

UMA METODOLOGIA DE ENTALHE PARA ESTIMAR RESISTÊNCIA A FADIGA SOB CONDIÇÕES DE *FRETTING*

Luiz Homero Lopes Martins

Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília
luizunb@pop.com.br

José Alexander Araújo

Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília
alex07@unb.br

Resumo: *O objetivo desse trabalho é propor uma metodologia para estimar o limite de fadiga de contatos com sapatas cilíndricas sob regime de escorregamento parcial. O método do ponto de Taylor, usualmente aplicado para estimar o limite de fadiga para corpos entalhados, é associado a curva de Wöhler modificada para definir uma metodologia de previsão de iniciação de trincas de fadiga sob condições de fretting. Vinte e nove testes com contatos de sapatas cilíndricas foram selecionados da literatura e analisados para avaliar a qualidade das estimativas do modelo. Bons resultados foram obtidos para vinte e três dos vinte e nove dados experimentais. Como o limite de fadiga de flexão alternada é o parâmetro de fadiga usualmente disponível para a maioria das ligas metálicas, é mostrado como o segundo limite de fadiga necessário para calibrar o método proposto pode ser estimado utilizando-se metodologias de previsão de efeito da tensão média para carregamentos uniaxiais de fadiga.*

Palavras-chave: *fretting, fadiga multiaxial, entalhes, trincas curtas, distância crítica, efeito de tamanho.*

1. INTRODUÇÃO

A fadiga sob condições de *fretting* ocorre na interface de juntas mecânicas que experimentam algum tipo de movimento relativo devido à vibração. O atrito entre juntas sob pressão dá origem a um mecanismo de pequena escala denominado *fretting*. Este dano superficial junto com a concentração de tensão produzida pela região de contato geralmente aumenta a velocidade de propagação de trincas e nucleia prematuramente trincas de fadiga que podem levar a falha prematura, estando pelo menos um dos componentes da montagem mecânica sujeito a uma carga remota de fadiga.

É geralmente aceito que o *fretting* pode ter papel importante na aceleração de iniciação de trincas e no crescimento de trincas curtas provavelmente de um alto mas extremamente localizado gradiente de tensão. Fouvry et al (2002) descobriu que aplicando um modelo multiaxial a um contato Hertziano de uma esfera com um plano obtinha-se um sub-estimativa da vida de um copo de prova a não ser que fosse feita uma média das tensões sobre um volume característico. A necessidade dessa média era atribuída aos altos gradientes de tensão presente. O comportamento do material sujeito a fadiga sob condições de *fretting* pode ser assumido como similar ao de componentes entalhados sujeitos a carregamentos de fadiga convencional: nucleação de trincas e seu crescimento inicial dependem da distribuição de todo o campo de tensão do processo de fadiga (Araújo et al 2004; Vallellano et al 2004; Araújo et al 2005). De acordo com os resultados experimentais publicados por Vallellano et al (2004), testes de Al 7075-T6 para contatos esfera-plano, a iniciação e o crescimento prematuro de trincas ocorrem a pequenos ângulos em relação à superfície. Posteriormente, as trincas mudam sua direção de propagação se tornando quase perpendiculares à superfície de contato.

O objetivo desse artigo é estimar a resistência a fadiga para uma liga de alumínio considerando uma metodologia para entalhes baseada no método da distância crítica (Susmel et al 2004; Taylor, 1999) e em um modelo de fadiga multiaxial (Susmel and Taylor, 2003; Susmel, 2004). A aplicação do modelo multiaxial requer a determinação de dois limites de fadiga sob diferente razão de tensões. Como o limite de fadiga de flexão alternada é o parâmetro de fadiga usualmente disponível para a maioria das ligas metálica, será também objetivo desse artigo mostrar o efeito da estimativa do outro parâmetro de fadiga nos resultados.

2. VOLUME CRÍTICO

O uso do método da curva de Wöhler modificada (MCWM) em termos do método da distância crítica (MDC) é baseado na premissa que o processo físico que leva a iniciação da trinca está confinado dentro da chamada zona crítica. O tamanho deste volume é assumido ser independente das características do concentrador de tensão e da complexidade do campo de tensão (Susmel, 2004).

Para definir o tamanho dessa zona, considere uma placa infinita com uma trinca central (Figura 1a). Essa placa é sujeita a uma carga de fadiga uniaxial reverso ($R=-1$) o tamanho da trinca é $2a$ e o volume crítico é definido pelo diâmetro L . Considere também o diagrama de Kitagawa-Takahashi mostrada na Figura 1b.

