmo de contato superfície-a-superfície foi utilizado e a formulação de deslocamento finito implementada como um método de reforço, sendo a superfície inferior escolhida como mestre e superior como escrava. O método da penalidade foi o algoritmo atribuído ao comportamento tangencial, enquanto que para o comportamento normal utilizou-se a formulação contato duro ("hard" contact) padrão. O coeficiente de atrito adotado foi 0,6, com direcionalidade isotrópica, sendo o mesmo utilizado por Nunes Filho (2016). Para o contato entre o corpo rígido e o fio definiu-se um comportamento tangencial sem atrito e um normal com formulação contato duro padrão, sendo a superfície do fio considerada como escrava e a da casca como mestre.

As condições de contorno e os carregamentos concentrados foram aplicados em pontos de referência, que por sua vez foram atrelados às faces livres dos corpos, de forma a controlar todos os graus de liberdade dessas superfícies utilizando um acoplamento cinemático. Isso possibilitou a delimitação dos movimentos dos cilindros em contato, de maneira que a sapata (semicilindro) pôde movimentar-se somente na vertical e o corpo de prova (cilindro completo) na horizontal. Em relação as cargas aplicadas, utilizou-se as mesmas já apresentadas na Tab. 3. A Fig. 2(a), mostra a configuração da simulação de MEF, enquanto que (b) ilustra a região de contato estruturada com elementos tridimensionais contínuos de 8 nós. Nota-se também que optou-se por construir a simulação na horizontal, de forma que todas as condições de contorno foram mantidas, conforme implementadas experimentalmente, mas devidamente rotacionadas para a referida direção. À carga B_a foi atribuída uma amplitude senoidal periódica de frequência circular igual a 6,28, o que corresponde a um ciclo completo de carregamento.

A malha foi construída com o objetivo de concentrar os elementos menores na zona de contato e manter os maiores longe dela, tendo portanto uma maior discretização na região de interesse. Esse procedimento foi realizado para os dois fios, de maneira que ambos apresentaram o mesmo grau de discretização.

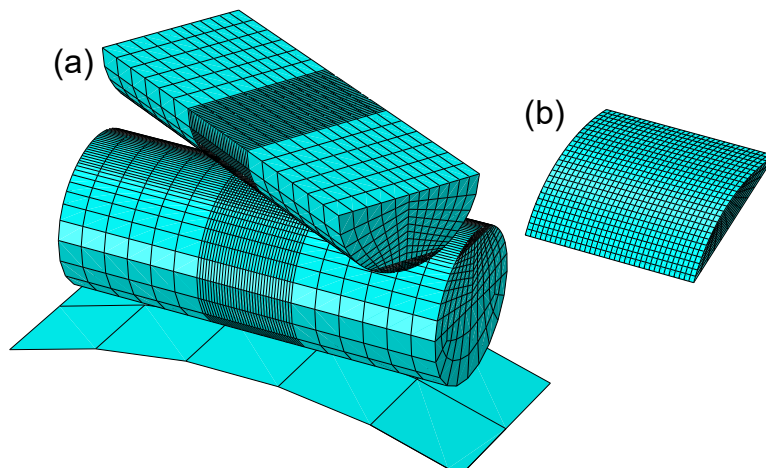


Figura 2: Detalhes da análise de MEF - (a) configuração utilizada na simulação, (b) região de contato estruturada

Ademais, estudou-se elementos tetraédricos contínuos e modificados de 10 nós (C3D10M) e hexaédricos contínuos de 8 nós com integração reduzida (C3D8R) e completa (C3D8). A Fig. 3 mostra a esquematização dos elementos citados de acordo com Dassault Systèmes (2011), onde nos itens (a) e (b) se pode ver a representação de elementos contínuos e casca, enquanto que em (c) e (d) seguem mostrados elementos C3D8 (sendo geometricamente idêntico ao C3D8R) e C3D10M. Os resultados das análises seguem apresentados na seção 5.

