

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE APARATO EXPERIMENTAL E AVALIAÇÃO
DA RESISTÊNCIA À FADIGA SOB CONDIÇÕES DE
FRETTING

LUIZ HOMERO LOPES MARTINS

ORIENTADOR: JOSÉ ALEXANDER ARAÚJO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM
CIÊNCIAS MECÂNICAS

PUBLICAÇÃO: ENM.DM-125A/08

BRASÍLIA/DF: NOVEMBRO - 2008.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE APARATO EXPERIMENTAL E AVALIAÇÃO
DA RESISTÊNCIA À FADIGA SOB CONDIÇÕES DE
FRETTING

LUIZ HOMERO LOPES MARTINS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA
DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE.

APROVADA POR:

Prof. José Alexander Araújo, Ph.D. (ENM-UnB)
(Orientador)

Prof. Fábio Comes de Castro, D.Sc. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)

Prof. Waldek Wladimir Bose Filho, Ph.D. (USP-São Carlos)
(Examinador Externo)

BRASÍLIA/DF, 21 DE NOVEMBRO DE 2008.

FICHA CATALOGRÁFICA

LUIZ HOMERO LOPES MARTINS,

Projeto de aparato experimental e avaliação da resistência à fadiga

sob condições de *fretting*. [Distrito Federal] 2008.

xxv, 118p., 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas. Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Fadiga por *fretting*

2. Fadiga Multiaxial

3. Distância Crítica

4. Aparato Experimental

I. ENM/FT/UnB

II. ENM.DM-125A/08

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

MARTINS, L. H. L., (2008) Projeto de aparato experimental e avaliação da resistência à fadiga sob condições de *fretting*. Dissertação de Mestrado, Publicação ENM.DM-125A/08, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 118p.

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Luiz Homero Lopes Martins

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO: Projeto de aparato experimental e avaliação da resistência à fadiga sob condições de *fretting*

GRAU / ANO : Mestre / 2008

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir, emprestar ou vender cópias desta dissertação de mestrado somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

Luiz Homero Lopes Martins

Correio Eletrônico: luizenm@gmail.com

DEDICATÓRIA

Em memória de Honorina Cardoso Lopes (*30/09/1952 – †16/02/2007).

Capacidade de perdão, inspirando união. Mãe exemplo de alegria, menina cheia de amor pela vida. De feitos simples e belos, carinhosos e simpáticos. Muitos conquistou e saudades deixou!

AGRADECIMENTOS

Aos membros da minha família que me apoiaram financeira e emocionalmente os meus estudos, pelo companheirismo e compreensão nos meus momentos de ausência, em especial atenção aos meus Irmãos, Osmar, Othilia, Renato e Thiago, à minha mãe Honorina Cardoso Lopes, ao meu tio José Cardoso Lopes (Zézito) e às minhas tias Mirian Lopes, Maria José Lopes (Zezé).

A todos os amigos do curso de Engenharia Mecânica, pela amizade que me proporcionou tantos momentos de alegria e a força para vencer mais essa etapa da minha vida. Em especial atenção ao Júlio Toshio, ao Cristiano Alencar, ao Thiago Martins, ao Eduardo Alberi e ao Leonardo Brant.

Aos meus quase irmãos, da Equipe Draco Volans de Aerodesign, por tantos feitos históricos que marcaram nossa trajetória na UnB como uma equipe. Em especial atenção ao Mateus Bonamigo, ao Ticiano Monte, à Cláudia Santos, ao Thiago Macedo, ao Marcus Finotti, ao Klaus Itai, ao Breno Belinatti, ao Plínio Santana, ao Rodrigo Queiroz, ao André Judá, ao Rodolfo Fleury, à Alessandra Taeko, ao Thiago Campelo e ao Carlos (Derrotildo).

Aos amigos do Laboratório de Ensaios Mecânicos que ajudaram na realização desse trabalho, em especial atenção ao Allissom Ribeiro, Thiago Doca, Luciana Sgarbi e Rodolfo Vivacqua Castro.

Ao Prof. Waldek Bose da EESC-USP pela colaboração técnica neste trabalho.

Ao meu orientador e amigo, Prof. José Alexander Araújo, por todo apoio e incentivo ao meu trabalho e cuja amizade e profissionalismo estarão sempre marcados em minha memória.

RESUMO

PROJETO DE APARATO EXPERIMENTAL E AVALIAÇÃO DA RESISTÊNCIA À FADIGA SOB CONDIÇÕES DE *FRETTING*

O presente trabalho apresenta uma metodologia para avaliação de resistência a fadiga sob condições de *fretting*, a qual foi validada para resultados experimentais disponíveis na literatura. A metodologia consiste na aplicação do Método da Distância Crítica, segundo a abordagem do Método da Linha, associado ao modelo de fadiga multiaxial de Susmel & Lazzarin (Método da Curva de Wöhler Modificada). Os resultados obtidos a partir do Método da Linha foram comparados com os resultados obtidos pelo Método do Ponto, mostrando que o Método da Linha é menos conservativo que o Método do Ponto. O Método da Linha previu corretamente a resistência a fadiga para 26 dos 29 testes experimentais, contra 23 de 29, para o Método do Ponto. Também foi comparada a sensibilidade de ambos os métodos a um aumento ou uma redução de 10% no valor do parâmetro material que determina a distância crítica de aplicação do critério de fadiga multiaxial. Os resultados mostraram que o Método da Linha é menos sensível que o Método do Ponto à variação desse parâmetro para fortes gradientes de tensão. A segunda parte desse trabalho consiste na concepção, projeto, e comissionamento de um aparato experimental para realização de teste de fadiga sob condições de *fretting*. O Dispositivo de *Fretting* é concebido para ser acoplado a uma máquina de ensaios universal MTS e funcionar como um elemento mola que reage à deformação do corpo de prova, induzida pela carga remota aplicada pela MTS, gerando a carga cisalhante. Estão incluídos detalhes como: princípio de funcionamento, calibração da instrumentação, medição de rigidez do dispositivo, alinhamento das sapatas usando-se filme sensível à pressão e medição do coeficiente de atrito na zona de escorregamento. Para finalizar o trabalho foi realizada uma série de testes de fadiga sob condições de *fretting* na liga *Al7050-T7451* onde foi mantida constante a pressão de pico p_0 , a amplitude de tensão remota σ_a e a relação Q/P , e variou-se apenas a componente média da tensão remota σ_m . Os testes mostraram que mesmo sob a ação de uma tensão remota muito inferior ao limite de fadiga convencional do material ocorria a ruptura do espécime, ou seja, o *fretting* provoca uma redução substancial no limite de fadiga do material. Apenas nos dois últimos testes, em que o campo de tensão remoto era puramente compressivo,

os corpos de prova não falharam, mesmo assim ainda foi possível constatar a presença de trincas não propagadas dentro da zona de escorregamento. Tais trincas mostram o forte papel do *fretting* no processo de iniciação de trincas prematuramente.

ABSTRACT

DESIGN OF AN EXPERIMENTAL APPARATUS AND STRENGTH FRET- TING FATIGUE EVALUATION

The aim of this work is to propose a methodology to estimate the fatigue strength limit under fretting conditions which was validated for experimental results taken from the literature. This methodology is founded on the use of the Theory of Critical Distance (Line Method) associated with the multiaxial fatigue model proposed by Susmel & Lazzarin (Modified Wöhler Curve Method). The results provided by the Line Method and the Point Method were compared showing that the Line Method was less conservative than the Point Method. The Line Method has correctly evaluated, rightly, the fatigue strength for 26 of 29 experimental tests, against 23 of 29 for the Point Method. Both methods were also compared concerning their sensibility to an increase or decrease of 10% on the value of the material parameter that determine the critical distance which was used to apply the multiaxial fatigue model. The results have shown that the Line Method is less sensitive than the Point Method to this parameter for high stress gradients. It is also shown in this work the conception, design, and verifying tests of an Experimental Apparatus for conduct experimental tests of fatigue under fretting conditions. The Apparatus was conceived to be assembled in a universal tests machine MTS e work as a spring reacting to specimen deformation, caused by bulk load applied by MTS, producing the shear load. It is included details as: working principle, instrumental calibration, measuring of the stiffness of the Apparatus, alignment of fretting pads using pressure sensitive film and evaluation of the friction coefficient in the slip zone. In order to finish this work it was conducted a series of fretting fatigue tests on a *Al7050 – T7451* alloy where were kept constant the peak pressure, the bulk stress amplitude and the ratio Q/P , and it was changed the mean bulk stress. The tests have shown that even experiencing a bulk stress much lower than the material plain fatigue strength the specimen failure still takes place, in other words, the fretting causes a substantial decrease in the fatigue limit of the material. Only the two last tests, which the bulk stress field was purely compressive, the specimens did not failure, even so it was verified nonpropagated cracks on the slip zone. Such cracks show the strong influence of the fretting phenomena in speeding up the crack nucleation.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E O ESTADO DA ARTE	1
1.2	OBJETIVOS	5
1.3	APRESENTAÇÃO DO MANUSCRITO	5
2	MECÂNICA DO CONTATO	7
2.1	INTRODUÇÃO	7
2.2	TENSÕES SUPERFICIAIS	8
2.3	CARGA NORMAL	8
2.4	CARGA TANGENCIAL	10
2.5	CARGA REMOTA DE FADIGA	14
2.6	CAMPO DE TENSÃO CÍCLICO NA REGIÃO DO CONTATO	15
3	CONCEITOS BÁSICOS DA MECÂNICA DA FRATURA	20
3.1	INTRODUÇÃO	20
3.2	DISTRIBUIÇÃO DE TENSÃO NA PONTA DE TRINCA	20
3.3	PROPAGAÇÃO DE TRINCA	22

3.4	TRINCAS CURTAS	23
3.4.1	Diagrama de Kitagawa e Takahashi (K-T)	25
4	FADIGA UNIAXIAL E MULTIAXIAL	28
4.1	FADIGA UNIAXIAL	28
4.1.1	Curvas S-N	28
4.1.2	Efeito da tensão média na Vida a Fadiga	30
4.2	FADIGA MULTIAXIAL	33
4.2.1	Introdução	33
4.2.2	Método da Curva de Wöhler Modificada	35
5	MÉTODO DA DISTÂNCIA CRÍTICA	40
5.1	INTRODUÇÃO	40
5.2	MÉTODOS DE DISTÂNCIA CRÍTICA	42
5.3	MÉTODO DA DISTÂNCIA CRÍTICA ASSOCIADO AO MCWM APLICADO A FADIGA SOB CONDIÇÕES DE <i>FRETTING</i>	43
6	RESULTADOS	45
6.1	DADOS EXPERIMENTAIS DISPONÍVEIS NA LITERATURA	45
6.2	AValiação da Resistência à Fadiga	50
7	CONCEPÇÃO E PROJETO DO DISPOSITIVO DE <i>FRETTING</i>	61
7.1	INTRODUÇÃO	61
7.2	DISPOSITIVOS DE <i>FRETTING</i> DISPONÍVEIS	61

7.3	O PROJETO DO DISPOSITIVO	67
7.3.1	Layout do Dispositivo de <i>Fretting</i>	67
7.3.2	Modelagem Matemática do Dispositivo de <i>Fretting</i>	71
8	COMISSIONAMENTO DO DISPOSITIVO E TESTES	79
8.1	CALIBRAÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO	79
8.2	FILME SENSÍVEL À PRESSÃO E O ALINHAMENTO DA SAPATA	81
8.3	TESTES DE COMISSIONAMENTO DO DISPOSITIVO	85
8.4	ESTIMATIVA DO COEFICIENTE DE ATRITO NA ZONA DE ESCORREGAMENTO	92
8.5	ENSAIOS DE FADIGA POR <i>FRETTING</i> EM LIGA <i>Al7050 – T7451</i>	96
9	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	102
10	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	107
	APÊNDICES	116

LISTA DE FIGURAS

1.1	Exemplos de montagens mecânicas mostrando onde as trincas ocorrem preferencialmente: a) Fixação tipo "rabo de andorinha"; b) junta rebitada.	2
2.1	Contato entre dois corpos elasticamente deformáveis submetidos à força normal, P , e tangencial, Q .	9
2.2	Regiões de escorregamento e de adesão para o contato entre cilindros em regime de escorregamento parcial.	10
2.3	Perfil da distribuição de pressão e tensão cisalhante para uma configuração típica de carregamento, $Q/fP = 0.59$.	12
2.4	Variação do carregamento cisalhante Q com o tempo t .	13
2.5	(a) Variação das tensões cisalhantes superficiais em diferentes instantes do carregamento cíclico tangencial. Q/fP variando entre ± 0.6 . (b) Efeito da carga remota sobre tensões cisalhantes superficiais mostradas em (a) para $\frac{\sigma_{B,max}}{p_0}$ variando entre ± 0.59 .	15
3.1	Modos de propagação de trinca.	21
3.2	Trinca em um plano infinito sujeita a tensão normal.	21
3.3	Zonas plástica e de dominância de K na ponta de uma trinca.	22
3.4	Taxa de crescimento da trinca como função de ΔK .	23
3.5	O efeito do tamanho da trinca na (a) tensão limiar e no (b) fator intensidade de tensão para uma larga variedade de ligas de engenharia (Kitagawa-Takahashi, 1976).	25
4.1	Construção esquemática da curva $S - N$.	29

4.2	Exemplo de um carregamento cíclico	31
4.3	Curvas de Vida Constante	33
4.4	Plano material Δ e vetor tensão de Cauchy $\mathbf{T}(t)$	36
5.1	Corpo de prova entalhado sujeito a uma tensão remota de fadiga	42
5.2	Metodologia de aplicação MCWM associado ao método da distância crítica pelas abordagens do MP e do ML para problemas de fadiga sob condições de <i>fretting</i> em contatos entre cilindros e corpos de prova planos. 44	
6.1	Aparato de ensaio para fadiga por <i>fretting</i> considerado por Nowell (1988). 46	
6.2	(a) Modo de carregamento de P e $Q(t)$, (b) desenho esquemático do experimento e (c) dimensões básicas do corpo de prova de Nowell (1988). 46	
6.3	Gradiente de tensão σ_{xx}/p_0 para os testes de $R = 15,5mm$ e $R = 150mm$ da série 1 na condição de carga máxima.	48
6.4	Gradiente de tensão σ_{yy}/p_0 para os testes de $R = 15,5mm$ e $R = 150mm$ da série 1 na condição de carga máxima.	48
6.5	Gradiente de tensão σ_{zz}/p_0 para os testes de $R = 15,5mm$ e $R = 150mm$ da série 1 na condição de carga máxima.	48
6.6	Gradiente de tensão τ_{xy}/p_0 para os testes de $R = 15,5mm$ e $R = 150mm$ da série 1 na condição de carga máxima.	49
6.7	Gráficos de convergência de (a) τ_a/p_0 e $\sigma_{n,max}/p_0$; e (b) SU_{ML} em função do número de pontos para teste 1 da série 1.	52
6.8	Comparação dos resultados do MP e do ML. Série 1 (a) e Série 3 (b). .	56
6.9	Comparação dos resultados do MP e do ML. Série 4 (a) e Série 5 (b). .	57
6.10	Varição de SU e τ_a/p_0 ao longo da profundidade, y , para os testes de $R = 12,5mm$ e $R = 150mm$ da série 1.	58
6.11	Varição do índice de erro SU para o MP e o ML para variações de b_0 em 10% para mais e para menos. Série 1 (a) e Série 3 (b).	59

6.12	Variação do índice de erro SU para o MP e o ML para variações de b_0 em 10% para mais e para menos. Série 4 (a) e Série 5 (b).	60
7.1	Geometria de experimentos de fadiga por <i>fretting</i> : (a) sapatas tipo ponte e (b) sapatas cilíndricas.	62
7.2	Esquema do aparato experimental de fadiga por <i>fretting</i> com dois atuadores hidráulicos.	63
7.3	Aparato experimental com dois atuadores hidráulicos utilizado por Araújo em Oxford.	64
7.4	Esquema da máquina de fadiga por <i>fretting</i> para juntas biaxiais tipo "rabo de andorinha".	65
7.5	Fratura por fadiga por <i>fretting</i> de junta tipo "rabo de andorinha".	65
7.6	Tipos de sapatas para contato com corpo de prova plano.	66
7.7	<i>Layout</i> do dispositivo de <i>fretting</i> projetado.	68
7.8	Sistema hidráulico auxiliar e instrumentação: (a) bomba manual e acumulador de pressão; (b) cilindro auxiliar, válvula de retenção e células de carga.	69
7.9	Instrumentação para medir P : (a) Célula de Carga (<i>Load Washer</i>); e (b) Manômetro do Acumulador de Pressão.	70
7.10	Forças envolvidas na modelagem, (a), sistema de molas equivalentes, (b), e diagrama de forças, (c).	71
7.11	Associação de Molas equivalentes assumida para a modelagem da rigidez do Dispositivo de <i>Fretting</i>	73
7.12	Modelagem hiperestática para cálculo da rigidez equivalente da parte superior do Dispositivo.	74
7.13	Variação da rigidez k_2 e k_D em função da altura da viga flexível C	78
8.1	(a) <i>Load Washer</i> posicionada entre os suportes durante sua calibração na MTS e (b) curvas de calibração das <i>Load Washers</i>	80

8.2	Força obtida das <i>Load Washers</i> entre as barras de erro da força obtida do manômetro contra a pressão.	82
8.3	Par de sapatas e filme sensível a pressão marcado após se comprimir as sapatas contra o corpo de prova com uma carga de $7,9kN$	82
8.4	Condição de alinhamento, tipo de marca característica em FSP e distribuição de pressão na direção z : (a) perfeitamente alinhado, (b) Efeito de Borda e (c) desalinhamento.	83
8.5	Diagrama esquemático mostrando o local de iniciação e direção de propagação para (a) <i>corner crack</i> originada por desalinhamento da sapata e (b) <i>central crack</i> originada em contatos perfeitamente alinhados.	83
8.6	As três camadas do FSP com uma região central onde pressão foi aplicada rompendo as micro-cápsulas formando a marca vermelha na segunda camada do filme.	84
8.7	Marcas digitalizadas de um FSP após a aplicação de uma carga normal de $7,9kN$ correspondendo a: (a) par de sapatas alinhadas e (b) par de sapatas desalinhadas.	85
8.8	Sistema de alinhamento da Sapata: (a) vista lateral da montagem da sapata no suporte, (b) vista de todo da sapata desalinhada em relação ao CP, (c) vista de topo da sapata alinhada em relação ao CP.	86
8.9	Montagem do Dispositivo de <i>Fretting</i> na máquina MTS-810 do laboratório de ensaios mecânicos do ENM-UnB	87
8.10	Gráfico do teste de determinação do coeficiente de atrito limite mostrando Q contra F_0 e o limite da força de atrito na superfície virgem do CP de alumínio ($P = 7,927kN$).	87
8.11	Gráficos obtidos do TRE e do TRC, carga normal $P = 7,927$, mostrando (a) a rigidez k_A , k_D experimental e k_D teórico contra l_{SA} e (b) a resposta experimental e teórica do dispositivo F_0/Q em função de l_{SA}	90
8.12	Gráfico da mínima razão F_0/Q de Vigas Flexíveis com diferentes alturas C	91
8.13	Evolução do ciclo de Histerese mostrando a transição do regime de escorregamento total para escorregamento parcial devido a um aumento do coeficiente de atrito na zona de escorregamento	93

8.14	Evolução do coeficiente de atrito durante um teste de <i>fretting</i> em regime de escorregamento parcial. (a) Condição inicial e (b) condição após n ciclos.	94
8.15	Coeficiente de atrito na zona de escorregamento a partir do coeficiente de atrito médio no contato obtido experimentalmente para diferentes razões Q/P	95
8.16	Geometria do corpo de prova e sapatas utilizados nos teste de fadiga sob condições de <i>fretting</i>	97
8.17	Esquema da história de carregamento para os testes de fadiga por <i>fretting</i>	97
8.18	Curva da tensão máxima no ciclo de carregamento, σ_{max} , contra o número de ciclos até a ruptura, N_f , para os ensaios de fadiga convencional e fadiga por <i>fretting</i>	99
8.19	Região de contato observada em microscópio estereoscópico, para o ensaio com tensão $\sigma_m = -92,7MPa$ (a) vista geral (b) detalhe da margem direita do contato, mostrando a iniciação de trinca.	100
8.20	Superfície de fratura de um corpo de prova ensaiado em fadiga por <i>fretting</i> a uma tensão média de $0MPa$, observada em microscópio estereoscópico.	100
8.21	Estágio de ruptura final (colapso plástico) formação de alvéolos (dimples) característico de fratura em materiais dúcteis.	101

LISTA DE TABELAS

2.1	Tensões superficiais cisalhantes para cada região durante a variação do carregamento tangencial com o tempo.	14
6.1	Séries experimentais do trabalho de Nowell (1988).	47
6.2	Raio da sapata, R , tamanho de contato, a , e vida à fadiga dos testes da série 1.	49
6.3	Raio da sapata, R , tamanho de contato, a , e vida à fadiga dos testes da série 3.	49
6.4	Raio da sapata, R , tamanho de contato, a , e vida à fadiga dos testes da série 4.	50
6.5	Raio da sapata, R , tamanho de contato, a , e vida à fadiga dos testes da série 5.	50
6.6	Convergência dos resultados de (a) τ_a/p_0 e $\sigma_{n,max}/p_0$; e (b) SU_{ML} em função do número de pontos para teste 1 da série 1.	53
6.7	Avaliação da resistência à fadiga para a Série 1 utilizando abordagem do MP e do ML.	54
6.8	Avaliação da resistência à fadiga para a Série 3 utilizando abordagem do MP e do ML.	54
6.9	Avaliação da resistência à fadiga para a Série 4 utilizando abordagem do MP e do ML.	55
6.10	Avaliação da resistência à fadiga para a Série 5 utilizando abordagem do MP e do ML.	55
7.1	Especificações do Sistema Hidráulico Auxiliar e da <i>Load Washer</i>	70

7.2	Dados para o cálculo da rigidez do Dispositivo k_D	78
8.1	Dados das curvas de calibração das <i>Load Washers</i>	80
8.2	Dados do teste das <i>Load Washers</i> montadas no Dispositivo.	81
8.3	Dados obtidos do teste de rigidez estático, TRE.	88
8.4	Dados obtidos do teste de rigidez cíclico, TRC.	89
8.5	Resultados do coeficiente de atrito médio f_m , do coeficiente de atrito na zona de escorregamento f_s , da média dos resultados e do desvio padrão.	96
8.6	Propriedades mecânicas do <i>Al7050 – T7451</i>	96
8.7	Resultados obtidos para os ensaios realizados em fadiga por <i>fretting</i>	98

LISTA DE SIMBOLOS

Símbolos Latinos

A complacência composta

A comprimento da Viga Flexível

A_s área da seção do corpo de prova

A_1 área da seção da Coluna Vertical

A_3 área da seção do Diafragma

a metade do tamanho de contato

a_3 distância entre uma par de Diafragmas

b metade do comprimento da trinca

b_3 distância entre o diafragma interno e a ponta da sapata

b_0 tamanho crítico ou intrínseco da trinca

$B(t)$ carga remota de fadiga

B largura da seção da Viga Flexível

C altura da seção da Viga Flexível

c metade da zona de adesão para carga cisalhante no seu valor máximo e mínimo

$c'(t)$ metade da zona de adesão, em um instante t , durante o escorregamento reverso

e deslocamento da zona de adesão para tensão remota no seu valor máximo

$e'(t)$ deslocamento da zona de adesão para tensão remota durante os estágios de carregamento e descarregamento

E módulo de elasticidade

E^* módulo de elasticidade equivalente

E_1 módulo de elasticidade do material da Coluna Vertical

E_2 módulo de elasticidade do material da Viga Flexível

E_3 módulo de elasticidade do material do Diafragma

E_s módulo de elasticidade do material do corpo de prova

F força na célula de carga superior da MTS

F_0 força na célula de carga inferior da MTS

$F_{0,m}$ componente média da força F_0

$F_{0,a}$ componente alternada da força F_0

f coeficiente de atrito

f_s coeficiente de atrito na zona de escorregamento

f_m coeficiente de atrito médio na região de contato

f_0 coeficiente de atrito da superfície virgem e na zona de adesão

$g(x)$ deslocamento tangencial relativo (na direção x)

$h(x)$ quantidade de interpenetração (na direção y)

k_1 rigidez da Coluna Vertical

k_2 rigidez da Viga Flexível

k_3 rigidez do Diafragma

k_{eq} rigidez de uma par de Diafragmas

k_A rigidez da parte do corpo de prova acima do contato

k_B rigidez da parte do corpo de prova abaixo do contato

k_D semi-rigidez do Dispositivo (rigidez global $2k_D$)

l_1 comprimento da Coluna Vertical

l_3 comprimento do Diafragma

l_{SA} comprimento do corpo de prova acima do contato

m_1 parâmetros do material obtido do Modelo das Curvas de Wöhler Modificadas

N_f número de ciclo de vida

P carga normal por unidade de comprimento

p_0 máxima pressão de contato

$p(x)$ distribuição da pressão de contato

$Q(t)$ carga tangencial por unidade de comprimento

Q_{max} carga tangencial máxima

Q_{slip} força de atrito limite para escorregamento total

$q(x)$ distribuição da tensão cisalhante superficial

$q'(x)$ perturbação na distribuição da tensão cisalhante superficial

$q''(x)$ termo de correção para a distribuição de pressão cisalhante superficial

R razão entre tensões

R_e raio equivalente

R_1 e R_2 raios dos cilindros em contato

r coordenada radial do sistema de coordenada polar

SU índice de erro do Método da Curva de Wöhler Modificada (MCWM)

t tempo

Símbolos Gregos

$\Delta\sigma_{th}$ faixa de tensão limiar

ΔK_0 limite do fator de intensidade de tensão

$\Delta\sigma$ faixa de tensão

ΔK variação do fator de intensidade de tensão

ΔK_{th} variação limiar do fator de intensidade de tensão

δ deslocamento da garra inferior da MTS em relação à base da máquina

δ_c deslocamento do contato em relação à base da máquina

γ expoente de resistência a fadiga

λ parâmetros do material obtido do Método da Curva de Wöhler Modificada

μ módulo de rigidez

ν razão de Poisson

ρ razão entre as tensões $\sigma_{n,max}$ e τ_a

$\Delta\sigma_{fl}$ variação da tensão limite de fadiga do material

σ tensor tensão microscópica

σ_{-1} limite de fadiga à flexão alternada

σ_0 limite de fadiga para flexão repetida

σ_y limite de escoamento

σ_u limite de resistência a tração

$\tilde{\sigma}_{fB}$ tensão verdadeira na fratura

σ'_f coeficiente de resistência a fadiga

σ_{ar} resistência à fadiga equivalente do material segundo SWT

$\sigma_{n,max}$ máxima tensão normal no plano crítico

τ_a amplitude de tensão cisalhante no plano crítico

θ ângulo em relação ao plano da trinca

ω frequência de aplicação das cargas senoidais Q e

σ_B tensão remota de fadiga

Subscritos

B relativo a tensão remota de fadiga σ_B

max relativo ao máximo valor das cargas senoidais no ciclo

min relativo ao mínimo valor das cargas senoidais no ciclo

a relativo à amplitude das cargas senoidais

m relativo ao valor médio das cargas senoidais

xx relativo à componente do tensor tensão

yy relativo à componente do tensor tensão

zz relativo à componente do tensor tensão

xy relativo à componente do tensor tensão

s relativo a dimensões ou propriedades do corpo de prova

Sobrescritos

* relativo ao módulo de elasticidade equivalentes

n relativo ao tensor tensão induzido pela carga normal P

t relativo ao tensor tensão induzido pela carga tangencial Q

Siglas

MCWM Método das Curvas de Wöhler Modificadas

MDC Método da Distância Crítica

MP Método do Ponto

ML Método do Linha

SWT Modelo de Smith, Watson e Topper para previsão do efeito da tensão média na resistência a fadiga

CP Abreviação para Corpo de Prova

FSP Filme Sensível a Pressão

LW *Load Washer*

TRE Teste de rigidez com carga F_0 estática

TRC Teste de rigidez com carga F_0 cíclica

MTS Máquina de ensaios universal, marca e modelo: MTS-810

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E O ESTADO DA ARTE

O termo *fretting* denota um pequeno movimento oscilatório, da ordem de microns, entre superfícies em contato que ocorre, inevitavelmente, em montagens de componentes mecânicos sujeitos à vibração. Esse micro escorregamento causa danos superficiais ao nível da rugosidade levando à nucleação de trincas de forma prematura. Na presença de uma tensão remota cíclica, essas trincas podem levar a uma falha catastrófica do componente, fenômeno chamado de fadiga sob condições de *fretting*.

Muitos materiais de engenharia têm aplicações onde componentes estruturais são submetidos a condições de *fretting* como, por exemplo, juntas parafusadas e rebitadas, acoplamento de eixos com engrenagens e/ou rolamentos, na interface da montagem das palhetas com o disco de turbinas ou compressores (Ruiz *et al.*, 1984; Ruiz e Chen, 1986; Ruiz e Nowell, 2000), nas juntas rebitadas da fuselagem de aeronaves (Harish e Farris, 1998; Farris *et al.*, 2000), etc. Testes experimentais têm mostrado que a ocorrência da fadiga por *fretting* pode produzir redução de até 90% na resistência à fadiga de um material metálico (McDowell, 1953). Segundo Thomson (1998), a fadiga por *fretting* causa cerca de 17% das falhas ou contratempos nos sistemas de propulsão aeronáuticos. Montagens tipo "rabo de andorinha" na raiz de pá de turbinas, Fig. 1.1 (a), e juntas rebitadas Fig. 1.1 (b), são configurações de grande interesse prático em uma gama de sistemas mecânicos.

No setor aeroespacial, as exigências de alta confiabilidade, baixo peso estrutural, longa vida operacional, fazem do mesmo o seguimento da indústria mais afetado pela fadiga por *fretting* e, conseqüentemente, o mais interessado no seu estudo. Outros sistemas mecânicos com danos menos críticos que as aeronaves, mas ainda com grande importância econômica, também sofrem com falhas de componentes devido à fadiga por *fretting*.

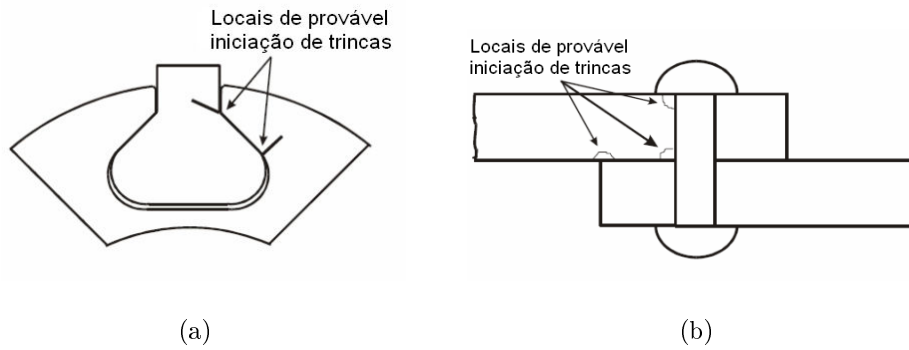


Figura 1.1: Exemplos de montagens mecânicas mostrando onde as trincas ocorrem preferencialmente: a) Fixação tipo "rabo de andorinha"; b) junta rebitada.

Alguns exemplos desses sistemas são (Hoepfner, 1992): trens, automóveis, caminhões, ônibus, cabos de aço e implantes ortopédicos.

O fenômeno de *fretting* tem sido reconhecido e estudado a mais de um século. Inicialmente, foi reconhecido como um fenômeno de dano superficial; essencialmente o que se chama hoje de desgaste por *fretting*. A primeira referência literária registrada é um artigo de Eden *et al.* (1911). Esses autores reportam a presença de resíduos de *fretting*, interpretado como óxido de ferro, na região da interface de contato. Embora a fadiga por *fretting* não seja especificamente mencionada, o contato em questão foi entre grampos e corpo de prova em um teste de fadiga plana. De fato, o contato entre um corpo de prova e grampos foi usado como base de testes de fadiga por *fretting* por Hutson *et al.* (2003). Seguindo das primeiras investigações, o *fretting* foi associado com uma redução da vida à fadiga e o termo "fadiga por *fretting*" entrou em uso comum para descrever situações onde o microdeslizamento entre superfícies em contato aparenta reduzir a vida à fadiga quando comparada a um componente plano. Tomlinson (1927) propôs que o deslocamento tangencial entre as superfícies em contato era o principal parâmetro que controlava este fenômeno. Mais tarde, Warlow-Davis (1941) observou que componentes inicialmente submetidos a condições de *fretting* e posteriormente carregados ciclicamente apresentavam um decréscimo de 13 a 17% na resistência à fadiga. Por outro lado, MacDowell (1953) concluiu que componentes sujeitos conjuntamente a fadiga convencional e a *fretting* apresentavam um decréscimo da ordem de 50 a 80% na resistência à fadiga (convencional).

Bramhall (1973) observou o efeito do tamanho do contato na vida a fadiga, após a re-

alização de uma série de experimentos onde mantinha-se o estado de tensão superficial constante de teste para teste, mas variava-se o tamanho do contato. Para qualquer tamanho de contato inferior a um tamanho crítico observou-se que a vida era infinita ($> 10^7$ ciclos), enquanto que para maiores tamanhos de contato a falha ocorria. Posteriormente, outros pesquisadores (Nowell, 1988; Araújo, 2000) confirmaram a existência deste efeito para outros materiais.

Atualmente o estudo de fadiga sob condições de *fretting* tem sido classificado dentro de três abordagens (Ciavarella, 2001):

- (i) abordagem dos microdeslocamentos.
- (ii) abordagem baseada na mecânica da fratura.
- (iii) abordagem que estabelece analogia com fadiga em entalhes.