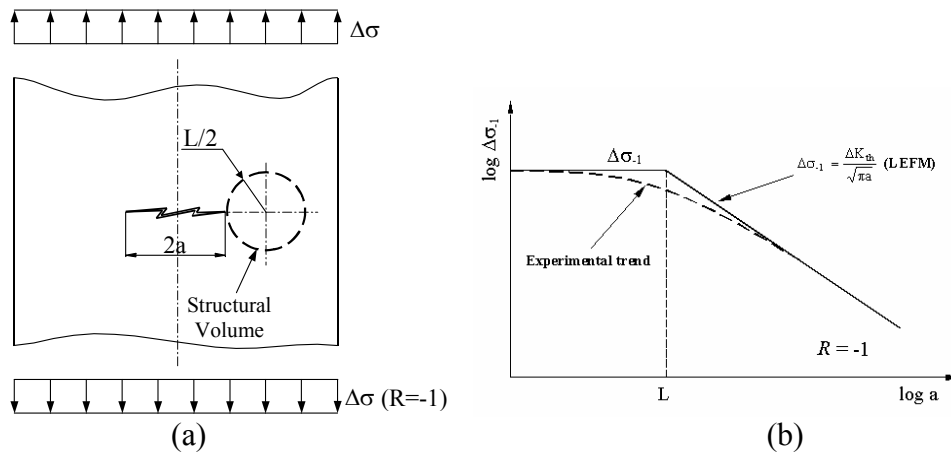


Figura 1 - (a) Trinca central numa placa infinita sujeita a uma carga de fadiga uniaxial (b) Diagrama de Kitagawa-Takhashi.

O comprimento de trinca L onde as duas retas se interceptam é definido por:

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_{-1}} \right)^2 \quad (1)$$

Na equação acima, $\Delta \sigma_{-1}$ é limite de fadiga e ΔK_{th} é a amplitude do fator intensificador de tensão limiar (ambos obtidos sob razão de tensão $R=-1$). Como L é definido por duas propriedades materiais, logo também é uma propriedade material.

Observando a tendência esquematizada pelas duas retas assintóticas no diagrama, é possível ver que se a metade do tamanho da trinca for menor que L , não há redução nominal nos limites de fadiga. Assim, é de se acreditar que o tamanho do volume crítico esteja diretamente relacionado com o parâmetro material L . Ou seja, para não haver redução no limite de fadiga, o processo de trinca deve estar confinado dentro dessa área, a qual pode ser um círculo em corpo 2D e uma esfera em componentes 3D.

3. MÉTODO DA DISTÂNCIA CRÍTICA (MDC) E MÉTODO DA CURVA DE WÖHLER MODIFICADA (MCWM)

Recentemente, Taylor propôs uma nova interpretação do MDC para prever o limite de fadiga uniaxial de componentes entalhados (Taylor, 1999). Essa proposta afirma que a tensão de referência a ser usada nos cálculos para componentes entalhados pode ser calculada de diferentes modos. Pode ser determinada em um ponto a uma certa distância da raiz do entalhe (método do ponto, MP), pode ser feita uma média sobre uma linha (método da linha, ML) ou também ser feita uma média sobre uma área (método da área, MA). É relatado que o MDC é capaz de prever falha dentro de uma margem de erro de aproximadamente 20% (Susmel and Taylor, 2004). Esse método é essencialmente empírico, mas Taylor propôs que ML pode estar relacionado a condições de propagação de uma trinca de comprimento $2L$ na raiz de um entalhe (Taylor, 2001). Infelizmente, isto apenas justifica o uso do método para corpos entalhados sem dar uma explicação do porque o MDC tem sido bem sucedido na previsão do limite de fadiga na presença de entalhes agudos.

A fim de formalizar o MDC em termos do MP, considere um corpo entalhado sujeito a uma carga de fadiga uniaxial, Figura 2a. O componente estará na condição limite de fadiga se a tensão principal máxima, a uma distancia da raiz do entalhe igual a $L/2$, for igual ao limite de fadiga, $\Delta\sigma_{-1}$ (Taylor, 1999). Em outras palavras (veja na Figura 2 a definição dos símbolos):

$$\Delta\sigma_1 = \left(r = \frac{L}{2}, \theta = 0 \right) = \Delta\sigma_{-1}, \quad (2)$$

onde L é dado pela Equação 1. É importante ressaltar, que para aplicar de modo adequado o MDC, L deve ser determinado para a razão de carga correta R (Taylor, 1999; Susmel and Taylor, 2003).

