



ABORDAGEM MESOSCÓPICA ASSOCIADA À ANÁLISE DE ENTALHES PARA FADIGA POR *FRETTING* EM Ti6Al4V

MARINA FROSSARD RIBEIRO MENDES, JOSÉ ALEXANDER ARAÚJO

Universidade de Brasília
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica
Campus Universitário Darcy Ribeiro, Brasília, Distrito Federal, Brasil

(Recibido 11 de mayo de 2006, para publicación 15 de enero de 2008)

Resumo – O objetivo deste trabalho é propor uma metodologia para avaliar o limite de resistência à fadiga de componentes sob condições de *fretting*. A metodologia proposta baseia-se na aplicação da abordagem mesoscópica proposta por Dang Van associada ao Método da Distância Crítica de Taylor. Dados experimentais envolvendo o contato entre um corpo-de-prova plano e sapatas cilíndricas sob regime de escorregamento parcial são considerados para validar a metodologia. O material de ambos, corpo-de-prova e sapatas, é Ti6Al4V, uma liga aeronáutica. Os resultados dos testes mostraram que o tamanho do contato influencia a resistência em fadiga da montagem apesar de nos diferentes testes o estado de tensão superficial ser idêntico nos pontos mais solicitados (*hot spot*). O Método dos Elementos Finitos foi utilizado para determinar o campo de tensão cíclico e a metodologia para estimativa do limite de fadiga por *fretting* forneceu bons resultados para os dados experimentais considerados neste trabalho.

Palavras-chave – Fadiga, *fretting*, elementos finitos, Ti-6Al-4V.

1. INTRODUÇÃO

Muitos materiais de engenharia têm aplicações onde componentes estruturais são submetidos à condições de *fretting* como, por exemplo, em juntas parafusadas e rebitadas, no acoplamento de eixos com engrenagens e/ou rolamentos, na interface da montagem das palhetas com o disco de turbinas ou compressores, etc. Testes experimentais têm mostrado que a ocorrência da fadiga por *fretting* pode produzir redução na resistência à fadiga de um material metálico, sendo causa comum de falhas ou contratempos nos sistemas de propulsão aeronáuticos. Portanto, torna-se importante o estudo do fenômeno para o desenvolvimento de ferramentas ou modelos que possam prever de maneira mais precisa os esforços relacionados à fadiga gerada em componentes mecânicos sob condições de *fretting*. Esses modelos são desenvolvidos considerando configurações de contato simples, onde as variáveis que governam o fenômeno (como tensão e deformação) podem ser obtidas por meio de uma formulação fechada e a condução de testes de validação é menos custosa.

Como na fadiga em componentes entalhados, o fenômeno de efeito de tamanho tem sido frequentemente observado na fadiga por *fretting*. Em particular, o efeito do tamanho do contato na vida a fadiga tem sido relatado para diferentes materiais por vários autores [1-3]. Trabalhos recentes de Mamiya e Araújo [4] utilizam um critério de fadiga em escala mesoscópica para prever a iniciação de trincas e a vida a fadiga de componentes sob condições de *fretting*. Estes autores observaram que o critério prevê corretamente a iniciação de trincas apenas para maiores configurações de contato. Araújo *et al.* [5] verificaram que nem os modelos de plano crítico nem o critério mesoscópico podem estimar corretamente a resistência a fadiga sob condições de *fretting*, se a análise considerar apenas o ponto de máxima tensão na superfície de contato (*hot spot*). Resultados satisfatórios foram obtidos quando altos valores dos parâmetros de fadiga eram sustentados dentro de um volume crítico. Vallellano *et al.* [6], utilizou contatos esfera-plano em uma liga Al4Cu para validar uma metodologia de estimativa da resistência em fadiga para componentes

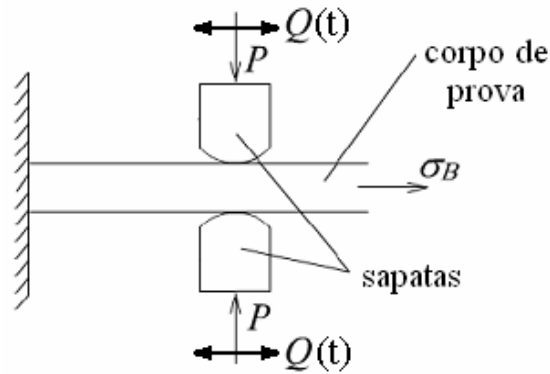
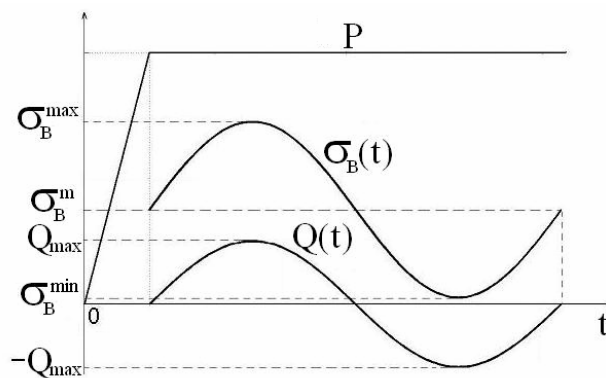


Fig. 1. Esquema da configuração experimental.