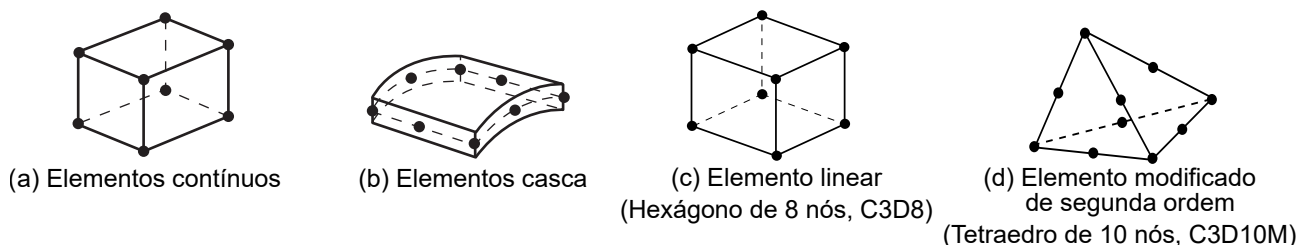


Figura 3: Representação esquemática dos elementos considerados no estudo (Dassault Systèmes, 2011)

4.2 Análise de Fadiga

Após a obtenção das tensões e deformações pelo método dos elementos finitos procurou-se calcular o fator de concentração de tensões elástico, k_t , da mesma forma que foi realizado por Raoof (1990) e Hobbs and Raoof (1996). Esse fator segue definido na Eq. (9),

$$k_t = \frac{\max(\sigma_{mises})}{\sigma_{nom}} \quad (9)$$

sendo $\max(\sigma_{mises})$ correspondente a máxima tensão de von Mises localizada na região do contato e σ_{nom} a tensão nominal obtida por meio da expressão $\sigma_{nom} = E\varepsilon_{axial}$.

Como os materiais foram submetidos à fadiga, necessitou-se calcular também o fator de concentração de tensões em fadiga, k_f , o qual segue definido pela Eq. (10),

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (10)$$

onde q representa a sensibilidade ao entalhe, sendo definida na Eq. (11).

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{\rho}}{\sqrt{r}}} \quad (11)$$

Nessa equação, r representa o raio do entalhe e $\sqrt{\rho}$ a constante de Neuber que, segundo Kalombo *et al.* (2015), tem o valor de 1,517 para o alumínio 1350-H19. A fórmula adotada no cálculo da resistência à fadiga corrigida, segue apresentada, conforme descrita por Knapp and Chiu (1988), na Eq. (12),

$$\sigma_e = \sigma'_e k_{as} k_b \quad (12)$$

de forma que σ'_e corresponde a resistência à fadiga para um fio, σ_e a resistência à fadiga corrigida, k_{as} ao fator de acabamento superficial e k_b ao fator de entalhe, o qual equivale ao inverso do fator de concentração de tensões em fadiga, ou seja, $k_b = 1/k_f$. Somente esses dois fatores foram considerados no cálculo da resistência à fadiga corrigida, pois, segundo os autores, são os mais significantes. Finalmente, Wokem (2015) apresenta expressões, derivadas da Eq. (1), para a obtenção da vida em fadiga, sendo então reproduzidas nas Eq. (13), (14) e (15),

$$D = \frac{\log\left(\frac{\sigma_{1000}}{\sigma_e}\right)}{\log\left(\frac{N_{1000}}{N_e}\right)} \quad (13)$$

$$C = \log(\sigma_{1000}) - \frac{\log(N_{1000})}{\log(N_{1000}/N_e)} \log\left(\frac{\sigma_{1000}}{\sigma_e}\right) \quad (14)$$

$$N = 10^{-C/D} \sigma_{ar}^{1/D} \quad (15)$$

onde σ_{1000} é a amplitude de tensão quando $N_{1000} = 1000$ ciclos e N_e corresponde a vida para a resistência à fadiga corrigida. Considerando o Al 1350-H19, segundo Kaufman (2008), o valor de σ_{1000} é 210 MPa e o $N_e = 5 \times 10^8$.