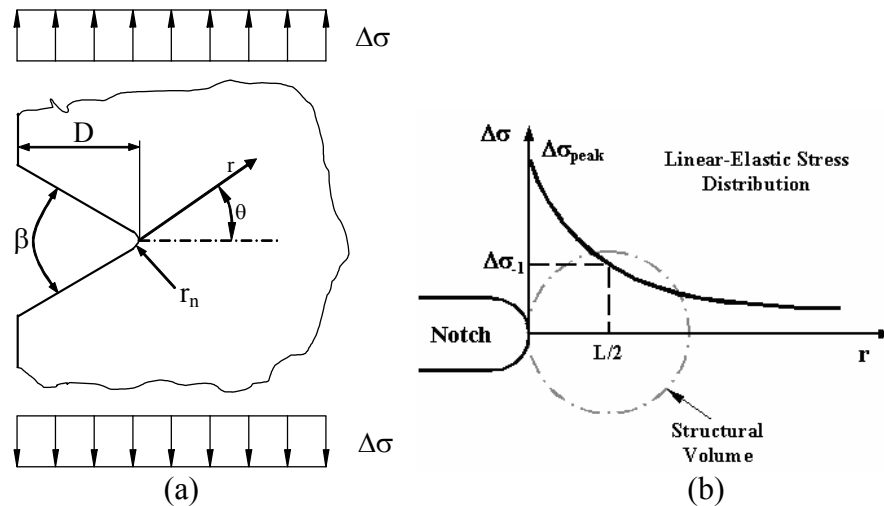


Figura 2 - (a) Componente entalhado sujeito a uma carga de fadiga uniaxial; (b) distância a que a tensão deve ser determinada no método do ponto.

Como mostrado na Figura 2b, de acordo com o MP, o ponto onde a tensão de referência deve ser calculada corresponde exatamente ao centro do volume crítico.

O MCWM é formalizado em regime de fadiga de alto ciclo ($>10^4$ ciclos) por:

$$\tau_a + m_1 \frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a} - \lambda = 0 \quad (3)$$

Na equação acima, τ_a é a amplitude de tensão cisalhante do plano sujeito a maior amplitude de tensão cisalhante (plano crítico), $\sigma_{n,max}$ é a máxima tensão perpendicular ao plano crítico e finalmente λ e m_I são constantes materiais que podem ser obtidas a partir de limites de fadiga sob diferentes condições de carregamento. Utilizando-se os limites de fadiga uniaxiais de carregamento alternado ($R=-1$), σ_{-1} , e repetido ($R=0$), σ_0 , essas constantes ficam:

$$m_I = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{2}$$

$$\lambda = \sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}, \quad (4)$$

Para a maioria das ligas metálicas o parâmetro de fadiga disponível é o limite de fadiga sob carregamento alternado. Para estimar σ_0 é necessário recorrer a modelos capazes de contabilizar o efeito da tensão média na resistência a fadiga do material, como proposto por Smith, Waltson e Topper (1970) (Equação 5), Goodman (1919) (Equação 6) ou Morrow (1968) (Equação 7 e 8).

$$\sigma_0 = \frac{\sqrt{2}}{2} \sigma_{-1}, \quad (5)$$

$$\sigma_0 = \sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_{us}} \right), \quad (6)$$

$$\sigma_0 = \sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_0}{\tilde{\sigma}_{fB}} \right), \quad (7)$$

$$\sigma_0 = \sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_f} \right). \quad (8)$$

Sendo σ_{us} o limite de resistência, σ_f o coeficiente de resistência a fadiga e $\tilde{\sigma}_{fB}$ a tensão verdadeira de fratura.

É importante ressaltar que recentemente foi investigado a acuracidade do MCWM na previsão do efeito da tensão média de fadiga (Susmel et al., 2005; Meneghetti, 2006). Esses estudos mostraram que o método é bem sucedido na previsão do efeito da tensão média para carregamentos uniaxiais e multiaxiais mesmo quando calibrados utilizando-se parâmetros de fadiga para carregamentos alternados. Com isso em mente, as Equações 5-8 foram mostradas a fim de se ressaltar outra importante peculiaridade dessa aproximação: o MCWM pode ser calibrado com sucesso estimando-se a constante material a partir de modelos conhecidos de previsão de efeito de tensão média na resistência a fadiga.

A Equação 3 também pode ser expressa em termos de um índice de erro definido abaixo:

$$\text{SU} = \frac{\tau_a}{\lambda - m_1 \frac{\sigma_{n,\max}}{\tau_a}} - 1. \quad (9)$$

Um valor negativo de SU indica que a solicitação dinâmica está abaixo do limite de resistência à fadiga do material, ou seja, que o componente teria vida infinita. Ou de outro ponto de vista, o componente pode ter suas dimensões reduzidas até o estado limite definido por $SU=0$. A confiabilidade e a acuracidade desse modelo foi extensivamente checada em regime de fadiga de alto ciclo (Susmel and Lazzarim, 2002) e médio ciclo (Lazzarim and Susmel, 2003). Esse método se mostrou capaz de prever com sucesso o efeito de carregamentos com tensão média (Susmel et al., in press; Susmel and Lazzarim, 2002; Lazzarim and Susmel, 2003) e carregamentos fora de fase.