Fig. 2. Das cargas de contato P e Q e da tensão remota de fadiga σ_B .

sob condições de *fretting*. Esta metodologia, usualmente considerada para análise de fadiga em entalhes [7] utiliza o método do ponto.

O trabalho tem como objetivo principal propor uma metodologia que avalie o limite de resistência à fadiga sob condições de *fretting*. Para isso, considera-se o Método da Distância Crítica do Ponto [7], usualmente aplicado para problemas de fadiga em componentes entalhados, em associação com o critério mesoscópico de Dang Van [8].

2. DADOS EXPERIMENTAIS

A análise apresentada neste trabalho será validada considerando o trabalho conduzido por Araújo [3]. A configuração experimental utilizada é mostrada esquematicamente na Fig. 1. No aparato utilizado, R é o raio da sapata cilíndrica, P é a carga normal, σ_B é a tensão induzida pela carga remota de fadiga e Q é a carga tangencial. A representação gráfica das funções das cargas de contato $P(t)$ e $Q(t)$ e da tensão utilizadas é mostrada na Fig. 2.

Os testes foram conduzidos com Ti6Al4V. As propriedades mecânicas e de fadiga para essa liga são: o módulo de Young $E = 115$ GPa, o coeficiente de Poisson $\mu = 0,32$, o limite de escoamento $\sigma_y = 974$ MPa, o limite de fadiga sob flexão alternada $f_{-1} = 325$ MPa e o limite a fadiga sob flexão repetida $f_{-0} = 298$ MPa. Conduziram-se uma série de testes mantendo-se os parâmetros p_0 , σ_B^{max} , σ_B^{min} , Q_{max}/P constantes como mostra a Tabela 1, e variou-se o raio da sapata de 12,5 a 70 mm (Tabela 2). Aqui os subscritos max e min

Tabela 1. Parâmetros experimentais.

p_0 (MPa)	σ_B^{\max} (MPa)	σ_B^{\min} (MPa)	Q_{\max}/P	f
650	280	0.91	0,16	0,55

Tabela 2. Índice de erro de Dang Van, tamanho de contato teórico e numérico e vida experimental para cada raio da sapata.

Raio [mm]	$a_{teorico}$ [mm]	$a_{numerico}$ [mm]	Vida (10^6 ciclos)	DV
12,5	0.25	0.2625	>14	0.2958
37,5	0.76	0.68	5.21	0.5427
50	1.01	0.971	3.74	0.5768
60	1.22	1.1	1.96	0.6148
70	1.42	1.35	1.73	0.5629

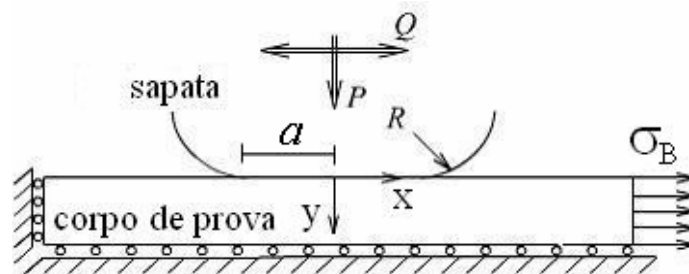


Fig. 3. Esquema do modelo adotado.

denotam o máximo e o mínimo valor ao longo do tempo. A importância de variar R mantendo p_0 constante é produzir dados onde todos os corpos de prova são submetidos à mesma tensão superficial embora experimentalmente decaimentos de tensão diferentes ao longo da profundidade. Os experimentos de fadiga por *fretting* foram todos conduzidos em regime de deslizamento parcial, e constatou-se que existe um valor crítico para o tamanho do contato, abaixo do qual, os corpos de prova apresentam vida infinita ($>10^6$ ciclos) nas condições do ensaio. A faixa de tamanho crítico para estes testes é $a_{crit} = 0,25 - 0,76$ mm.

2.1. Modelagem de Elementos Finitos

A geometria adotada nos experimentos é Hertziana, mas para os carregamentos aplicados nos testes não há solução analítica disponível para o campo de tensão elástico. Portanto, o código de elementos finito *ef++*, desenvolvido pelo Grupo de Pesquisa de Mecânica dos Materiais da Universidade de Brasília, foi utilizado para a simulação dos testes. Como interface gráfica esse código usa a plataforma GiD [10] que conduz o pré e o pós-processamento. Um elemento de contato foi recentemente implementado [11] no código de elementos finitos, o qual permite o cálculo do campo de tensão sob condições de *fretting*.

Considerando a configuração experimental esquematizada na Fig. 1 e a sua simetria, adotou-se um modelo bidimensional simplificado (Fig. 3), facilitando a análise por elementos finitos. É importante ressaltar que o sistema de coordenadas xy , que será adotado em todo este trabalho, é definido na Fig. 3, onde R é o raio da sapata e a é a metade do tamanho da região de contato.