O primeiro tipo é abordagem do ponto de máximo dano o qual é obtido pelo produto da máxima tensão cisalhante na superfície de contato no ciclo de carregamento pelo valor do micro deslocamento entre as superfícies de contato. Investigações experimentais em juntas tipo "rabo de andorinha" em pás de turbina foram feitas por Ruiz e Chen (1986), onde se constatou experimentalmente uma correlação entre a região de iniciação de trinca e a região onde o produto acima é máximo. O segundo tipo de abordagem usa conceitos de mecânica da fratura para prever crescimento de trincas usando o campo de tensão na região do contato. É portanto uma metodologia que não foca na iniciação da trinca, mas sim verifica se uma trinca pode levar ou não um componente à falha.

Esse trabalho usa o terceiro tipo de abordagem considerando que a fadiga por *fretting* pode ser considerada um problema de fadiga em corpos entalhados. Isso minimiza o efeito do desgaste superficial e maximiza o efeito da concentração de tensão na região do contato. Giannakopoulos et. al. (2000) observaram que o campo de tensão resultante do contato entre uma sapata plana com cantos arredondados e um semi-plano era similar ao campo de tensão de corpos entalhados e sugeriram que dever-se-ia explorar esta característica para estabelecer metodologias de previsão de vida ou resistência à

fadiga por *fretting*. Taylor (2000) estudando componentes de suspensão de automóveis mostrou que a falha por fadiga pode não ocorrer na descontinuidade geométrica que gera a maior concentração de tensão. Mais especificamente, observou-se que a falha ocorreu em uma região com menor concentração de tensão e baixo gradiente.

Observou-se que a descontinuidade geométrica em que a tensão superficial era maior e o gradiente de tensão alto não correspondeu à região de falha. A mesma ocorreu em outra descontinuidade onde a tensão superficial era menor e o gradiente de tensão era baixo, possuindo portanto uma tensão sub-superficial maior. Isso mostrou que a resistência a fadiga em regiões entalhadas deve ser governada pelo nível de tensão em volume material, ou zona de processo, e não apenas na superfície.

Esse volume está associado a um parâmetro material cujo valor pode ser obtido experimentalmente. Susmel *et al.* (2004) relatam o valor dessa distância crítica para diferentes ligas metálicas. Devido à multiaxialidade do campo de tensão associado a entalhes, Susmel e Taylor (2004) correlacionaram o método da distância crítica (MDC) de Taylor ao método da curva de Wöhler modificada. Em contatos mecânicos também se verifica concentração de tensões e multiaxialidade do campo de tensão próximo ao contato. Na primeira parte dessa dissertação propõe-se estender a metodologia desenvolvida por Susmel e Taylor (2004) para prever o comportamento à fadiga sob condições de *fretting*.

Fouvry *et al.* (1998 e 2002) utilizaram de experimentos com contatos esfera-plano sob condições de escorregamento parcial para validar a aplicação de alguns critérios de fadiga multiaxial e verificaram que os resultados obtidos não eram satisfatórios quando o campo de tensões apresentava severos gradientes. Araújo e Nowell (2002) conduziram uma abordagem similar utilizando os critérios de plano crítico de Smith, Watson e Topper (1970) e de Fatemi e Socie (1988) verificando que melhores resultados poderiam ser obtidos utilizando uma zona de processo que não pareceu a princípio ser característica própria do material. A abordagem foi confrontada com dados experimentais envolvendo o contato entre cilindros. Tais dados eram caracterizados pela existência de um tamanho de contato crítico abaixo do qual a vida em fadiga por *fretting* era infinita, apesar da magnitude do campo de tensões superficial ser idêntica para os diferentes

testes. Em trabalhos posteriores Araújo e Mamiya (2003) e Araújo *et al.* (2004) verificaram que o modelo mesoscópico proposto por Dang Van (1989) também não era capaz de prever o efeito do tamanho do contato sobre a resistência a fadiga a não ser que uma média das tensões dentro de uma zona crítica fosse considerada na análise.

1.2 OBJETIVOS

A primeira etapa do presente trabalho tem como objetivo propor uma metodologia para verificar a resistência à fadiga sob condições de *fretting*. Para tal será usada a abordagem proposta por Susmel e Taylor (2003) para estimar a resistência a fadiga de componentes com concentradores de tensão.

Em uma etapa posterior do trabalho tem-se como objetivo projetar, construir e comissionar um aparato experimental para realização testes de fadiga sob condições de *fretting* em uma liga de alumínio aeronáutico.

1.3 APRESENTAÇÃO DO MANUSCRITO

O Capítulo 1 contém uma breve revisão histórica dos principais trabalhos desenvolvidos no estudo do fenômeno da fadiga sob condições de *fretting*. Posteriormente, apresenta-se no Capítulo 2 a formulação e solução do problema do contato elástico entre cilindros. Os Capítulos 3, 4 e 5 são dedicados à uma revisão teórica dos problemas de mecânica da fratura, de fadiga uni e multiaxial e do método da distância crítica. Também no Capítulo 5 propõe-se uma metodologia para avaliação da resistência a fadiga sob condições de *fretting* análoga à desenvolvida por Susmel e Taylor (2003) para entalhes. No Capítulo 6 são apresentados os dados experimentais para os quais as análises foram conduzidas e os resultados obtidos com o uso da metodologia proposta.

Os Capítulos 7 e 8 formam a segunda parte desse trabalho a qual consistiu no projeto, construção, calibração e comissionamento de um aparato experimental para realização de teste de fadiga sob condições de *fretting*. Mais especificamente, o Capítulo 7 trata

da concepção do aparato, de sua modelagem matemática elucidando o seu princípio de funcionamento e o modo de variação dos parâmetros de teste. O Capítulo 8 expõe os resultados dos testes de comissionamento e calibração de instrumentação. Também são descritos os procedimentos necessários para medição do coeficiente de atrito, parâmetro fundamental para o cálculo do campo de tensão. Ainda no Capítulo 8 apresenta-se os resultados de testes com a liga *Al7050 – T7451*, onde avaliou-se a influência da tensão remota média na resistência à fadiga por *fretting*. No Capítulo 9 são apresentadas as conclusões do trabalho e as propostas para trabalhos futuros.

2 MECÂNICA DO CONTATO

2.1 INTRODUÇÃO

Os problemas reais de *fretting* geralmente envolvem componentes mecânicos de grande complexidade como por exemplo juntas parafusadas de tubulações sujeitas a altas pressões. Nestes casos é quase impossível considerar que se faça uma modelagem do problema sem usar um método numérico, geralmente elementos finitos. Deve ser lembrado que para modelar esse tipo de problema requer-se consideráveis cuidados: não somente refinar a malha cuidadosamente nas vizinhanças do contato, mas também muitos outros aspectos como convergência dos resultados e outros devem ser analisados.

Isto irá inserir certas imprecisões na solução, particularmente na posição das regiões de escorregamento e adesão do contato, as quais são relativamente difíceis de localizar. Sendo assim, para estudos com fins de caracterização fenomenológica da fadiga sob condições de *fretting*, é preferível utilizar dados de testes que empreguem geometrias idealizadas e bem definidas de modo que a natureza do contato e das tensões/deslocamentos induzidos pelo contato sejam bem definidos, facilmente controláveis, possuam repetibilidade e pequena sensibilidade à imperfeições de fabricação.

Assim, neste trabalho será estudado o fenômeno de fadiga por *fretting* em contatos entre cilindros e planos cujo campo de tensão possui solução analítica bem definida (Hills e Nowell, 1994) e foi adotada por outros pesquisadores (Nowell, 1988; Araújo, 2000; Fouvry et. al, 2004), tendo-se à disposição um grande número de dados experimentais disponíveis para o desenvolvimento de metodologias de previsão de resistência à fadiga sob condições de *fretting*. No capítulo 6 será dado maiores detalhes dos dados experimentais utilizados.

2.2 TENSÕES SUPERFICIAIS

O primeiro passo para se obter uma solução para o campo de tensões interior ao contato é resolver o próprio problema de contato, isto é, achar a magnitude e a distribuição das tensões na superfície de contato. Uma grande quantidade de problemas de contato pode ser solucionada usando duas equações integrais que relacionam a distribuição de pressão, $p(x)$, ao deslocamento normal, $h(x)$, e a tensão cisalhante superficial, $q(x)$, ao deslocamento tangencial relativo, $g(x)$. Detalhes referentes a formulação do problema de contato podem ser encontrados em Hills *et al.* (1993) e Johnson (1985). Aqui, apresenta-se entretanto as equações integrais para dois corpos similarmente elásticos:

$$\frac{1}{A} \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{\pi} \int \frac{p(\zeta) d\zeta}{\zeta - x}, \quad (2.1)$$

e

$$\frac{1}{A} \frac{\partial g}{\partial x} = \frac{1}{\pi} \int \frac{q(\zeta) d\zeta}{\zeta - x}, \quad (2.2)$$

onde A é a complacência composta que é definida como:

$$A = 2 \left(\frac{\kappa + 1}{4\mu} \right), \quad (2.3)$$

sendo $\kappa = 3 - 4\nu$ no estado plano de deformação, ν é a razão de Poisson e μ é o módulo de rigidez.

2.3 CARGA NORMAL

A configuração de interesse neste trabalho, que já foi adotada em testes de fadiga por *fretting* por outros pesquisadores (Nowell, 1988, Araújo, 2000) é mostrada na Fig. 2.1. O raio da sapata, R , e o carregamento normal por unidade de comprimento, P , foram

definidos considerando cada corpo como um semiplano elástico. Assim, a solução para a distribuição de pressão é a Hertziana. Os resultados de Hertz (1882) prevêm que devido à força normal estática, uma distribuição de pressão elíptica é desenvolvida:

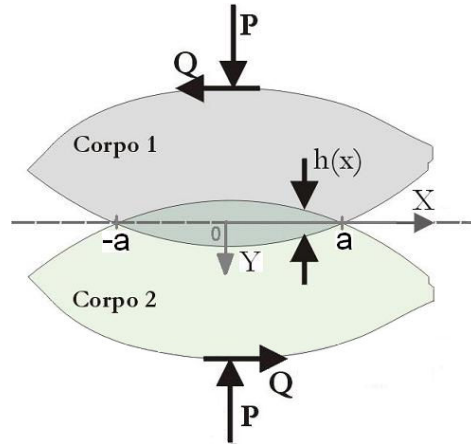


Figura 2.1: Contato entre dois corpos elasticamente deformáveis submetidos à força normal, P , e tangencial, Q .

$$p(x) = -p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \quad (2.4)$$

onde p_0 é o valor máximo da pressão no contato, obtida a partir da condição de equilíbrio

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a}, \quad (2.5)$$

a é o tamanho da metade do comprimento da região do contato

$$a = \sqrt{\frac{4PR_{eq}}{\pi E^*}}, \quad (2.6)$$

e R_{eq} e E^* são definidos pelas relações:

$$R_{eq} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1}, \quad (2.7)$$

e

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right). \quad (2.8)$$

Os subscritos 1 e 2 referem-se aos corpos 1 e 2 respectivamente, E é o módulo de elasticidade e ν é o coeficiente de poisson.

2.4 CARGA TANGENCIAL

A aplicação de uma carga tangencial, Q , faz surgir tensões cisalhantes na superfície dos corpos, como foi descrito por Cattaneo (1938) e mais tarde de forma independente por Mindlin (1949). Em muitos casos de fadiga por *fretting*, o carregamento cisalhante aplicado é menor que o limite para escorregamento total, sendo assim, desenvolvem-se duas regiões distintas dentro da zona de contato: (i) uma região central, de comprimento $2c$ denominada zona de aderência, onde não há movimento relativo entre pontos correspondentes das superfícies em contato, e (ii) uma região periférica ($c \leq |x| \leq a$) denominada de zona de escorregamento situada entre as extremidades do contato e da zona de adesão (Fig. 2.2).

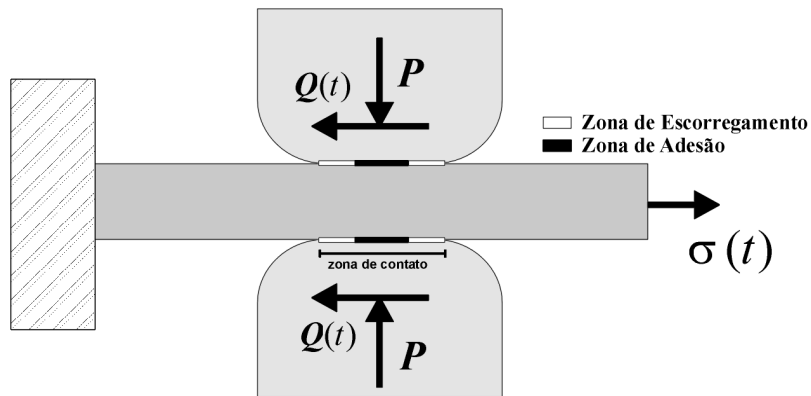


Figura 2.2: Regiões de escorregamento e de adesão para o contato entre cilindros em regime de escorregamento parcial.

Portanto, parece conveniente modelar as tensões superficiais cisalhantes como uma perturbação da solução de escorregamento total:

$$q(x) = fp_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} - q'(x). \quad (2.9)$$

Na zona de adesão, pode-se obter $q'(x)$ resolvendo-se a Eq. 2.2 (Hills *et al.*, 1993) e levando em consideração o fato de que não há movimento relativo na direção x entre pontos correspondentes da região de adesão ($g(x) = 0, \forall x \in |x| \leq c$). Portanto,

$$q'(x) = fp_0 \frac{c}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c}\right)^2}. \quad (2.10)$$

Na zona de escorregamento ($c \leq |x| \leq a$) obviamente não há perturbação na solução completa, assim:

$$q'(x) = 0 \quad \forall x \in c \leq |x| \leq a. \quad (2.11)$$

O tamanho da zona de adesão, c , é encontrado considerando-se o equilíbrio na direção tangencial.

$$\frac{c}{a} = \sqrt{1 - \frac{Q}{fP}}. \quad (2.12)$$

A Figura 2.3 mostra a distribuição de pressão e das tensões cisalhantes no contato para uma configuração típica de carregamento. Pode-se notar que na região central ou de adesão, as tensões cisalhantes são menores devido à perturbação na solução.

As expressões desenvolvidas até agora para a distribuição da tensão cisalhante na superfície do contato são aplicáveis somente quando a força tangencial atinge seu valor máximo no ciclo de carregamento. Para analisar as tensões superficiais e, conseqüentemente, a tensão e/ou deformação em outro instante qualquer do ciclo de *fretting*, é necessário avaliar o que ocorre no carregamento reverso. Será apresentado neste trabalho uma forma resumida para a resolução desse tipo de problema sendo que maiores detalhes poderão ser encontrados em Hills *et al.* (1993).

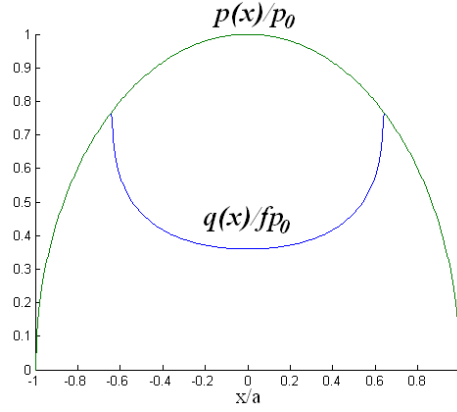


Figura 2.3: Perfil da distribuição de pressão e tensão cisalhante para uma configuração típica de carregamento, $Q/fP = 0.59$.

Para continuar essa análise é aconselhável recordar as condições de contorno dentro das zonas de adesão e de escorregamento na interface do contato. Para qualquer ponto x dentro da zona de escorregamento, as tensões superficiais são relacionadas pela conhecida lei de Amontons (1699, apud Nowell and Hills, 1994).

$$|q(x)| = -fp(x). \quad (2.13)$$

Além disso, a direção das tensões cisalhantes é oposta ao movimento da superfície, fornecendo:

$$\text{sgn}(q(x)) = -\text{sgn}\left(\frac{\partial g}{\partial t}\right), \quad (2.14)$$

onde $\frac{\partial g}{\partial t}$ é a taxa de deslocamento na direção x .

Na região central, onde não há deslocamento relativo entre partículas correspondentes, as tensões cisalhantes superficiais têm que ser menores que o valor limite de fricção, assim:

$$|q(x)| < -fp(x). \quad (2.15)$$

Para a determinação das tensões superficiais cisalhantes, contar-se-á com o apoio da Fig. 2.4, que descreve a variação da carga tangencial Q com o tempo t ($Q(t) = Q_{max} \sin(\omega t)$). Durante a primeira fase de carregamento, ou seja, quando o carregamento tangencial parte do zero e atinge seu valor máximo, ponto A da Fig. 2.4, as Eq. 2.9 a 2.11 descrevem apropriadamente a variação de $q(x)$. Porém, durante o descarregamento do ponto A para o ponto B , o deslocamento relativo muda de sinal, provocando a violação da Eq. 2.14 e a adesão em todo o contato. Continuando o descarregamento até o ponto C , verificar-se-á um escorregamento reverso a partir dos limites da região de contato. Nesta nova zona de escorregamento ($c' \leq |x| < a$), as tensões cisalhantes superficiais terão mudado de $fp(x)\sqrt{1 - (\frac{x}{a})^2}$ para $-fp(x)\sqrt{1 - (\frac{x}{a})^2}$. Assim, por analogia, é possível concluir que, dentro das zonas de adesão, a tensão superficial corretiva necessária para prever escorregamento, será dada por:

$$q''(x) = 2fp_0 \frac{c'}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c'}\right)^2}. \quad (2.16)$$

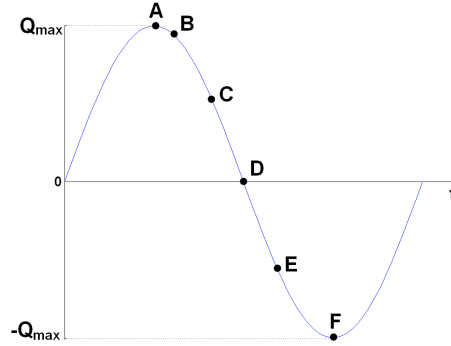


Figura 2.4: Variação do carregamento cisalhante Q com o tempo t .

Note que o fator dois, na Eq. 2.16, deve cancelar o deslocamento relativo quando as tensões superficiais na zona de escorregamento passam a ser calculados por $2fp(x)\sqrt{1 - (\frac{x}{a})^2}$ ao invés de $fp(x)\sqrt{1 - (\frac{x}{a})^2}$ como ocorre durante a fase de carregamento. As distribuições das tensões cisalhantes superficiais para cada região durante a fase de descarregamento são apresentadas na Tab. 2.1.

O tamanho da nova zona de adesão em qualquer instante t de carregamento é obtido da condição de equilíbrio (onde $s_1 = 1$ para situação de descarregamento e carga mínima; e $s_1 = -1$ para recarregamento e carga máxima) o que fornece:

Tabela 2.1: Tensões superficiais cisalhantes para cada região durante a variação do carregamento tangencial com o tempo.

$q(x)/fp_0$	Zona de Aplicação
$-\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}$	$c' < x \leq a$
$-\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} + 2\frac{c'}{a}\sqrt{1 - \left(\frac{x}{c'}\right)^2}$	$c < x \leq c'$
$-\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} + 2\frac{c'}{a}\sqrt{1 - \left(\frac{x}{c'}\right)^2} - \frac{c}{a}\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}$	$ x \leq c$

$$\frac{c'(t)}{a} = \sqrt{1 - \left(\frac{Q_{max} - s_1 Q(t)}{2fP}\right)}. \quad (2.17)$$

A Figura 2.5(a) mostra a variação das tensões cisalhantes superficiais para diferentes valores de Q , correspondentes aos pontos A , C , D , E e F do ciclo de *fretting* mostrado na Fig. 2.4. É importante notar que as tensões cisalhantes superficiais para valores extremos do carregamento tangencial (pontos A , $+Q_{max}$, e F , $-Q_{max}$) são iguais e opostas. Além disso, observa-se, que depois da remoção total da força cisalhante (ponto D), tensões cisalhantes superficiais não nulas, mas em equilíbrio, persistem. Isso significa que o atrito no contato é não linear e as tensões cisalhantes superficiais e, conseqüentemente, as tensões e deformações nos corpos em contato são dependentes da história de carregamento. Portanto, a aplicação do princípio de superposição tem de ser exercitado com cuidado em problemas de contato com atrito.

2.5 CARGA REMOTA DE FADIGA

Se uma carga de fadiga $B(t)$ remota ao contato e moderada, ocasionado na tensão remota de fadiga $\sigma_B = \sigma_{B,max} \sin(\omega t)$, é aplicada ao corpo de prova em fase com a carga de contato tangencial (Fig. 2.2), um deslocamento da zona de adesão, e (nos pontos máximo e mínimo de B) ou e' (durante o descarregamento ou recarregamento de B), será produzido. Pode-se computar o valor deste deslocamento usando-se as Eq. 2.18 e 2.19. Novamente, os detalhes relativos à obtenção destas expressões não serão apresentados, mas o seu desenvolvimento pode ser encontrado em Hills *et al.*(1993).

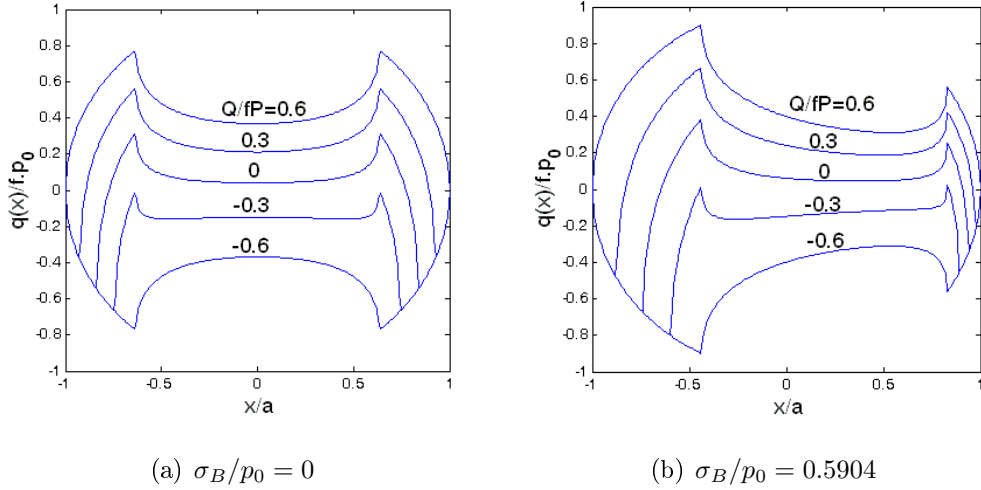


Figura 2.5: (a) Variação das tensões cisalhantes superficiais em diferentes instantes do carregamento cíclico tangencial. Q/fP variando entre ± 0.6 . (b) Efeito da carga remota sobre tensões cisalhantes superficiais mostradas em (a) para $\frac{\sigma_{B,max}}{p_0}$ variando entre ± 0.59 .

$$\frac{e}{a} = \frac{\sigma_{B,max}}{4fp_0}, \quad (2.18)$$

$$\frac{e'}{a} = \frac{\sigma_{B,max} - s_1\sigma_B(t)}{8fp_0}. \quad (2.19)$$

A Figura 2.5(b) mostra a história das tensões cisalhantes superficiais para uma combinação das cargas cisalhante e remota. Percebe-se claramente o deslocamento da zona de adesão devido à presença da carga remota. Deve-se ressaltar que a formulação desenvolvida acima para o deslocamento da zona de adesão, é somente válida para pequenos valores da carga de fadiga, que irá produzir $(e + c < a)$ e $(e' + c' < a)$. Para carregamentos maiores, o tamanho e a posição da zona de adesão precisam ser calculados numericamente, por exemplo, usando otimização quadrática (Nowell e Dai, 1998).

2.6 CAMPO DE TENSÃO CÍCLICO NA REGIÃO DO CONTATO

O campo de tensão interior ao contato resultante pode ser obtido pela superposição dos campos tensões gerados por $p(x)$ e $q(x)$, embora a variação originada pelos termos de perturbação, $q'(x)$ e $q''(x)$, terá que ser levado em conta. É particularmente impor-

tante notar que quatro diferentes combinações de superposição serão necessárias para descrever o campo de tensão nos estados de carregamento máximo e mínimo e durante o descarregamento e recarregamento. Assim, o tensor tensão para este problema de contato sob um regime de escorregamento parcial, é dado por:

$$\frac{\boldsymbol{\sigma}\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} = \frac{\boldsymbol{\sigma}^n\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \pm f \frac{\boldsymbol{\sigma}^t\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \mp f \frac{c}{a} \frac{\boldsymbol{\sigma}^t\left(\frac{x-e}{c}, \frac{y}{c}\right)}{p_0} + \frac{\boldsymbol{\sigma}_B(t)}{p_0}, \quad (2.20)$$

para os instates em que $Q(t) = Q_{max}$ e $Q = Q_{min}$, e

$$\begin{aligned} \frac{\boldsymbol{\sigma}\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} = & \frac{\boldsymbol{\sigma}^n\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \pm f \frac{\boldsymbol{\sigma}^t\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \mp 2f \frac{c'(t)}{a} \frac{\boldsymbol{\sigma}^t\left(\frac{x-e'(t)}{c'(t)}, \frac{y}{c'(t)}\right)}{p_0} + \\ & \pm f \frac{c}{a} \frac{\boldsymbol{\sigma}^t\left(\frac{x-e}{c}, \frac{y}{c}\right)}{p_0} + \frac{\boldsymbol{\sigma}_B(t)}{p_0}, \end{aligned} \quad (2.21)$$

durante o descarregamento e o recarregamento, onde,

$$\boldsymbol{\sigma}_B = \sigma_B(t) \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (2.22)$$

No instante de Q_{max} , o sinal do 2^o termo da equação 2.20 é positivo, enquanto o sinal do 3^o termo é negativo. Os sinais se invertem na ocorrência de Q_{min} . Já, durante o descarregamento, o sinal do 2^o termo da equação 2.21 é negativo, o do 3^o termo é positivo e o do 4^o termo é negativo. Da mesma forma como acontece com os sinais nos instantes de carga máxima e mínima, os sinais se invertem durante o carregamento. Os sobrescritos n e t referem-se aos tensores de tensão produzidos pelos carregamentos normal e tangencial, respectivamente.

Estes tensores podem ser avaliados usando-se a função potencial de Muskhelishvili, Eq. 2.23, (Muskhelishvili, 1953, Hills *et al.*, 1993) e considerando um estado plano de deformação. O sistema de coordenadas é o mesmo da Fig. 2.1 sendo $z = x + iy$ (i =unidade imaginária) a coordenada complexa e $s_2 = \text{sgn}(x)$ o sinal de x .

$$\phi(z) = -\frac{p_0}{2a}(i + f) \left(z - s_2\sqrt{z^2 - a^2} \right). \quad (2.23)$$

Derivando Eq. 2.23 tem-se:

$$\phi'(z) = -\frac{p_0}{2a}(i + f) \left(z - s_2\frac{z}{\sqrt{z^2 - a^2}} \right). \quad (2.24)$$

O conjugado da função Potencial de Muskhelishvili,

$$\bar{\phi}(z) = -\frac{p_0}{2a}(-i + f) \left(z - s_2\sqrt{z^2 - a^2} \right). \quad (2.25)$$

Por fim, a função conjugada do conjugado de z ,

$$\bar{\phi}(\bar{z}) = -\frac{p_0}{2a}(-i + f) \left(\bar{z} - s_2\sqrt{\bar{z}^2 - a^2} \right). \quad (2.26)$$

Assim, as Eqs. 2.23 a 2.26 o estado de tensão pode ser calculado das Eqs. 2.27 e 2.28 usando-se aritmética complexa em um código computacional.

$$\sigma_{xx} + \sigma_{yy} = 2 \left(\phi(z) + \bar{\phi}(\bar{z}) \right) \quad (2.27)$$

$$\sigma_{yy} - \sigma_{xx} + 2i\tau_{xy} = 2 \left((\bar{z} - z)\phi'(z) - \bar{\phi}(z) - \phi(z) \right) \quad (2.28)$$

Vale lembrar que as componentes de tensão das Eq.2.27 e 2.28 são a superposição das tensões devido a cargas estacionárias P e Q , ou seja,

$$\sigma_{xx} = \sigma_{xx}^n + \sigma_{xx}^t \quad (2.29)$$

$$\sigma_{yy} = \sigma_{yy}^n + \sigma_{yy}^t \quad (2.30)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{xy}^n + \tau_{xy}^t \quad (2.31)$$

Para separar essas componentes n e t basta resolver inicialmente as Eqs.2.27 e 2.28 utilizando-se nas Eqs. 2.23 a 2.26 um fator de atrito ipoteticamente nulo $f = 0$ e somar as Eq.2.27 e 2.28, o que leva a,

$$\zeta(z) = \sigma_{yy}^n + i\tau_{xy}^n = (\bar{z} - z)\phi'(z) + \bar{\phi}(\bar{z}) - \bar{\phi}(z), \quad (2.32)$$

obtendo-se,

$$\sigma_{yy}^n = \text{Real}(\zeta(z)) \quad (2.33)$$

$$\tau_{xy}^n = \text{Imag}(\zeta(z)) \quad (2.34)$$

$$\sigma_{xx}^n = 2(\phi(z) + \bar{\phi}(\bar{z})) - \sigma_{yy}^n \quad (2.35)$$

Utilizando-se agora nas Eqs. 2.23 a 2.26 o fator de atrito do problema de contato $f \neq 0$, e somando-se as Eq.2.27 e 2.28 tem-se,

$$\xi(z) = \sigma_{yy} + i\tau_{xy} = (\bar{z} - z)\phi'(z) + \bar{\phi}(\bar{z}) - \bar{\phi}(z), \quad (2.36)$$

de onde obtendo-se,

$$\sigma_{yy} = \text{Real}(\xi(z)), \quad (2.37)$$

$$\tau_{xy} = \text{Imag}(\xi(z)), \quad (2.38)$$

$$\sigma_{xx} = 2(\phi(z) + \bar{\phi}(\bar{z})) - \sigma_{yy}. \quad (2.39)$$

E finalmente, substituindo as Eqs. 2.37 a 2.39 e as Eqs. 2.33 a 2.35 nas Eqs. 2.29 a 2.31 obtem-se as componentes devido a carga Q com sobrescrito t . Nas Eqs. 2.21 e 2.20, os termos $\sigma^t[(x - e'(t))/c'(t), y/c'(t)]$ e $\sigma^t[(x - e)/c, y/c]$ podem ser obtidos pelo mesmo procedimento, mas efetuando-se uma mudança de variáveis de x/a para $(x - e'(t))/c'(t)$ ou $(x - e)/c$ e de y/a para $y/c'(t)$ ou y/c , respectivamente.

3 CONCEITOS BÁSICOS DA MECÂNICA DA FRATURA

3.1 INTRODUÇÃO

Fratura é um processo não homogêneo de deformação do material que causa a separação de um corpo em duas ou mais partes. O processo de nucleação de trincas devido a aplicação de cargas cíclicas que pode culminar na fratura de componentes mecânico é conhecido como fadiga, e essa é reconhecidamente a maior causa de falha de componentes mecânicos. É conveniente dividir o fenômeno de fratura por fadiga em três etapas: (i) iniciação de trincas; (ii) propagação da trinca, onde se avaliaria a trinca até um tamanho crítico suportado pelo componente; e (iii) a ruptura ou falha catastrófica da estrutura. A mecânica da fratura é a ciência que estuda as etapas (ii) e (iii) deste fenômeno.

3.2 DISTRIBUIÇÃO DE TENSÃO NA PONTA DE TRINCA

Uma trinca em um sólido pode se propagar em diferentes modos, como ilustrado na Fig. 3.1. Os modos *I*, *II* e *III* de propagação de trinca são denominados por "modo de abertura", "modo de cisalhamento" e "modo de rasgamento", respectivamente.

Considere uma trinca de comprimento $2b$ em um plano infinito sujeita a uma tensão σ no modo *I*. Um elemento $dxdy$ do plano a uma distância r da ponta da trinca e a um ângulo θ em relação ao plano da trinca (Fig. 3.2), experimenta tensões normais σ_{xx} e σ_{yy} e uma tensão cisalhante τ_{xy} . De acordo com a teoria da elasticidade pode se mostrar que estas tensões são dadas pelas relações:

$$\sigma_{xx} = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + \dots$$

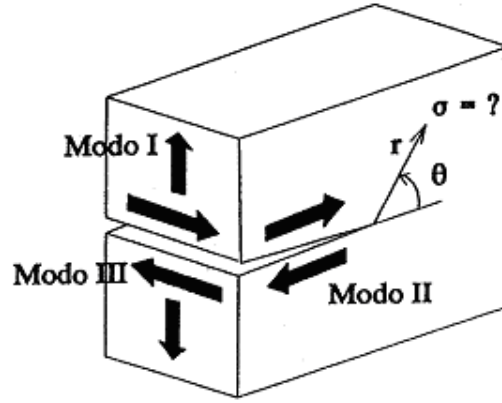


Figura 3.1: Modos de propagação de trinca.