4. PROCEDIMENTO PARA SE APLICAR O MCWM EM TERMOS DO MDC PARA FADIGA SOB CONDIÇÕES DE *FRETTING*.

Um componente submetido a esforços de contato (P e Q) e também sujeito a uma carga remota de fadiga (σ_B) terá um campo de tensão sub-superficial caracterizado pela multiaxialidade dentro da região do contato (Figura 3). Assim como em componentes com descontinuidades geométricas, o fenômeno de *fretting* é caracterizado pela presença da concentração de tensão na superfície de contato a qual decai rapidamente provocando altos gradientes de tensão. De algum modo gera-se um problema semelhante ao entalhe, pois a tensão é alta na interface de contato mas extremamente localizada. Isto sugere que o limite para iniciação de trincas pode se estabelecido usando-se metodologias similares a usadas em componentes entalhados. Desse modo, foi proposto nesse trabalho o uso do MCWM em termos do MDC para corpos de prova sujeitos a *fretting*.

O procedimento para se calcular o campo de tensão nesse tipo de problema é bem conhecido e maiores detalhes podem ser obtidos em Hills and Nowell, 1994. É importante lembrar que o método utilizado aqui é baseado na solução linear elástica, não levando em conta plastificação.

A Figura 3 mostra de modo esquemático a aplicação do método proposto em problemas de *fretting* para contatos do tipo cilindro-plano.

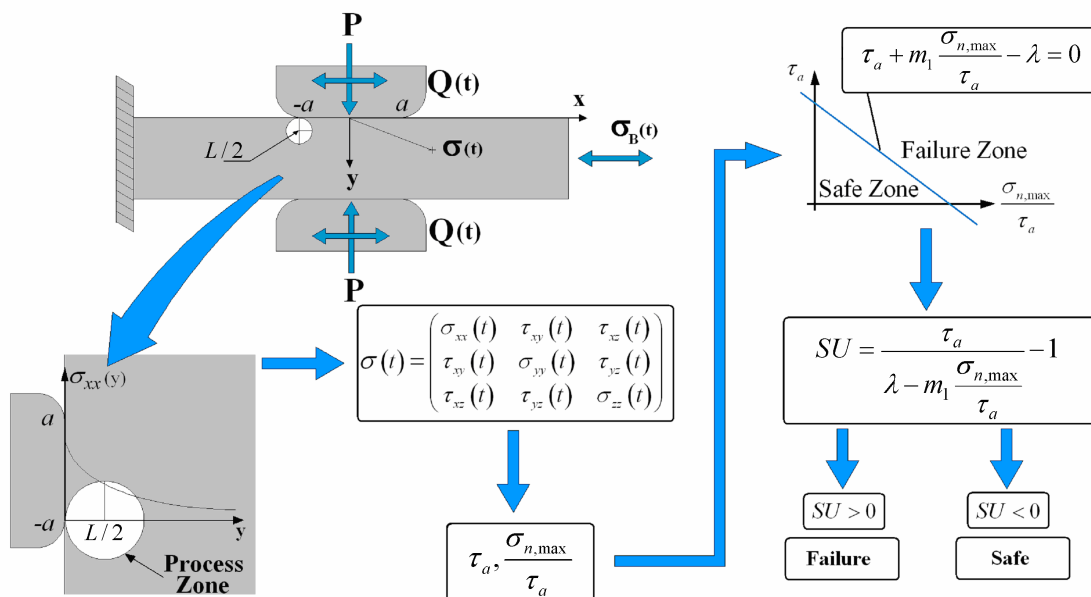


Figura 3 – Procedimento para aplicar o MCWM em termos do MDC para fadiga por *fretting*.