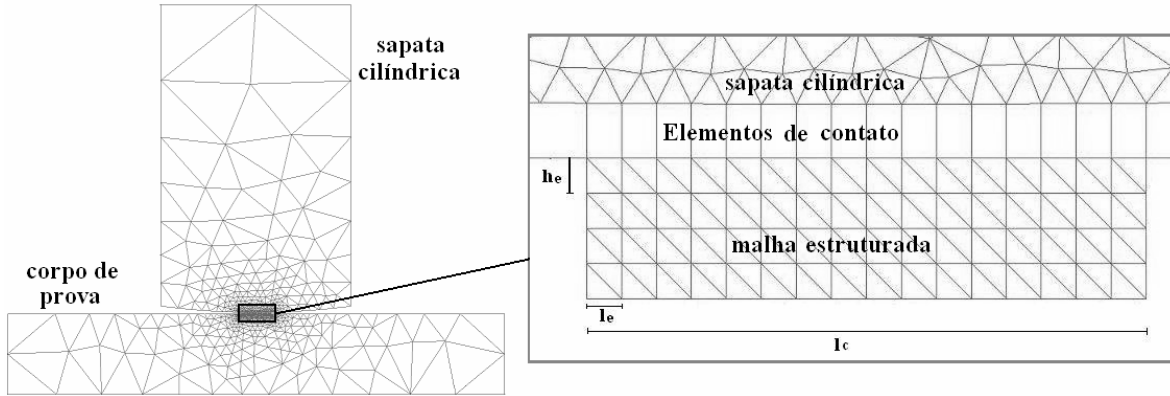


Fig. 4. Malha da sapata cilíndrica e do corpo de prova e parâmetros da malha.

2.2. Malha de Elementos Finitos

Um exemplo da malha característica construída para o corpo de prova e para a sapata cilíndrica ($R = 50$ mm), pode ser visualizada na Fig. 4. O elemento finito escolhido para a discretização da sapata e do corpo de prova foi o elemento triangular de três nós linear elástico. Além disso, adotou-se, para esse modelamento bidimensional, a hipótese de estado plano de deformação. Para a malha de elementos de contato, utilizou-se o elemento de barra de dois nós como mostra a Fig. 4. Na mesma figura pode-se notar que uma malha estruturada foi definida sob a região de contato. Nesta região, o refinamento da malha e o tamanho do elemento finito são caracterizados por três parâmetros: o comprimento da malha de contato, l_c , o comprimento do elemento, l_e , e a altura do elemento, h_e .

Uma análise de convergência da malha foi conduzida e mostrou que os parâmetros $l_c/a > 2,1$, $l_e/a < 0,04$ e $h_e = 7,63$ μm , definem um refinamento apropriado da malha para obter as tensões de contato. Deve-se relatar que para l_e/h_e distante da unidade a simulação numérica torna-se instável.

3. CRITÉRIO MESOSCÓPICO DE DANG VAN

O critério de fadiga multiaxial de Dang Van [8] foi escolhido para conduzir essa análise. O modelo assume que a iniciação de trinca é controlada por dois parâmetros: tensão cisalhante e pressão hidrostática, mesoscópicas.

$$\tau(t) + \kappa p(t) \leq \lambda \quad (1)$$

A tensão cisalhante $\tau(t)$ é a tensão equivalente de Tresca τ_{eq} dada pela equação (2).

$$f(\tau) = \tau(t) = \frac{1}{2} \max_i (|s_1(t) - s_2(t)|, |s_1(t) - s_3(t)|, |s_2(t) - s_3(t)|) \quad (2)$$

onde: $s_i(t)$; $i=1,2,3$ são os autovalores do tensor tensão desviador $\mathbf{s} = \mathbf{S}(t) - \mathbf{S}_m$, sendo \mathbf{S}_m o centro da menor hipersfera que circunscreve a trajetória da tensão desviadora.

A pressão hidrostática é dada pela equação (3).

$$p = \frac{\text{tr}(\boldsymbol{\sigma})}{3}, \quad (3)$$

onde $\boldsymbol{\sigma}$ é o tensor tensão de Cauchy.

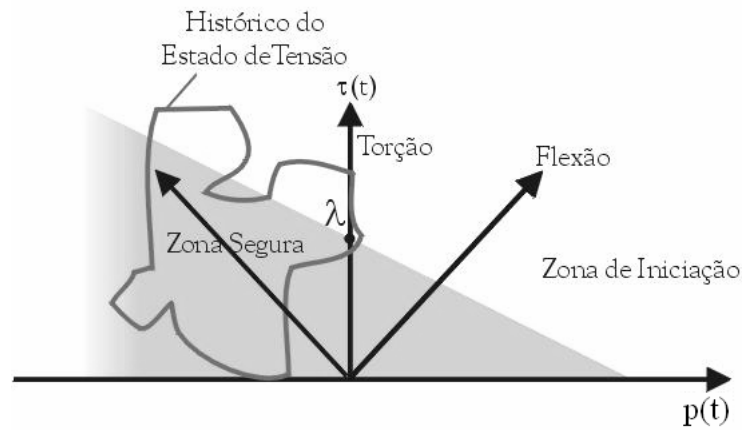


Fig. 5. Representação do critério de Dang Van.

A inequação (1) define duas zonas distintas o plano $\tau(t)$, $p(t)$. Caso a solicitação imposta ao componente provoque uma história de tensões neste plano situada abaixo da linha limítrofe, espera-se que o componente acomode elasticamente e, portanto, não haverá iniciação de trinca (Fig. 5).