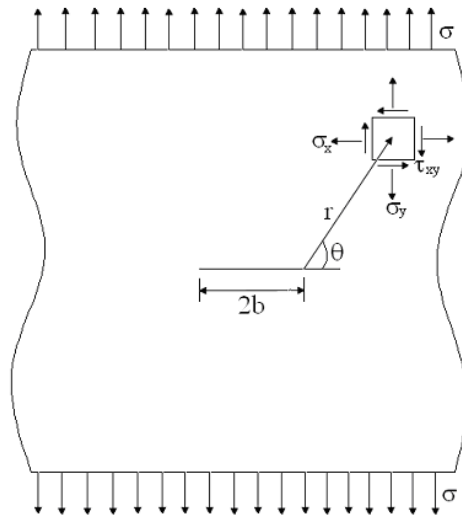


Figura 3.2: Trinca em um plano infinito sujeita a tensão normal.

$$\sigma_{yy} = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + \dots \quad (3.1)$$

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} + \dots$$

O lado direito da igualdade para o conjunto de equações dado em 3.1 representa o primeiro termo de uma expansão em série, somente válido para $r \ll b$. Elas mostram que $\sigma \rightarrow \infty$ quando $r \rightarrow 0$ (ponta da trinca) e que as mesmas são produto da posição geométrica $(1/\sqrt{2\pi r})f(\theta)$ e de um fator $\sigma\sqrt{\pi b}$, que é chamado de fator intensidade de tensão do modo I, K_I . O fator intensidade de tensão determina a magnitude das tensões elásticas nas proximidades da ponta de trinca. K foi obtido considerando (i)

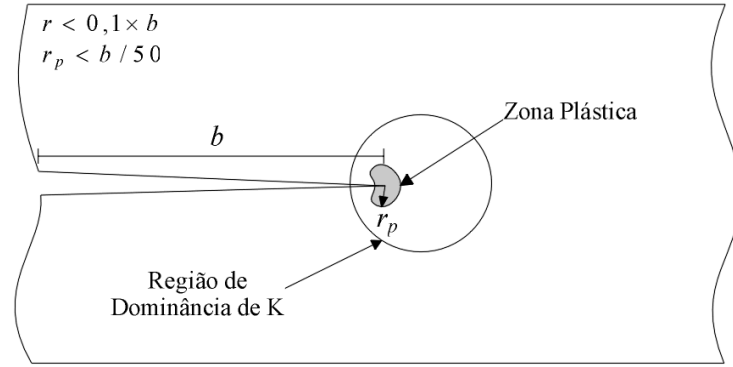


Figura 3.3: Zonas plástica e de dominância de K na ponta de uma trinca

apenas o 1º termo de uma expansão em série (para os termos subseqüentes, a tensão é proporcional a potências de r) e (ii) uma análise linear e elástica. Portanto, a aplicabilidade de K está restrita a regiões próximas da ponta da trinca ($r < 0.1b$, Wilks 1994), onde $r \ll b$ e a condições de escoamento de pequena escala, ou seja, a região plastificada na frente da trinca deve ser muito menor que a região de dominância de K .

3.3 PROPAGAÇÃO DE TRINCA

O fator intensidade de tensão (K) fornece uma medida da tensão e da deformação nas proximidades da ponta da trinca. Portanto, é também esperado que a taxa de propagação da trinca esteja relacionada, de alguma maneira, a K .

$$\frac{db}{dN} = f(\Delta K) \quad (3.2)$$

onde db/dN é a taxa de crescimento da trinca, N é o número de ciclos de fadiga e ΔK é a faixa de variação do fator intensidade de tensão que ocorre na ponta da trinca. Se os resultados de um grande número de testes forem dispostos em um diagrama com escalas logarítmicas de db/dN contra ΔK obtém-se gráficos do tipo mostrado na Fig. 3.4. No ponto onde a curva toca o eixo ΔK se obtém um valor que é característico do material, o qual é denominado de fator de intensidade de tensão limiar, ΔK_{th} . Para valores de ΔK igual ou inferiores a ΔK_{th} a taxa de crescimento da trinca é considerada nula. No

estágio 1 de crescimento, há um forte aumento de taxa de propagação da trinca com ΔK . O estágio 2, parte linear do gráfico, pode ser descrito pela Lei de Paris (Paris, 1961).

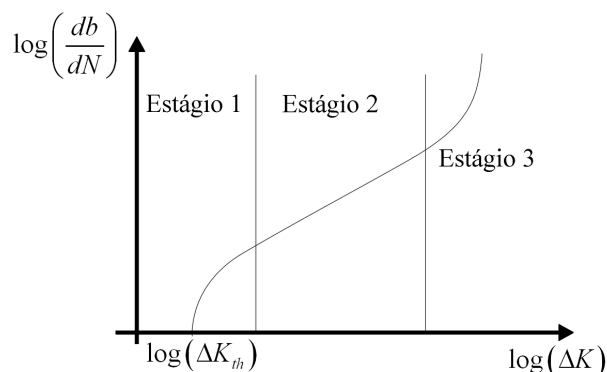


Figura 3.4: Taxa de crescimento da trinca como função de ΔK .

$$\frac{db}{dN} = B(\Delta K)^m \quad (3.3)$$

onde B e m são constantes do material. Finalmente, no estágio 3 a trinca se torna tão grande que a zona plástica na ponta da trinca começa a dominar o seu comportamento e o componente falha.

3.4 TRINCAS CURTAS

A caracterização do crescimento de trincas de fadiga em termos da Mecânica da Fratura Linear Elástica apóia-se em dados experimentais de fadiga obtidos de corpos de prova contendo trincas “longas”. Existe, entretanto, um grande número de componentes sob condições críticas de fadiga, tal como pás e discos de turbinas, cujo projeto requer um entendimento das características de propagação de trincas de dimensões bastante reduzidas.

A taxa de crescimento de trincas curtas pode ser significativamente maior que a correspondente taxa para trincas longas quando caracterizadas em termos do mesmo fator intensidade de tensão. Mais ainda, observa-se que pequenas trincas crescem a taxas

consideráveis quando o ΔK nominal é menor que o fator intensidade de tensão limiar ΔK_{th} obtido para trincas longas.

A primeira observação relatada de crescimento acelerado de trincas curtas de fadiga é atribuída a Pearson (1975), que examinou os efeitos do tamanho da trinca nas taxas de propagação para uma liga de alumínio endurecida. Ele observou que trincas curtas superficiais (0.006 até 0.5mm de profundidade) cresciam 100 vezes mais rápido que trincas mais longas, com dezenas de milímetros de tamanho, quando submetidas ao mesmo ΔK nominal. Esta investigação indicou também a possibilidade do avanço de trincas curtas submetidas a faixas de tensão nominal abaixo do limiar para trincas longas. Estudos posteriores (Lankford, 1982 e 1986, Miller *et al.*, 1986, e Kitagawa e Tanaka, 1990) considerando diferentes materiais têm mostrado várias acelerações e desacelerações transitórias associadas com o crescimento subcrítico de trincas curtas de fadiga. Smith *et al.* (1996) estudaram o comportamento de trincas curtas em uma super liga de níquel conhecida como *Waspaloy* a qual é usada para fabricação de pás de turbinas e compressores em motores de aeronaves. Acelerações e retardos na taxa de crescimento da trinca são observados com o crescimento do seu comprimento até que esta se torne uma trinca longa, cujo comportamento é caracterizado pela Mecânica da Fratura Linear Elástica. Em geral, o retardamento da trinca ocorre quando a sua ponta alcança algum tipo de barreira microestrutural, como por exemplo o contorno de grão. Na verdade, a interação da ponta da trinca com o contorno de grão pode ter as seguintes conseqüências:

- (i) Um retardo na taxa de crescimento da trinca ocorre até que a zona plástica atinja um tamanho considerável dentro do grão vizinho;
- (ii) O crescimento da trinca pode ser interrompido se as bandas de escorregamento na ponta da trinca forem bloqueadas pelo contorno de grão;
- (iii) Uma mudança na força motriz na ponta da trinca provocada pela sua deflexão e pela sua reorientação cristalográfica a medida que ela atravessa o contorno de grão.

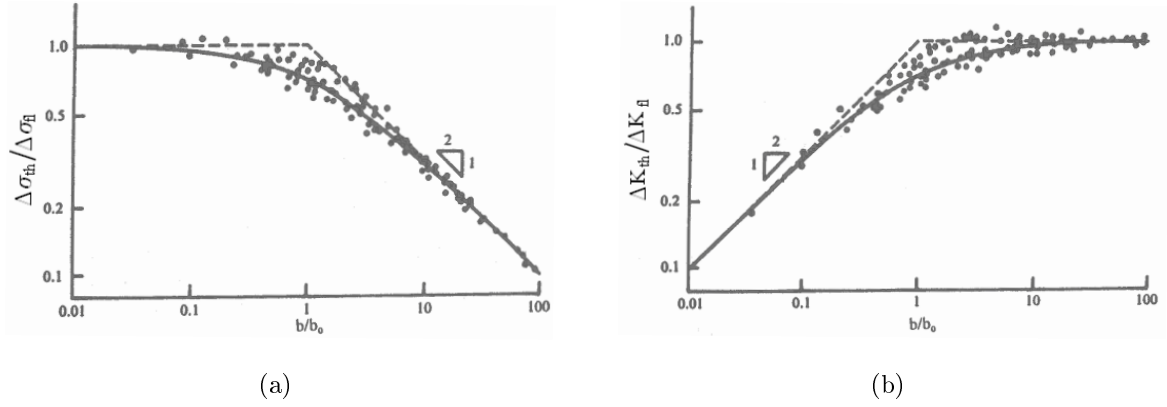


Figura 3.5: O efeito do tamanho da trinca na (a) tensão limiar e no (b) fator intensidade de tensão para uma larga variedade de ligas de engenharia (Kitagawa-Takahashi, 1976).

3.4.1 Diagrama de Kitagawa e Takahashi (K-T)

Considerando dados para trincas curtas obtidos para uma larga variedade de materiais, Kitagawa e Takahashi (1976) demonstraram que existe um tamanho crítico ou intrínseco b_0 abaixo do qual ΔK_{th} decresce com o decrescimento do tamanho da trinca. Para $b < b_0$, observou-se (Fig. 3.5(a)) que a condição limiar é caracterizada por uma faixa de tensão crítica $\Delta\sigma_{th}$, a qual se aproxima do limite de fadiga para corpos lisos $\Delta\sigma_{fl}$. Para $b > b_0$, também observou-se que ΔK_{th} é independente do tamanho da trinca (Fig. 3.5(b)). Este valor de ΔK será denominado, deste ponto em diante, de faixa de fator intensidade de tensão limiar para trincas longas ou ΔK_0 .

Dessa maneira El Haddad *et al.* (1979) propuseram a seguinte expressão para o fator intensidade de tensão de uma trinca de comprimento efetivo $(b + b_0)$.

$$\Delta K = \Delta\sigma\sqrt{\pi(b + b_0)}, \quad (3.4)$$

onde $\Delta\sigma$ é a faixa de tensão aplicada, e b_0 é o tamanho intrínseco da trinca, uma constante para um dado material.

A Equação 3.4 é uma simples formulação empírica, sem interpretação física, que prediz maiores valores de ΔK para trincas curtas a partir da adição do termo b_0 . A tensão limiar para trincas curtas irá se aproximar do limite de fadiga do material $\Delta\sigma_{fl}$ obtido

a partir de espécimes lisos. Note que, da Eq. 3.4 o fator intensidade de tensão limiar pode ser obtido como:

$$\Delta K_0 = \Delta \sigma_{fl} \sqrt{\pi b_0}. \quad (3.5)$$

Assim,

$$b_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_0}{\Delta \sigma_{fl}} \right)^2, \quad (3.6)$$

em uma trinca de um tamanho efetivo $(b + b_0)$, a tensão limiar é obtida da Eq. 3.4 como:

$$\Delta \sigma_{th} = \frac{\Delta K_0}{\sqrt{\pi(b + b_0)}}. \quad (3.7)$$

Normalizando ambos os lados com relação aos limites de fadiga do material:

$$\frac{\Delta \sigma_{th}}{\Delta \sigma_{fl}} = \sqrt{\frac{b_0}{(b + b_0)}}. \quad (3.8)$$

Como mencionado, algumas observações experimentais têm revelado que para valores inferiores a b_0 o valor da faixa do fator intensidade de tensão limiar decresce com a diminuição do comprimento da trinca, portanto uma expressão que descreve esse comportamento pode ser desenvolvida como segue:

$$\Delta K_{th}(b) = \Delta \sigma_{th} \sqrt{\pi b}, \quad (3.9)$$

ou normalizando com relação a ΔK_0 (Eq. 3.5)

$$\frac{\Delta K_{th}(b)}{\Delta K_0} = \frac{\Delta \sigma_{th}}{\Delta \sigma_{fl}} \sqrt{\frac{b}{b_0}}. \quad (3.10)$$

Substituindo a Eq. 3.8 em 3.10 se obtém

$$\frac{\Delta K_{th}(b)}{\Delta K_0} = \sqrt{\frac{b}{(b + b_0)}}, \quad (3.11)$$

ou, considerando a observação anterior de Kitagawa e Takahashi (1976), a Eq. 3.10 pode ser escrita em uma forma simplificada dependente do tamanho de trinca, b , como:

(i) Para $b > b_0$

$$\frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_0} = 1 \quad \text{e} \quad \frac{\sigma_{th}}{\sigma_{fl}} = \sqrt{\frac{b}{(b + b_0)}}. \quad (3.12)$$

(ii) Para $b < b_0$

$$\frac{\Delta \sigma_{th}}{\Delta \sigma_{fl}} = 1 \quad \text{e} \quad \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_0} = \sqrt{\frac{b}{b_0}}. \quad (3.13)$$

4 FADIGA UNIAXIAL E MULTIAXIAL

4.1 FADIGA UNIAXIAL

4.1.1 Curvas S-N

As leis ou equações que definem o comportamento do material em fadiga são geralmente relações obtidas experimentalmente ensaiando-se corpos de prova do material que se deseja estudar. Nestas leis, relaciona-se a amplitude de tensão ou deformação com o número de ciclos gastos até se atingir a falha completa do corpo.

Métodos para caracterização da vida em fadiga em termos da tensão nominal surgiram a partir do trabalho de Wöhler (1860), que analisou o fenômeno de fadiga para eixos de máquinas ferroviárias. Tal método é baseado no diagrama de Wöhler (curvas S-N). Este diagrama correlaciona a amplitude da tensão nominal em um corpo de prova (CP) normalizado com o número de ciclos aplicados até a falha do CP. Os dados são usualmente obtidos a partir de testes de flexão ou de tração/compressão sem a presença de tensões de médias.

Em 1910, Basquin observou estes dados e verificou que eles poderiam ser linearizados em um gráfico log-log. A equação 4.1 descreve o comportamento das curvas S-N e é chamada de relação de Basquin:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_f' (2N_f)^\gamma \quad (4.1)$$

onde $\frac{\Delta\sigma}{2}$ é amplitude de tensão, N_f é o número de ciclos de vida, σ_f' é o coeficiente de resistência à fadiga e γ é o expoente de resistência a fadiga.

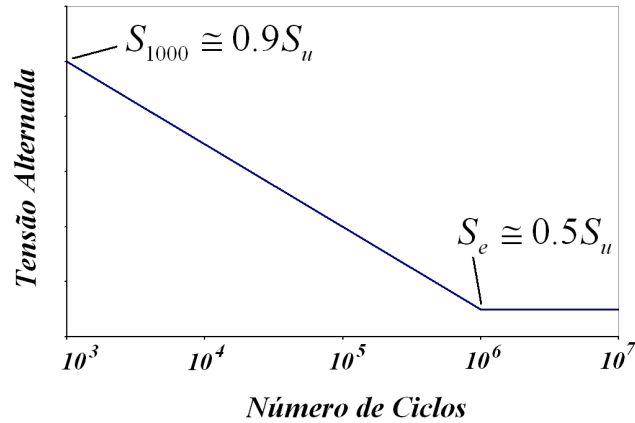


Figura 4.1: Construção esquemática da curva $S - N$

Alguns metais como ligas de aço, quando submetidos a amplitudes de tensão constante, apresentam um limite inferior de tensão abaixo do qual não observa-se a falha para fadiga (vida infinita ou acima de 2×10^6 ciclos). Essa amplitude de tensão é conhecida como limite de fadiga, e seu valor varia entre 35% a 50% do limite de resistência à tração para a maioria dos aços e ligas de cobre. Nas curvas S-N, o primeiro ponto do gráfico corresponde ao valor da tensão alternada para uma vida de 10^3 ciclos. Esta tensão pode ser estimada em 90% do limite de resistência à tração do material. Ligando-se este ponto ao ponto que define o limite de fadiga, pode-se estimar a curva S-N para um material. Várias são as causas que afetam a vida de componentes, por exemplo, os entalhes submetem esses a altas tensões diminuindo suas vidas. Outro exemplo encontrado na literatura é percebido comparando o tipo de carregamento e o número de ciclos para a falha. Os carregamentos axiais são mais severos para os corpos de prova do que os de flexão. Esse fenômeno ocorre, pois o gradiente de tensão proporciona tensões mais suaves nos casos de flexão do que nos casos de tração. O gradiente de tensão também é responsável pela variação da vida de componentes mecânicos similares submetidos ao mesmo estado de tensão na superfície, mas de tamanhos diferentes. As tensões em componentes mecânicos maiores variam mais lentamente do que em seu similar de dimensões menores, proporcionando uma menor vida para os de dimensões maiores. Outro limitante na vida a fadiga é o acabamento superficial das peças. Os defeitos superficiais agem como concentradores de tensões prejudicando esses. Assim, componentes bem polidos possuem uma maior vida do que os rugosos.

Vários aços duros (com alto teor de carbono, geralmente entre 0.4 a 1.7% de C) e

outros materiais não possuem um limite de fadiga bem definido. A curva $S - N$ desses materiais continua a declinar vagarosamente. Para tais casos considera-se como limite de fadiga a amplitude de tensão correspondente a uma vida de 10^7 ciclos.

4.1.2 Efeito da tensão média na Vida a Fadiga

A maioria dos dados experimentais disponíveis na literatura corresponde a ensaios conduzidos com tensão média igual a zero. Porém existem várias aplicações em que a tensão média é diferente de zero. O efeito da tensão média é de fundamental importância no comportamento à fadiga de materiais. A Fig. 4.2 mostra um ciclo de fadiga senoidal com uma tensão média diferente de zero. Neste caso, a faixa de tensão, a amplitude de tensão e a tensão média são definidas como:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (4.2)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4.3)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (4.4)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (4.5)$$

A tensão média também pode ser caracterizada em termos da razão de tensões, R :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (4.6)$$

Os efeitos da tensão média podem ser representados em termos de diagramas de vida constante. Nesses diagramas, diferentes combinações de amplitude de tensão e tensão média definem regiões onde um componente poderia operar sem falhar por fadiga após experimentar um determinado número de ciclos de carregamento. Goodman (1919), Morrow (1968) e Smith Watson Topper (1970) propuseram relações de vida constante para estimar o efeito da tensão média sob a resistência a fadiga. Essas são apresentadas

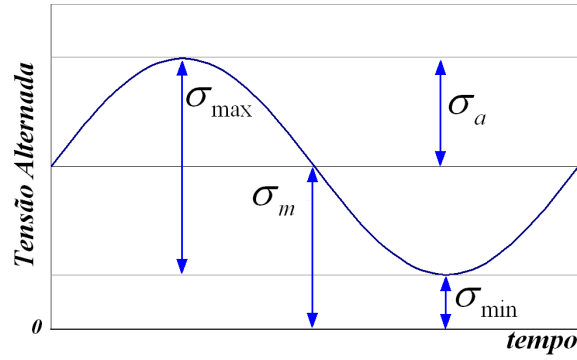


Figura 4.2: Exemplo de um carregamento cíclico

nas equações 4.7 a 4.10. As curvas de vida constantes apresentadas nesse tópico podem ser visualizadas na Fig. 4.3, onde Morrow 1 corresponde a equação de Morrow contendo o coeficiente de resistência a fadiga σ'_f e Morrow 2 é a equação de Morrow a tensão verdadeira de resistência a fratura $\tilde{\sigma}_{fB}$.

Em geral, metais com baixa ductilidade como aços de alta resistência tendem a se ajustar bem à curva de Goodman, já os materiais frágeis como ferro fundido tendem a ter seus dados experimentais abaixo dessa, algumas equações especiais são usadas para esses materiais. J. Morrow propôs modificações na equação de Goodman que foram publicadas na primeira edição da Sociedade Automotiva de Engenheiros (Graham, 1968). Morrow propôs a substituição do limite de resistência σ_u pelo coeficiente de resistência à fadiga σ'_f do material. O coeficiente de resistência à fadiga σ'_f é aproximadamente igual à tensão verdadeira de resistência a fratura $\tilde{\sigma}_{fB}$ e ambos os valores são maiores que o limite de resistência σ_u para metais dúcteis. Assim, a substituição de σ_u por $\tilde{\sigma}_{fB}$ e σ'_f na equação de Goodman é apresentada nas equações de Morrow. A equação de Morrow com σ'_f apresenta resultados razoáveis para aços e para ligas de alumínio a aplicação de $\tilde{\sigma}_{fB}$ apresenta bons resultados. Um outro critério importante encontrado na literatura é a relação de Smith, Watson e Topper (SWT). A equação de SWT apresenta resultados razoáveis para a maioria dos metais e apresenta ótimos resultados para ligas de alumínio. É importante ressaltar que a relação de SWT apresenta as variáveis σ_a , σ_m e σ_{ar} igual aos demais critérios, porém essa não apresenta nenhuma constante material diferente dos outros. Em geral, a escolha de uma equação de vida constante depende de como essa se ajusta aos materiais em interesse de estudo ou a dados de materiais similares.

Relação de Goodman:

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}}. \quad (4.7)$$

Relação de Morrow:

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\bar{\sigma}_{fB}}}, \quad (4.8)$$

e

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_f}}. \quad (4.9)$$

Relação de SWT:

$$\sigma_{ar} = \sqrt{\sigma_{max}\sigma_a}, \quad (4.10)$$

ou

$$\sigma_{ar} = \sigma_a \left(\frac{2}{1 - R} \right)^2. \quad (4.11)$$

Nestas equações σ_{ar} é o limite de resistência a fadiga do material para carregamento alternado, ou seja, tensão média nula.

Neste momento é apropriado relatar que, testes de fadiga em laboratório para corpos submetidos à torção demonstraram que a tensão média de cisalhamento não afeta a resistência à fadiga (Sines, 1981).

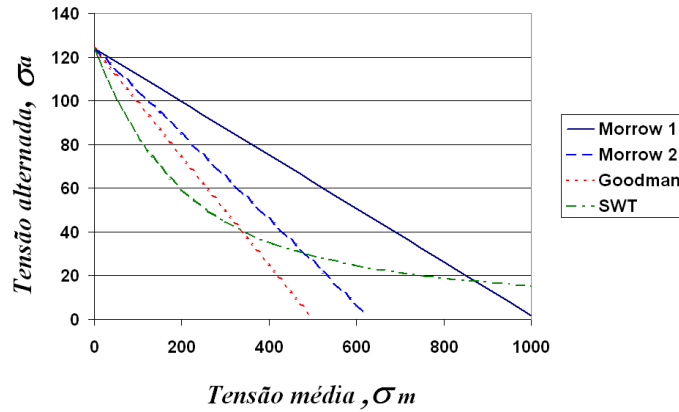


Figura 4.3: Curvas de Vida Constante

4.2 FADIGA MULTIAXIAL

4.2.1 Introdução

Na seção anterior foi apresentado o fenômeno de fadiga laboratorial e caracterizado por carregamento uniaxial. Contudo, em problemas práticos de fadiga é mais comum que componentes mecânicos estejam sujeitos a um estado de tensão multiaxial do que uniaxial. Isso é verificado em componentes aeronáuticos, problemas de contato, eixos de automóveis. Sendo assim, é necessário o uso de métodos apropriados de caracterização do fenômeno de fadiga em estado multiaxial de tensão.

Os critérios de fadiga multiaxiais surgem diretamente da tentativa de se avaliar a resistência à fadiga de componentes sujeitos à estados complexos de tensão utilizando-se dados de experimentos uniaxiais, uma vez que experimentos de carregamentos combinados são complicados de se executar e controlar. Assim, um dos grandes desafios é justamente estender o amplo conhecimento da fadiga uniaxial para os casos de fadiga multiaxial.

Considerando um espaço de tensões apropriado, a região segura de carregamento ao qual a peça pode ser submetida, sem que haja falha por fadiga, é composta pela origem e toda região abaixo da linha limite de falha definida por um critério qualquer. Este critério deve ser independente da base na qual o tensor das tensões é expresso, deve

reproduzir o comportamento do material submetido a um carregamento uniaxial, e incorporar o efeito das tensões médias sobre a resistência a fadiga. Logicamente, os resultados obtidos pelo critério devem se aproximar dos valores experimentais.

Os primeiros critérios de fadiga multiaxial foram de natureza totalmente empírica e amparados pelos extensos trabalhos experimentais produzidos por Gough e Pollard (1935) e Nishihara e Kawamoto (1945). Sines (1955) analisou o efeito das tensões médias sobre a amplitude limite das tensões cíclicas e a partir daí propôs um critério baseado nos invariantes do tensor tensão. Nesta abordagem, uma amplitude de tensão equivalente é calculada e usada para prever a vida à fadiga a partir de curvas $S - N$ convencionais. Crossland (1956) desenvolveu um modelo similar ao de Sines, mas que considera o valor máximo da pressão hidrostática, e não seu valor médio, como variável fundamental no processo de nucleação da trinca. Mais recentemente, Deperrois (1991), Bin Li *et al.* (2000) e Mamiya e Araújo (2002) apresentaram critérios também baseados nos invariantes do tensor tensão, mas cujos resultados são significativamente melhores aos obtidos com os modelos de Sines e Crossland. As abordagens de plano crítico, por sua vez, consideram que as trincas de fadiga têm origem em determinados planos materiais, onde as combinações de tensões ou deformações cisalhantes e normais são particularmente severas. Portanto, estes critérios são capazes de prever não apenas a resistência à fadiga do material e o local de iniciação da trinca, mas também sua orientação. Modelos de plano crítico foram propostos por Brown e Miller (1973), McDiarmid (1974 e 1991) Matake (1977), Socie (1987), Fatemi e Socie (1988), Robert (1991) e Susmel e Lazzarin (2002).

Dentre os modelos de fadiga multiaxiais existentes considerou-se no presente trabalho os critérios propostos por Susmel e Lazzarin (2002), também chamado de Método da Curva de Wöhler Modificada. O critério de plano crítico proposto por Susmel e Lazzarin tem apresentado ótimos resultados na estimativa do limite de fadiga convencional em componentes com entalhes ou sem entalhe e com estados de tensões complexos, motivando seu uso no estudo de problemas de fadiga sob condições de *fretting*.

4.2.2 Método da Curva de Wöhler Modificada

De acordo com a abordagem do plano crítico, em nível de tamanho de grão, o estado de tensão cíclico leva à formação de bandas de escorregamento persistente paralelas à um certo plano material (ϕ, θ) . Após um certo número de ciclos, devido aos efeitos de concentração de tensão causados pela presença de intrusões, ocorre a iniciação de uma micro-trinca, causada predominantemente por tensões cisalhantes.

Em se tratando de um estado multiaxial de tensões, deve-se tomar duas hipóteses simplificadoras: (1) a de que as trincas ocorrem de modo transcristalino nas bandas de escorregamento persistentes e (2) que o material é homogêneo e isotrópico. Assim, torna-se possível afirmar que, de um ponto de vista estatístico, cada plano material (ϕ, θ) possui a mesma quantidade de grãos, os quais possuem um plano estatisticamente mais fraco coincidente com o plano crítico global (ϕ^*, θ^*) . Com isto, e devido ao regime macroscópico puramente elástico, sugere-se que o processo de iniciação das trincas de fadiga é governado pela maior amplitude da tensão cisalhante τ_a que ocorre em um plano material para um estado de tensão. Este plano é denominado plano crítico (ϕ^*, θ^*) .

Susmel e Lazzarin (2002) observam ainda que no plano crítico (ϕ^*, θ^*) a tensão normal $\sigma_{n,max}$ considera os efeitos de tensões médias na resistência à fadiga e que a relação $\frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a}$ representa um relação de dependência com as diferenças de fase entre as solicitações. Desta forma, Susmel e Lazzarin propõem em seu modelo que a falha ocorrerá quando:

$$\tau_a(\phi^*, \theta^*) + m_1 \frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a}(\phi^*, \theta^*) - \lambda = 0, \quad (4.12)$$

onde: λ e m_1 são parâmetros materiais que serão quantificadas mais a frente.

Os parâmetros $\tau_a(\phi, \theta)$ e $\sigma_{n,max}(\phi, \theta)$ são calculados plano a plano. Desta forma, seja um plano material Δ qualquer descrito pelos ângulos (ϕ, θ) , Fig 4.4.

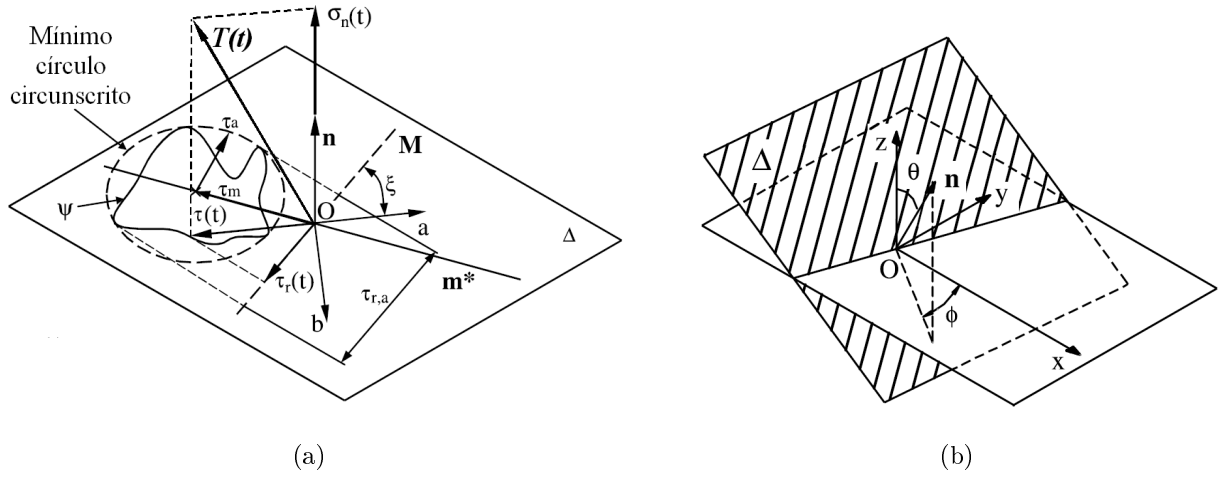


Figura 4.4: Plano material Δ e vetor tensão de Cauchy $\mathbf{T}(t)$.

O vetor normal unitário em coordenadas esféricas $\hat{\mathbf{n}}$ é dado por:

$$\hat{\mathbf{n}} = \begin{pmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sin(\theta) \cos(\phi) \\ \sin(\theta) \sin(\phi) \\ \cos(\theta) \end{pmatrix}. \quad (4.13)$$

Assim o vetor tensão de Cauchy \mathbf{T} neste plano é:

$$\mathbf{T}(t, \phi, \theta) = \boldsymbol{\sigma}(t)\mathbf{n}, \quad (4.14)$$

onde $\boldsymbol{\sigma}$ é o tensor tensão de Cauchy em um instante t . A tensão normal a este plano é obtida pelo produto interno de $\mathbf{T}(t)$ por \mathbf{n} :

$$\sigma_n(t, \phi, \theta) = (\mathbf{T}(t, \phi, \theta), \mathbf{n}). \quad (4.15)$$

Logo, a tensão cisalhante é:

$$\boldsymbol{\tau}(t, \theta, \phi) = \mathbf{T}(t, \theta, \phi) - \sigma_n \mathbf{n}. \quad (4.16)$$

O parâmetro $\tau_a(\phi, \theta)$ na equação 4.12 é calculado pelo método da hipersfera (Dang Van, 1989), o qual consiste na definição da menor esfera que circunscreve a história da componente cisalhante do vetor tensão no plano Δ . Ver algoritmo no Anexo I.