5. DADOS EXPERIMENTAIS DISPONÍVEIS PARA CONTATOS CILÍNDRICOS.

A metodologia será confrontada com dados experimentais para contatos cilíndricos, Figura 4a. Detalhes sobre o experimento podem ser obtidos em Araújo et al (2004) e Nowell and Hills (1987), sendo mostrados aqui apenas os detalhes necessários para se conduzir as análises. A história de carregamento é mostrada na Figura 4b. Uma carga normal constante, P , foi aplicada nas sapatas de contato. Uma carga de fadiga senoidal, $B(t)$, é aplicada ao corpo de prova induzindo (i) uma tensão remota, $\sigma_B(t) = \sigma_{Bmax} \sin(\omega t)$, e (ii) uma carga cisalhante em fase, $Q(t) = Q_{max} \sin(\omega t)$, onde σ_{Bmax} e Q_{max} são a amplitude da tensão remota e da carga cisalhante, respectivamente, ω é a frequência e t é o tempo. Os testes foram feitos em regime de escorregamento parcial, ou seja, $Q < fP$, sendo $f=0.75$ o coeficiente de atrito para a região de escorregamento. A carga cisalhante é induzida pela deformação das molas que seguram as sapatas e a carga remota é aplicada por um atuador hidráulico.

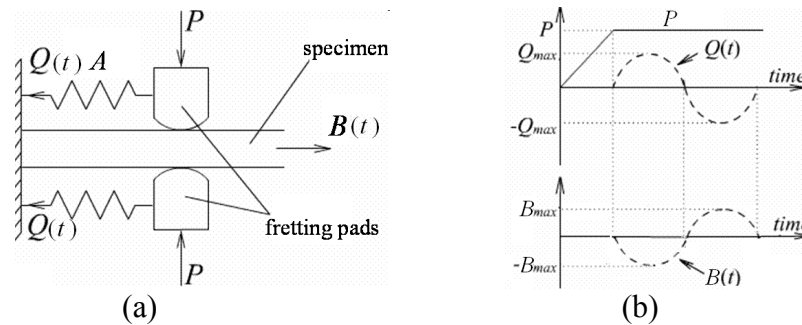


Figura 4 – (a) Esquema do contato cilíndrico com corpo de prova plano; e (b) história de carregamento do experimento.

Quatro séries de teste foram consideradas com uma média de oito testes para cada série. Diferentes raios de sapatas foram utilizados dentro de cada série. Apesar do raio de sapata mudar, o campo de tensão é o mesmo para todos os testes de uma série, mas os gradientes de tensão são diferentes. Isso leva a um tamanho de contato crítico, a_{crit} , onde os testes com sapatas de raio menor tiveram vida infinita e os com raio maior tiveram vida reduzida. A Tabela 1 mostra os parâmetros relevantes de carregamento para cada série, onde o parâmetro p_0 representa o valor de pico da distribuição de pressão no contato. Os raios de sapata e o número de ciclos para falha são mostrados nas Tabelas 2 a 5. As dimensões do corpo de prova (CP) são mostradas na Figura 5. As sapatas e o CP eram feitos em Al 4%Cu (módulo de elasticidade, $E = 74\text{GPa}$, tensão de escoamento, $\sigma_{ys} = 465\text{MPa}$, e limite de resistência, $\sigma_{us} = 500\text{MPa}$).

Tabela 1 – Parâmetros experimentais e tamanhos de contato crítico.

Series	p_0 (MPa)	Q_{max}/P	σ_{Bmax} (MPa)	a_{crit} (mm)
1	157	0.45	92.7	0.28–0.38
2	143	0.45	92.7	0.18–0.27
3	143	0.45	77.2	0.36–0.54
4	120	0.45	61.8	0.57–0.71

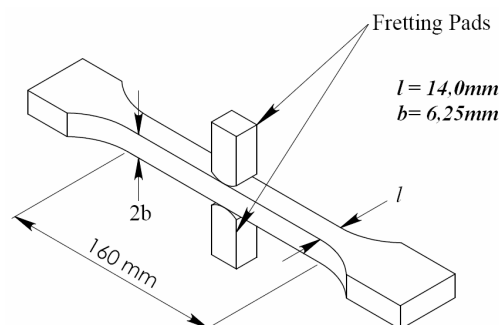


Figura 5 – Dimensões do corpo de prova.

Tabela 2 – Dados e índice de erro obtidos pelo MCWM em termos do MDC para série 1.

R (mm)	a (mm)	Nº de ciclos ($\times 10^6$)	SU_1	SU_2	SU_3	SU_4
12.5	0.10	10	-0.0655	-0.0730	-0.0801	-0.0758
25	0.19	10	0.1504	0.1540	0.1574	0.1553
37.5	0.28	10	0.2967	0.3039	0.3108	0.3066
50	0.38	1.29	0.4087	0.4172	0.4255	0.4204
75	0.57	0.67	0.5510	0.5585	0.5656	0.5612
100	0.76	0.85	0.6384	0.6457	0.6527	0.6484
125	0.95	0.73	0.6964	0.7047	0.7126	0.7077
150	1.14	0.67	0.7519	0.7571	0.7621	0.7591

Tabela 3 – Dados e índice de erro obtidos pelo MCWM em termos do MDC para série 2.