Os parâmetros materiais κ e λ podem ser avaliados considerando os limites de fadiga para flexão alternada f_{-1} e para flexão repetida f_0 .

$$\kappa = \frac{3}{2} \left(\frac{f_{-1} - f_0}{f_{-1} - 2f_0} \right) \quad (4)$$

$$\lambda = \frac{f_{-1}}{2} \left(\frac{f_0}{2f_0 - f_{-1}} \right) \quad (5)$$

Definiu-se o índice de erro de Dang Van DV como dado pela equação (6).

$$DV = \left(\frac{\tau_{eq} + \kappa p_{\max} - \lambda}{\lambda} \right) \quad (6)$$

Desta forma, quando $DV < 0$, o modelo indica que não há falha e quando $DV > 0$ o modelo indica que o componente já falhou (iniciação de trinca).

3.1. Análise de Fadiga Multiaxial em Associação com o Método da Distância Crítica

A falha por fadiga em componentes de engenharia geralmente ocorre em regiões contendo irregularidades geométricas que causam: (1) concentração de tensão local, (2) um gradiente de tensão e (3) um estado triaxial de tensões. Sabe-se que o comportamento à fadiga de um entalhe ou outro concentrador de tensões não é definido apenas pela máxima tensão local, mas depende também de outros fatores determinados pela geometria do entalhe e pela distribuição local de tensão.

Dessa maneira, vários têm sido propostos na tentativa de quantificar os efeitos da geometria do entalhe ou do gradiente de tensão na resistência à fadiga [12,13]. Esses métodos baseiam-se na idéia da “distância crítica” ou “zona de processo” e propõe que, para que a falha por fadiga ocorra, o nível de tensão deve ser alto o suficiente não somente no ponto de máxima tensão, mas também por uma distância em torno desse ponto. A maioria das teorias assume que um parâmetro importante é a média da tensão sobre um volume crítico, alternativamente tem-se considerado apenas a tensão em um único ponto a uma dada distância do ponto de tensão máxima (Método do Ponto) ou a tensão média sobre uma linha de tamanho determinado (Método da Linha).

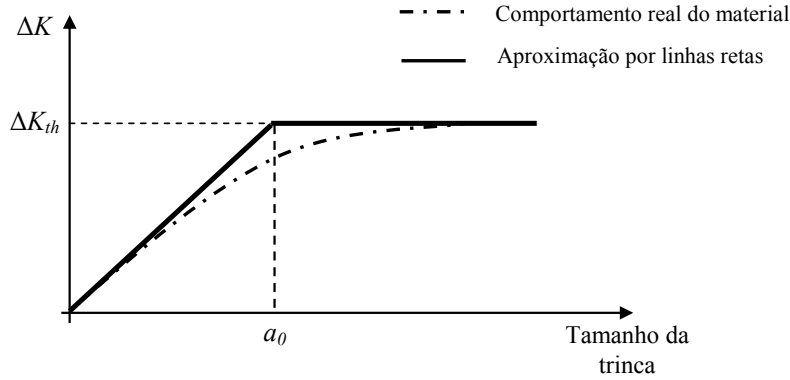


Fig. 6. Esquema do diagrama de Kitagawa e Takahashi.

Estudos recentes [5,6] mostram que a estimativa da vida à fadiga sob condições de *fretting* pode ser conduzida levando em consideração apenas a concentração de tensão provocada pelo contato mecânico e desprezando-se a pequena perda de material associada ao movimento relativo nas zonas de escorregamento. Isso sugere que a condição limiar para a iniciação de trinca por *fretting* pode ser estimada usando metodologias similares àquelas empregadas em componentes entalhados [14]. De acordo com essa idéia, procurou-se usar o critério de Dang Van associado ao Método da Distância Crítica de Taylor.

Esta metodologia baseia-se na suposição que todos os processos físicos que levam a iniciação de trinca são confinados dentro de um volume de controle. O tamanho desse volume é assumido ser independente da concentração de tensão e da multiaxialidade do campo de tensão na zona de processo de fadiga [14]. Para definir o tamanho deste volume considere o diagrama de Kitagawa e Takahashi [15] na Fig. 6. Esses pesquisadores [15,16] notaram que muitos materiais apresentam um limiar de trinca longa ΔK_{th} que é independente do comprimento da trinca. Ainda, para trincas curtas, observa-se que elas podem se propagar para valores de $\Delta K < \Delta K_{th}$ desde que a tensão seja alta o suficiente. Especificamente, isto acontece quando a faixa de tensão experimentada pela trinca, $\Delta\sigma$, for maior que o limite de fadiga para o material, $\Delta\sigma_f$. O tamanho da trinca, a_0 , na transição entre os dois regimes pode ser encontrado pelo equacionamento das duas condições (isto é, ΔK_{th} e $\Delta\sigma_f$) mostrado na equação (7), sendo este o valor da distância crítica previamente definido por El Haddad [17].

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta\sigma_f} \right)^2, \quad (7)$$

onde ΔK_{th} e $\Delta\sigma_f$ são o valor limite do fator intensidade de tensão e o limite de fadiga do material, respectivamente.

Na prática, é pouco provável que exista uma transição brusca entre o comportamento de trinca curta e longa, mas dados experimentais [15,16] mostram que a aproximação é razoavelmente aceitável e torna o problema mais simples de se analisar.

Para formalizar o TCD em termos do método do ponto, considere um componente entalhado sujeito a um carregamento uniaxial remoto de fadiga (Fig. 7(a)). O componente entalhado está na condição limite de fadiga se a faixa da tensão principal máxima a uma distância da ponta do entalhe igual a $a_0/2$ for igual ao limite de fadiga do material, $\Delta\sigma_f$. Como mostrado pela Fig. 7(b), de acordo com o método do ponto, o ponto, no qual a tensão de referência deve ser calculada exatamente, corresponde ao centro do volume de controle.