Por fim, para contar o efeito da carga média ao longo da vida do fio, utilizou-se os modelos de Gerber, Goodman Modificado e SWT, já definidos nas Eq. (6), (7) e (8). Em relação ao fator de acabamento superficial, não constam dados experimentais referidos ao Al 1350-H19, dessa forma, e amparando-se nas constatações de Raoof (1990) e Hobbs and Raoof (1996) ao afirmarem que o fator de acabamento superficial é empírico e pode ter variação de $0,5 \leq k_{as} \leq 1,0$, buscou-se estudar a vida em fadiga, sob condições de fretting, utilizando os três modelos de fadiga supracitados, e variando-se o k_{as} para cada um deles dentro dos referidos limites.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Esta seção descreve os resultados obtidos com a aplicação da metodologia tanto para o processo referente ao método dos elementos finitos, quanto para o estudo da vida. Discussões a respeito da análise de convergência de malha, bem como os meios adotados para garantir um tamanho de elemento satisfatório e a confecção das curvas S-N do fio sob condições de fadiga por *fretting* são aqui tratadas.

5.1 Análise de MEF

Visando escolher o elemento finito a ser utilizado nas análises, comparou-se os valores máximos de tensão de von Mises obtidos nas simulações, considerando tamanhos e tipos distintos de malhas. Assim, estudou-se os elementos C3D10M – que, segundo Dassault Systèmes (2011), foram criados para serem utilizados em problemas de contato com a formulação contato duro ("*Hard*" *Contact*), fornecendo assim melhores resposta em relação aos demais elementos tetragonais disponíveis – C3D8R e C3D8. Confirmou-se que os C3D8R e C3D8 apresentam um custo computacional menor do que os C3D10M, além de necessitar de menos elementos para gerar praticamente as mesmas respostas em relação as tensões de von Mises. Por fim, elementos C3D8R foram escolhidos por apresentar pouca variação de resposta, no nível de discretização analisado, se comparados aos C3D8. Essas constatações encontram-se em acórdância com Dassault Systèmes (2011).

Em relação ao tamanho, analisou-se uma faixa entre $400 \mu m$ e $50 \mu m$. Na Fig. 4 pode-se ver a tensão de von Mises em função do número de elementos, onde, em cada ponto, apresenta-se também o tamanho considerado no estudo. Dessa forma, optou-se pela utilização de elementos com $60 \mu m$ já que foi alcançado um patamar em relação a tensão de von Mises. Essa escolha gerou uma malha de 21780 elementos no fio referente ao corpo de prova (cilindro completo) e 20070

no fio referente à sapata (semicilindro), tendo ainda uma região de contato de 2 mm de comprimento em ambos os corpos. Já a Fig. 5 mostra a forma da marca típica do contato fio-fio utilizando uma carga $P = 1000$ N.