R (mm)	a (mm)	Nº de ciclos ($\times 10^6$)	SU_1	SU_2	SU_3	SU_4
12.5	0.09	10	-0.1163	-0.1239	-0.1310	-0.1267
25	0.18	10	0.1023	0.1023	0.1023	0.1023
37.5	0.27	4.04	0.2425	0.2466	0.2505	0.2481
50	0.36	1.50	0.3388	0.3447	0.3504	0.3469
75	0.54	0.80	0.4703	0.4758	0.4809	0.4778
100	0.72	0.61	0.5514	0.5569	0.5623	0.5590
125	0.90	1.24	0.6051	0.6118	0.6182	0.6143
150	1.08	0.69	0.6567	0.6607	0.6644	0.6621

Tabela 4 – Dados e índice de erro obtidos pelo MCWM em termos do MDC para série 3.

R (mm)	a (mm)	Nº de ciclos ($\times 10^6$)	SU_1	SU_2	SU_3	SU_4
12.5	0.09	10	-0.2343	-0.2409	-0.2471	-0.2433
25	0.18	10	-0.0284	-0.0253	-0.0224	-0.0242
50	0.36	10	0.2073	0.2146	0.2216	0.2173
75	0.54	1.20	0.3391	0.3450	0.3506	0.3471
100	0.72	1.42	0.4092	0.4182	0.4269	0.4216
125	0.90	1.02	0.4762	0.4819	0.4874	0.4840

Tabela 5 – Dados e índice de erro obtidos pelo MCWM em termos do MDC para série 4.

R (mm)	a (mm)	Nº de ciclos ($\times 10^6$)	SU_1	SU_2	SU_3	SU_4
25	0.14	10	-0.2806	-0.2793	-0.2780	-0.2788
37.5	0.21	10	-0.1655	-0.1612	-0.1571	-0.1596
50	0.28	10	-0.0837	-0.0776	-0.0718	-0.0754
75	0.42	10	0.0319	0.0377	0.0432	0.0398
100	0.57	10	0.1112	0.1164	0.1213	0.1183
125	0.71	1.57	0.1613	0.1667	0.1719	0.1687
150	0.85	1.23	0.1972	0.2035	0.2094	0.2058

6. RESULTADOS

O MCWM foi aplicado no centro do volume crítico para estimar a vida a fadiga para os experimentos de *fretting* considerados nesse trabalho. O Primeiro passo para tal foi a definição do parâmetro material a_0 o qual é listado, por Susmel et al (2004), como sendo 0.1mm para a liga Al 4%Cu tendo o mesmo limite de fadiga ($\Delta\sigma_f=248\text{MPa}$) que o material testado por Nowell (1984). O centro do volume crítico é então $a_0/2=0.05\text{mm}$. A essa profundidade e a $x/a=-1$, foi calculado o tensor cíclico em doze instantes de tempo ao longo do período. Os limites de fadiga com razão de tensão $R=0$ foram calculados pelos modelos de SWT (Equação 5), Goodman (Equação 6) e Morrow (Equações 7 e 8, considerando $\tilde{\sigma}_{fB}=635\text{ MPa}$ e $\sigma'_f=1015\text{MPa}$), obtendo-se 87.7, 99.4, 130.7 e 110.5 MPa, respectivamente. Com esses limites de fadiga foi aplicado o MCWM em termos do MDC obtendo-se os índices de erro SU_1 , SU_2 , SU_3 e SU_4 , respectivamente, os quais estão listados nas Tabelas 2 a 5 onde também é listado o raio da sapata R , a metade do tamanho do contato a e o numero de ciclos para falha do CP. Os testes que alcançaram 10^7 ciclos foram interrompidos e análises posteriores não mostraram a presença de trincas na região de contato.

A Tabela 6 lista os casos onde as estimativas divergem dos dados experimentais. Nota-se que para os vinte e nove dados experimentais, apenas em seis casos as estimativas divergiram do esperado, independentemente do índice (SU_1 , SU_2 , SU_3 ou SU_4) utilizado. Entretanto em todos esses casos verificou-se que as estimativas previram falha enquanto que o CP teve vida infinita, ou seja, o método é conservativo (a favor da segurança). É constatada também uma ordem crescente de conservativismo entre os índices (de SU_1 para SU_4).

Os resultados são mostrados de outro modo plotando-se os gráficos $\tau_a \times \sigma_{n,max}/\tau_a$, Figura 6.