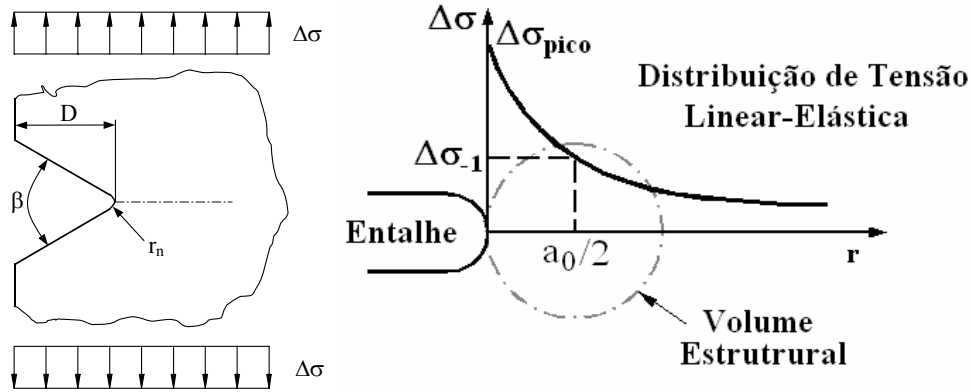


Fig. 7. (a) Componente entalhado sujeito a um carregamento remoto de fadiga uniaxial; (b) Curva Tensão-Distância e Método do Ponto.

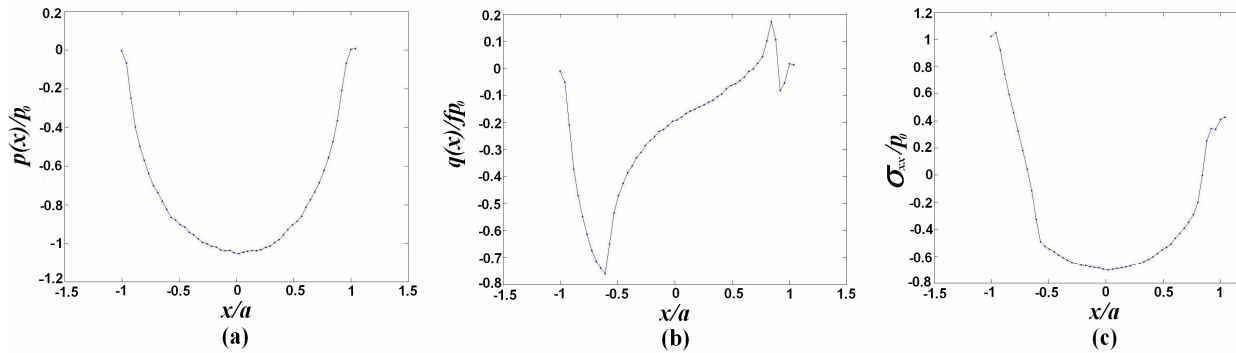


Fig. 8. Distribuição de diferentes componentes de tensão ao longo do contato no instante em que $Q=Q_{max}$ e $\sigma_B=\sigma_B^{max}$: (a) $p(x)/p_0$, (b) $q(x)/fp_0$ e (c) σ_{xx}/p_0 .

Para se aplicar o procedimento proposto neste trabalho, é inicialmente necessário determinar o raio do volume estrutural. Esta dimensão é sempre calculada usando-se propriedades de fadiga (isto é, ΔK_{th} e $\Delta \sigma_{-1}$) determinadas sob uma relação da carga, $R=-1$. É importante recordar aqui que em juntas reais alguma plasticidade localizada pode ser provocada pelo fenômeno da concentração de tensão presente na interface do contato. Por esta razão, uma análise rigorosa para determinar o campo de tensão na vizinhança da região do contato deve considerar um modelo constitutivo apropriado, capaz de contabilizar a redistribuição da tensão. Infelizmente, estes tipos de análises são complexas e demoradas, de modo que, frequentemente, não são compatíveis com as necessidades industriais. Uma das características mais importantes da Teoria da Distância Crítica é que o fenômeno da concentração de tensão em fadiga pode ser avaliado apenas pela análise linear-elástica [7], reduzindo o tempo e os custos do projeto. Conseqüentemente, e tirando vantagem desta peculiaridade da Teoria da Distância Crítica, o uso do método proposto é baseado em soluções lineares e elásticas. Quando o tensor tensão é definido inteiramente durante o ciclo da carga no centro do volume estrutural ($y = a_0/2$) pela simulação numérica, pode-se determinar a tensão cisalhante e a pressão hidrostática pelo critério de Dang Van. Finalmente, se a condição expressa pela equação (6) for assegurada, o componente está é predito estar na condição limite de fadiga.