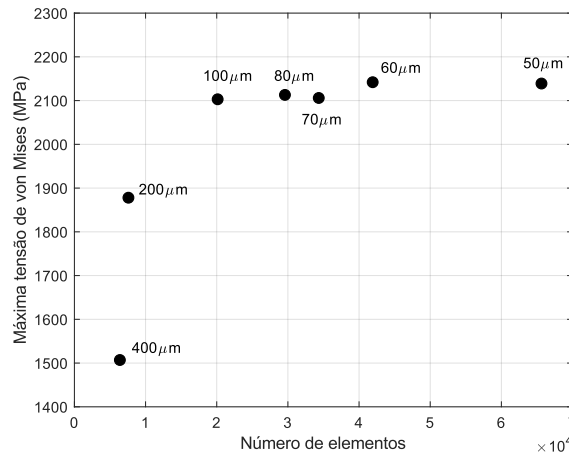


Figura 4: Convergência de malha em relação a tensão de von Mises

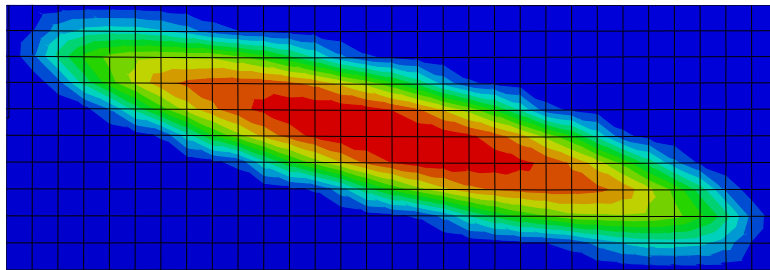
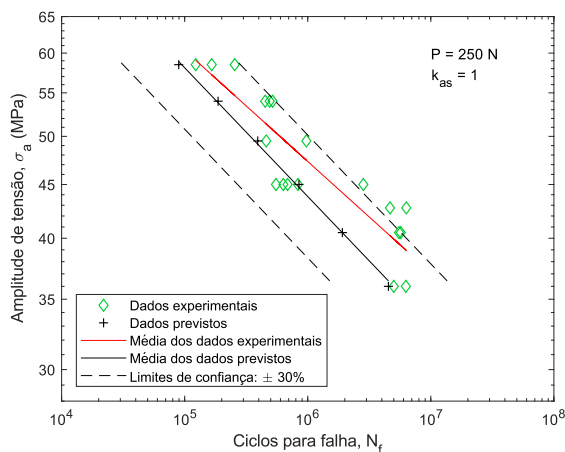


Figura 5: Marca típica do contato entre fios submetidos a uma força normal de 1000 N

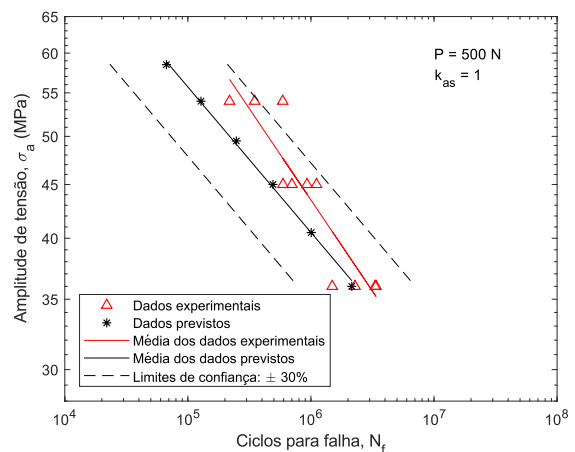
5.2 Análise de Fadiga

Para que o estudo da vida em fadiga fosse efetuado, necessitou-se definir o raio do entalhe que seria considerado na metodologia, dessa forma calculou-se o volume da marca gerada em laboratório para os três níveis de carga e igualou-se ao volume de uma semiesfera. Os valores de raio foram então correspondentes a 0,1900 mm, 0,3161 mm e 0,5816 mm para as forças normais aplicadas de 250 N, 500 N e 1000 N, respectivamente.

Posteriormente, considerou-se o modelo de Goodman Modificado para se obter a vida em fadiga do fio de alumínio sob as condições apresentadas na metodologia. A Fig. 6 mostra as curvas S-N para os três níveis de carga quando $k_{as} = 1, 0$. Percebe-se que a vida prevista está a favor da segurança para as três forças, mas, ainda assim, a maioria dos resultados fica no interior dos limites de confiança de $\pm 30\%$ quando $P = 250$ N e 500 N.