O critério proposto por Susmel e Lazzarin (2002) considera que o plano mais solicitado é aquele em que $\tau_a(\phi, \theta)$ atinge seu valor máximo. Logo:

$$\tau_a(\phi^*, \theta^*) = \max_{\phi, \theta}(\tau_a(\phi, \theta)). \quad (4.17)$$

No plano crítico (ϕ^*, θ^*) , determina-se $\sigma_{n,max}(\phi^*, \theta^*)$ e a relação:

$$\rho = \frac{\sigma_{n,max}(\phi^*, \theta^*)}{\tau_a}. \quad (4.18)$$

Para avaliar os parâmetros m_1 e λ consideram-se os limites de fadiga para flexão alternada σ_{-1} e para flexão repetida σ_0 . Para o teste de flexão repetida tem-se:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_0(1 + \text{sen}(t)) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (4.19)$$

Assim,

$$\sigma_{n,max} = \sigma_0, \quad e \quad \tau_a(\theta^*, \phi^*) = \frac{\sigma_0}{2}. \quad (4.20)$$

Para o teste de flexão alternada tem-se:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_{-1}\text{sen}(t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (4.21)$$

Fornecendo

$$\sigma_{n,max} = \frac{\sigma_{-1}}{2}, \quad e \quad \tau_a(\theta^*, \phi^*) = \frac{\sigma_0}{2}. \quad (4.22)$$

Substituindo os valores encontrados nas equações 4.20 e 4.22 na equação 4.12 chegamos a um sistema cuja solução fornece:

$$m_1 = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{2}, \quad (4.23)$$

$$\lambda = \sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}. \quad (4.24)$$

Para avaliar os modelos, foi convencionado um índice de resistência em fadiga que mede o quanto a situação de carregamento imposta nos testes está distante da condição de falha (limite de fadiga) que é calibrada pelos parâmetros m_1 e λ . Assim, para se avaliar as qualidades dos resultados estimados pelo o critério de Susmel e Lazzarin define-se o índice SU :

$$SU = \frac{\tau_a(\phi^*, \theta^*) + m_1 \frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a(\phi^*, \theta^*)} - \lambda}{\lambda} \quad (4.25)$$

Imagine que um componente esteja sendo solicitado ciclicamente por uma carregamento multiaxial ou uniaxial em um nível de tensão limiar de falha. Assim, para um estado de tensão no limiar da falha uma estimativa do modelo multiaxial que forneça $SU < 0$, seria não-conservativa, pois o modelo indicaria que ainda é possível aumentar a sollicitação enquanto os testes indicam uma condição limite; se $SU = 0$, o modelo indicaria uma condição equivalente ao limite de fadiga, isto é, o limite entre vida infinita e vida finita: uma previsão exata; e se $SU > 0$ o modelo indicaria que o componente já falhou fazendo portanto uma previsão conservativa, conforme explicitado abaixo:

$$SU = \begin{cases} < 0 & \text{n\~{a}o falha ou o modelo \u00e9 n\~{a}o conservativo} \\ = 0 & \text{limite} \\ > 0 & \text{falha ou o modelo \u00e9 conservativo} \end{cases} \quad (4.26)$$

5 MÉTODO DA DISTÂNCIA CRÍTICA

5.1 INTRODUÇÃO

Falhas por fadiga em componentes geralmente ocorrem por influência de características geométricas que causam concentração de tensões e um estado multiaxial de tensões: entalhes, furos, quinas e outros. Sabe-se que a resistência a fadiga em um entalhe ou outro concentrador de tensão não é plenamente caracterizada pela tensão máxima local, mas sim pela geometria do entalhe e pelo gradiente de tensão associado. Neuber (1958) e Peterson (1959) já relatavam esse tipo de problema. Neuber propôs a existência de um tamanho micro-estrutural característico, o qual hoje é chamado de distância crítica. Esses pesquisadores já haviam proposto que a tensão deveria ser avaliada em um ponto a uma determinada distância ou que fosse feita uma média ao longo de uma linha de comprimento característico.

Entretanto devido às sérias limitações para caracterizar as tensões subsuperficiais de modo preciso em componentes de formas complexas, essas idéias só se tornaram viáveis com o advento de técnicas computacionais como a do método dos elementos finitos que possibilitaram a obtenção de forma precisa do campo de tensões. O problema foi resolvido na época com a introdução de fatores empíricos de redução da resistência à fadiga K_f , baseados no fator de sensibilidade ao entalhe, no raio do entalhe e em uma distância característica que nada mais era do que a distância crítica. Entretanto, algumas limitações ainda eram inerentes como por exemplo: o raio na raiz do entalhe e a tensão nominal, os quais não podiam ser bem definidos para componentes de formas mais complexas.

De acordo com Peterson(1959), a solução do problema envolve o simples uso da tensão no ponto, e de acordo com Neuber (1958) envolve a média da tensão na linha. Tanaka (1983) mostrou que, para o caso particular de entalhe agudo, estas distâncias eram $b_0/2$

e $2b_0$, respectivamente, assumindo a hipótese de que estas mesmas distâncias também podem ser apropriadas na análise de entalhes. Esta mesma observação foi feita por Taylor (1999) que também testou a hipótese comparando com os dados experimentais de entalhes padrões em corpos de provas testados e usou-a na previsão do limite de fadiga para componentes. Foi descoberto que boas previsões (dentro de 20% do limite de fadiga) poderiam ser obtidas para uma larga quantidade de materiais, geometria de entalhes e condições de carregamento.

Diversos trabalhos (Taylor *et al.*, 2000; Taylor, 2004) mostraram as peculiaridades da teoria da distância crítica que previa, que em componentes que continham mais de um concentrador de tensão, a falha por fadiga não ocorria no concentrador que criava a maior tensão.

Considere, por exemplo, dois entalhes, um que seja agudo, mas relativamente raso, e outro suave, mas profundo. A tensão máxima pode ocorrer na extremidade do entalhe agudo, mas a falha pode ocorrer preferencialmente a partir da extremidade do entalhe suave. O método da distância crítica pode prever este comportamento: uma vez que o entalhe agudo tem maior gradiente de tensão, a tensão na distância crítica $b_0/2$ (ou a média sobre $2b_0$) pode ser menor que para o entalhe suave.

A abordagem da deformação local ($\epsilon - N$) pode ser capaz de prever o local de fratura corretamente, mas na prática esse resultado pode somente ser alcançado através de uma análise da tensão elasto-plástica o qual permite redistribuir o campo de tensão local. Isto faz crescer consideravelmente a complexidade da análise até mesmo para ferramentas comerciais de elementos finitos as quais preferem uma abordagem simplificada resultando em ineficácia para prever a resistência à fadiga em entalhes, apontado sempre para o ponto de máxima tensão como sendo o mais crítico.

Há relatos na literatura da aplicação do método da distância crítica, usualmente utilizado em corpo entalhados, a problemas de fadiga sob condições de *fretting* motivados pela semelhança (distribuição de tensão multiaxiais e altos gradientes de tensão) desse fenômeno com o primeiro: Hattori e Nakamura (1994); Ferro (2005); e Mendes (2006).

5.2 MÉTODOS DE DISTÂNCIA CRÍTICA

Vários pesquisadores têm tentado explicar o comportamento do aparente ganho de resistência para componentes com entalhes agudos devido ao fato que a concentração de tensão ocorre somente em um volume pequeno do material (Sheppard, 1991; Taylor e O'Donnell, 1994). A hipótese assumida é que, para a falha ocorrer, a tensão média sobre um volume crítico próximo ao ponto de máxima tensão (*hot spot*) deva exceder $\Delta\sigma_{fl}$. Para simplificar os cálculos, a tensão é geralmente avaliada em um único ponto ou feita uma média sobre uma linha ou uma área. Essas várias aproximações podem ser denominadas de método do, ponto, da linha, da área e do volume, cabendo notar que em análises 2D o método da área e do volume são equivalentes.

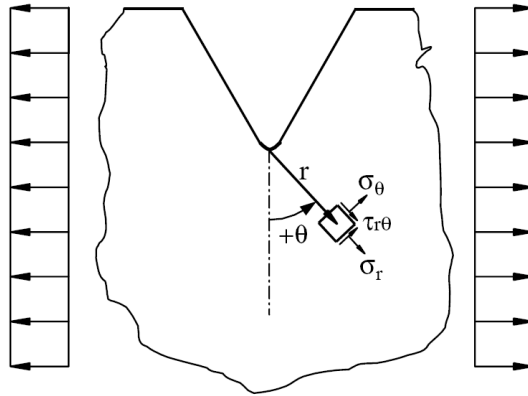


Figura 5.1: Corpo de prova entalhado sujeito a uma tensão remota de fadiga

Mais recentemente Tanaka (2001) propôs que o valor da distância crítica poderia ser calculado por um parâmetro da Mecânica da Fratura, b_0 , previamente definido por El Haddad *et al.* (1979), Eq. 3.6 da seção 3.4.1, onde ΔK_0 e $\frac{\Delta\sigma_{fl}}{2}$ são o valor limite do fator intensidade de tensão e o limite de fadiga do material, respectivamente, com a razão R apropriada.

A fim de formalizar o método da distância crítica, MDC, em termos da abordagem do método do ponto, MP, e do método da linha, ML, considere um corpo de prova entalhado como na Fig. 5.1.

Para o método do ponto a tensão de referência é avaliada a uma distância $b_0/2$ da raiz do entalhe,

$$\sigma_{MP} = \sigma(\theta = 0, r = b_0/2). \quad (5.1)$$

No método da linha a tensão de referência é calculada a partir de uma média sobre uma linha de comprimento $2b_0$,

$$\sigma_{ML} = \frac{1}{2b_0} \int_0^{2b_0} \sigma(\theta = 0, r) dr. \quad (5.2)$$

No domínio discreto a média é calculada sobre um numero finito, N , de pontos equidistantes sobre a linha,

$$\sigma_{ML} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \sigma(\theta = 0, r_n). \quad (5.3)$$

Os trabalhos de Ferro (2005) e Mendes (2006) mostraram que o método do ponto gera bons resultados, apesar de conservativos, para análise de fadiga em contato entre cilindros. Neste trabalho o MP e o ML foram aplicados para estudo de problemas de fadiga sob condições de *fretting* de cilindros em contato. Os resultados foram comparados a fim de verificar qual dos dois métodos gera melhores resultados.

5.3 MÉTODO DA DISTÂNCIA CRÍTICA ASSOCIADO AO MCWM APLICADO A FADIGA SOB CONDIÇÕES DE *FRETTING*

O modelo da Curva de Wohler Modificada foi aplicado em termos do Método da Distância Crítica utilizando-se as abordagens do método do ponto e do método da linha. A Fig. 5.2 ilustra o procedimento esquemático de aplicação da metodologia proposta pelo presente trabalho.

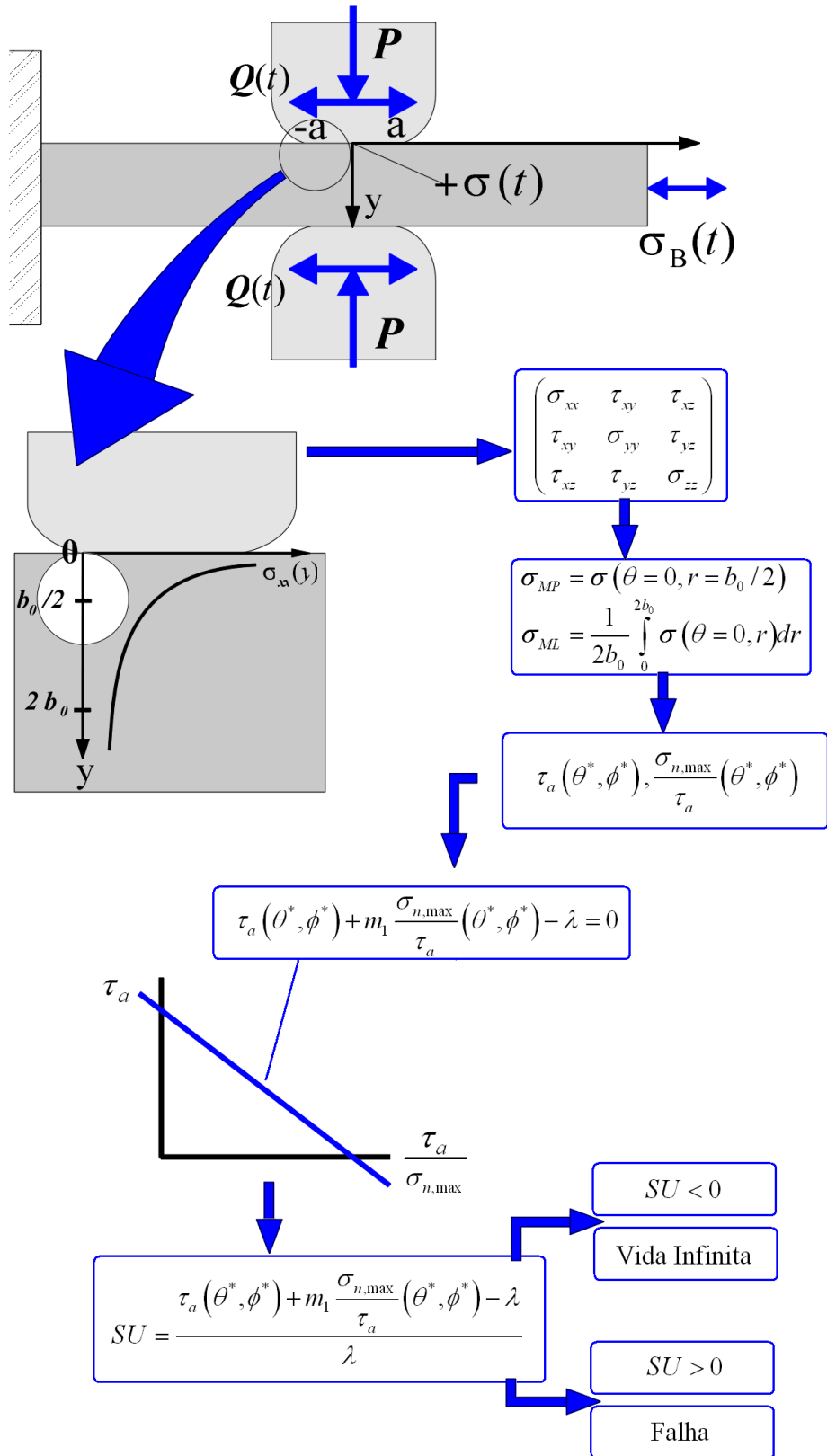


Figura 5.2: Metodologia de aplicação MCWM associado ao método da distância crítica pelas abordagens do MP e do ML para problemas de fadiga sob condições de *fretting* em contatos entre cilindros e corpos de prova planos.

6 RESULTADOS

6.1 DADOS EXPERIMENTAIS DISPONÍVEIS NA LITERATURA

O ensaios conduzidos por Nowell para a liga $Al\ 4\%Cu$ foram realizados em uma máquina servo hidráulica de ensaio de fadiga uniaxial (um atuador). Um diagrama do aparato de *fretting* é mostrado na Fig. 6.1. O corpo de prova é fixado entre as garras hidráulicas fixa e móvel. As sapatas cilíndricas em um suporte são pressionadas contra o corpo de prova por uma carga normal estática gerada por uma mola. Enquanto o corpo de prova se estende, de acordo com sua deformação, sob a ação de uma carga remota oscilatória, o ponto de contato é deslocado e as vigas flexíveis aplicam uma força tangencial ao corpo de prova por meio das sapatas. Um esquema da configuração de contato utilizada é mostrado na Fig. 6.2(b), onde R é o raio da sapata cilíndrica, P é a carga normal por unidade de comprimento, σ_B é a tensão remota de fadiga e Q denota a carga tangencial por unidade de comprimento induzida pela mola. Os carregamentos são aplicados como descrito na Fig. 6.2(a), isto é, P é uma carga estática e Q e σ_B são funções senoidais do tempo e terão a mesma frequência e fase. A geometria do corpo de prova utilizado nos testes é mostrado na Fig. 6.2(c). A tensão induzida pela carga remota de fadiga pode ser apresentada na forma $\sigma_B = \sigma_{B,max} \text{sen}(\omega t)$, onde $\sigma_{B,max}$ é a amplitude da tensão remota, ω é sua frequência de oscilação e t é o tempo. A carga tangencial é dada na forma $Q = Q_{max} \text{sen}(\omega t)$, onde Q_{max} é a amplitude da carga cisalhante, $Q(t)$.

Das cinco séries experimentais conduzida por Nowell (1988) apenas quatro são mostradas nesse trabalho uma vez que a 2ª só tem solução numérica para o contato e para o campo de tensão sendo assim necessário o uso de elementos finitos o que vai além do escopo desse trabalho. O objetivo dos experimentos era demonstrar que o fenômeno do *fretting* não tem efeito sobre o material a partir de um tamanho crítico de contato, a_{crit} . Para alcançar este objetivo os experimentos foram projetados de tal maneira que, dentro de cada série, os parâmetros $\sigma_{B,max}$, p_0 e Q_{max}/P e f eram mantidos constantes, enquanto

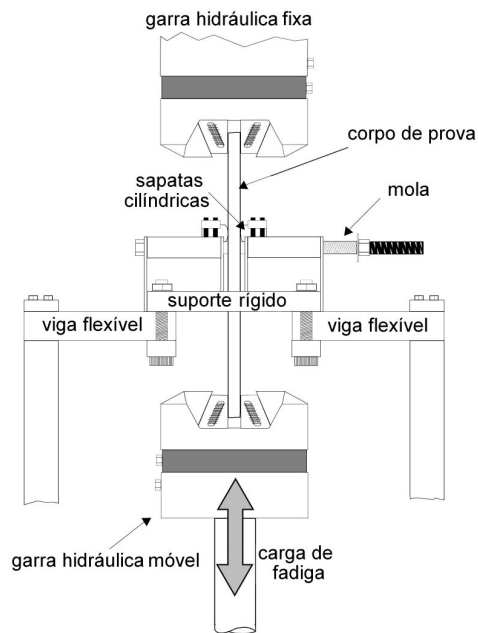


Figura 6.1: Aparato de ensaio para fadiga por *fretting* considerado por Nowell (1988).

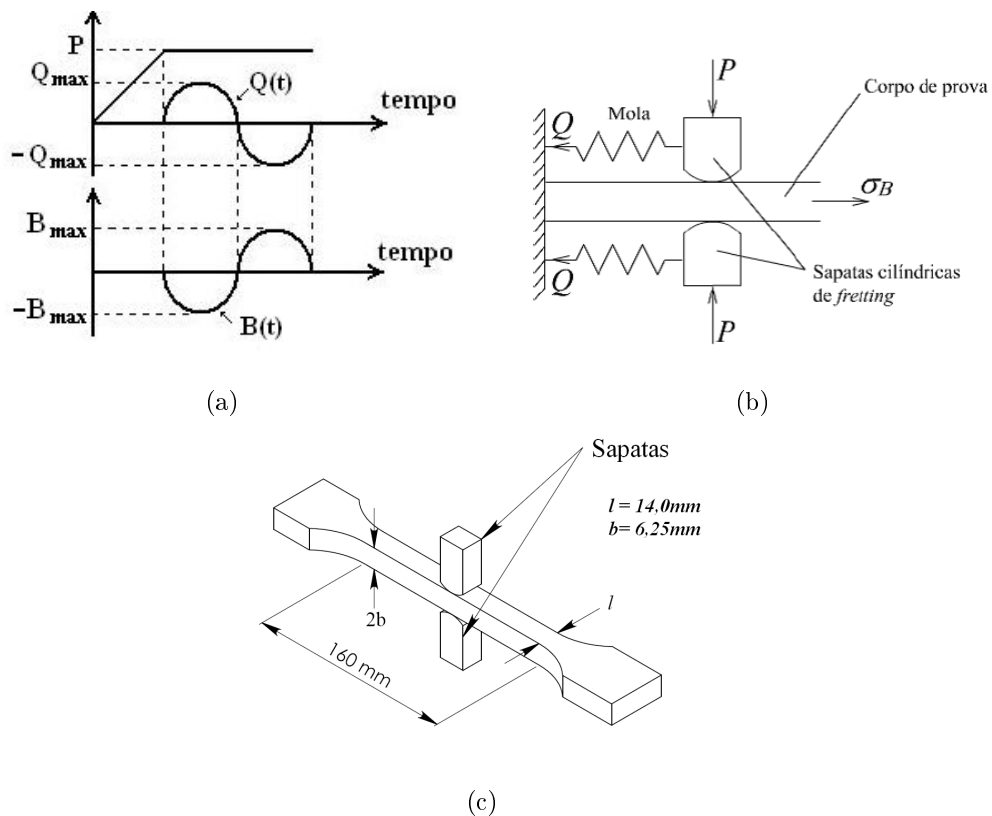


Figura 6.2: (a) Modo de carregamento de P e $Q(t)$, (b) desenho esquemático do experimento e (c) dimensões básicas do corpo de prova de Nowell (1988).

que o raio das sapatas variavam de 12,5 a a 150 mm . Nos experimentos observou-se que existia um valor crítico para o tamanho do contato, abaixo do qual, os corpos de prova apresentam vida infinita. Os tamanhos críticos (a_{crit}) obtidos e os demais parâmetros

de teste em cada série experimental são mostrados na Tab. 6.1.

Tabela 6.1: Séries experimentais do trabalho de Nowell (1988).

Séries	$\sigma_{B,max}(MPa)$	$p_0(MPa)$	Q/P	f	$a_{crit}(mm)$
1	92,7	157	0,45	0,75	0,28 - 0,38
2	92,7	143	0,24	0,75	0,54 - 0,75
3	92,7	143	0,45	0,75	0,18 - 0,27
4	77,2	143	0,45	0,75	0,36 - 0,54
5	61,8	120	0,45	0,75	0,57 - 0,71

A solução do contato entre cilindros desenvolvida por Hertz é de grande importância para o desenvolvimento da análise, pois a partir deste pode-se assegurar a geração de dados em que a pressão de pico p_0 é mantida constante, enquanto o tamanho do contato $2a$ varia. Isso é possível pois a é proporcional a \sqrt{PR} , enquanto p_0 é proporcional a $\sqrt{P/R}$ como pode ser visto nas Eq. 2.5 e 2.6 no capítulo 2.

A vantagem de se variar R mantendo-se p_0 constante é que assim é possível se obter uma série de testes submetidos à mesma magnitude de tensão superficial, porém com diferentes gradientes de tensão (Fig. 6.3 à Fig. 6.6). Pode-se observar, a partir desta figura que os testes de maior tamanho de contato apresentam um decaimento da tensão σ_{xx} mais lento, ou seja menor gradiente de tensão, sendo o mesmo observado para as outras componentes do tensor tensão. Além disso cabe ressaltar que o eixo das tensões está na mesma escala o que possibilita ver que a tensão σ_{xx} é a de maior módulo. As componentes τ_{xz} e τ_{yz} não foram plotadas pois são nulas e σ_{zz} não é nula pois a análise é feita considerando estado plano de deformações.

Em cada série de experimentos, foram utilizados em média oito diferentes raios para as sapatas onde se observou que a vida a fadiga variou em função do raio. As tabelas 6.2 a 6.5 mostram a vida à fadiga encontrada para cada ensaio realizado. Alguns ensaios tiveram os resultados descartados por terem apresentados problemas experimentais que os invalidaram. Quando a vida no ensaio atingia 10^7 ciclos, interrompia-se o teste. Destas tabelas nota-se também que em geral, dentro de cada série, testes com maiores tamanhos de contato apresentavam vidas mais curtas.

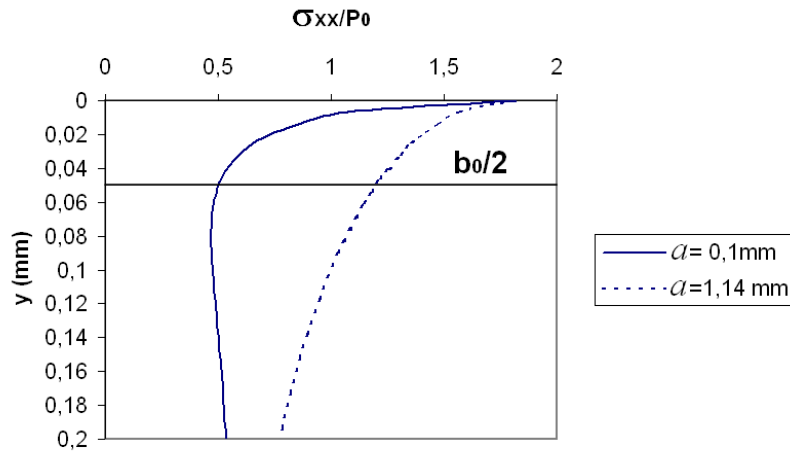


Figura 6.3: Gradiente de tensão σ_{xx}/p_0 para os testes de $R = 15,5\text{ mm}$ e $R = 150\text{ mm}$ da série 1 na condição de carga máxima.

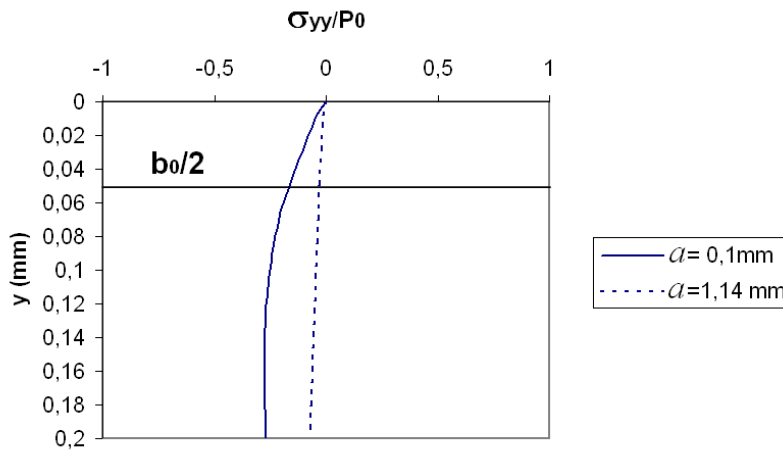


Figura 6.4: Gradiente de tensão σ_{yy}/p_0 para os testes de $R = 15,5\text{ mm}$ e $R = 150\text{ mm}$ da série 1 na condição de carga máxima.

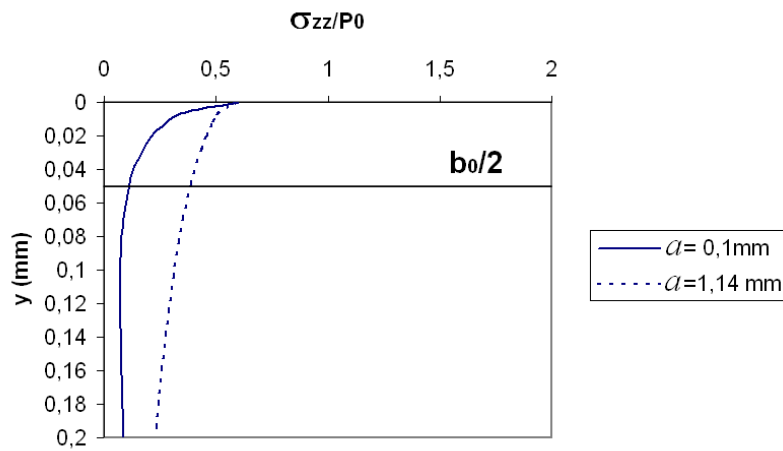


Figura 6.5: Gradiente de tensão σ_{zz}/p_0 para os testes de $R = 15,5\text{ mm}$ e $R = 150\text{ mm}$ da série 1 na condição de carga máxima.

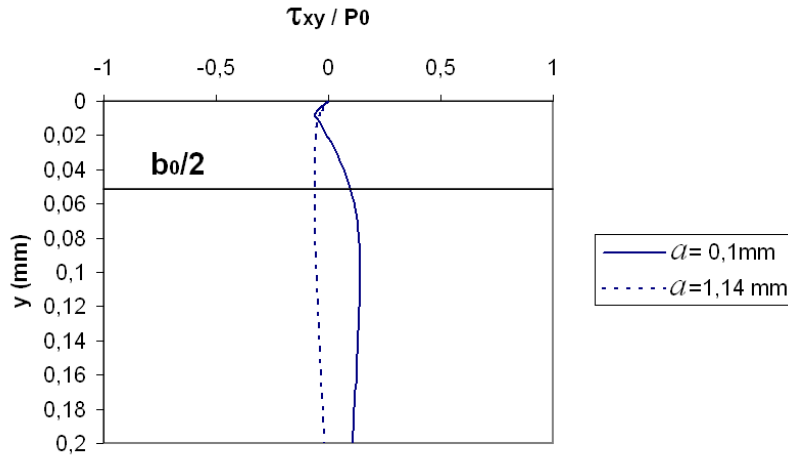


Figura 6.6: Gradiente de tensão τ_{xy}/p_0 para os testes de $R = 15,5\text{mm}$ e $R = 150\text{mm}$ da série 1 na condição de carga máxima.

Tabela 6.2: Raio da sapata, R , tamanho de contato, a , e vida à fadiga dos testes da série 1.

Raio da Sapata R (mm)	a (mm)	Vida (10^6 ciclos)
12,5	0,10	10
25	0,19	10
37,5	0,28	10
50	0,38	1,29
75	0,57	0,67
100	0,76	0,85
125	0,95	0,73
150	1,14	0,67

Tabela 6.3: Raio da sapata, R , tamanho de contato, a , e vida à fadiga dos testes da série 3.

Raio da Sapata R (mm)	a (mm)	Vida (10^6 ciclos)
12,5	0,09	10
25	0,18	10
37,5	0,27	4,04
50	0,36	1,50
75	0,54	0,80
100	0,72	0,61
125	0,90	1,24
150	1,08	0,69

Tabela 6.4: Raio da sapata, R , tamanho de contato, a , e vida à fadiga dos testes da série 4.

Raio da Sapata R (mm)	a (mm)	Vida (10^6 ciclos)
12,5	0,09	10
25	0,18	10
50	0,36	10
75	0,54	1,20
100	0,72	1,42
125	0,90	1,02

Tabela 6.5: Raio da sapata, R , tamanho de contato, a , e vida à fadiga dos testes da série 5.

Raio da Sapata R (mm)	a (mm)	Vida (10^6 ciclos)
25	0,14	10
37,5	0,21	10
50	0,28	10
75	0,42	10
100	0,57	10
125	0,71	1,57
150	0,85	1,23

O material dos corpos de prova era o alumínio com 4% de cobre (Al-4%Cu), o qual possui módulo de elasticidade $E = 74GPa$, tensão de escoamento $\sigma_y = 465MPa$, coeficiente de resistência a fadiga $\sigma'_f = 1015MPa$, tensão verdadeira na fatura $\tilde{\sigma}_{fB} = 635MPa$, limite de resistência $\sigma_u = 500MPa$ e limite de fadiga alternado $\sigma_{-1} = 124MPa$.

6.2 AVALIAÇÃO DA RESISTÊNCIA À FADIGA

Para avaliar a resistência à fadiga dos testes experimentais utilizou-se nesse trabalho o Método da Curva de Wöhler Modificada, MCWM, (Susmel e Lazzarin, 2002) associado ao Método da Distância Crítica, MDC, (Taylor, 1999) utilizando-se a abordagem do método do ponto, MP, e do método da linha, ML.

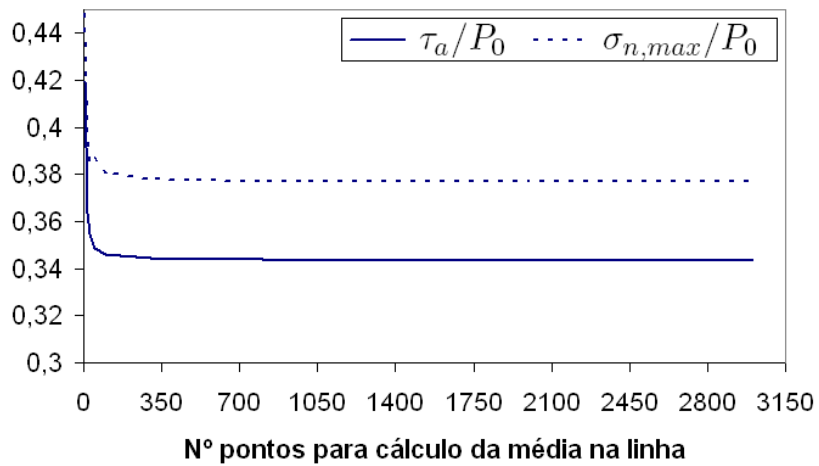
O primeiro passo para o uso dessas metodologias é a determinação do parâmetro material b_0 o qual é listado em Susmel *et al.* (2004), onde se relata $b_0 = 0,1mm$ para a liga de alumínio em estudo. O segundo passo é a obtenção dos dois limites de fadiga sob diferentes condições de carregamento. O único limite de fadiga encontrado na literatura para esta liga é o limite de fadiga alternado $\sigma_{-1} = 124MPa$ (Nowell, 1988) sendo necessário estimar o outro limite de fadiga. Segundo Dowling (2004), a relação de Smith-Watson-Topper (1970) é a que gera os melhores resultados para estimar o efeito da tensão média de tração sobre o limite de fadiga em ligas de alumínio. Logo, a mesma foi utilizada obtendo-se o limite de fadiga sob carregamento repetido $\sigma_0 = 87,8MPa$.

Definidos os parâmetros materiais, avaliou-se a resistência à fadiga por *fretting* considerando o índice de erro SU . Onde para $SU > 0$ o critério prevê falha do componente e para $SU < 0$ o componente tem vida infinita ($\geq 10^7$ ciclos).

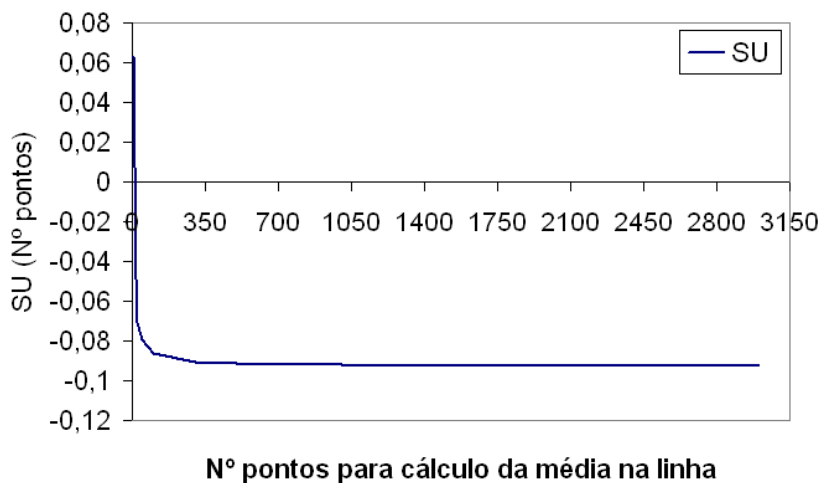
Na abordagem utilizando o MP calculou-se o tensor tensão em doze instantes de tempo ao longo de um ciclo de carregamento, na extremidade anterior do contato ($x = -a$) e na profundidade ($y = b_0/2$). A partir do tensor assim obtido, calculou-se o índice de erro do MCWM pelo método do ponto, SU_{MP} . Para a abordagem do ML o tensor tensão é avaliado em doze instantes de tempo para um determinado número de pontos equidistantes ao longo da linha delimitada pelos pontos $(-a; 0)$ e $(-a; 2b_0)$. Posteriormente, é feita uma média aritmética dos tensores calculados nestes diferentes pontos. A partir dessa história de carregamento média é calculado o índice de erro do método da linha, SU_{ML} .