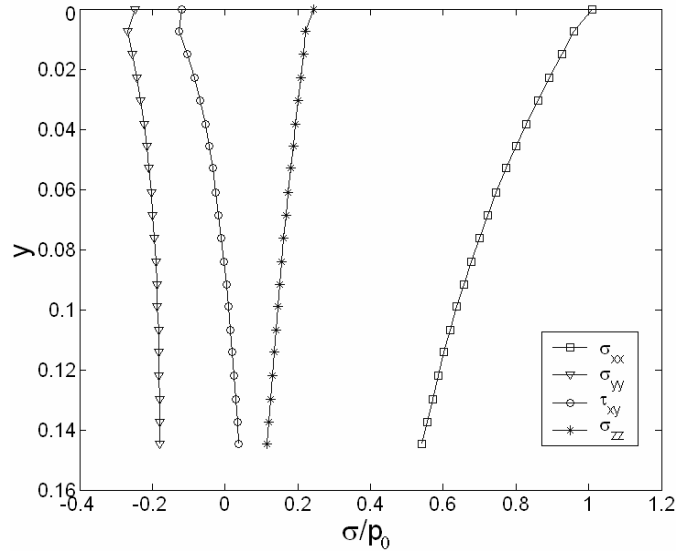


Fig. 9. Variação das componentes de tensão ao longo da profundidade no ponto $x/a = -1$ para a configuração experimental.

4. RESULTADOS

Antes de apresentar as estimativas do limite de fadiga é interessante mostrar alguns resultados do campo de tensão calculado numericamente. A Fig. 8 mostra a variação das componentes de tensão normalizadas $p(x)/p_0$, $q(x)/fp_0$ e σ_{xx}/p_0 ao longo da superfície de contato ($y/a=0$) para $Q=Q_{\max}$ e $\sigma_B = \sigma_B^{\max}$. Destes gráficos pode-se ver que (i) a pressão é Hertziana e atinge seu valor máximo no centro da área de contato (Fig. 8(a)), (ii) ocorre escorregamento reverso (Fig. 8(b)) e (iii) o ponto de máxima sollicitação da componente de tensão xx é na extremidade anterior do contato em $x/a = -1$, onde tem sido relatada a nucleação de trincas por *fretting* [2]. Uma característica interessante desta configuração é que, neste ponto ($x/a = -1$, $y/a = 0$), σ_{xx} é a componente de tensão mais significativa, sendo a componente zz originada devido ao estado plano de deformação assumido. Isto pode ser claramente observado na Fig. 9, a qual mostra também a variação de todas as componentes de tensão ao longo da profundidade em $x/a = -1$ e no instante onde o carregamento tangencial e a tensão remota de fadiga são máximos. Pode ser observado neste gráfico que as tensões decaem à medida que se distancia de superfície de contato e que seu estado de tensão é multiaxial.

4.1. Análise do Limite de Resistência a Fadiga

Para se estimar o limite de fadiga da configuração experimental considerada neste trabalho utilizou-se o modelo de Dang Van associado ao Método da Distância Crítica do Ponto de Taylor [7]. Assim, o primeiro passo para condução desta análise consiste em se determinar o centro do volume estrutural. Para a liga Ti-6Al-4V o parâmetro $a_0 = 15,3 \mu\text{m}$ [18], estando o centro do volume estrutural em $a_0/2$. Nesta profundidade e na extremidade anterior do contato ($x=-a$) extraiu-se o tensor tensão em doze instantes de tempo ao longo do ciclo de carregamento. Deve-se ressaltar que a extremidade anterior do contato é definida pela posição x do último nó que apresentava pressão. Continuando a análise, o índice de erro de Dang Van (DV) associado ao Método da Distância Crítica é calculado e seus resultados apresentados na Tabela 2. Juntamente com DV , a Tabela 2 fornece o raio da sapata R , os tamanhos de contato teórico (a_{teo}) e numérico (a_{num}) e o número de ciclos obtidos em cada teste. Para $DV > \theta$ o critério prevê a falha do componente e para $DV < \theta$ o estima-se vida infinita. Da Tabela 2 pode-se notar que todas as estimativas forneceram valores positivos de DV .

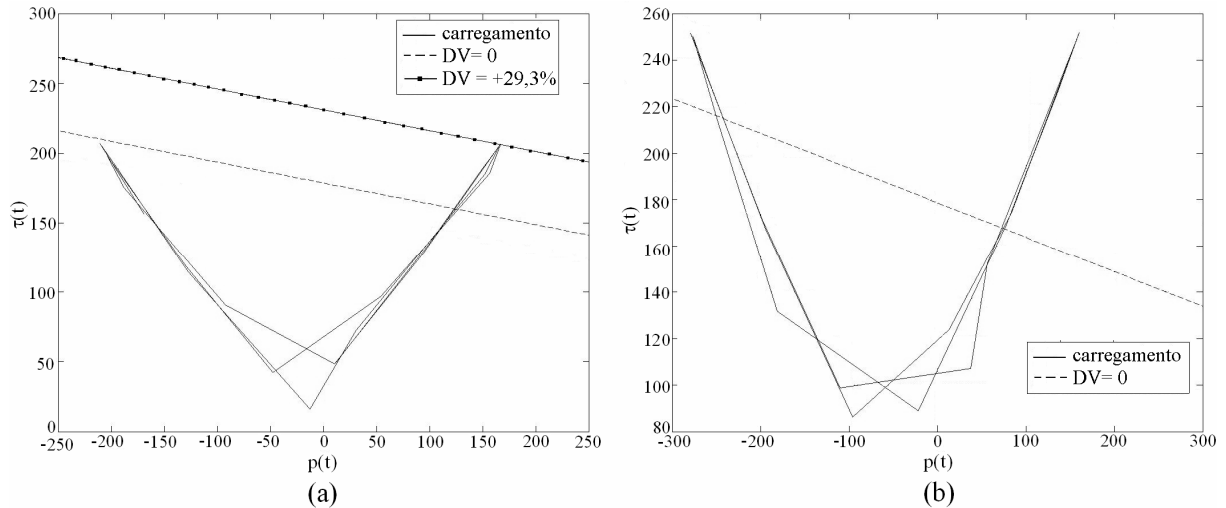


Fig. 10. História de carregamento e a linha de falha de Dang Van para os teste com: (a) $a=0.25$ mm ($R=12,5$ mm) e (b) $a=0.76$ mm ($R=37,5$ mm).