(a) $P = 250$ N



(b) $P = 500$ N

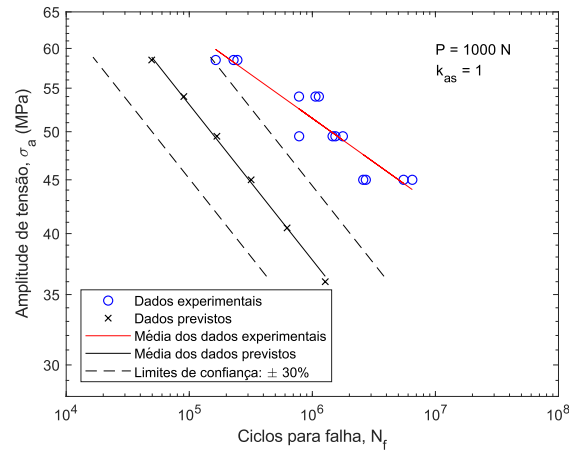
(c) $P = 1000 \text{ N}$

Figura 6: Curvas S-N obtidas utilizando o modelo de Goodman Modificado

Já para o modelo de Gerber adotou-se $k_{as} = 0,7$ quando $P = 250$ e 500 N , pois, segundo Dowling (2013), esse é um modelo menos conservativo. Contudo, para $P = 1000 \text{ N}$ utilizou-se $k_{as} = 1,0$, sendo então a única das abordagens analisadas que conseguiu prever a maioria dos resultados experimentais dentro dos limites de $\pm 30\%$, considerando esse valor de carga normal, conforme mostra a Fig. 7. Finalmente, considerou-se o modelo de Smith-Watson-Topper com o $k_{as} = 1$ para as três cargas aplicadas, tendo então os resultados apresentados na Fig 8.

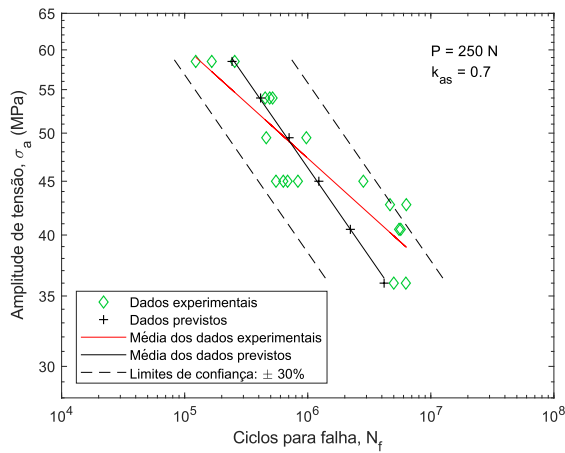
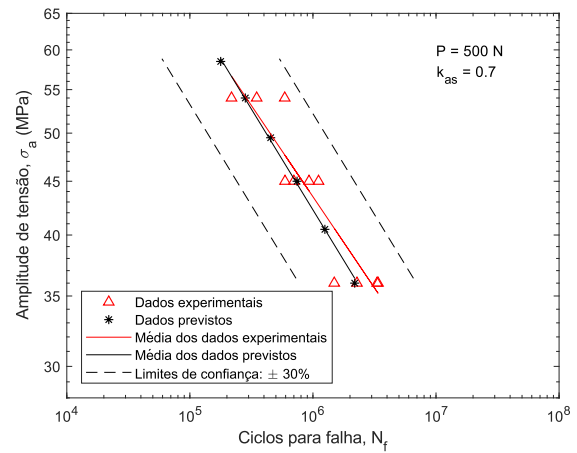
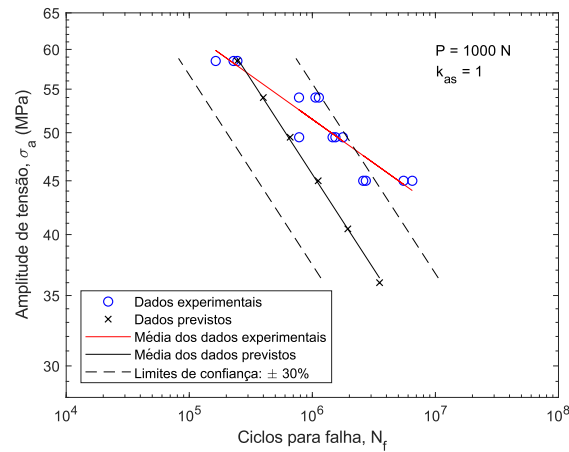
(a) $P = 250 \text{ N}$ (b) $P = 500 \text{ N}$ (c) $P = 1000 \text{ N}$