Todos os cálculos são feitos no domínio discreto do tempo e do espaço, sendo, portanto, importante saber se esse domínio está suficientemente discretizado a fim de garantir que o mesmo represente de forma satisfatória o domínio contínuo para o qual as teorias analíticas foram desenvolvidas. Esse é um processo análogo a análise de convergência de malha para o método dos elementos finitos. Assim, foi feito um estudo da convergência dos resultados, obtidos pelo MCWM associado ao ML, avaliando-se aspectos como a discretização do tempo, do ângulo de busca do plano crítico, e do número de pontos para o cálculo da média ao longo da linha determinada pelo ML.

Inicialmente utilizou-se o MP para definir a subdivisão ideal dos parâmetros tempo e ângulo de busca do plano crítico. Quanto à divisão do domínio do tempo, fizeram-se os cálculos do índice de erro para 12 instantes e 32 instantes de tempo ao longo do ciclo. Os resultados mostraram que o incremento de instantes de tempo alterou os resultados apenas na 9ª casa decimal e dobrando o tempo de processamento. Assim, optou-se pela da avaliação do tensor apenas em 12 instantes de tempo, uma vez que os algarismos significativos na análise não vão além da 3ª casa decimal. Ao avaliar a subdivisão do ângulo de busca do plano crítico, também se concluiu que o passo de um em um grau garantiria bons resultados e não aumentaria o tempo de processamento demasiadamente, uma vez que o passo desse ângulo é fator dominante no tempo de processamento global (inversamente proporcional ao quadrado do passo).



(a)



(b)

Figura 6.7: Gráficos de convergência de (a) τ_a/p_0 e $\sigma_{n,max}/p_0$; e (b) SU_{ML} em função do número de pontos para teste 1 da série 1.

Na abordagem utilizando o ML, foi observado que o número de pontos utilizados na média influencia fortemente nos resultados para menos de 500 pontos. Entretanto a convergência dos resultados só se dá de forma satisfatória, 3ª casa decimal, fazendo-se a média em 2000 pontos ao longo da linha. Como resultado tem-se um incremento de tempo de processamento em relação ao MP de aproximadamente 10%, o que não é significativo. A Figura 6.7 e a Tabela 6.6 mostram a convergência dos resultados para τ_a , $\sigma_{n,max}/p_0$ e SU em função do número de pontos utilizados para calcular a média do tensor tensão. Com os resultados obtidos optou-se por utilizar 2000 pontos para avaliar a média do tensor tensão ao longo da linha determinada pelo ML.

Tabela 6.6: Convergência dos resultados de (a) τ_a/p_0 e $\sigma_{n,max}/p_0$; e (b) SU_{ML} em função do número de pontos para teste 1 da série 1.

N° de pontos	Série	$R(mm)$	$a(mm)$	SU_{ML}	τ_a/p_0	$\sigma_{n,max}/p_0$	θ^*	ϕ^*
5	1	12,5	0,1	0,0631	0,4194	0,4481	90	41
15	1	12,5	0,1	-0,0490	0,3636	0,4012	90	38
25	1	12,5	0,1	-0,0706	0,3548	0,3851	90	38
50	1	12,5	0,1	-0,0796	0,3488	0,3864	90	37
100	1	12,5	0,1	-0,0864	0,3460	0,3813	90	37
300	1	12,5	0,1	-0,0907	0,3443	0,3781	90	37
500	1	12,5	0,1	-0,0915	0,3440	0,3776	90	37
800	1	12,5	0,1	-0,0919	0,3438	0,3772	90	37
1000	1	12,5	0,1	-0,0921	0,3437	0,3771	90	37
2000	1	12,5	0,1	-0,0924	0,3436	0,3769	90	37
3000	1	12,5	0,1	-0,0925	0,3435	0,3769	90	37

As Tabelas 6.7 a 6.10 mostram os resultados obtidos utilizando-se as metodologias do método do ponto, MP, e do método da linha, ML, associados ao MCWM para avaliação da resistência a fadiga das séries 1, 3, 4 e 5. Nas tabelas constam dados como o raio da sapata, R , tamanho de contato, $2a$, numero de ciclos que o corpo de prova suportou, índice de erro do critério de fadiga multiaxial (MCWM), SU_{MP} e SU_{ML} , amplitude da tensão cisalhante no plano crítico, τ_a , tensão normal máxima ao plano crítico, $\sigma_{n,max}$, e a razão $\rho = \sigma_{n,max}/\tau_a$.

Nas Tabelas 6.7 a 6.10 os índices de erro sempre indicam falha quando ela ocorre exper-

Tabela 6.7: Avaliação da resistência à fadiga para a Série 1 utilizando abordagem do MP e do ML.

R (mm)	a (mm)	Ciclos (10^6)	ML				MP			
			SU_{ML}	τ_a/p_0	$\frac{\sigma_{n,max}}{p_0}$	ρ	SU_{MP}	τ_a/p_0	$\sigma_{n,max}/p_0$	ρ
12,5	0,1	10	-0,079	0,344	0,377	1,097	-0,049	0,360	0,390	1,084
25	0,19	10	0,029	0,403	0,427	1,060	0,117	0,459	0,444	0,967
37,5	0,28	10	0,111	0,450	0,454	1,009	0,234	0,521	0,490	0,941
50	0,38	1,29	0,187	0,492	0,486	0,987	0,322	0,567	0,530	0,935
75	0,57	0,67	0,297	0,548	0,539	0,984	0,433	0,622	0,590	0,948
100	0,76	0,85	0,369	0,587	0,568	0,967	0,501	0,656	0,625	0,952
125	0,95	0,73	0,421	0,615	0,586	0,953	0,547	0,680	0,645	0,948
150	1,14	0,67	0,468	0,637	0,616	0,967	0,587	0,698	0,676	0,968

Tabela 6.8: Avaliação da resistência à fadiga para a Série 3 utilizando abordagem do MP e do ML.

R (mm)	a (mm)	Ciclos (10^6)	ML				MP			
			SU_{ML}	τ_a/p_0	$\frac{\sigma_{n,max}}{p_0}$	ρ	SU_{MP}	τ_a/p_0	$\sigma_{n,max}/p_0$	ρ
12,5	0,09	10	-0,103	0,365	0,398	1,091	-0,088	0,373	0,406	1,089
25	0,18	10	-0,003	0,424	0,450	1,060	0,079	0,478	0,478	1,000
37,5	0,27	4,04	0,080	0,474	0,491	1,035	0,190	0,544	0,525	0,965
50	0,36	1,5	0,144	0,513	0,519	1,012	0,266	0,589	0,561	0,953
75	0,54	0,8	0,238	0,570	0,556	0,975	0,368	0,645	0,620	0,961
100	0,72	0,61	0,310	0,610	0,599	0,982	0,431	0,680	0,654	0,962
125	0,9	1,24	0,358	0,639	0,617	0,965	0,474	0,705	0,674	0,955
150	1,08	0,69	0,401	0,661	0,646	0,978	0,512	0,724	0,705	0,975

imentalmente (vida menor que 10^7 ciclos), entretanto em alguns casos o experimento teve vida infinita ($\geq 10^7$) e o MP e o ML prevêem falha. Isso mostra que ambos os métodos são conservativos, ou seja, a favor da segurança. Nota-se também que o índice de erro, $\sigma_{n,max}$ e τ_a obtidos utilizando-se o ML são menores que os obtidos pelo MP. Isso indica que o ML quando aplicado gera resultados menos conservativos que o MP o que é bem evidente nas Tab. 6.8 e 6.10, onde em diversos casos os dois métodos apresentam diferentes previsões, ou seja, enquanto um indica falha o outro indica vida infinita. Na série 5 ($R = 75mm$ e $R = 100mm$) e série 3 ($R = 25mm$), por exemplo, os

testes tiveram vida infinita, e enquanto o MP previa falha, o ML previu corretamente vida infinita para os mesmos.

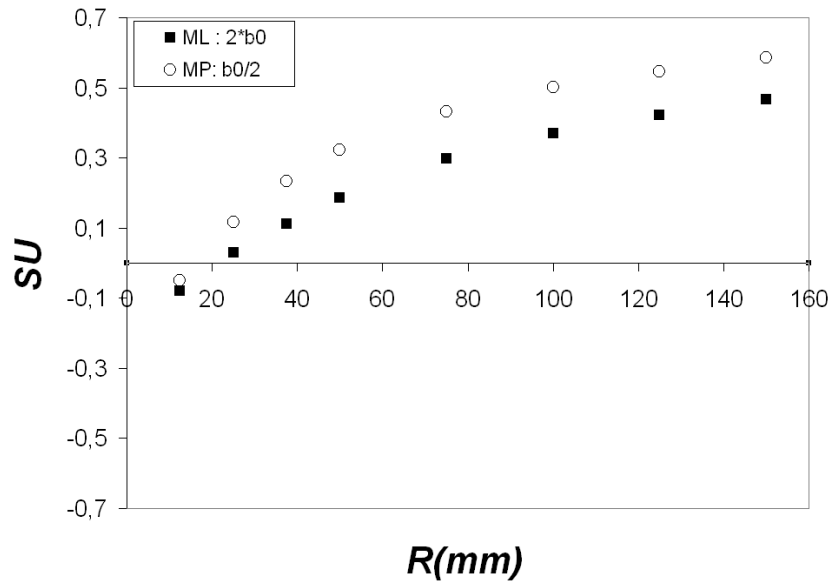
Tabela 6.9: Avaliação da resistência à fadiga para a Série 4 utilizando abordagem do MP e do ML.

R (mm)	a (mm)	Ciclos (10^6)	ML				MP			
			SU_{ML}	τ_a/p_0	$\frac{\sigma_{n,max}}{p_0}$	ρ	SU_{MP}	τ_a/p_0	$\sigma_{n,max}/p_0$	ρ
12,5	0,09	10	-0,195	0,312	0,341	1,093	-0,177	0,323	0,352	1,090
25	0,18	10	-0,098	0,373	0,390	1,046	-0,022	0,425	0,411	0,966
50	0,36	10	0,045	0,459	0,457	0,995	0,163	0,533	0,499	0,935
75	0,54	1,2	0,137	0,515	0,496	0,963	0,266	0,589	0,561	0,953
100	0,72	1,42	0,203	0,554	0,525	0,947	0,323	0,623	0,580	0,931
125	0,9	1,02	0,257	0,582	0,560	0,962	0,373	0,648	0,621	0,958

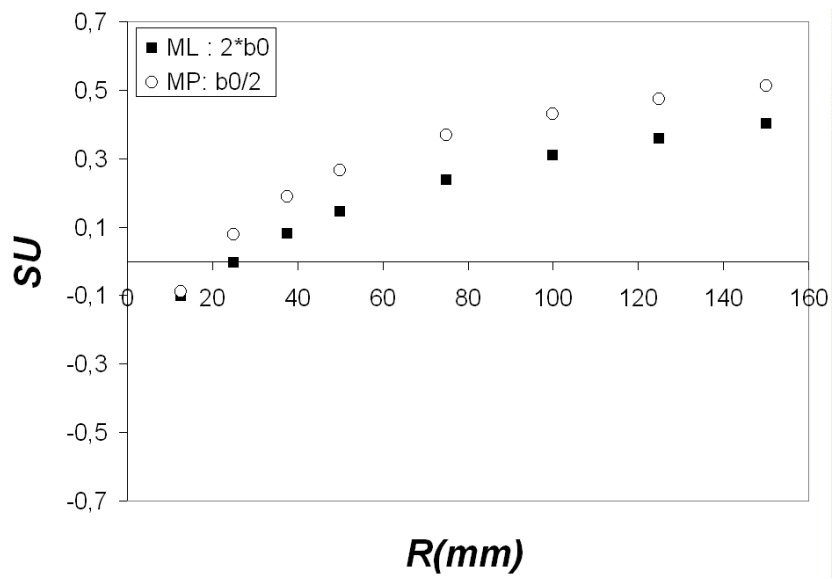
Tabela 6.10: Avaliação da resistência à fadiga para a Série 5 utilizando abordagem do MP e do ML.

R (mm)	a (mm)	Ciclos (10^6)	ML				MP			
			SU_{ML}	τ_a/p_0	$\frac{\sigma_{n,max}}{p_0}$	ρ	SU_{MP}	τ_a/p_0	$\sigma_{n,max}/p_0$	ρ
25	0,14	10	-0,254	0,335	0,361	1,078	-0,218	0,374	0,366	0,980
37,5	0,21	10	-0,199	0,378	0,392	1,037	-0,130	0,438	0,414	0,945
50	0,28	10	-0,154	0,414	0,414	1,001	-0,066	0,483	0,449	0,928
75	0,42	10	-0,077	0,468	0,458	0,979	0,025	0,543	0,510	0,940
100	0,57	10	-0,020	0,510	0,487	0,955	0,087	0,583	0,554	0,950
125	0,71	1,57	0,026	0,539	0,521	0,965	0,127	0,609	0,579	0,950
150	0,85	1,23	0,057	0,562	0,534	0,949	0,155	0,629	0,594	0,944

Os resultados podem ser comparados de forma mais elucidativa por meio das Figs. 6.8 e 6.9 onde são mostrados os índice de erro, SU , obtidos a partir do MP e do ML em termos do raio da sapata, R , para as séries em estudo. Graficamente constata-se que o ML é realmente menos conservativo que o método do ponto, especialmente para grandes raios de sapata os quais estão associados a pequenos gradientes de tensão, sendo essa tendência observada para todas as séries.

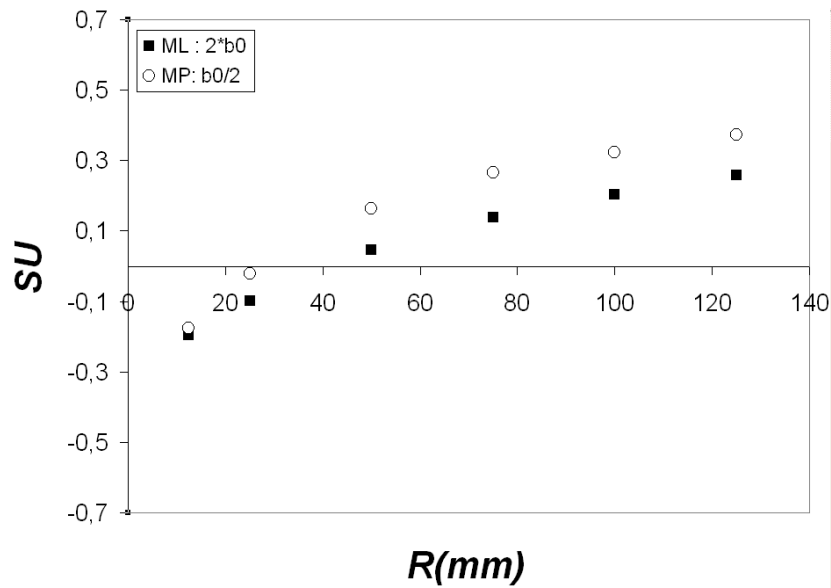


(a)

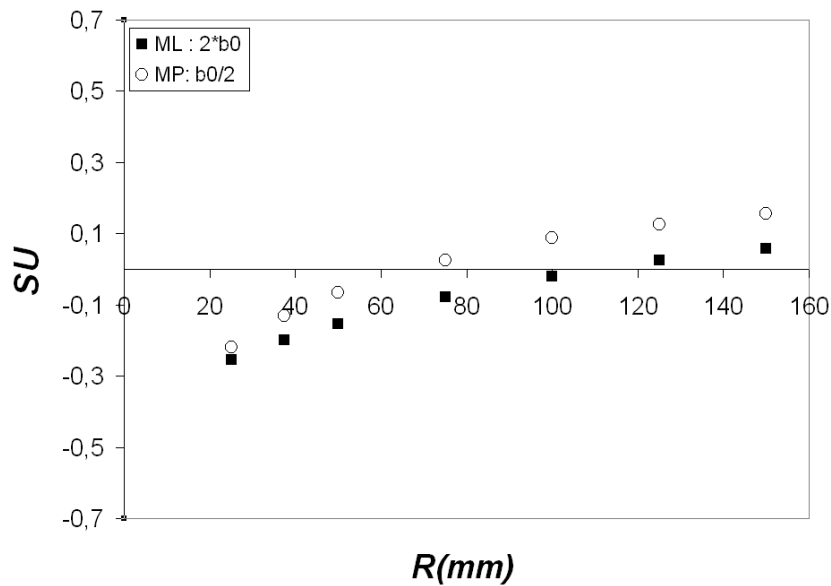


(b)

Figura 6.8: Comparação dos resultados do MP e do ML. Série 1 (a) e Série 3 (b).



(a)



(b)

Figura 6.9: Comparação dos resultados do MP e do ML. Série 4 (a) e Série 5 (b).

A Figura 6.10 mostra como o índice de erro SU e a amplitude de tensão cisalhante no plano crítico τ_a/p_0 , calculados pelo MP abaixo da extremidade anterior do contato ($x = -a, y > 0$) para o primeiro e o último teste da série 1 ($R = 12,5\text{mm}$ e $R = 150\text{mm}$), variam com a profundidade. Pode-se notar a presença de altos gradientes para SU e τ_a/p_0 para pequenos tamanhos de contato (pequenos raios de sapata) e gradientes mais amenos para grandes tamanho de contato. Isso permite inferir que pequenas variações associadas a determinação do parâmetro material b_0 , podem ocasionar em uma considerável alteração no resultados obtidos.

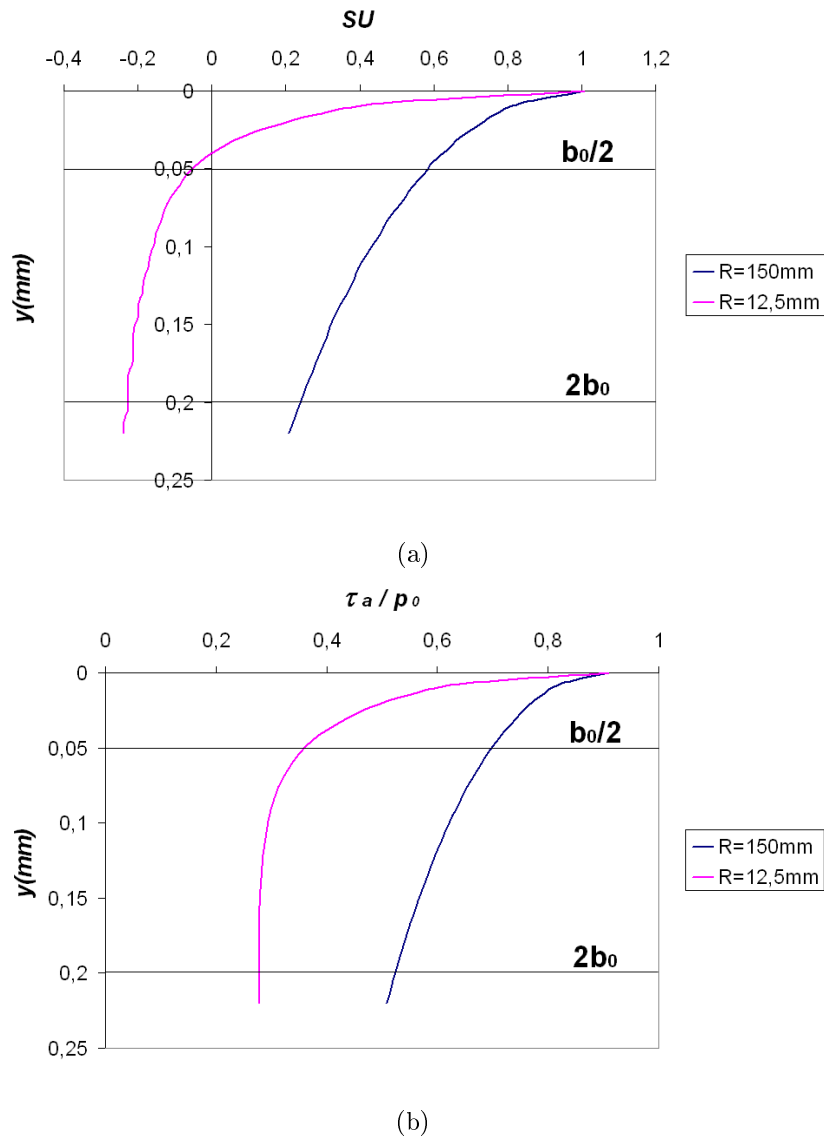
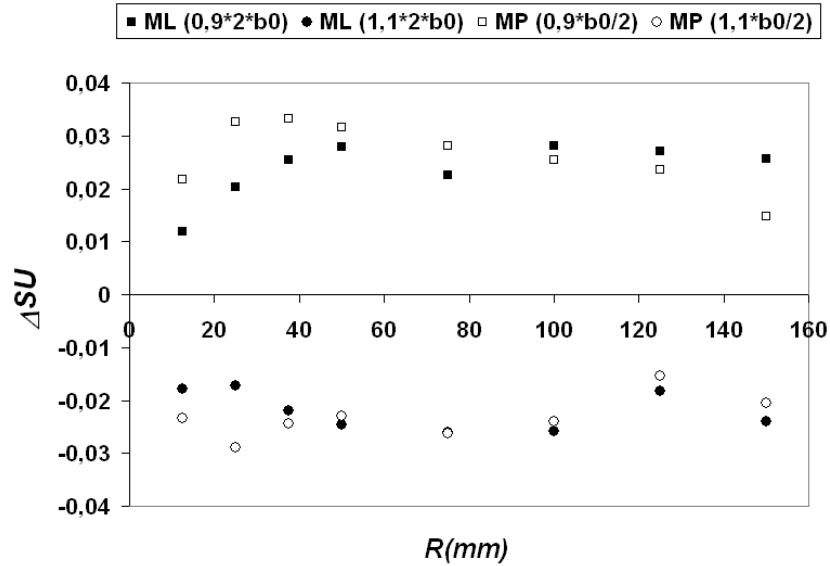
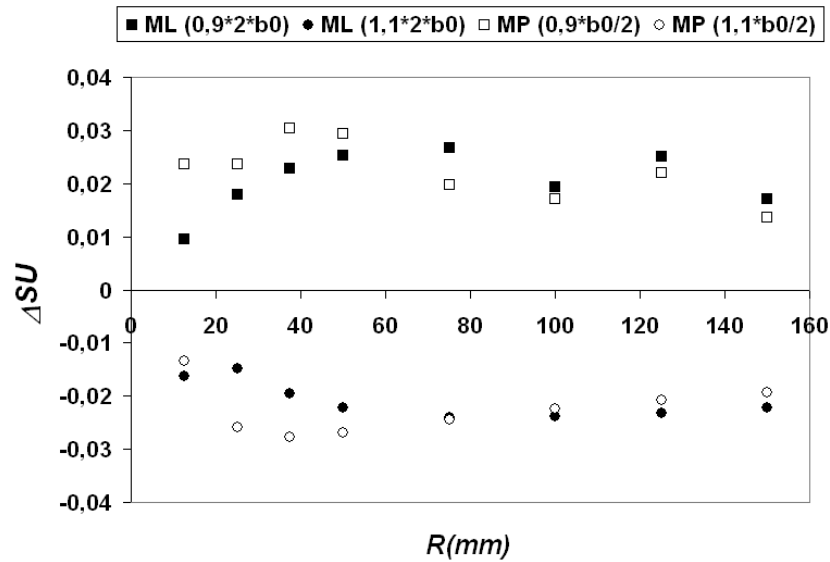


Figura 6.10: Variação de SU e τ_a/p_0 ao longo da profundidade, y , para os testes de $R = 12,5\text{mm}$ e $R = 150\text{mm}$ da série 1.

Para quantificar a sensibilidade dos métodos de distância crítica utilizados estipulou-se uma variação hipotética de b_0 em 10% para mais ou para menos. Os cálculos foram feitos seguindo o procedimento inicialmente exposto no início dessa seção. Assim, para o MP calculou-se SU em $0,9b_0/2$ e $1,1b_0/2$ obtendo-se $SU_{(0,9;MP)}$ e $SU_{(1,1;MP)}$, respectivamente. Para o ML o índice SU foi obtido a partir da média do tensor nas linhas de comprimento $2 \times (0,9b_0)$ e $2 \times (1,1b_0)$ chegando-se a $SU_{(0,9;ML)}$ e $SU_{(1,1;ML)}$, respectivamente. Os gráficos da Fig. 6.11 e Fig. 6.12 mostram a variação do índice de erro, ΔSU , para o MP e o ML segundo um aumento ou uma redução do parâmetro b_0 . Nos gráficos são mostradas as diferenças $SU_{(0,9;MP)} - SU_{MP}$, $SU_{(1,1;MP)} - SU_{MP}$, $SU_{(0,9;ML)} - SU_{ML}$ e $SU_{(1,1;ML)} - SU_{ML}$ para os diferentes raios de sapata de cada série.



(a)

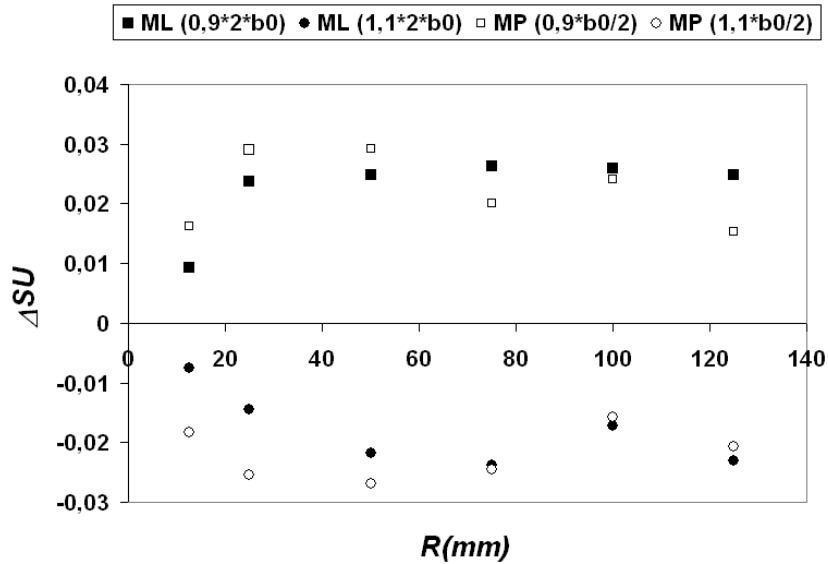


(b)

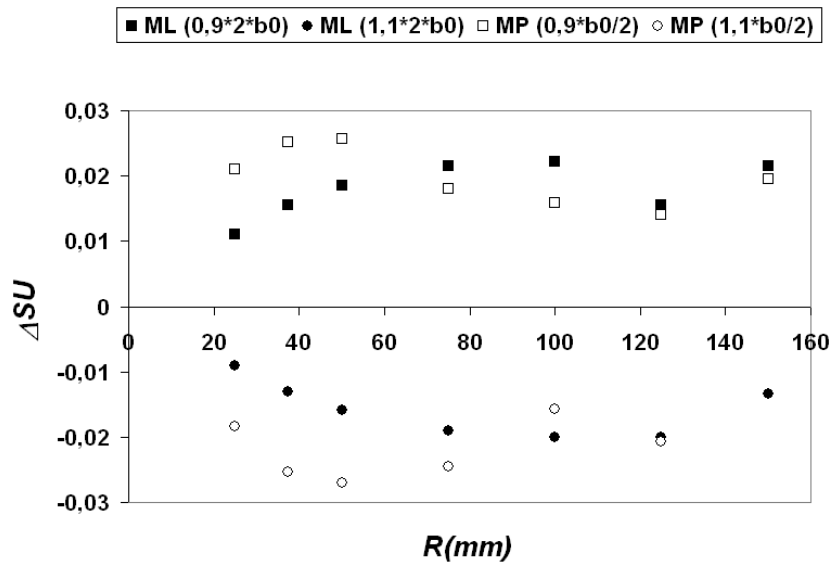
Figura 6.11: Variação do índice de erro SU para o MP e o ML para variações de b_0 em 10% para mais e para menos. Série 1 (a) e Série 3 (b).

Os gráficos da Fig. 6.11 e Fig. 6.12 mostram que o ML é menos sensível que o MP à variação de b_0 na presença de grandes gradientes de tensão, ou seja, pequenos raios de sapata. E como já esperado, tanto a avaliação da tensão como de sua média mais próximas da superfície de contato ($0,9b_0$) geram resultados mais conservativos, o que é constatado pelo aumento do índice de erro ($\Delta SU > 0$). O contrário acontece quando a tensão ou sua média é tomada a uma distância maior ($1,1b_0$) do contato ($\Delta SU < 0$).

Apesar de não mostrados nessa dissertação, por questões de espaço, essa variação de



(a)



(b)

Figura 6.12: Variação do índice de erro SU para o MP e o ML para variações de b_0 em 10% para mais e para menos. Série 4 (a) e Série 5 (b).

b_0 em 10% para mais e para menos tem influência decisiva na previsão de falha ou vida infinita ($SU > 0$ ou $SU < 0$) para testes que tiveram índices de erro muito pequenos ($|SU| < 0,03$). Tal variação pode significar a diferença entre uma previsão de falha ou vida infinita.

7 CONCEPÇÃO E PROJETO DO DISPOSITIVO DE *FRETTING*

7.1 INTRODUÇÃO

Após a verificação da validade da metodologia para avaliação de resistência a fadiga sob condições de *fretting* (cálculo do campo de tensão, critério de fadiga multiaxial e método da distância crítica), partiu-se para uma nova etapa do trabalho, que envolveu a abordagem dos aspectos experimentais do fenômeno de fadiga sob condições de *fretting*. A concepção, o projeto, a construção e o comissionamento de uma bancada para realização de testes de fadiga por *fretting* foi conduzido e cujos detalhes serão abordados nas próximas seções. O objetivo dessa bancada é prover meios para a avaliação em laboratório da influência das variáveis que governam esse fenômeno, como por exemplo, as cargas de contato e de fadiga e o coeficiente de atrito.

7.2 DISPOSITIVOS DE *FRETTING* DISPONÍVEIS

Há numerosas formas de investigação experimental de fadiga sob condições de *fretting*, sendo inicialmente comum o uso das sapatas de *fretting* do tipo "ponte", como mostrado na Fig. 7.1(a) as quais permaneceram populares até o início dos anos 90. A principal vantagem era a simplicidade que um corpo de prova na fadiga convencional poderia ser usado, tanto em flexão quanto em tração cíclica. As pontes eram simplesmente pressionadas contra um do corpo de prova de tração por um anel, ou arranjo similar, e a deformação cíclica no corpo de prova causava um movimento relativo entre o contato da ponte e o corpo de prova. Apesar da simplicidade da configuração experimental, um grande número de incertezas era inerente à mesma, como por exemplo: as condições do contato nos pés das sapatas eram difíceis de caracterizar, principalmente quando havia flexão na própria ponte; as condições em cada sapata não eram absolutamente idênticas

uma vez que uma sapata podia deslizar antes da outra mesmo sob condições nominais de simetria. Isto significava que o regime de deslizamento durante o experimento era freqüentemente desconhecido.

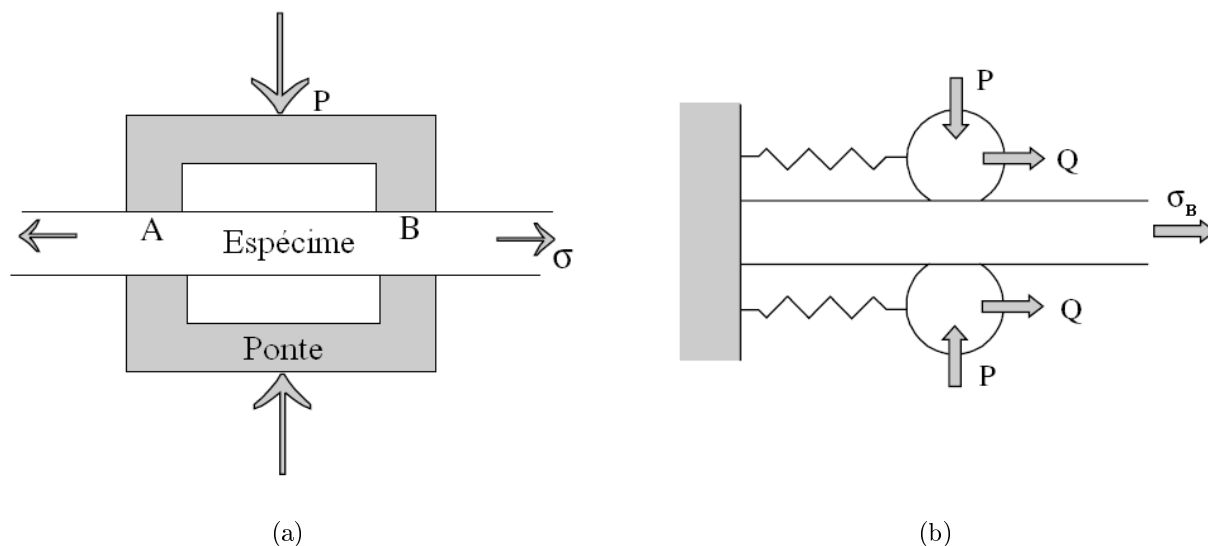


Figura 7.1: Geometria de experimentos de fadiga por *fretting*: (a) sapatas tipo ponte e (b) sapatas cilíndricas.