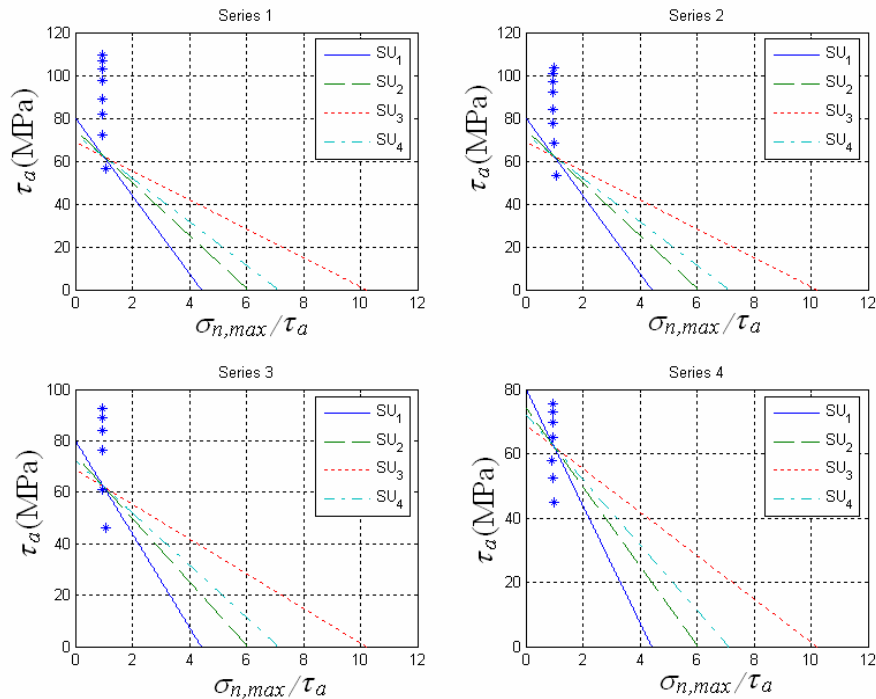


Figura 6: Gráfico no espaço das tensões $\tau_a \times \sigma_{n,max}/\tau_a$ para as séries 1, 2, 3 e 4 considerando as linhas de falha SU_1 , SU_2 , SU_3 , e SU_4 .

Tabela 6 – Índices de erros que não condizem com os resultados experimentais.

Serie	R (mm)	a (mm)	Nº de ciclos (x10 ⁶)	SU ₁	SU ₂	SU ₃	SU ₄
1	25	0.19	10	0.1504	0.1540	0.1574	0.1553
	37.5	0.28	10	0.2967	0.3039	0.3108	0.3066
2	25	0.18	10	0.1023	0.1023	0.1023	0.1023
3	50	0.36	10	0.2073	0.2146	0.2216	0.2173
4	75	0.42	10	0.0319	0.0377	0.0432	0.0398
	100	0.57	10	0.1112	0.1164	0.1213	0.1183

7. CONCLUSÃO

Uma metodologia de previsão do limite para iniciação de trinca foi estabelecida e é baseado no MCWM e no MP. A metodologia apresentada foi bem sucedida na previsão do limite de fadiga de vinte e três dos vinte e nove dados experimentais disponíveis na literatura. A previsão apenas divergiu quando previu falha para testes que tiveram vida infinita, sendo, portanto, conservativa. Comparada com outras metodologias para corpos entalhados propostas para fadiga por *fretting*, como por exemplo (Araújo et al., 2005), esta tem a vantagem de definir a distância crítica como parâmetro material. Uma vez definido os parâmetros de fadiga básicos para uma liga específica, o risco de iniciação de trincas pode ser computado diretamente sem a necessidade de se conduzir testes de fadiga por *fretting* adicionais para definir o tamanho do volume crítico. A metodologia mostrou-se simples de se implementar, pois requer apenas o cálculo de tensões no regime linear elástico no centro do volume estrutural para obterem-se estimativas de vida a fadiga de alto ciclo de modo relativamente acurado o que o torna bastante atraente do ponto de vista de engenharia. De outro lado, deve ser lembrado que testes adicionais deverão ser conduzidos com essa metodologia para diferentes materiais e configurações de contato antes de utilizá-lo em projeto de componentes reais. Neste trabalho constatou-se que a estimativa do limite de fadiga repetido pelo método e SWT foi o que apresentou os melhores resultados. O objetivo dessa análise comparativa é ilustrar que a estimativa de propriedades de fadiga tem uma clara influência na metodologia preditiva. Desse modo, espera-se que especialistas dessa área se sintam mais encorajados a conduzirem uma maior caracterização a fadiga convencional dos materiais antes de realizar testes de fadiga sob condições de *fretting*.