Figura 7: Curvas S-N obtidas utilizando o modelo de Gerber

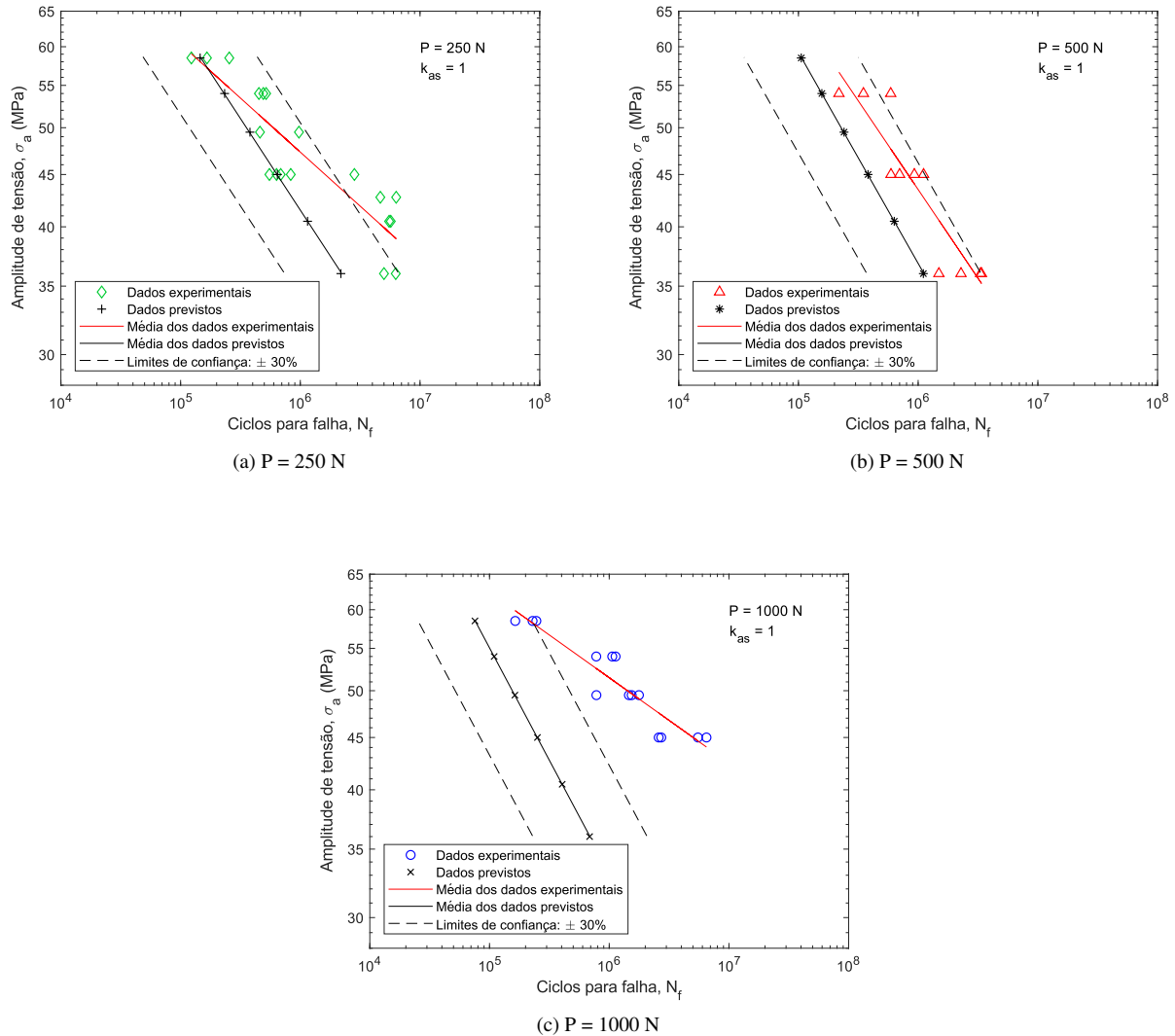


Figura 8: Curvas S-N obtidas utilizando o modelo de SWT

Comparando as Fig. 6, 7 e 8 percebe-se que, para os modelos de Goodman Modificado e SWT, é possível prever, com certa segurança, a vida para cargas normais aplicadas de 250 N e 500 N, mas quando $P = 1000 \text{ N}$ tem-se previsões demasiadamente conservadoras, sendo então modelos não recomendados para tal finalidade. Vale destacar ainda que o comportamento da curva média dos dados previstos é similar a curva média dos dados experimentais quando $P = 250 \text{ N}$, para o modelo de Goodman, e 500 N, para o de SWT. Já considerando a abordagem de Gerber, pode-se prever a vida dentro dos limites de $\pm 30\%$ para todos os níveis de força normal, com destaque para o comportamento das curvas médias que, quando $P = 500 \text{ N}$, praticamente se sobrepõem. Assim, esse modelo pode ser utilizado para efetuar a previsão da vida em fadiga sob condições de *fretting*, quando qualquer um dos três níveis de carga é considerado, enquanto que as abordagens de Goodman e SWT não abrangem todas as condições aqui tratadas.

6. CONCLUSÕES

(1) Simulações computacionais utilizando o método dos elementos finitos são de fundamental importância nos projetos mecânicos atuais, devido a grande capacidade de abordar diversos problemas com gasto de pouquíssimos recursos. Contudo, para análises de contato, por exemplo, estudos se fazem necessários, devido a complexidades físicas e matemáticas inerentes ao evento.

(2) O fenômeno da fadiga uniaxial vem sendo bastante estudado desde a década de 1850, de forma que existem muitos dados teóricos e experimentais disponíveis na literatura sobre o assunto. Além disso, possui relativamente fácil implementação computacional.