Uma série marcante de artigos foi publicada nos anos 60 e início dos anos 70 por Nishioka e por Hirakawa (1972) usando uma configuração de contato completamente diferente. Nestes trabalhos foram empregadas sapatas cilíndricas em contato com um corpo de prova plano, Fig. 7.1(b). Esta geometria tem uma série de vantagens: o alinhamento da sapata com o corpo de prova é menos crítico; as tensões podem, em princípio, ser calculadas pela análise clássica de contato (Hertz, 1982 e Mindlin, 1949); e os parâmetros importantes para a análise subsequente da tensão (carga normal P , carga tangencial $Q(t)$ e carga remota de fadiga $F_0(t)$) podem ser medidos e controlados cuidadosamente. Essa geometria tem sido adotada desde então, por um grande número de pesquisadores, incluindo Bramhall (1973), Hills *et al.* (1988), e Szolwinski e Farris (1998). Neste tipo de teste a carga normal é normalmente estática e a carga tangencial é cíclica e aplicada por um sistema de molas (Fig. 7.1b) ou por um atuador independente (Mugadu *et al.*, 2002).

Os trabalhos de Nowell, descritos na seção 6.1, utilizaram uma configuração experimental de um dispositivo que funcionava como um elemento mola o qual era acoplado a uma máquina de ensaios dotada de apenas um atuador hidráulico o qual era responsável

pela aplicação da carga remota de fadiga, ver Fig. 6.1.

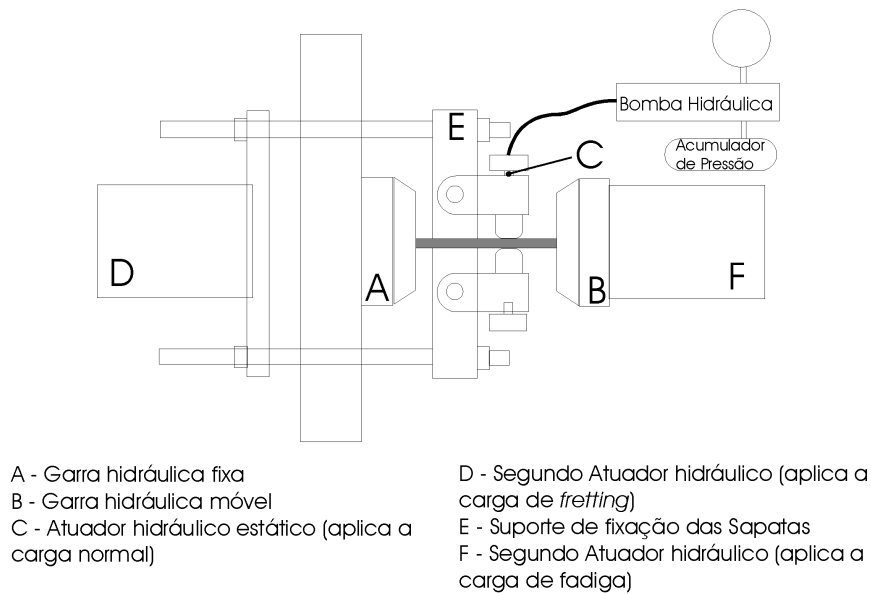
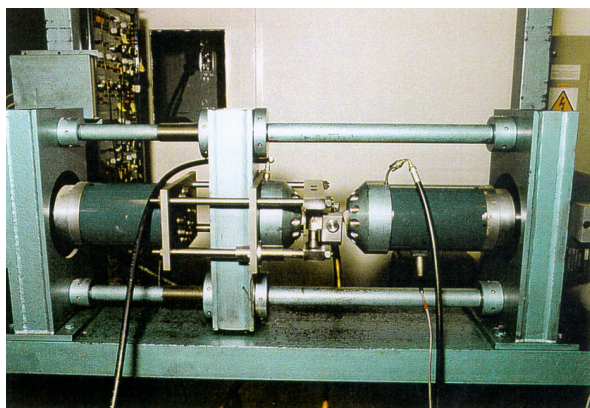


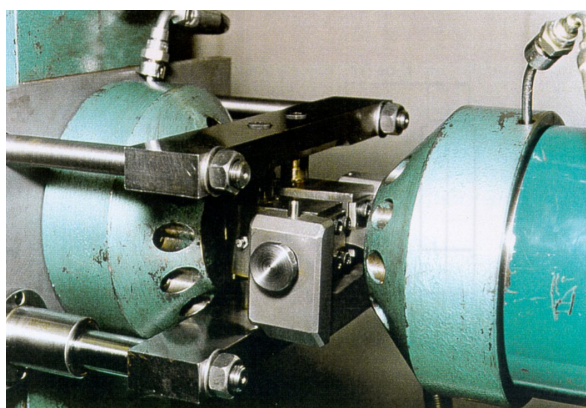
Figura 7.2: Esquema do aparato experimental de fadiga por *fretting* com dois atuadores hidráulicos.

Em seus trabalhos, Araújo (2000) investigou o comportamento do Ti-6Al-4V utilizando um aparato com dois atuadores hidráulicos. O corpo de prova era fixado, como na Fig. 7.2, por uma garra fixa A e uma móvel B. A garra móvel estava acoplada a uma célula da carga e a um atuador hidráulico oscilatório capaz de aplicar cargas de até $250kN$. Este atuador foi usado para aplicar a carga de fadiga ao corpo de prova. As sapatas de *fretting* eram pressionadas contra o corpo de prova por um atuador hidráulico de cargas estáticas C o qual mantinha sua carga constante durante todo o teste devido a um acumulador de pressão ar/óleo conectado a linha hidráulica. A carga normal era medida usando-se a pressão medida pelo o manômetro do circuito hidráulico. A carga de *fretting* era aplicada por um segundo atuador hidráulico oscilatório D, o qual era acoplado no suporte E, onde as sapatas de *fretting* eram fixadas, e a uma célula de carga que media a carga de *fretting*. A Figura 7.3 mostra fotos do dispositivo descrito acima.

Outros tipos de experimentos podem se aproximar mais da geometria de componentes reais, como por exemplo, uma junta de encaixe tipo "rabo de andorinha" concebido por Ruiz *et al.* (1984) e por Papaniknos e Meguid (1994). Um aprimoramento do experimento de Ruiz (Nowell, 2006) ainda está em uso em Oxford, sendo mostrado esquematicamente na Fig. 7.4. Neste experimento, as cargas nas palhetas da turbina,



(a)



(b)

Figura 7.3: Aparato experimental com dois atuadores hidráulicos utilizado por Araújo em Oxford.

representando a força centrífuga no motor, são aplicadas a dois corpos de prova opostos situados na posição horizontal. Estes são montados em um corpo de prova central, representando o disco do rotor do *fan* de motores aeronáuticos, que também está sujeito à carga que simula a expansão do disco quando o mesmo está sujeito a um carregamento centrífugo ocasionado pela alta velocidade de rotação. Esta é uma característica importante, a medida em que permite a representação aproximada do deslizamento relativo no motor, que pode ser importante para o desgaste da região de contato. As cargas de fadiga de alto número de ciclos, representando a vibração das pás são aplicadas pelas unidades mecânicas de oscilação acopladas às lâminas opostas. A Figura 7.5 mostra uma fotografia de um espécime de junta tipo "rabo de andorinha" que falhou durante testes com esse aparato, sendo possível ver a origem da trinca de fadiga na extremidade do contato do flanco.

Embora se pareça interessante tentar reproduzir as condições de *fretting* o mais realisticamente possível de modo que os resultados encontrados para o componente possam ser prontamente estendidos para a configuração real, um entendimento mais fundamental da fenomenologia e dos parâmetros que governam a nucleação das trincas de *fretting* pode ser obtido conduzindo-se testes com geometrias classicamente idealizadas. Neste caso, a vantagem de usar uma configuração clássica de contato é que, um gama de variáveis, as quais são governantes do comportamento a fadiga por *fretting*, tais como tensões e deformações, podem geralmente ser obtidas de forma analítica tornando a análise mais rápida e precisa. Além disso, estes testes são mais baratos de se conduzir

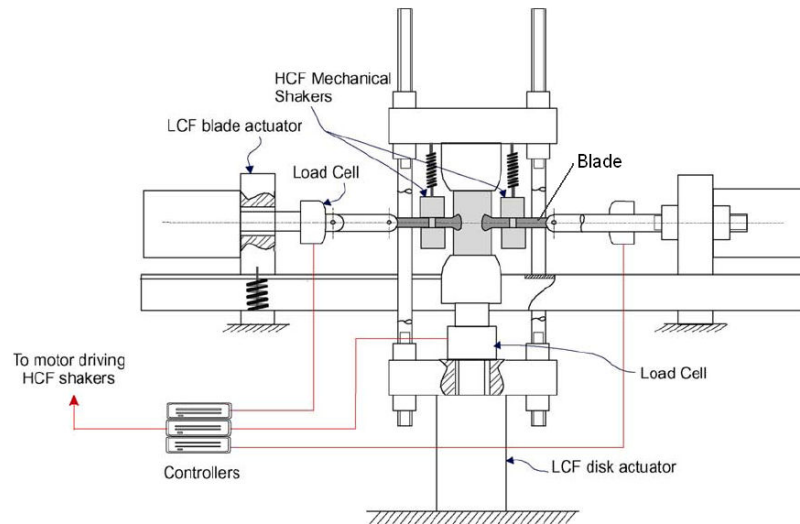


Figura 7.4: Esquema da máquina de fadiga por *fretting* para juntas biaxiais tipo "rabo de andorinha".

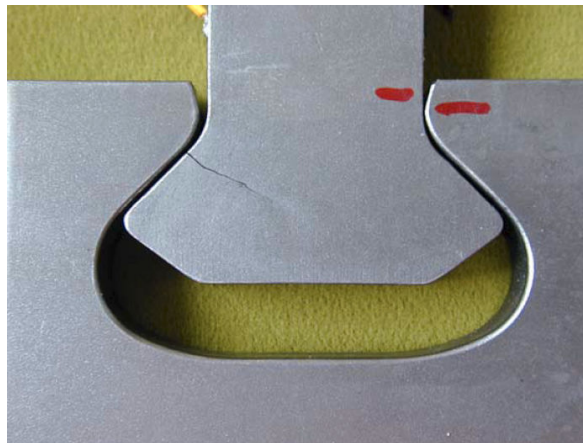


Figura 7.5: Fratura por fadiga por *fretting* de junta tipo "rabo de andorinha".

e mais fáceis de se reproduzir. Os resultados de tais testes podem ser usados para desafiar e validade de critérios de fadiga multiaxiais, ou seja, se o critério de previsão de vida a fadiga não funcionar para geometrias simples, não há razão para se acreditar que ele funcionará para configurações mais complexas.

As três configurações idealizadas mais adotadas para testes de fadiga sob condições de *fretting* são mostradas na Fig. 7.6 e listadas abaixo:

- (i) Sapatas planas comprimidas contra um corpo de prova plano (análise bi-dimensional)
- (ii) Sapatas cilíndricas comprimidas contra um corpo de prova plano (análise bi-dimensional)

- (iii) Sapatas esféricas comprimidas contra um corpo de prova plano (análise Tri-dimensional)

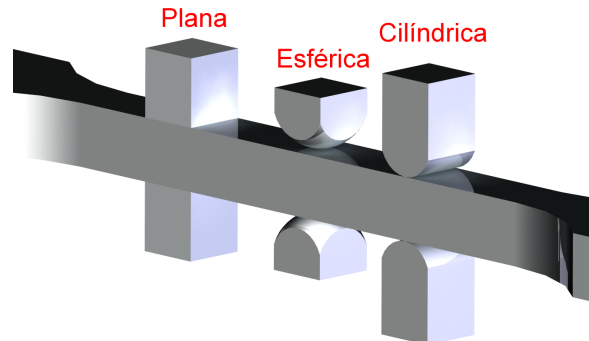


Figura 7.6: Tipos de sapatas para contato com corpo de prova plano.

Sapatas planas têm sido usadas amplamente por outros pesquisadores (e.g. Lindley, 1997, Nakazawa et al., 1992, Sato, 1992). Entretanto há dificuldades na determinação da distribuição de pressão e de tensão cisalhante para esse tipo de geometria. Outra desvantagem desse tipo de configuração é a sua alta sensibilidade ao alinhamento, onde a presença de sobre-saltos, partículas sólidas ou outro tipo de imperfeição entre as superfícies de contato pode provocar uma grande mudança sobre toda a distribuição de pressão esperada (Edwards, 1981, Hills and Nowell, 1992). O uso de sapatas de *fretting* convexas, resultando em um contato Hertziano pode superar as dificuldades mencionadas a medida em que a pressão de contato cai continuamente para zero na extremidade do contato. Isto significa que, se as cargas de contato não são muito severas (dentro dos limites elásticos) a pressão de contato é livre de singularidades e uma solução analítica e elástica pode ser obtida para o campo sub-superficial de tensões e deformações (Johnson, 1985). Sapatas convexas também são menos sensíveis ao alinhamento e a presença de imperfeições de fabricação, por exemplo, pode causar distúrbios localizados na distribuição de pressão, não alterando o comportamento global a não ser que as imperfeições seja extremamente severas. Comparando-se as sapatas de *fretting* convexas do tipo cilíndrica e esférica, vê-se que sapatas cilíndricas têm a vantagem de permitirem uma análise bi-dimensional elástica precisa do problema de contato, além de elas serem muito mais simples de se usar do que as sapatas esféricas. Por outro lado, elas necessitam de alinhamento e sofrem de efeitos de borda.

O alinhamento pode ser garantido através do uso de filme sensível a pressão, o qual é um meio de se garantir que a distribuição de pressão do contato é uniformemente distribuída na direção transversal ao corpo de prova (Nowell, 1988, Hills e Nowell, 1992). A fim de minimizar a influência do efeito de borda, Johnson (1985) mostrou que o melhor a se fazer é garantir que as sapatas de contato possuam a mesma largura do corpo de prova. Embora as sapatas esféricas sejam livres de problemas de alinhamento, elas requerem uma análise tri-dimensional do problema de contato tornando a análise muito mais complicada.

7.3 O PROJETO DO DISPOSITIVO

Com base no exposto na seção anterior, optou-se por desenvolver um aparato com princípio de funcionamento similar ao proposto por Nowell (1988) o qual é projetado para ser acoplado a uma máquina de ensaios universal (MTS-810, disponível no Laboratório de Ensaio Mecânicos do Departamento de Engenharia Mecânica da UnB). Tal configuração não requer o uso de múltiplos atuadores, é de simples confecção mecânica e possibilita a variação dos parâmetros governantes do problema. Nesta configuração, o atuador hidráulico da máquina de ensaios universal é responsável por aplicar a carga remota de fadiga F_0 e o aparato acoplado à máquina produz as cargas cisalhantes Q no contato, ou seja, tem a função de um elemento mola e reage ao deslocamento da sapata devido à deformação longitudinal no corpo de prova causada pela carga remota de fadiga.

7.3.1 Layout do Dispositivo de *Fretting*

O *layout* do dispositivo, inteiramente em aço AISI 1020, é mostrado na Fig. 7.7 onde são identificados seus principais componentes. A **Base do Dispositivo** é feito de chapa de 30mm de espessura, a qual é fixada por parafusos de 1/2" na mesa da máquina de ensaios universal. A chapa é suficientemente robusta a fim de que possa ser considerada rígida na formulação a ser desenvolvida na próxima subseção. As **Colunas Verticais** possuem cantoneiras nas suas bases de modo a impedir a sua flexão na direção hori-

zontal fazendo com que elas trabalhem, fundamentalmente, como elementos de tração. As **Vigas Flexíveis** são fixadas à parte superior das **Colunas Verticais** e à **Base do Suporte** sendo consideradas como molas de flexão. Na **Base do Suporte** estão fixados os **Diafragmas Flexíveis** que se acopla ao **Suporte das Sapatas**. A **Base do Suporte** e o **Suporte das Sapatas** são peças robustas em aço sendo também consideradas rígidas na formulação a ser desenvolvida. Foi elaborado um sistema, cujos testes mostraram ser extremamente eficiente, para alinhar as sapatas de contato com a superfície do corpo de prova, o qual consiste basicamente em dois parafusos de passo fino situados na parte lateral da base das sapatas em ambos os lados da mesma. Um maior detalhamento desse sistema de alinhamento, assim como outros itens do aparato mostrado na Fig. 7.7 serão apresentados mais adiante.

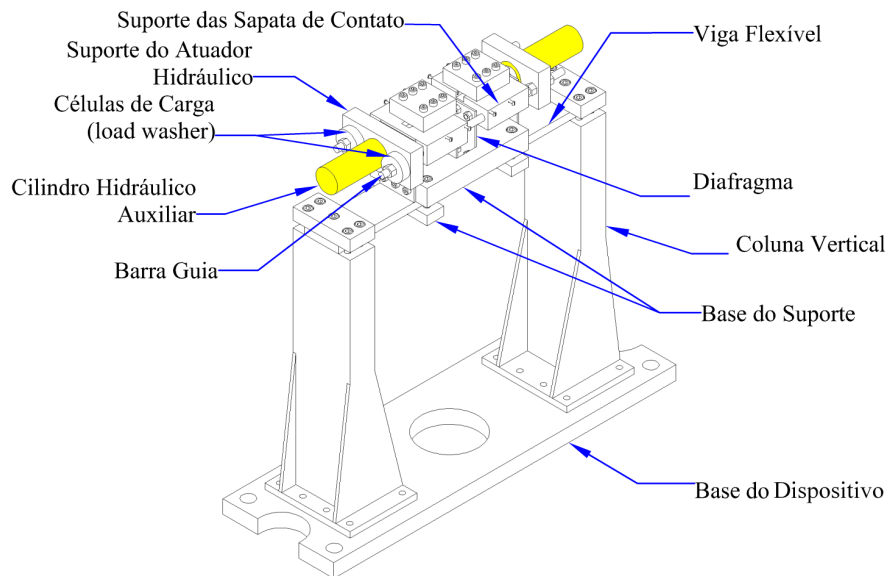
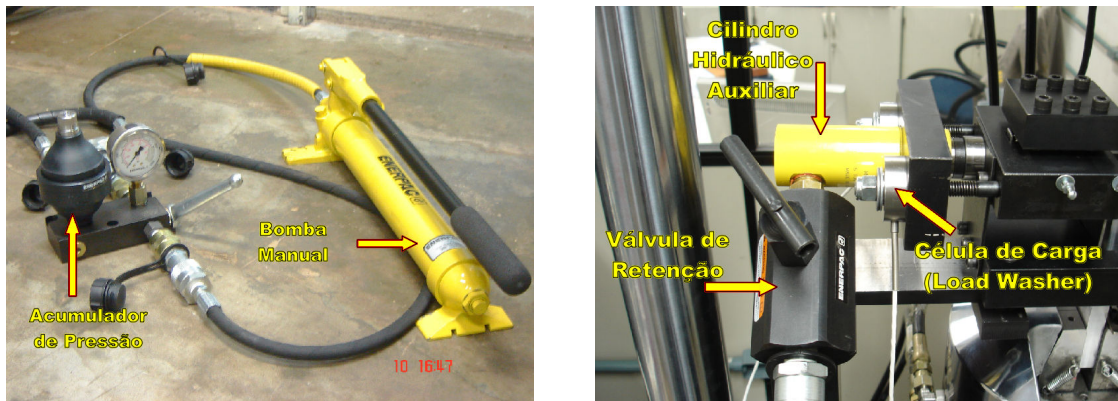


Figura 7.7: *Layout* do dispositivo de *fretting* projetado.

Diferentemente do aparato da Fig. 6.1, o dispositivo proposto não utiliza molas para aplicar a carga normal P e sim um par de Cilindros Hidráulicos Auxiliares. Ao circuito hidráulico dos cilindros foi conectado um acumulador de pressão a gás/óleo. Tal alteração garantirá uma maior confiabilidade na aplicação da carga P em testes de alto número de ciclos onde o desgaste promove perda de material na interface do contato fazendo com que a sapata se desloque em direção ao corpo de prova o que ocasionaria perda de carga no circuito hidráulico. Neste momento o acumulador de pressão (membrana óleo/gás) compensa, de forma extremamente eficaz, a perda de carga devido

a esse pequeno deslocamento da sapata. O sistema hidráulico auxiliar, cujos componentes são mostrados na Fig. 7.8, é composto de: uma bomba manual, um acumulador de pressão com manômetro acoplado, uma mangueira "Y", um par de válvulas de retenção de refluxo e um par de cilindros hidráulicos.



(a)

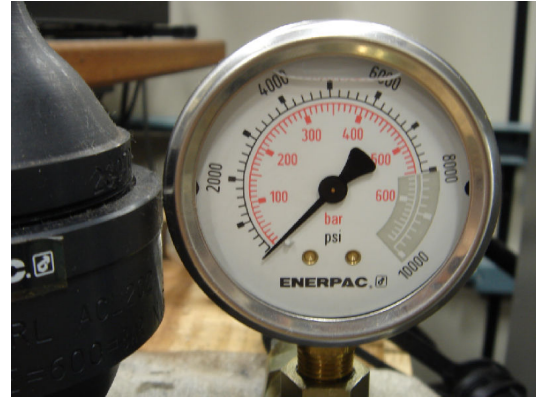
(b)

Figura 7.8: Sistema hidráulico auxiliar e instrumentação: (a) bomba manual e acumulador de pressão; (b) cilindro auxiliar, válvula de retenção e células de carga.

Para medir o valor da carga normal P aplicada têm-se um manômetro acoplado ao acumulador de pressão e duas células de carga (*Load Washer*). A escala do manômetro (*psi* e *bar*) é mostrada na Fig. 7.9(b) e a *Load Washer* e sua posição de montagem são vistas nas Fig. 7.9(a) e 7.8(b), respectivamente. Os sinais das Células de Carga são transduzidos por um módulo de aquisição de sinais e levados para o computador onde podem ser lidos em tempo real e armazenados. Vale Lembrar que cada *Load Washer* mede metade da carga P aplicada pelos cilindros e que sua limitação de carga de trabalho corresponde a uma pressão de 2000*psi* no manômetro. Essas *Load Washers* foram selecionadas para se executar testes de *fretting* em ligas de alumínio, onde as cargas normais são geralmente baixas, entretanto o sistema hidráulico possui capacidade para operar com cargas normais bem mais elevadas, as quais são características de materiais como ligas de Titânio. As especificações e as limitações de operação do sistema Hidráulico Auxiliar e das Células de Carga são detalhadas na Tab. 7.1.



(a)



(b)

Figura 7.9: Instrumentação para medir P : (a) Célula de Carga (*Load Washer*); e (b) Manômetro do Acumulador de Pressão.

Tabela 7.1: Especificações do Sistema Hidráulico Auxiliar e da *Load Washer*.

Componente	Características
Cilindro Hidráulico Auxiliar	Fabricante = ENERPAC Modelo = RC-51 Curso = $1,0in = 25,4mm$ Área Efetiva = $0,99in^2 = 638,7084mm^2$ Capacidade Nominal Máxima = $5tons = 50kN$ Pressão máxima de trabalho = $11.353,55psi / 782,8bar$
Bomba Manual	Fabricante = ENERPAC Modelo = P-39 Pressão máxima de trabalho = $10.000psi / 700bar$
Acumulador de Pressão	Fabricante = ENERPAC Modelo = ACL-202 Gás de Trabalho = Nitrogênio à $100bar$ Volume = $0,19l$ Pressão máxima de trabalho = $5.800psi / 400bar$
Load Washer Load Cell	Fabricante = INTERFACE Modo de Carga = Compressão Modelo = LW 1538-1K Capacidade Nominal = $1000 lbf = 4,45 kN$ Carga Máxima = $1500 lbf = 6,67 kN$

7.3.2 Modelagem Matemática do Dispositivo de *Fretting*

A partir da configuração adotada partiu-se para a modelagem matemática do Dispositivo a fim de se conhecer a relação entre a carga remota de fadiga F_0 e a carga cisalhante Q resultante da rigidez do dispositivo. A Figura 7.10(a) mostra esquematicamente as forças envolvidas no problema. Na modelagem do problema consideraram-se separadamente as diversas partes da montagem corpo de prova/Dispositivo como um sistema simplificado de associação de molas. Assim, a região do corpo de prova onde o contato com as sapatas ocorre é mostrada como um bloco ao qual estão ligados elementos flexíveis que, para efeito de cálculo, são considerados como molas, Fig. 7.10(b). As molas com rigidez k_D representam as duas metades do Dispositivo de *Fretting*, e sendo a associação dessas molas em paralelo, k_D é a metade da rigidez global do dispositivo. As molas com rigidez k_A e k_B representam as partes do corpo de prova acima e abaixo do contato, respectivamente.

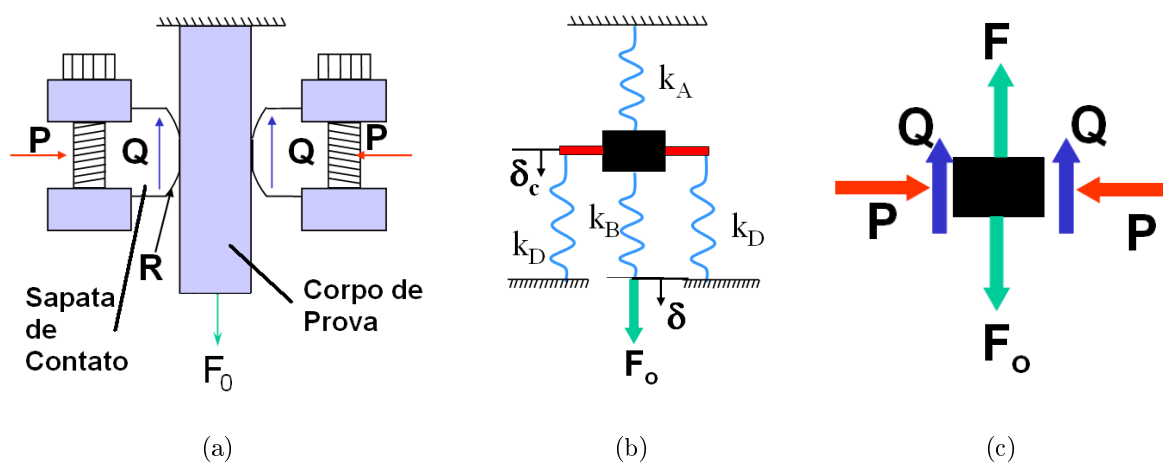


Figura 7.10: Forças envolvidas na modelagem,(a), sistema de molas equivalentes, (b), e diagrama de forças, (c).

Com o diagrama de forças da Fig. 7.10(c) fez-se o balanço da forças verticais, resultando em:

$$2Q = F_0 - F. \quad (7.1)$$

Com base na Fig.7.10(b), relacionou-se as forças aos deslocamentos em cada uma das molas, obtendo-se:

$$F_0 = k_B.(\delta - \delta_c), \quad (7.2)$$

$$F = k_A.\delta_c, \quad (7.3)$$

$$2.Q = 2.k_D.\delta_c. \quad (7.4)$$

Substituindo-se no balanço de forças verticais, Eq. 7.1, as relações das forças verticais com os deslocamentos, Eqs. 7.2 a 7.4, chega-se a relação entre a carga de *fretting* Q e a carga remota de fadiga F_0 , Eq. 7.5.

$$2\delta_c.k_D = F_0 - \delta_c.k_A,$$

$$\delta_c(2k_D + k_A) = F_0,$$

$$k_D\delta_c \left(2 + \frac{k_A}{k_D} \right) = F_0,$$

$$Q = \frac{F_0}{2 + \frac{k_A}{k_D}}. \quad (7.5)$$

Com a Eq. 7.5 é possível relacionar a carga cisalhante Q dada pelo Dispositivo com a carga remota de fadiga F_0 aplicada pelo atuador hidráulico da máquina de ensaios universal, onde k_A é determinado por:

$$k_A = \frac{A_S.E_S}{l_{SA}}, \quad (7.6)$$

e A_S , E_S e l_{SA} são a área da seção, módulo de elasticidade e o comprimento da parte do CP acima do contato, respectivamente.

Cabe ressaltar aqui que a Eq. 7.5 é somente válida quando se considera que o contato esteja em regime de escorregamento parcial, pois a carga Q tem seu valor limite atingido

quando o contato entra em regime de escorregamento total, sendo seu valor dado pelo produto do coeficiente de atrito dinâmico pela carga P . Assim ao utilizar a equação mencionada deve-se ficar atento para a razão Q/P utilizada a qual deve ser menor que o coeficiente de atrito limite.

A determinação da rigidez do Dispositivo, $2k_D$, é um problema um pouco mais elaborado, pois envolve diversos elementos com geometrias relativamente complexas bem como juntas parafusadas. A fim de simplificar o problema, desprezaram-se nos cálculos de rigidez os seguintes componentes: as juntas parafusadas, a Base do Dispositivo, a Base do Suporte e o Suporte das Sapatas, ver Fig. 7.7. Tais componentes foram considerados rígidos, ou seja, de rigidez infinita se comparados aos demais. Como dito na seção 7.3.1 a Coluna Vertical e os Diafragmas atuam como molas de tração e a Viga Flexível atua como uma mola de flexão. Desse modo, o Dispositivo pôde ser considerado como uma associação de molas, como mostrado na Fig. 7.11, onde precisa-se determinar as rigidez k_1 , k_2 e k_3 das partes que o compõe: Colunas Verticais, Vigas Flexíveis e Diafragmas, respectivamente.

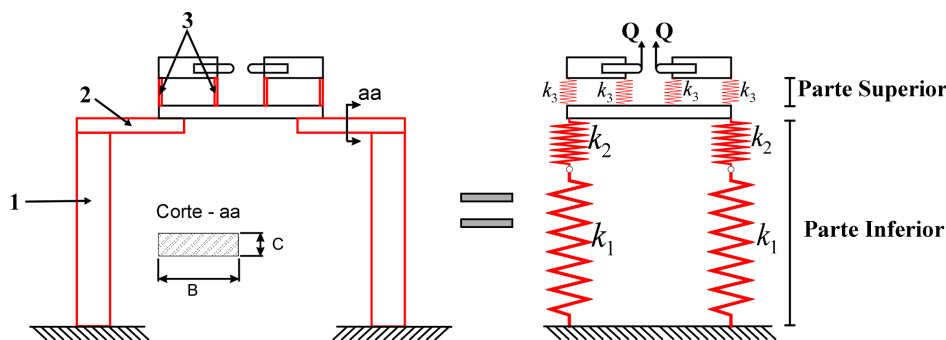


Figura 7.11: Associação de Molas equivalentes assumida para a modelagem da rigidez do Dispositivo de *Fretting*.

Sendo k_1 , k_2 e k_3 dados por:

$$k_1 = \frac{E_1 \cdot A_1}{l_1} \quad (7.7)$$

$$k_2 = E_2 \cdot B \left(\frac{C}{A} \right)^3 \quad (7.8)$$

$$k_3 = \frac{E_3 \cdot A_3}{l_3} \quad (7.9)$$

onde A_1 , E_1 e l_1 são a área da seção, módulo de elasticidade e o comprimento da Coluna Vertical, respectivamente. E_2 , A , B e C são o módulo de elasticidade, o comprimento, a largura e a altura da viga flexível, respectivamente. E A_3 , E_3 e l_3 são a área da seção, módulo de elasticidade e o comprimento de um diafragma, respectivamente. As Eqs. 7.7 e 7.9 foram obtidas calculando a rigidez de um barra trabalhando à tração. A Eq. 7.8 para a Viga Flexível foi obtida calculando a rigidez de uma barra trabalhando à flexão considerando engastamento na extremidade que fica acoplada à Coluna Vertical e restrição à rotação na ponta oposta, acoplada à Base do Suporte.

A rigidez da parte inferior do dispositivo, k_I , pode assim ser determinada considerando k_1 e k_2 numa associação em série e considerando também que esse par está em paralelo com outro par k_1/k_2 .

$$k_I = 2 \cdot \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (7.10)$$

A rigidez da parte superior do dispositivo, k_S , é obtida do cálculo hiperestático detalhado abaixo. Tal procedimento foi considerado necessário uma vez que a linha de ação da carga Q não passa pelo ponto médio entre os dois Diafragmas, os quais trabalham como molas de tração, sendo assim duvidoso assumir que as molas estejam em uma associação em paralelo comum. A Fig. 7.12 irá auxiliar nesse desenvolvimento.

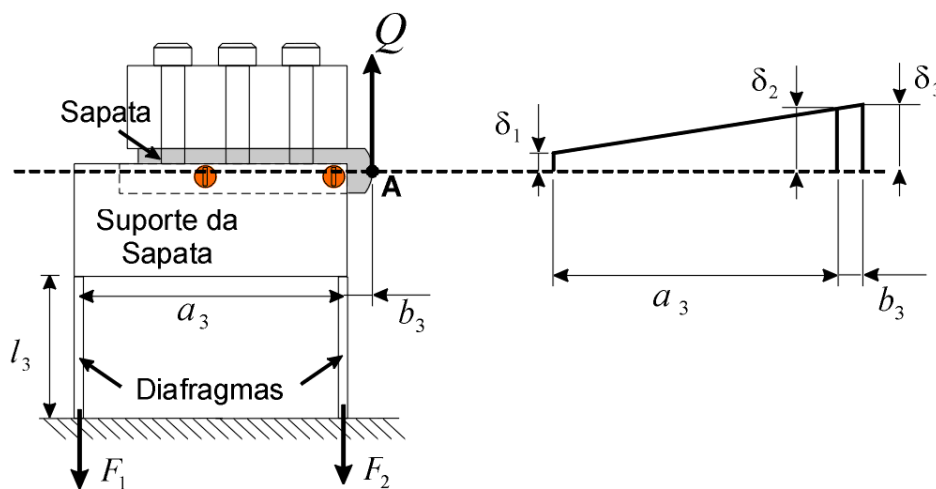


Figura 7.12: Modelagem hiperestática para cálculo da rigidez equivalente da parte superior do Dispositivo.