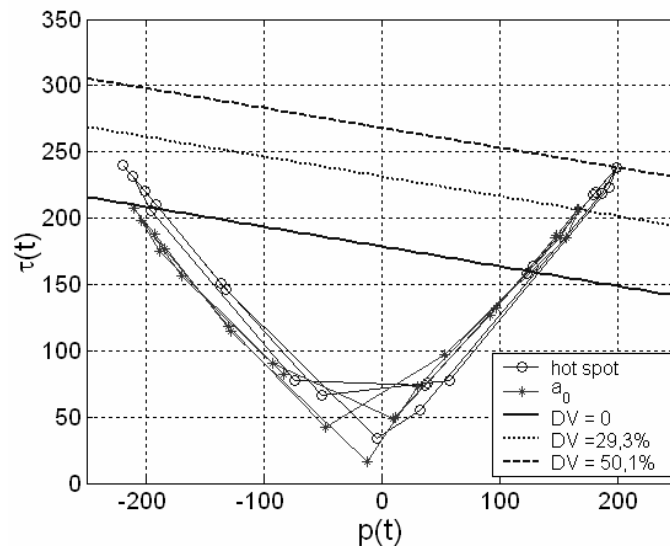


Fig. 11. História de carregamento e a linha de falha de Dang Van para os teste com $a=0.25$ mm ($R=12,5$ mm) para: $y/a=0$ (hot spot) e $y/a=a_0/2a$ (centro do volume estrutural).

Talvez uma melhor interpretação destes resultados possa ser obtida a partir de uma análise gráfica. A Fig. 10 mostra a história de tensões e a linha de falha no espaço de $\tau(t)$ contra $p(t)$ para os dois menores tamanhos de contato, $a=0.25$ mm ($R=12,5$ mm) (Fig. 10(a)) e $a=0.76$ mm ($R=37,5$ mm) (Fig. 11(b)). Note que $a=0.76$ mm é, neste conjunto de testes, o menor tamanho de contato em que a falha ocorre. O critério que divide este espaço em uma região segura e outra de falha é representado pela linha tracejada e a solicitação imposta pela linha contínua. Da Fig. 10(b) pode-se observar claramente que a solicitação para o teste onde $a=0.76$ mm ultrapassa a linha divisória deste espaço em dois pontos diferentes. Isto essencialmente significa que há uma previsão de falha do componente associada a iniciação de uma trinca de fadiga. Esta estimativa está correta. Neste teste o componente falha após 5.21×10^5 ciclos. Para o tamanho de contato inferior ($a=0.25$ mm) o corpo-de-prova não falha sob condições de *fretting*. Por outro lado, a metodologia proposta prevê a iniciação de uma trinca, como mostra a Fig 10(a). Esta é uma estima-

tiva conservativa e a linha pontilhada mostra graficamente o erro associado a esta previsão. Para que a estimativa estivesse correta o índice DV deveria ser 29,3% menor do que o calculado. É de fundamental importância ressaltar que, apesar deste resultado, a evolução obtida com esta nova metodologia é significativa com relação a outras estimativas baseadas no uso da tensão no ponto mais solicitado (*hot spot*). A Fig. 11 mostra que se o cálculo do limite de fadiga for efetuado considerando a tensão no *hot spot*, o erro envolvido nesta estimativa seria de 50,1%, ou seja, 20,8% a mais do que o calculado pela técnica proposta.

5. CONCLUSÕES

Uma metodologia para estimar o limite de iniciação de trinca por *fretting* foi estabelecida. O trabalho destaca o fato de que os fenômenos de fadiga em entalhe e fadiga por *fretting* são de alguma forma análogos, uma vez que ambos envolvem concentradores de tensão e a existência de gradientes. A metodologia proposta apresenta estimativas bem sucedidas para quatro dos cinco testes de fadiga por *fretting* considerados no trabalho. Para o caso que a metodologia falha, ela prevê a iniciação de uma trinca enquanto o corpo de prova testado não falha sob condições de *fretting*, ou seja, a análise é conservativa. Comparada com outras metodologias propostas para fadiga por *fretting* que usam a analogia com o entalhe, essa abordagem tem a vantagem de definir a distância crítica como parâmetro material. Assim, se os parâmetros básicos de fadiga são definidos apropriadamente para uma liga específica, o risco de iniciação de trinca pode ser diretamente calculado sem a necessidade de realizar testes de calibração para fadiga por *fretting* visando a definição do tamanho de volume estrutural. Mais ainda, mostrou-se que os resultados obtidos com esta técnica são significativamente melhores do que os obtidos por metodologias clássicas de projeto que envolvem o uso da tensão no *hot spot*.