(3) A metodologia proposta busca considerar a interação entre dois fios de alumínio 1350-H19 por meio de uma abordagem utilizando o MEF. A discretização da malha concentrou-se apenas na região do contato, com elementos hexagonais estruturados. Com o objetivo de garantir que as respostas fossem condizentes com a realidade, uma análise de convergência foi realizada considerando a máxima tensão de von Mises na região de interesse. Assim, elementos de $60\mu\text{m}$ foram adotados e a integração reduzida utilizada, a fim de buscar também um menor custo computacional.

(4) Para contar o efeito da fadiga por *fretting* na vida do fio, considerou-se uma metodologia proposta por Raoof

(1990), o qual utilizou a tensão de von Mises máxima obtida nas proximidades do contato para calcular o k_t e posteriormente o k_f . Além disso, para encontrar o raio do entalhe aproximou-se o volume da marca de contato entre os fios, gerada experimentalmente, ao volume de uma semiesfera, obtendo assim os valores de 0,1900 mm, 0,3161 mm e 0,5816 mm para as cargas normais aplicadas de 250 N, 500 N e 1000 N, respectivamente.

(5) Baseando-se ainda nos modelos de Goodman Modificado, Gerber e SWT, o efeito da tensão média foi considerado. Com Goodman e SWT pôde-se prever a vida em fadiga de forma satisfatória, quando $P = 250$ N e 500 N e $k_{as} = 1$, tendo a maioria dos dados experimentais no interior dos limites de confiança, mas ainda sendo conservativos. Já ao se estudar a abordagem de Gerber percebeu-se que, apesar de pouco conservativa, pôde-se prever a vida dentro das bandas de $\pm 30\%$, considerando $P = 250$ N, 500 N, 1000 N e $k_{as} = 0,7, 0,7$ e 1,0, respectivamente, sendo então a mais recomendada para utilização com a metodologia proposta.