Considerando agora um par de Diafragmas ligados ao Suporte da Sapata, ver Fig. 7.12,

pode-se calcular a rigidez equivalente k_{eq} do conjunto por:

$$k_{eq} = \frac{k_s}{2} = \frac{Q}{\delta_3}, \quad (7.11)$$

Fazendo o equilíbrio de forças e momentos (em relação ao ponto A) a partir da Fig. 7.12 tem-se:

$$\sum F = Q - F_1 - F_2 = 0 \quad (7.12)$$

$$\sum M_A = F_1 \cdot (a_3 + b_3) + F_2 \cdot b_3 = 0 \quad (7.13)$$

Os deslocamentos δ_1 e δ_2 são correlacionados com a força nos Diafragmas por:

$$\delta_1 = \frac{F_1}{k_3} = F_1 \cdot \frac{l_3}{E_3 \cdot A_3} \quad (7.14)$$

$$\delta_2 = \frac{F_2}{k_3} = F_2 \cdot \frac{l_3}{E_3 \cdot A_3} \quad (7.15)$$

Assumindo como válida a hipótese de que o suporte é rígido e os diafragmas deslocem-se apenas verticalmente, δ_1 , δ_2 e δ_3 podem ser relacionados através da Fig. 7.12(b):

$$\frac{\delta_2 - \delta_1}{a_3} = \frac{\delta_3 - \delta_1}{a_3 + b_3} \quad (7.16)$$

Isolando F_1 na Eq. 7.13 tem-se:

$$F_1 = -\frac{b_3}{a_3 + b_3} \cdot F_2 \quad (7.17)$$

Substituindo a Eq. 7.17 na Eq. 7.12 e isolando F_2 , chega-se a:

$$F_2 = Q \cdot \frac{a_3 + b_3}{a_3} \quad (7.18)$$

Finalmente, substituindo a Eq. 7.17 na Eq. 7.14 e a Eq. 7.18 na Eq. 7.15 e os respectivos resultados na Eq. 7.16 tem-se:

$$\left(F_2 \cdot \frac{l_3}{E_3 \cdot A_3} - F_1 \cdot \frac{l_3}{E_3 \cdot A_3} \right) \cdot \frac{a_3 + b_3}{a_3} = \frac{Q}{k_{eq}} - F_1 \cdot \frac{l_3}{E_3 \cdot A_3}, \quad (7.19)$$

onde isolando k_{eq} tem-se:

$$k_{eq} = \frac{E_3 \cdot A_3}{l_3 \cdot \gamma} \quad (7.20)$$

$$\gamma = \left(\frac{a_3 + b_3}{a_3} \right)^2 + \frac{b_3 \cdot (a_3 + b_3)}{a_3^2} - \frac{b_3}{a_3} \quad (7.21)$$

Sendo γ denominado de fator alinhamento da carga Q em relação ao ponto médio entre os diafragmas.

Obtidos k_{eq} e k_I pode-se finalmente calcular a rigidez $2k_D$ do Dispositivo pela Eq. 7.22.

$$k_D = \frac{\frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \cdot k_{eq}}{\frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} + k_{eq}} \quad (7.22)$$

Com k_D calculado, pode-se relacionar, através da Eq. 7.5, as cargas Q e F_0 com as características geométricas e de elasticidade do material do Dispositivo e do corpo de prova.

Foi verificado, na Eq. 7.5, através de cálculos pré-eliminares que os parâmetros l_{SA} e C são as principais grandezas geométricas que determinam a resposta do Dispositivo quando o corpo de prova é submetido a uma carga remota de fadiga, ou seja, são parâmetros governantes da relação Q/F_0 obtida do dispositivo. Assim, para um corpo de prova de dimensões determinadas pode-se isolar a altura da viga flexível C em função dos outros parâmetros substituindo a Eq. 7.22 e a Eq. 7.6 na Eq. 7.5 resultando em:

$$C = \sqrt[3]{\frac{A^3}{E_2 \cdot B} \cdot \frac{\alpha \cdot k_{eq} \cdot k_1}{k_1 \cdot k_{eq} - \alpha k_1 + k_{eq}}} \quad (7.23)$$

$$\alpha = \frac{k_A}{\frac{F_0}{Q} - 2} \quad (7.24)$$

Da Equação 7.5, é possível ainda notar que pode-se variar a carga Q mantendo F_0 constante. Para tal, basta variar o comprimento do CP acima do contato l_{SA} . Portanto, é indispensável que o CP tenha um comprimento útil suficiente a fim de possibilitar a variação da sua posição vertical de montagem e, assim, variar o comprimento do CP acima do contato.

A Tabela 7.2 explicita o cálculo da semi-rigidez do dispositivo de acordo com as dimensões utilizadas para a sua fabricação. Pode-se notar que k_2 e k_D têm valores muito próximos para as dimensões utilizadas e que k_1 e k_{eq} são de ordem superior a k_D , podendo-se, neste caso, considerar os Diafragmas e a Coluna Vertical como elemento rígidos.

Nesse trabalho, sugere-se que caso seja necessário alterar a rigidez do Dispositivo, a mesma seja feita mudando a altura da viga flexível C . Assim, para investigar se a hipótese de considerar os Diafragmas e a Coluna Vertical como elementos rígidos é válida para qualquer C , traçou-se o gráfico de k_2 e k_D contra C na Fig. 7.13. Nessa figura nota-se que esta hipótese é razoável quando $C < 15mm$ onde a curva tracejada está próxima da curva contínua, ou seja, k_D é próximo de k_2 . Entretanto o mesmo não é válido para quando C assume valores maiores. No caso em que $C = 30mm$ nota-se que k_2 é da mesma ordem de grandeza de k_{eq} e k_1 (veja Tab. 7.2), ou seja, a rigidez da Viga Flexível é da mesma ordem de grandeza da rigidez dos Diafragmas e mais próxima da rigidez das Colunas Verticais. Assim, recomenda-se certo cuidado ao assumir a hipótese de que o único elemento de baixa rigidez seja a Viga Flexível. A rigidez dos demais elementos só pode ser desprezada quando um elemento tiver rigidez muito inferior à dos outros, sendo portanto este componente governante do problema e assim para $C < 15mm$ pode-se simplificar a rigidez do dispositivo como sendo igual a da Viga Flexível.

Tabela 7.2: Dados para o cálculo da rigidez do Dispositivo k_D .

Diafragmas		Viga Flexível	
E_3 (MPa)	210000	E_2 (MPa)	210000
l_3 (mm)	60	A (mm)	100
A_3 (mm ²)	180	B (mm)	60
a_3 (mm)	75	C (mm)	11
b_3 (mm)	10	k_2 (N/mm)	1,677E+04
γ	1,302		
k_3 (N/mm)	6,300E+05		
k_{eq} (N/mm)	4,838E+05		
Coluna Vertical		Dispositivo	
E_1 (MPa)	210000	k_1 (N/mm)	2,369E+06
l_1 (mm)	390	k_2 (N/mm)	1,677E+04
A_1 (mm ²)	4400	k_3 (N/mm)	6,300E+05
k_1 (N/mm)	2,369E+06	k_{eq} (N/mm)	4,838E+05
		k_D (N/mm)	1,610E+04

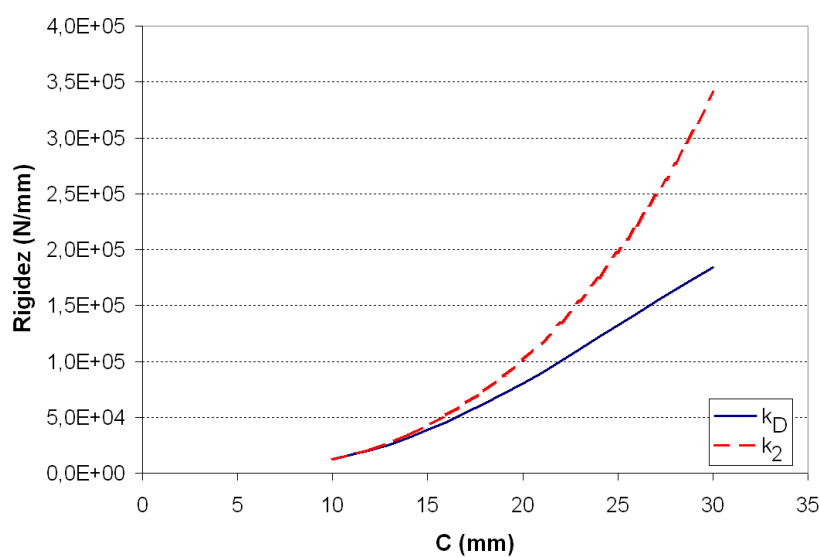


Figura 7.13: Variação da rigidez k_2 e k_D em função da altura da viga flexível C .

8 COMISSIONAMENTO DO DISPOSITIVO E TESTES

8.1 CALIBRAÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO

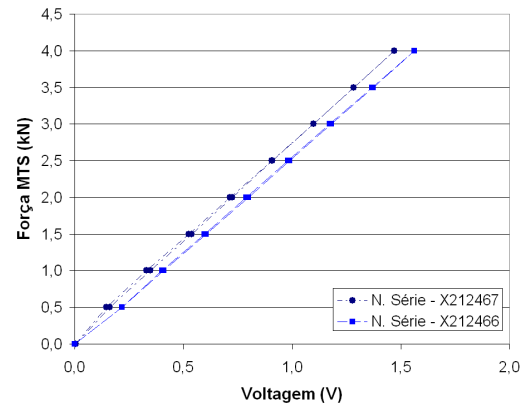
Como dito anteriormente o aparato experimental possui um sistema hidráulico e instrumentação próprios. Nesta seção será mostrado como se executou a calibração da instrumentação: Manômetro e Célula de Carga (*Load Washer*). As *Load Washers* são utilizadas para medir a carga normal de contato aplicada pelo cilindro hidráulico auxiliar sendo que cada uma mede metade da carga.

As *Load Washers* (LW) foram calibradas a partir da célula de carga da máquina de ensaios universal (MTS-810). Para tal, usaram-se dois suportes que presos à garra da MTS proviam duas superfícies paralelas, sendo a *Load Washer* posicionada entre as mesmas como mostrado na Fig 8.1(a). Os sinais de tensão da *Load Washer* eram lidos em um módulo de aquisição de sinais (ADS 2000 Lynx) e mostrados em tempo real no computador. Assim relacionou-se a voltagem de resposta da *Load Washer* em V com a carga em kN dada pela célula de carga da MTS. O ponto de força zero foi anotado quando a *Load Washer* estava fora do suporte. Os demais pontos de força foram obtidos utilizando-se o modo de controle de força da MTS, sendo a curva de calibração (ou função de transferência) da *Load Washer* obtida durante o carregamento e o descarregamento. O mesmo processo foi repetido para a outra *Load Washer*. A Tabela 8.1 mostra os dados de força lidos na MTS e de tensão de resposta das *Load Washers* para a calibração em que as mesmas são identificadas pelo seu número de série. A Figura 8.1 (b) mostra graficamente a voltagem nas *Load Washers* contra força dada pela célula de carga da MTS em um ciclo de carregamento e descarregamento.

Os dados de calibração das *Load Washers* foram gravados no *software* do módulo de aquisição de sinais de modo que a conversão de voltagem para força, kN , passasse a ser automática. E finalmente, as *Load Washers* foram montadas no Dispositivo de *Fretting*



(a)



(b)

Figura 8.1: (a) *Load Washer* posicionada entre os suportes durante sua calibração na MTS e (b) curvas de calibração das *Load Washers*.

Tabela 8.1: Dados das curvas de calibração das *Load Washers*.

N. Série - X212467		N. Série - X212466	
kN	V	kN	V
0,0	0,0040	0,0	0,0009
0,5	0,1624	0,5	0,2176
1,0	0,3488	1,0	0,4031
1,5	0,5368	1,5	0,5954
2,0	0,7239	2,0	0,7880
2,5	0,9100	2,5	0,9805
3,0	1,0989	3,0	1,1731
3,5	1,2820	3,5	1,3669
4,0	1,4706	4,0	1,5616
3,5	1,2817	3,5	1,3718
3,0	1,0974	3,0	1,1807
2,5	0,9070	2,5	0,9897
2,0	0,7144	2,0	0,7977
1,5	0,5240	1,5	0,6049
1,0	0,3299	1,0	0,4108
0,5	0,1471	0,5	0,2173
0,0	0,0015	0,0	0,0006

como mostrado na Fig. 7.8 (b) onde sua resposta foi comparada com a força obtida à partir da pressão do manômetro multiplicada pela área efetiva do cilindro hidráulico. Para tal, fixou-se um corpo de prova nas garras da MTS e posicionou-se as sapatas de modo a eliminar ao máximo a perda de carga, pela flexão dos Diafragmas. Assim, cargas crescentes foram aplicadas pelo sistema hidráulico auxiliar através de sua bomba manual e a força obtida do manômetro foi comparada com a soma das forças lidas nas *Load Washers* como mostrado na Tab. 8.2.

Tabela 8.2: Dados do teste das *Load Washers* montadas no Dispositivo.

Pressão	Força	LW1 (<i>kN</i>)	LW2 (<i>kN</i>)	LW1 + LW2 (<i>kN</i>)
Manômetro (<i>psi</i>)	Manômetro(<i>kN</i>)	X212467	X212466	
0	0,000	-0,087	0,007	0,080
400	1,761	-0,878	-0,562	1,440
600	2,642	-1,458	-1,120	2,578
800	3,523	-1,864	-1,514	3,378
1000	4,404	-2,353	-1,976	4,329
1200	5,284	-2,753	-2,345	5,098
1400	6,165	-3,299	-2,862	6,161
1600	7,046	-3,617	-3,170	6,787
1800	7,927	-4,154	-3,704	7,858

A Figura 8.2 mostra o gráfico da pressão do manômetro contra a soma das forças lidas nas *Load Washers*. O erro do manômetro é de $100psi$ que convertido em força corresponde à $0,44kN$, assim, na referida figura, também se vê duas curvas tracejadas que correspondem à força obtida do manômetro acrescida e subtraída do seu erro. Nota-se da figura que a força lida pelas *Load Washers* está contida dentro da faixa de erro do manômetro.

8.2 FILME SENSÍVEL À PRESSÃO E O ALINHAMENTO DA SAPATA

Como já mencionado sapatas cilíndricas requerem que o alinhamento do contato com o corpo de prova seja garantido a fim de evitar uma distribuição de pressão não uniforme na direção transversal ao corpo de prova. O alinhamento é realizado usando-se um

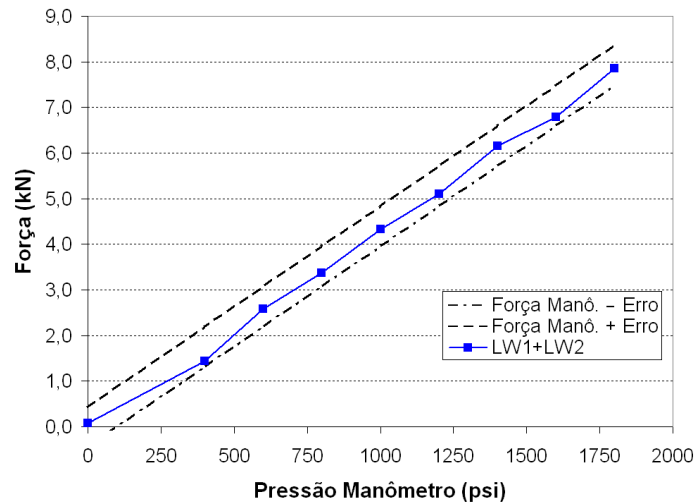


Figura 8.2: Força obtida das *Load Washers* entre as barras de erro da força obtida do manômetro contra a pressão.

Filme Sensível a Pressão (FSP) da Fuji (Pressure Measuring Film - FUJI PRESCALE FILM) onde é possível verificar se a distribuição de pressão está uniforme ao longo da largura do corpo de prova. A Figura 8.3 mostra um par de sapatas e suas marcas no FSP após a aplicação de uma carga normal de $7,9kN$.

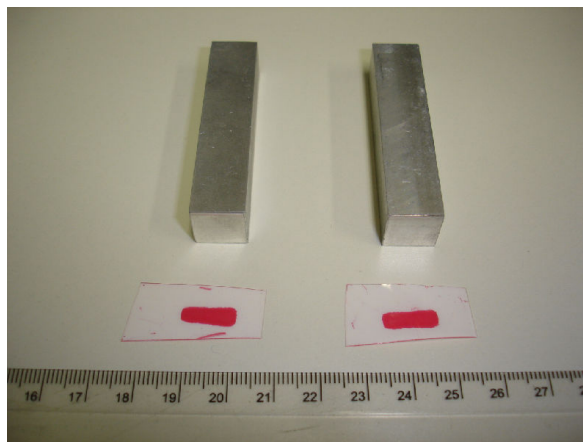


Figura 8.3: Par de sapatas e filme sensível a pressão marcado após se comprimir as sapatas contra o corpo de prova com uma carga de $7,9kN$.

Na Figura 8.4(a) pode-se ver de forma esquemática um contato sapata/corpo-de-prova perfeitamente alinhado resultando em um distribuição de pressão uniforme ao longo do eixo z . A Figura 8.4(b) mostra um exemplo onde a superfície da sapata está alinhada com a superfície do corpo de prova mas a sapata encontra-se deslocada em relação ao eixo z . Tal configuração é indesejável pois causa concentrações de tensões nas bordas do contato (Efeito de Borda). Na Figura 8.4(c) tem-se um exemplo de contato desalinhado onde o eixo da sapata não está paralelo à superfície do espécime causando concentração

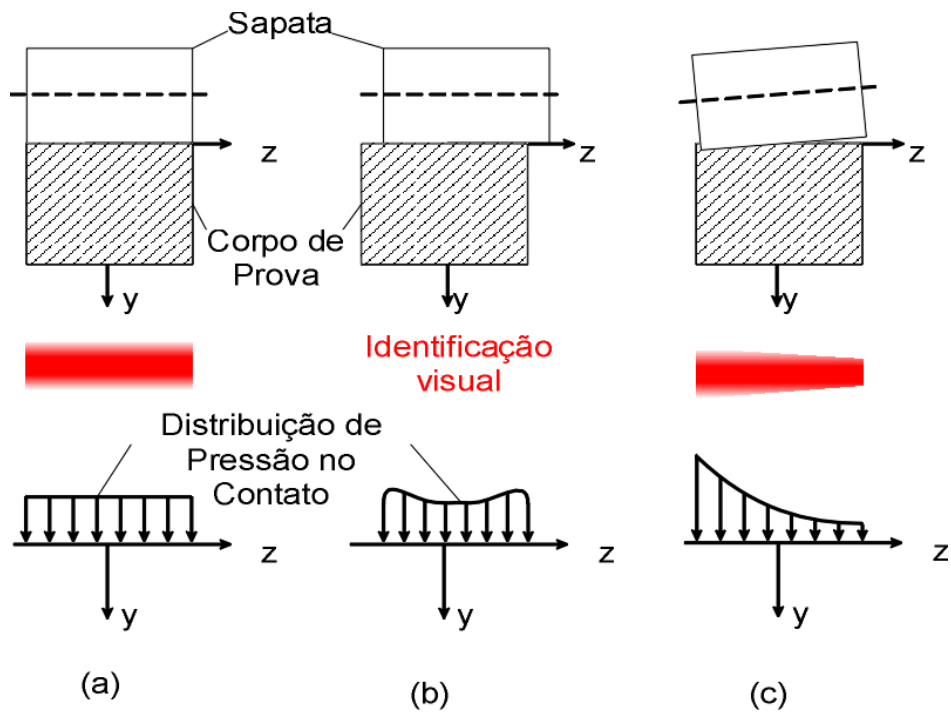


Figura 8.4: Condição de alinhamento, tipo de marca característica em FSP e distribuição de pressão na direção z : (a) perfeitamente alinhado, (b) Efeito de Borda e (c) desalinhamento.

de tensão do lado esquerdo.

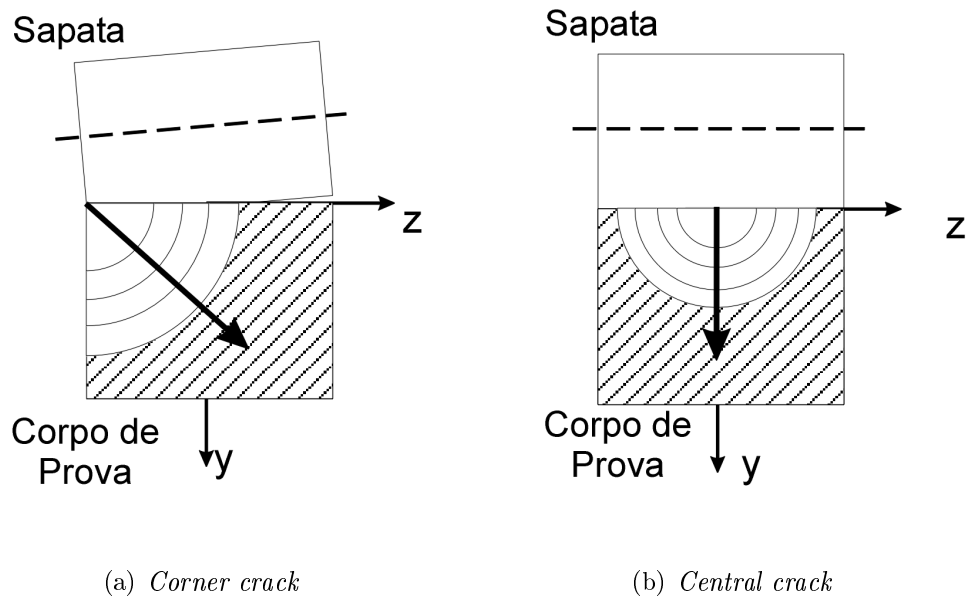


Figura 8.5: Diagrama esquemático mostrando o local de iniciação e direção de propagação para (a) *corner crack* originada por desalinhamento da sapata e (b) *central crack* originada em contatos perfeitamente alinhados.

Como mostrado na Fig. 8.5(a), casos onde ocorre concentração de tensão nas bordas do contato, devido ao desalinhamento da sapata, podem provocar a nucleação e propa-

gação da trinca a partir da borda do corpo de prova. Esse tipo de trinca foi denominada de trinca de borda (*corner crack* - Nowell,1988). Devido ao seu surgimento estar associado a um desalinhamento da montagem a mesma deve ser considerada como um fenômeno anômalo, e os testes que apresentaram este tipo de falha são descartados. Essas trincas fazem com que a vida do corpo de prova seja inferior ao que realmente ela seria caso a trinca se iniciasse no centro do corpo de prova (*central crack*), Fig. 8.5.

O filme sensível à pressão é composto de três camadas como mostrado na Fig. 8.6. A primeira camada é uma base de poliéster (*Polyester Base*), a segunda é a camada de formação da cor (*Color-developing layer*) e a terceira é composta de micro-cápsulas preenchidas por um reagente (*Micro-encapsuled color forming layer*). Quando pressão é aplicada sobre o filme as micro-cápsulas se rompem liberando o reagente que entra em contato com a segunda camada a qual assume uma coloração vermelha. As micro-cápsulas são projetadas de modo a reagir de acordo com o nível de pressão e assim a densidade da coloração indica o nível de pressão. A Figura 8.7 mostra marcas obtidas a partir da digitalização de um FSP usado no alinhamento de um dos testes do Dispositivo. Nota-se a diferença marcante entre uma marca com sapatas alinhadas, Fig. 8.7 (a), e uma marca com sapatas desalinhadas, Fig. 8.7 (b).

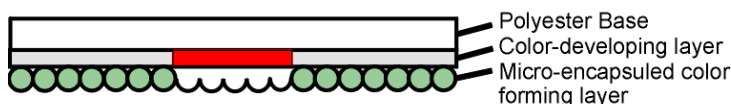


Figura 8.6: As três camadas do FSP com uma região central onde pressão foi aplicada rompendo as micro-cápsulas formando a marca vermelha na segunda camada do filme.

O filme usado é do tipo *MEDIUM PRESSURE - MS (Mono Sheet Type)* e sua faixa de pressão é $10MPa$ à $50MPa$. Pressões abaixo de $10MPa$ não alteram a coloração do filme e pressões maiores que $50MPa$ resultam em um marca vermelha. Pressões intermediárias resultam em colocações intermediárias entre branco e vermelho. Uma peculiaridade no uso desse filme é que a pressão de pico para testes em alumínio é da ordem de 100 a $300MPa$, ou seja excedem em muito a capacidade do filme resultando em marcas quase totalmente vermelhas, mas onde ainda é possível verificar o alinhamento ou o desalinhamento das sapatas. Entretanto, o aconselhável é utilizar uma carga normal suficiente para que a distribuição de pressão seja da ordem de grandeza da faixa de operação do filme, pois assim além de se verificar um possível desalinhamento com

maior confiabilidade, pode-se também averiguar a qualidade do acabamento superficial do corpo de prova ou da sapata. Além do mais, se a sapata se encontrar inicialmente muito desalinhada, uma carga normal alta pode levar a uma plastificação local, ocasionada pela concentração de tensão, inutilizando a sapata e o corpo de prova. Uma estimativa razoável da carga P para evitar esse problema durante o alinhamento pode ser obtido da formulação exposta no Cap. 2, mantendo-se a tensão de *Von Mises* abaixo da tensão de escoamento do material por um fator de segurança alto.

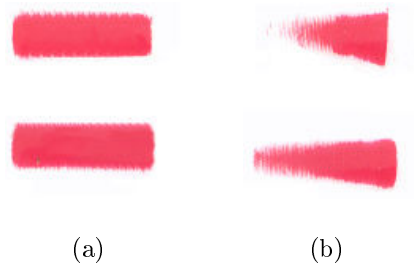


Figura 8.7: Marcas digitalizadas de um FSP após a aplicação de uma carga normal de 7,9kN correspondendo a: (a) par de sapatas alinhadas e (b) par de sapatas desalinhadas.

Para se executar o alinhamento das sapatas com relação ao corpo de prova, o Suporte das Sapatas (ver Fig. 7.7) possui quatro parafusos de passo fino que permitem alinhá-las em relação ao corpo de prova. Nas Figuras 8.8(a), (b) e (c) mostra-se um vista lateral do Suporte das Sapatas, uma vista de topo do suporte com uma sapata desalinhada em relação ao CP e uma vista de topo do suporte com a sapata alinhada, respectivamente. O rasgo para colocar as sapatas nesse suporte é feito com uma largura ligeiramente maior que a largura da sapata permitindo um pequeno curso angular da sapata. Assim, com os parafusos de fixação da sapata frouxos (Fig. 8.8(a)) e utilizando os parafusos de passo fino, pode-se obter o ajuste do alinhamento das sapatas. Na Figura 8.8 (b) a sapata está inicialmente desalinhada com relação ao corpo de prova. Na 8.8 (c) a sapata tem seu alinhamento efetuado mediante uma pequena rotação no sentido horário através do uso os parafusos de passo fino (ou parafusos de alinhamento).

8.3 TESTES DE COMISSIONAMENTO DO DISPOSITIVO

Depois de calibrar a instrumentação, partiu-se para verificação/calibração do Dispositivo de *Fretting* onde foi verificada sua resposta, Q , para diferentes cargas aplicadas

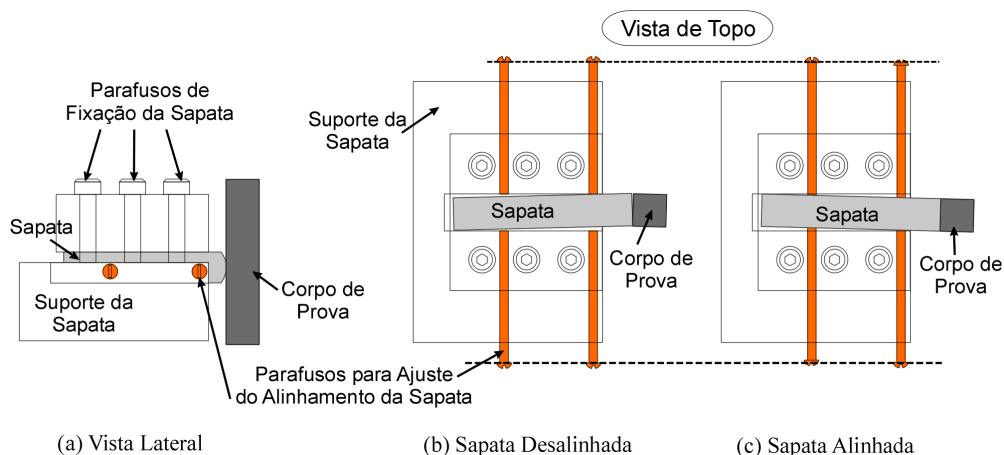


Figura 8.8: Sistema de alinhamento da Sapata: (a) vista lateral da montagem da sapata no suporte, (b) vista de todo da sapata desalinhada em relação ao CP, (c) vista de topo da sapata alinhada em relação ao CP.

pelo atuador da MTS, F_0 . Testes com cargas F_0 estáticas e cíclicas foram utilizados para averiguar o comportamento do Dispositivo. Variou-se também o posicionamento vertical do corpo de prova em relação ao dispositivo, ou seja, o tamanho do corpo de prova acima do contato, l_{SA} . Em todos esses testes avaliaram-se as cargas lidas nas células de carga do Dispositivo e da MTS permitindo assim a obtenção de medidas experimentais da rigidez do dispositivo, através da Eq. 7.5, as quais foram comparadas com a rigidez obtida pela Eq. 7.22. A Figura 8.9 mostra o Dispositivo completo montado na máquina MTS-810 no Laboratório de Ensaios Mecânicos da UnB.

Antes de iniciar os testes variando-se l_{SA} , determinou-se o coeficiente de atrito da superfície virgem (sem desgaste) através de um teste, em comando manual de força, onde a carga F_0 foi aumentada gradativamente resultando no gráfico da Fig. 8.10 de Q contra F_0 . Verifica-se na figura que a força de atrito tem um valor limite o qual é atingido quando a curva atinge o patamar horizontal onde $Q = 1,0kN$, ou seja, ocorre escorregamento total da sapata em relação à superfície do corpo de prova. No momento do teste a força normal era $P = 7,927kN$ o que resultou em um coeficiente de atrito $f = 0,126$. Assim adotou-se para os testes de rigidez uma carga normal $P = 7,927kN$ e uma carga cisalhante $Q < 1,0kN$ de modo que as condições da Eq. 7.5 fossem satisfeitas, como discutido na Subseção 7.3.2.

As sapatas e os corpos de prova utilizados nos testes eram em alumínio 7050 – T7451 cujo módulo de elasticidade é $E = 73,4GPa$. No teste de rigidez com carga F_0 estática

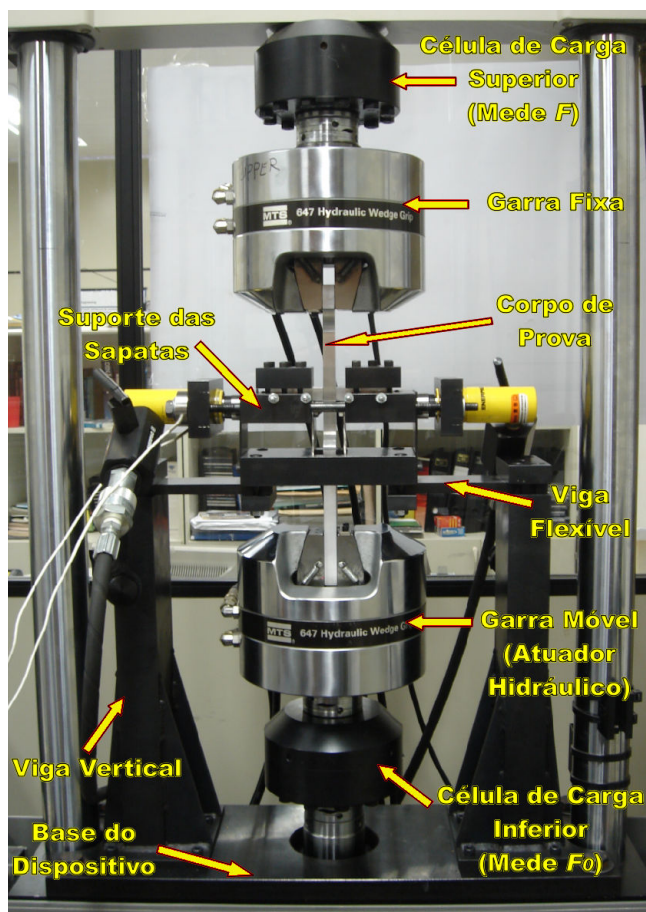


Figura 8.9: Montagem do Dispositivo de *Fretting* na máquina MTS-810 do laboratório de ensaios mecânicos do ENM-UnB

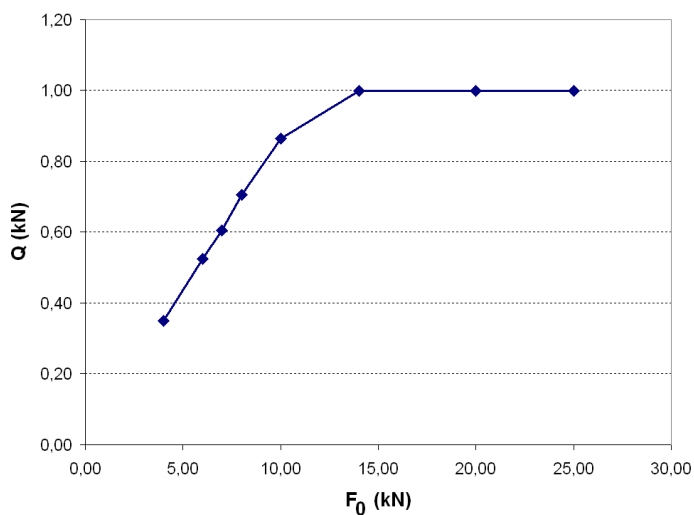


Figura 8.10: Gráfico do teste de determinação do coeficiente de atrito limite mostrando Q contra F_0 e o limite da força de atrito na superfície virgem do CP de alumínio ($P = 7,927kN$).