É importante destacar que a confiabilidade e a precisão do método proposto são fortemente afetados pelas constantes materiais usadas para sua calibração. Na verdade, devido ao alto gradiente de tensão local associado aos problemas de contato, as previsões são mais sensíveis ao valor limiar do fator intensidade de tensão, ΔK_{th} , do que ao limite de fadiga. Desde que ΔK_{th} seja conhecido exatamente, então qualquer erro pequeno no valor medido do limite de fadiga serão compensados pelas mudanças na distância crítica, a_0 . A metodologia provou ser de simples implementação e o fato de requerer somente o estado de tensão linear-elástico calculado no centro do volume estrutural para executar uma avaliação de fadiga de alto número de ciclos torna-a extremamente interessante do ponto de vista da engenharia. Por outro lado, deve-se indicar que outras validações da abordagem proposta considerando diferentes materiais e configurações de contato têm que ser realizadas antes de sua utilização para projetar componentes reais.

REFERÊNCIAS

- [1] Bramhall, R., "Studies in fretting fatigue", PhD thesis, Oxford University, Oxford (1973)
- [2] Nowell, D., "An analysis of fretting fatigue", PhD thesis, Oxford University, Oxford (1988)
- [3] Araújo, J.A., "On the initiation and arrest of fretting fatigue cracks", PhD. thesis, University of Oxford, Oxford (2000)
- [4] Araújo, J.A., Mamiya, E.M., "The application of a mesoscopic scale approach in fretting fatigue", *ABCM*, **25**, 16-20 (2003)
- [5] Araújo, J.A., Nowell, D., Vivacqua, R.C., "The use of multiaxial fatigue models to predict fretting fatigue life of components subjected to different contact stress fields", *Fatigue and Fracture Engineering Materials and Structures*, **27**, 967-978 (2004)
- [6] Vallellano, C., Dominguez, J., Navarro, C., "On the estimation of fatigue failure under fretting conditions using notch methodologies", *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, **26**, 469-478 (2003)
- [7] Taylor, D., "Geometrical effects in fatigue: A unifying theoretical model", *International Journal of Fracture*, **21**, 413-420 (1999)

- [8] Dang Van, K., Griveau, B., Message, O., "On a new multiaxial fatigue limit criterion: Theory and application", *Biaxial and Multiaxial Fatigue (EGF 3), Mechanical Engineering Publications*, London, 479-496 (1989)
- [9] O'Connor, J.J., Hills, D.A., "A fracture mechanics correlation of fretting fatigue experiments", *Mechanisms and Surface Distress*, 12th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Butterworths (1986)
- [10] Ribó, R., Pasenau, M.A.R., Escolano, E., "GiD Reference Manual", International Center for Numerical Methods in Engineering (CIMNE), <http://gig.cimne.upc.es> (2000)
- [11] Bernardo, A.T.S., "Fadiga por *fretting*: modelagem e simulação numérica", Projeto final de graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília (2003)
- [12] Neuber, H., *Theory of Notch Stresses*, Springer (1958)
- [13] Peterson, R.E., *Notch sensitivity*, Chapter 13, Metal Fatigue, McGraw- Hill (1959)
- [14] Susmel, L., Taylor, D., "Two methods for predicting the multiaxial fatigue limits of sharp notches", *Fatigue and Fracture Engineering Materials and Structures*, **26**, 821-833 (2003)
- [15] Kitagawa, H., Takahashi, S., "Applicability of fracture mechanics to very small cracks or the cracks in the early stage", *Proceedings of the 2nd International Conference on Mechanical Behaviour of Materials, American Society for Metals*, 627-631 (1976)
- [16] Tanaka, K., Nakai, Y., Yamashita, M., "Fatigue growth threshold of small cracks", *International Journal of Fracture*, **17**, 519-533 (1981)
- [17] El Haddad, M.H., Topper, T.H., Smith, K.N., "Fatigue crack propagation of short cracks", *Journal of Engineering Materials and Technology (ASME Trans.)*, **101**, 42-45 (1979)
- [18] Araújo, J.A., Susmel, L., Taylor, D., Ferro, J.C.T., Mamiya, E.N., "On the use of the theory of critical distances and the modified Wöhler curve method to estimate fretting fatigue strength of cylindrical contacts", *International Journal of Fatigue*, **29**(1), 95-107 (2007)

APPLICATION OF A MESOSCOPIC SCALE APPROACH ASSOCIATED WITH A NOTCH ANALOGUE TECHNIQUE FOR FRETTING FATIGUE

Abstract – The goal of this work is to propose a methodology to evaluate the fatigue limit of components under fretting conditions. The proposed methodology is based on the application of a mesoscopic approach proposed by Dang Van in terms of the Theory of Critical Distance by Taylor. To validate the methodology, experimental data involving cylindrical-on-flat contact under partial slip conditions are considered. The material of both, specimen and pad, is Ti-6Al-4V, an aeronautic alloy. The tests results showed that the contact size influences the fatigue limit of the configuration despite the fact that the superficial stress state is identical on the hot spot for all tests. The finite element method was used to determine the cyclic stress field and the methodology to estimate the fatigue limit under fretting conditions provided good results for the experimental data considered in this work.

Keywords – Fatigue, Fretting, Finite elements, Ti-6Al-4V.