7. AGRADECIMENTOS

Agradecimentos a CAPES pelo apoio financeiro que possibilitou a elaboração deste trabalho.

8. REFERÊNCIAS

- Dassault Systèmes, 2011. “Abaqus 6.11 analysis user’s manual”. Vol. IV.
- Diaz, J.I.M., Araújo, J.A. and Ferreira, J.L.A., 2017. “Testes em modelo reduzido de resistência à fadiga por fretting”. Technical report, CELG Distribuição e Universidade de Brasília.
- Dowling, N.E., 2013. *Mechanical Behavior of Materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue*. Pearson, 4th edition.
- Hills, D. and Nowell, D., 1994. *Mechanics of Fretting Fatigue*. Kluwer Academic Publishers, 1st edition.
- Hobbs, R. and Raoof, M., 1996. “Behaviour of cables under dynamic or repeated loading”. *Journal of Constructional Steel Research*, Vol. 39, No. 1, pp. 31–50.
- Kalombo, R., Martínez, J., Ferreira, J., da Silva, C. and Araújo, J., 2015. “Comparative fatigue resistance of overhead conductors made of aluminium and aluminium alloy: tests and analysis”. *Procedia Engineering*, Vol. 133, pp. 223–232.
- Kaufman, J.G., 2008. *Properties of Aluminum Alloys: fatigue data and the effects of temperature, product form, and processing*. ASM International, 1st edition.
- Knapp, R. and Chiu, E., 1988. “Tension fatigue model for helically armored cables”. *Journal of energy resources technology*, Vol. 110, No. 1, pp. 12–18.
- Lee, Y., Pan, J., Hathaway, R. and Barkey, M., 2005. *Fatigue Testing and Analysis: theory and practice*. Elsevier Butterworth-Heinemann, 1st edition.
- Nunes Filho, E.L., 2016. *Análise de tensões e deformações em fios de cabos condutores de linhas de transmissão*. Master’s thesis.
- Raoof, M., 1990. “Axial fatigue of multilayered strands”. *Journal of engineering mechanics*, Vol. 116, No. 10, pp. 2083–2099.
- Schütz, W., 1996. “A history of fatigue”. *Engineering fracture mechanics*, Vol. 54, No. 2, pp. 263–300.
- Stephens, R.I., Fatemi, A., Stephens, R.R. and Fuchs, H.O., 2000. *Metal Fatigue in Engineering*. John Wiley & Sons. Inc, 2nd edition.
- Wokem, C.O., 2015. *Fatigue prediction for strands and wire ropes in tension and bent over sheave wheel*. Ph.D. thesis, University of Alberta.

9. RESPONSABILIDADE AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

Uniaxial Fatigue of 1350-H19 Aluminum Wire Using Finite Element Method

Rodrigo Lima Pereira, rodrigolp17@gmail.com¹

José Israel Monroy Díaz, jimonroyd@gmail.com¹

Jorge Luiz de Almeida Ferreira, jorge@unb.br¹

¹Department of Mechanical Engineering, University of Brasília, CEP 70910-900, Brasília/DF, Brazil

Resumo: *The present work has a numerical nature and the goal of determining the fatigue life curves of an 1350-H19 aluminum wire under fretting contact. With the objective of finding the stresses and strains at the contact zone, a FE model was created, which analysed different kinds and sizes of elements by doing a convergence analysis, in order to identify the most efficient one. Afterwards, a script was made to generate the S-N curves of the considered wire, based on the fatigue stress-life approach. The models of Modified Goodman, Gerber and SWT were considered in the study with the objective of taking into account the mean tension caused by the applied loads. Besides, good predictions were obtained by all the models when the applied normal loads were 250 N and 500 N, but considering Modified Goodman and SWT, conservative results were obtained when the normal load was 1000 N. For the Gerber model, however, good results were obtained for all the cases considered.*

Palavras-chave: *Eletromechanical strands, Eletromechanical wires, Finite elements, Fatigue, Fretting*