8. REFERÊNCIAS

- Araújo J. A., Vivacqua R. C., Bernardo A. T. S., Mamiya E. N., A crack initiation threshold methodology in fretting fatigue. Submitted to: Journal of Strain Analysis, 2005
- Araújo, J.A., and Nowell, D., Analysis of pad size effects in fretting fatigue using short crack arrest methodologies, International Journal of Fatigue, Vol. 21, No 9, 1999, pp.
- Araújo, J.A., Nowell, D. and Vivacqua, R. C., The use of multiaxial fatigue models to predict fretting fatigue life of components subjected to different contact stress fields, Fa
- Fouvry, S., Elleuch, K., and Simeor, G., Prediction of crack nucleation under partial slip fretting conditions, Journal of Strain Analysis, Vol. 37, No 6, 2002 pp 549-564.
- Goodman, J., Mechanics Applied to Engineering, Longmans, Green and Co., London, 1919, pp. 631-636.
- Hills, D. A. and Nowell, D., Mechanics of fretting fatigue, Kluwer Academic publishers, Dordrecht, 1994.
- Lazzarin, P., Susmel, L., A Stress-Based Method to Predict Lifetime under Multiaxial Fatigue Loadings. In: Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct 26, 2003, pp. 1171-1187.
- Meneghetti G., Susmel L., Tovo R., High-Cycle Fatigue Crack Paths in Specimens having Different Stress Concentration Features. Engineering Failure Analyses, 2006 (in press).

- Morrow, J., "Fatigue Properties of Metals," Section 3.2 of Fatigue Design Handbook, Pub. No. AE-4, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1968. Section 3.2 is a summary
- Nowell, D., 1988, "An analysis of fretting fatigue", D. Phil. thesis, Oxford University.
- Nowell, D., and Hills, D.A., Mechanics of fretting fatigue tests, Int. J. Mech. Sci., 29, 1987, pp. 355
- Smith, K.N., Watson, P., and Topper, T.H., A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals, J. Mater., Vol. 5, No. 4, 1970, pp. 767-778.
- Susmel L., Taylor D., Two methods for predicting the multiaxial fatigue limits of sharp notches. Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 26, 2003, pp. 821-833.
- Susmel L., Tovo R., Lazzarin P., The mean stress effect on the high-cycle fatigue strength from a multiaxial fatigue point of view. Int. J. Fatigue 27, pp. 928-943, 2005.
- Susmel, L., A unifying approach to estimate the high-cycle fatigue strength of notched components subjected to both uniaxial and multiaxial cyclic loadings. Fatigue Fract. Engng.
- Susmel, L., Atzori, B., & Menegueti, G., Material fatigue properties for assessing mechanical components weakened by notches and defects, Fatigue and Fracture of Engng. Mater. S
- Susmel, L., Lazzarin, P., A bi-parametric Wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment. Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 25, 2002, pp. 63-78.
- Susmel, L., Taylor, D., Fatigue Design in the Presence of Stress Concentrations. In: Int. J. of Strain Analysis for Eng. Components 385, 2004, pp.443-452.
- Susmel, L., Tovo, R., Lazzarin, P., The mean stress effect on the high-cycle fatigue strength from a multiaxial fatigue point of view. Int. J. Fatigue (In press).
- Taylor, D. Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical model. Int. J. Fatigue 21, 1999, pp. 413-420.
- Taylor, D., A mechanistic approach to critical-distance methods in notch fatigue. Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 24, 2001, pp. 215-224.
- Vallalano C., Dominguez, J., Navarro A. Predicting the fretting fatigue limit for spherical contact. Engineering Failure Analysis 11, 2004, pp. 727-736.

A NOTCH METHODOLOGY TO ESTIMATE FRETTING FATIGUE STRENGTH

Luiz Homero Lopes Martins

Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília
luizunb@pop.com.br

José Alexander Araújo

Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília
alex07@unb.br

Abstract: *The aim of this work is to propose a methodology to estimate the fatigue limit of cylindrical contacts under a partial slip regime. Taylor's point stress method, usually applied to estimate fatigue limit for notched structures, was associated with the Modified Wöhler Curves to define the fretting crack initiation threshold methodology. Twenty nine tests on cylindrical contacts were selected from the literature and considered to evaluate the quality of the estimates. The results agree well for twenty three experimental data. As the fatigue limit under fully reversed bending is the fatigue parameter usually available for most metallic alloys, it was also showed how the second fatigue limit needed to calibrate the proposed procedure could be estimated by taking full advantage from other standard predictive methodologies previously devised to estimate the mean stress effect under uniaxial fatigue loading.*

Keywords: *fretting, fatigue, notch, multiaxial fatigue, short cracks, critical distance, size effect.*