(TRE) o CP tinha uma área de seção $A_s = 11,50mm \times 11,50mm = 132,25mm^2$ e um comprimento útil $l_s = 132mm$. No teste de rigidez com carga F_0 cíclica (TRC) o CP tinha uma área de seção $A_s = 13,10mm \times 12,85mm = 168,34mm^2$ e um comprimento

útil $l_S = 105mm$.

Para executar os testes fixou-se primeiramente o CP nas garras inferior e superior da MTS e através de controle manual zerou-se a força lida nas células de carga da máquina. Em seguida aplicou-se a carga normal P de 7,927. Ao aplicar P apareceu uma pré-carga compressiva da ordem de $0,30kN$ na célula de carga superior enquanto que a célula de carga inferior permaneceu zerada devido a ação do controle manual de força. Essa pré-carga é provavelmente associada a algum tipo de deformação elástica do CP quando se aplicou a carga normal. Essa pré-carga foi anotada em todos os testes e seu módulo adicionado à força lida na célula de carga superior, obtendo-se assim o valor de F .

A Tabela 8.3 lista para o TRE a força nas células da carga superior e inferior (F e F_0 , respectivamente), o comprimento e a rigidez do CP acima do contato (l_{SA} e k_A , respectivamente), a carga cisalhante Q , a razão F_0/Q e a semi-rigidez do Dispositivo k_D .

A Tabela 8.4 lista para o TRC as medidas da amplitude de força e força média para as células da carga superior e inferior (F e F_0 , respectivamente), o comprimento e a rigidez do CP acima do contato (l_{SA} e k_A , respectivamente), a amplitude da carga cisalhante Q , a amplitude da razão F_0/Q e a semi-rigidez do Dispositivo k_D .

Tabela 8.3: Dados obtidos do teste de rigidez estático, TRE.

l_{SA} (mm)	F (kN)	F_0 (kN)	Q (kN)	F_0/Q	k_A (N/mm)	k_D (N/mm)
132	8,27	10	0,865	11,56	73539,0	7691,8
122	8,41	10	0,798	12,54	79566,8	7549,6
112	8,41	10	0,795	12,58	86671,0	8193,0
102	8,45	10	0,775	12,90	95168,1	8728,4
92	8,50	10	0,750	13,33	105512,5	9309,9
82	8,60	10	0,700	14,29	118379,9	9635,6
72	8,68	10	0,660	15,15	134821,5	10251,4

Os dados do TRE e do TRC das Tab. 8.3 e 8.4 são mostrados nos gráficos da Fig. 8.11 e comparados com as estimativas teóricas. Na Fig. 8.11 (a) nota-se que a curva de k_A

Tabela 8.4: Dados obtidos do teste de rigidez cíclico,TRC.

l_{SA} (<i>mm</i>)	$F^{(a)}$ (<i>kN</i>)	$F^{(m)}$ (<i>kN</i>)	$F_0^{(a)}$ (<i>kN</i>)	$F_0^{(m)}$ (<i>kN</i>)	$Q^{(a)}$ (<i>kN</i>)	$F_0/Q^{(a)}$	k_A (<i>N/mm</i>)	k_D (<i>N/mm</i>)
105	6,8010	-0,3323	7,8317	0,0131	0,515	15,20	117674,2	8916,8
95	6,8541	-0,3239	7,8361	0,0185	0,491	15,96	130060,9	9317,0
85	6,9167	-0,3421	7,8475	0,0384	0,465	16,86	145362,2	9780,9
75	6,9856	-0,2810	7,8698	0,0461	0,442	17,80	164743,9	10426,2
65	7,0280	-0,3426	7,8406	0,0374	0,406	19,30	190089,1	10989,4
55	7,0917	-0,3054	7,8632	0,0550	0,386	20,38	224650,7	12219,8

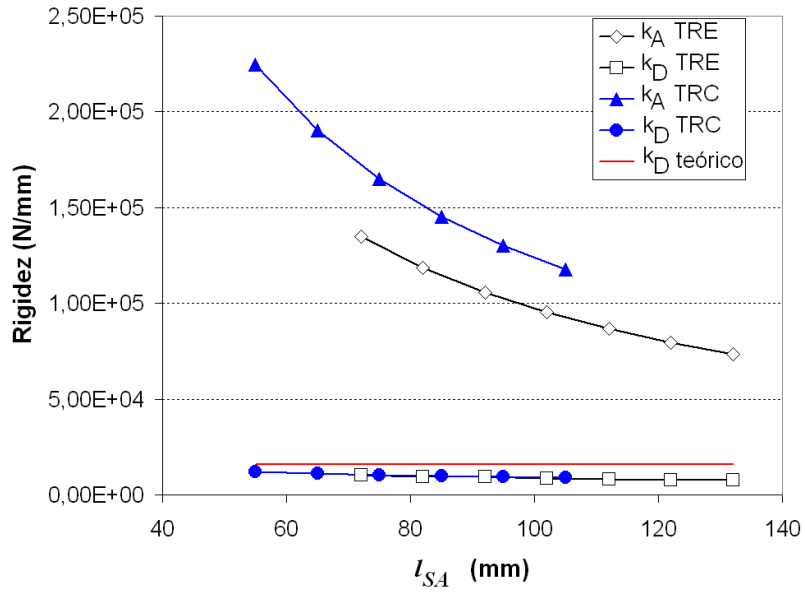
^(a): relativo à amplitude da força

^(m): relativo à força média

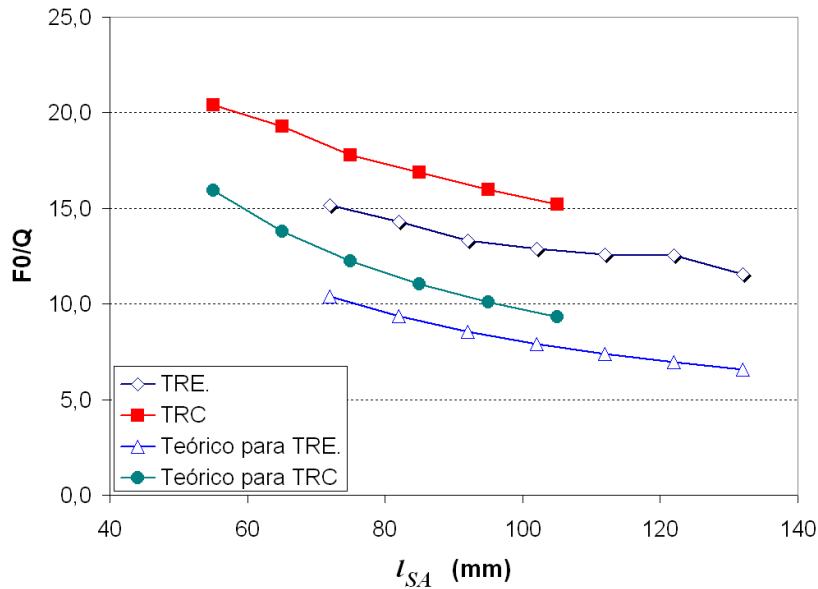
para o TRE está sempre abaixo da curva de k_A para o TRC devido à área de seção do CP para o TRE ser menor. Nota-se também que o k_D obtido experimentalmente durante o TRE e o TRC são da mesma ordem de grandeza do k_D teórico obtido pela formulação analítica da Subseção 7.3.2, mas estão abaixo da estimativa analítica.

Como conhecido da associação de molas, quando se monta uma mola em série com outra mola, a rigidez resultante do conjunto é sempre menor do que a rigidez individual de cada uma delas. Tal fato também é verificado no presente trabalho, onde foram desprezados na formulação analítica alguns elementos com parafusos, base do dispositivo e outros os quais estão associados em série com os demais. Isso pode explicar o fato dos resultados mostrarem que a rigidez experimental do dispositivo está abaixo da obtida pela formulação analítica.

A Figura 8.11 (b) mostra a resposta F_0/Q do Dispositivo quando variou-se l_{SA} no TRE e no TRC. Também é mostrada a resposta teórica esperada para o TRE e para o TRC a qual foi obtida usando-se o k_D teórico e a Eq. 7.5. Nota-se que a faixa de F_0/Q obtida no TRC ficou acima da faixa do TRE devido à área de seção do CP do TRC ser maior fazendo com que o CP se deformasse menos e portanto induzindo uma carga Q menor no Dispositivo, o qual trabalha essencialmente como uma mola. Nota-se também que F_0/Q no TRC está na faixa entre 15,2 e 20,4 e a previsão teórica entre 9,3 e 15,9, já no TRE a faixa obtida é de 11,5 a 15,1 e a previsão teórica entre 6,7 e 10,4. Ou seja,



(a)



(b)

Figura 8.11: Gráficos obtidos do TRE e do TRC, carga normal $P = 7,927$, mostrando (a) a rigidez k_A , k_D experimental e k_D teórico contra l_{SA} e (b) a resposta experimental e teórica do dispositivo F_0/Q em função de l_{SA} .

apesar de o k_D experimental ser da mesma ordem de grandeza do obtido teoricamente, essa diferença implica em uma alteração sensível na faixa de resposta, F_0/Q em função de l_{SA} , obtidas teórica e experimentalmente.

Portanto, recomenda-se que caso seja necessário usar uma Viga Flexível de altura C diferente ou um CP de material ou dimensões diferentes das testadas aqui, então se

deve proceder a um novo levantamento da resposta F_0/Q para essa nova situação. Tal procedimento é sempre necessário nesse tipo de Dispositivo que trabalha como mola e é reportado em trabalhos de diversos autores que optaram por essa configuração.

A mínima razão F_0/Q é obtida para cada viga quando se posiciona o CP na posição que permita o maior comprimento l_{AS} o qual está limitado pelas restrições de comprimento do CP confeccionado e da manutenção de uma distância segura entre o dispositivo e as garras hidráulicas da máquina de ensaios universais. A mínima razão F_0/Q é de especial interesse pois quanto menor a mesma maior a carga cisalhante Q que se pode obter para um dado valor de carga de fadiga F_0 , permitindo assim testes onde as cargas de contato são severas e onde o fenômeno de *fretting* é o grande causador da falhas. A Figura 8.12 mostra a mínima razão F_0/Q de Vigas Flexíveis com diferentes alturas C . Teoricamente a razão F_0/Q deveria tender a 2 quando o dispositivo tende a ser completamente rígido e $Q = 2F_0$. Entretanto na Fig. 8.12 observa-se que a medida que se aumenta o altura C a razão F_0/Q tende à aproximadamente 7, valor acima do esperado fisicamente. Isto limita os testes de fadiga por *fretting* a serem conduzidos por esse dispositivo à $F_0/Q > 7$.

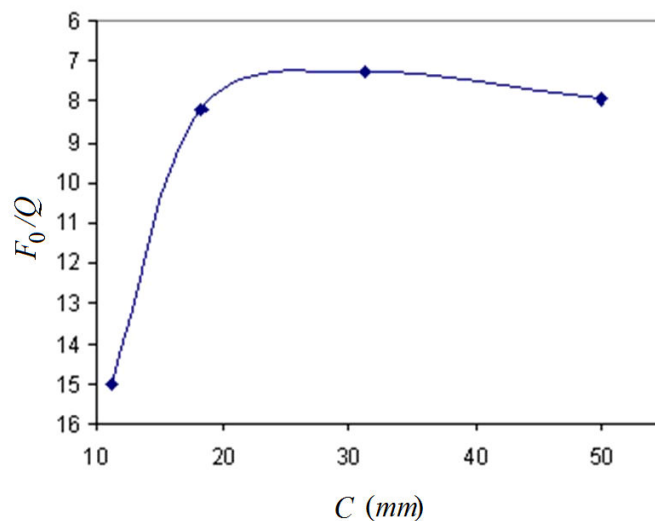


Figura 8.12: Gráfico da mínima razão F_0/Q de Vigas Flexíveis com diferentes alturas C .

Cálculo prévios mostraram que a rigidez de um Viga Flexível de $C = 30mm$ é da mesma ordem de grandeza que a dos outros componentes, e como anteriormente mencionado, a Viga Flexível só é predominante na rigidez do dispositivo quando sua rigidez é bem menor que a dos outros componentes. Assim, o que pode explicar o limite da razão

F_0/Q estar acima de 2 é justamente o fato de que para $C > 30mm$ os elementos antes desprezados no computo da rigidez global do dispositivo, tais como parafusos, agora fazem o papel de elementos flexíveis limitando o aumento de rigidez do dispositivo.

8.4 ESTIMATIVA DO COEFICIENTE DE ATRITO NA ZONA DE ESCORREGAMENTO

Experimentos de *fretting* são conduzidos em regime de escorregamento parcial. Isto significa que o contato é caracterizado por uma zona central de adesão entre duas zonas de escorregamento, onde ocorre movimento relativo entre as superfícies causando um severo dano superficial. E obtenção do coeficiente de atrito nessa condição peculiar não é uma tarefa simples. Além do mais, uma variação do coeficiente de atrito em função do numero de ciclos já foi reportada (Endo *et al.*, 1974, Hills *et al.*, 1988). A Figura 8.13 mostra a evolução do ciclo de histerese durante um teste, conduzido em controle de força. Nota-se que no início do teste um ciclo aberto, característico do regime de escorregamento total. Após algumas centenas de ciclos esse ciclo aberto se torna estreito até o ponto onde não ocorre mais escorregamento total. Nesse instante diz-se que o contato está em regime de escorregamento parcial. Parece claro que essa transição de um regime escorregamento total para um de escorregamento parcial é causada por um significativo aumento do coeficiente de atrito. Esse aumento é devido ao desgaste da superfície causado pelo movimento relativo na interface.

Entretanto, como dito anteriormente, testes de *fretting* são conduzidos em regime de escorregamento parcial ao invés de regime de escorregamento total. Além disso é de se esperar que a degradação da superfície ocorrerá também nas zonas de escorregamento que circundam a zona de adesão do mesmo modo que no regime de escorregamento total. Assim, um conseqüente aumento do coeficiente de atrito local será esperado. Dentro na zona de adesão o valor local do coeficiente de atrito permanece constante pois não há movimento relativo. Note que o se a força de atrito for aumentada até o limite de escorregamento total, é possível medir-se o coeficiente de atrito médio, f_m , que é menor que o coeficiente de atrito dentro da zona de escorregamento, f_s , e maior que o coeficiente de atrito na zona de adesão, f_0 . Esse valor médio pode ser definido

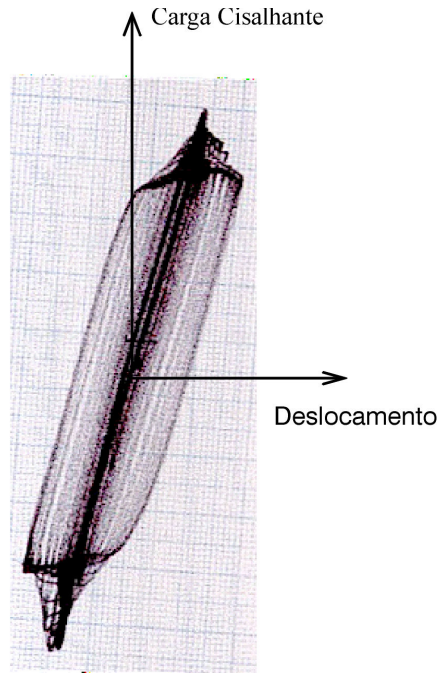


Figura 8.13: Evolução do ciclo de Histerese mostrando a transição do regime de escorregamento total para escorregamento parcial devido a um aumento do coeficiente de atrito na zona de escorregamento

como:

$$f_m = \frac{Q_{slip}}{P} = \frac{\int_{-a}^a q(x)dx}{\int_{-a}^a p(x)dx} \quad (8.1)$$

onde Q_{slip} é a carga cisalhante necessária para causar o escorregamento total e $q(x)$ e $p(x)$ são a distribuição de tensão cisalhante e de pressão no contato.

Uma técnica para estimar f_s a partir de um f_m medido foi desenvolvida por Hills and Nowell (1994). A Fig. 8.14 irá auxiliar nesse desenvolvimento a qual mostra uma configuração padrão para testes de *fretting* onde um cilindro é pressionado contra uma superfície plana elasticamente similar e posteriormente submetida a um carregamento cisalhante cíclico. Novamente uma zona de adesão $|x| \leq c_0$ estará presente e será limitada por duas regiões de escorregamento $c_0 \leq |x| \leq a$. Durante os primeiros ciclos de carregamento o coeficiente de atrito permanece inalterado, f_0 . Entretanto, após n ciclos, é assumido que a modificação da superfície irá aumentar o coeficiente de atrito dentro da região de escorregamento para f_s , independentemente da distribuição de pressão. Como o tamanho da zona de adesão é função de f_s , Eq. 8.2, este também aumentará para $|x| \leq c_s$, como mostrado na Fig. 8.14(b). Note que para $c_0 \leq |x| \leq c_s$

o valor de f é desconhecido apesar de situar-se entre f_0 e f_s .

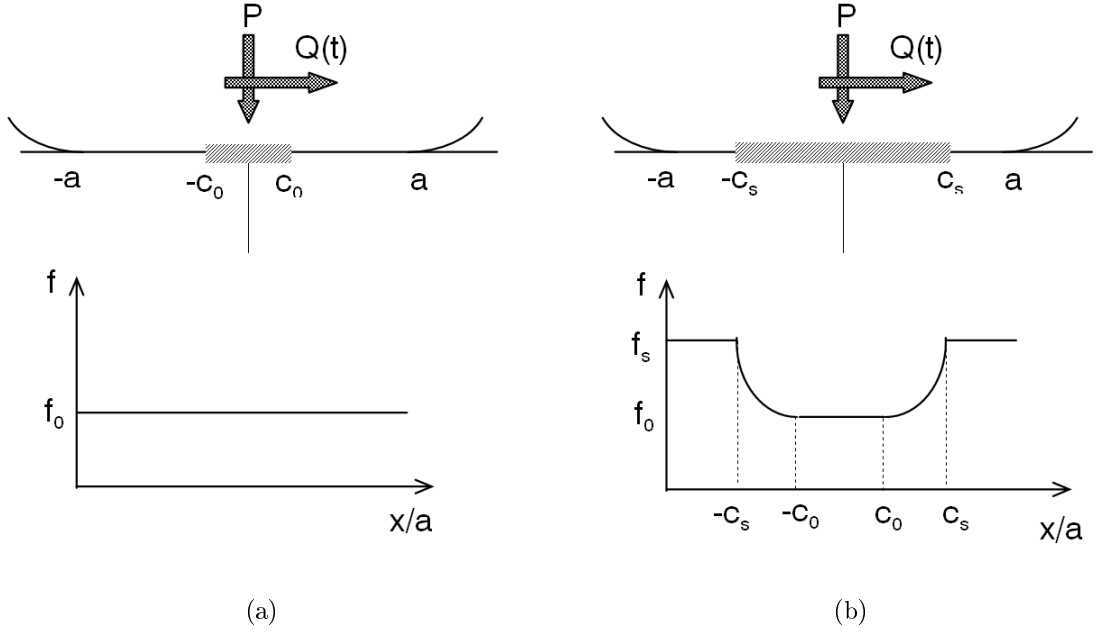


Figura 8.14: Evolução do coeficiente de atrito durante um teste de *fretting* em regime de escorregamento parcial. (a) Condição inicial e (b) condição após n ciclos.

$$\frac{c_s}{a} = \sqrt{1 - \frac{Q}{f_s P}} \quad (8.2)$$

O coeficiente de atrito médio pode ser obtido experimentalmente parando-se a carga cisalhante oscilatória e arrastando-se o cilindro por certa distância usando-se controle de deslocamento. O valor de f_m é dado pela Eq. 8.1 e f_s pode ser obtido da Eq. 8.3 demonstrada em Araújo, 2000.

$$f_m = f_s + \frac{4Q}{\pi P} \left\{ \left[\frac{\pi}{2} - \cot\theta_s - \theta_s \right] - \frac{2}{\pi} \left[f_s \phi_s - \frac{Q}{P} \tan\phi_s \right] \right\} \quad (8.3)$$

onde

$$\theta_s = \sin^{-1} \sqrt{\frac{Q}{f_s P}} \quad (8.4)$$

$$\theta_s = \cos^{-1} \sqrt{\frac{Q}{f_s P}} \quad (8.5)$$

Assim é possível estimar o coeficiente de atrito na região de escorregamento f_s se o coeficiente de atrito médio f_m é medido após um numero de ciclos n . A Fig. 8.15 mostra a relação entre esses coeficientes para diferentes valores de Q/P . Um fenômeno interessante revelado pelo gráfico é que para pequenos valores de Q/P implicam que f_s pode variar significativamente para uma pequena variação no valor de f_m .

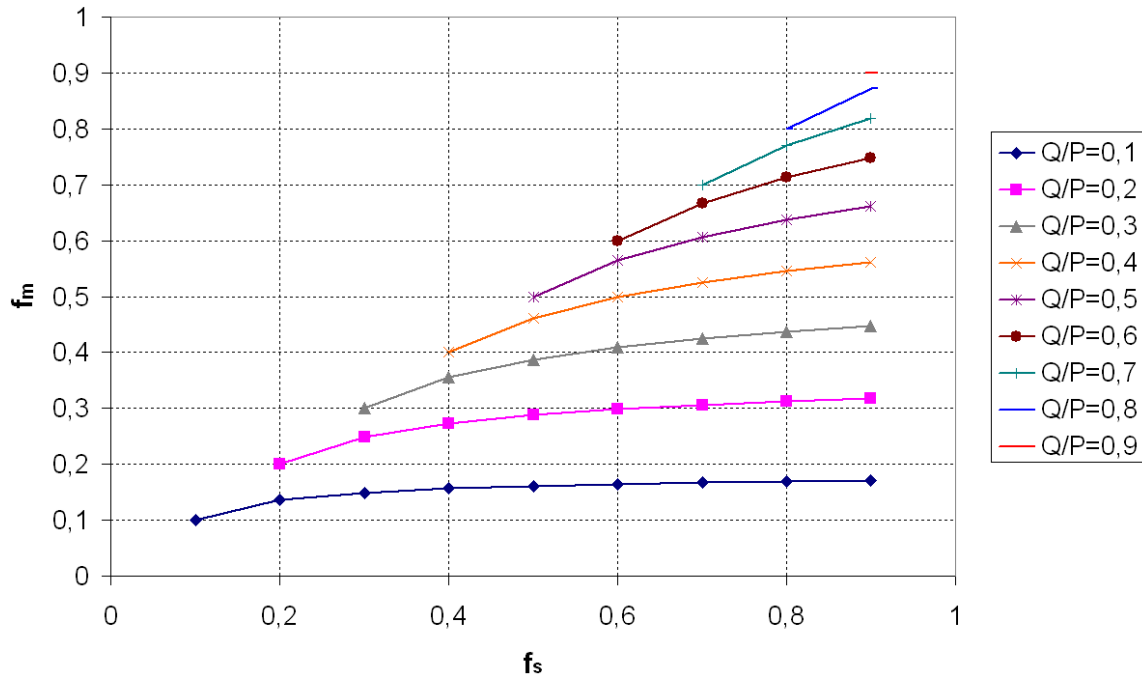


Figura 8.15: Coeficiente de atrito na zona de escorregamento a partir do coeficiente de atrito médio no contato obtido experimentalmente para diferentes razões Q/P .

Antes de realizar um teste de fadiga sob condições de *fretting* no alumínio 7050–T7451 calculou-se o coeficiente de atrito na zona de escorregamento f_s para uma relação $Q/P = 0,25$ a qual foi escolhida para conduzir os testes de *fretting*. O procedimento consistiu em pressionar as sapatas contra o corpo-de-prova com uma carga normal estática de $P = 8,5kN$, deixando-se a garra superior da máquina de ensaios aberta de modo que $F_0 = 2Q$, e elevar a carga cisalhante gradualmente em cinco passos de força passos até chegar-se a relação desejada $Q/P = 0,25$ na qual o espécime foi ciclado por 4000 ciclos. O aumento de Q foi obtido aumentando-se o valor da amplitude da força F_0 em cinco passos. Em seguida, a máquina de ensaios foi programada para um ensaio de tração estática, sendo a carga F_0 aumentada até que a carga cisalhante Q atingisse seu limite máximo Q_{slip} onde o escorregamento total ocorreu. Este procedimento foi repetido três vezes sendo as sapatas trocadas em cada teste. Assim, o coeficiente de atrito médio f_m e o coeficiente de atrito na zona de escorregamento f_s foram calculados

pela Eq. 8.1 e Eq. 8.3, respectivamente, os quais estão listados na Tab. 8.5.

Tabela 8.5: Resultados do coeficiente de atrito médio f_m , do coeficiente de atrito na zona de escorregamento f_s , da média dos resultados e do desvio padrão.

	1°	2°	3°	média	desvio padrão
f_m	0,3459	0,3581	0,3319	0,345	0,013
f_s	0,53	0,62	0,46	0,537	0,080

Desse modo o coeficiente de atrito na zona de escorregamento foi assumido como a média dos resultados dos três testes, resultando em $f_s = 0,54$.

8.5 ENSAIOS DE FADIGA POR *FRETTING* EM LIGA *Al7050 – T7451*

Testes de fadiga sob condições de *fretting* foram realizados em uma liga de alumínio aeronáutica. A Tabela 8.6 mostra as propriedades mecânicas do *Al7050 – T7451*: o módulo de elasticidade E , tensão de escoamento σ_y , limite de ruptura σ_{rt} , limite de fadiga axial alternada σ_{-1} , e limite de fadiga axial com razão de tensão $R = 0.077$. Ambos os limites de fadiga são para vida de 10^7 ciclos.

Tabela 8.6: Propriedades mecânicas do *Al7050 – T7451*.

E (GPa)	σ_y (MPa)	σ_{rt} (MPa)	ν	σ_{-1} (MPa)	$\sigma_{0,07}$ (MPa)
73,4	453,7	513,2	0,33	146,4	102,7

As dimensões do corpo de prova e da sapata de contato projetados para os ensaios estão ilustradas na Fig 8.16. Os ensaios de fadiga por *fretting* foram realizados no sentido LT de laminação do corpo de prova.

A história de carregamento do experimento conduzido é mostrada de forma esquemática na Fig. 8.17. Após o posicionamento do CP na máquina de ensaios aplica-se a componente média da carga remota $F_{0,m}$, posteriormente a carga normal P e por fim a componente alternada da carga remota $F_{0,a}$, a qual induz no dispositivo uma carga cisalhante alternada Q . Como mostrado pela formulação do Capítulo 2, a tensão remota de fadiga tem como efeito o deslocamento da zona de adesão ao longo do ciclo de carregamento. Deve-se notar que a componente média da carga remota de fadiga, $F_{0,m}$,

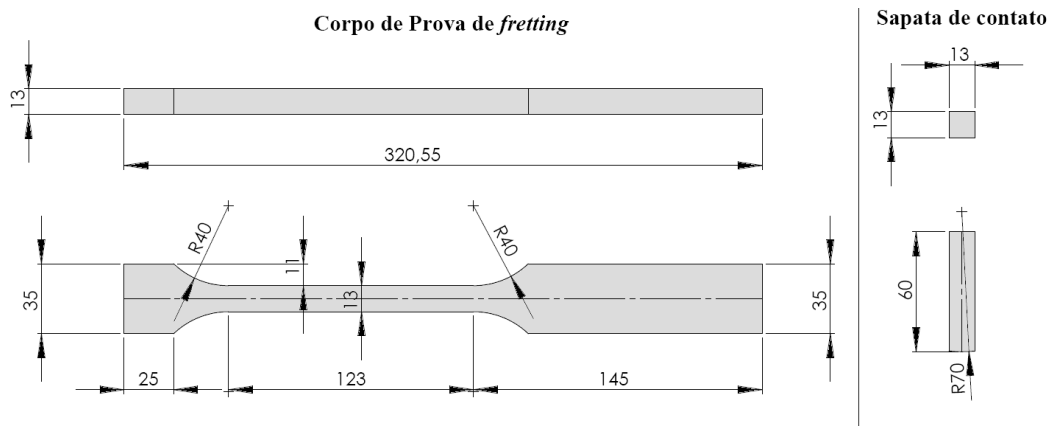


Figura 8.16: Geometria do corpo de prova e sapatas utilizados nos teste de fadiga sob condições de *fretting*.

é sempre aplicada, em cada ensaio, antes da carga normal, P , assim esta não é sentida pelo contato e seu efeito sobre o campo de tensão é computado como uma simples superposição de uma componente de tensão constante, σ_m . A componente alternada da carga remota, a carga normal e a carga cisalhante produzem campos de tensão os quais são calculados como discutido Capítulo 2.

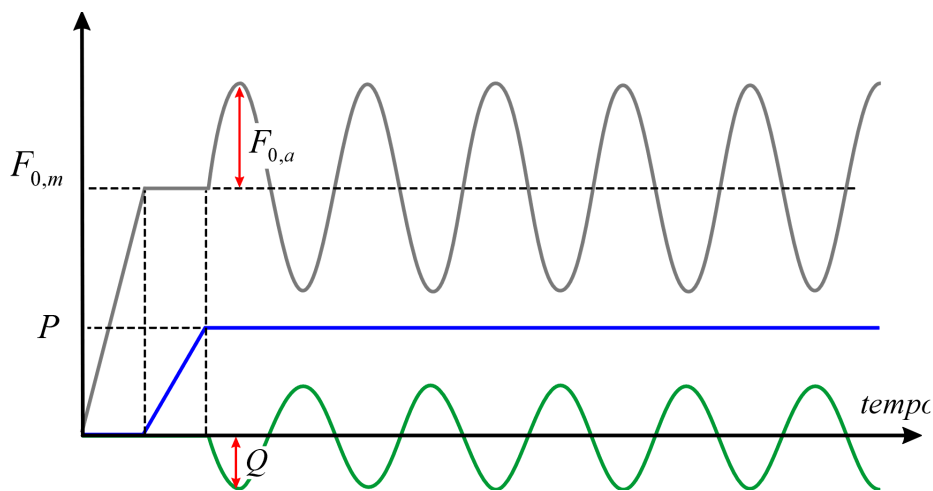


Figura 8.17: Esquema da história de carregamento para os testes de fadiga por *fretting*.

Para os teste realizados neste trabalho utilizou-se uma Viga Flexível de 30mm de espessura a qual corresponde a maior rigidez que o dispositivo pôde alcançar. O dispositivo nessa configuração e com tamanho de corpo-de-prova acima do contato l_{SA} sendo o maior possível gerou uma relação $F_0/Q = 7,28$ a qual foi comum a todos os testes.

Os testes de fadiga sob condições de *fretting* foram realizados fixando-se a amplitude da tensão remota de fadiga, σ_a , a pressão de pico, p_0 , a razão entre a carga cisalhante e

a carga normal, Q/P , e variando a componente média da tensão remota de fadiga, σ_m , de teste para teste. Os resultados do efeito da variação da componente média da tensão remota sobre a vida a fadiga são relatados na Tab. 8.7.

Tabela 8.7: Resultados obtidos para os ensaios realizados em fadiga por *fretting*.

σ_a (MPa)	p_0 (MPa)	Q/P	f	σ_m (MPa)	Vida (10^6 ciclos)	Vida Média (10^6 ciclos)
92,7	350	0,25	0,54	15	0,164662	0,183635
92,7	350	0,25	0,54	15	0,202609	
92,7	350	0,25	0,54	0	0,198686	0,236467
92,7	350	0,25	0,54	0	0,274248	
92,7	350	0,25	0,54	-15	0,268230	0,283899
92,7	350	0,25	0,54	-15	0,299568	
92,7	350	0,25	0,54	-60	1,304623	1,428445
92,7	350	0,25	0,54	-60	1,552274	
92,7	350	0,25	0,54	-92,7	10	10
92,7	350	0,25	0,54	-145	10	10

Uma forma alternativa de se visualizar os dados da Tab. 8.7 é traçar um gráfico da máxima tensão remota de fadiga contra o número de ciclos, ver Fig. 8.18. O gráfico também contém os dados obtidos dos ensaios de fadiga convencional.

Os resultados da Tab. 8.7 foram colocados no gráfico da Fig. 8.18 onde são mostrados os valores máximos da tensão remota de fadiga no ciclo de carregamento de cada teste de *fretting*, sendo também incluídos no gráfico os dados obtidos para a fadiga convencional. Nota-se claramente que o aumento da componente média da tensão remota diminui a vida a fadiga dos espécimes.

A severidade das tensões geradas pelas cargas de contato são tais que são capazes de iniciar trincas que levam à ruptura dos corpos-de-prova com tensão remota média de até -60MPa e com amplitude de tensão remota de $92,7\text{MPa}$, muito inferior ao limite de fadiga convencional do material para carregamento alternado $146,4\text{MPa}$. Em outras palavras, as componentes média e alternada da tensão remota de fadiga que em condições de fadiga convencional não são capazes de iniciar trincas, nas condições

de fadiga por *fretting* são responsáveis pela propagação das trincas iniciadas principalmente pelas tensões devido ao contato, as quais são altas e localizadas exercendo assim o papel majoritário de iniciação de trincas.

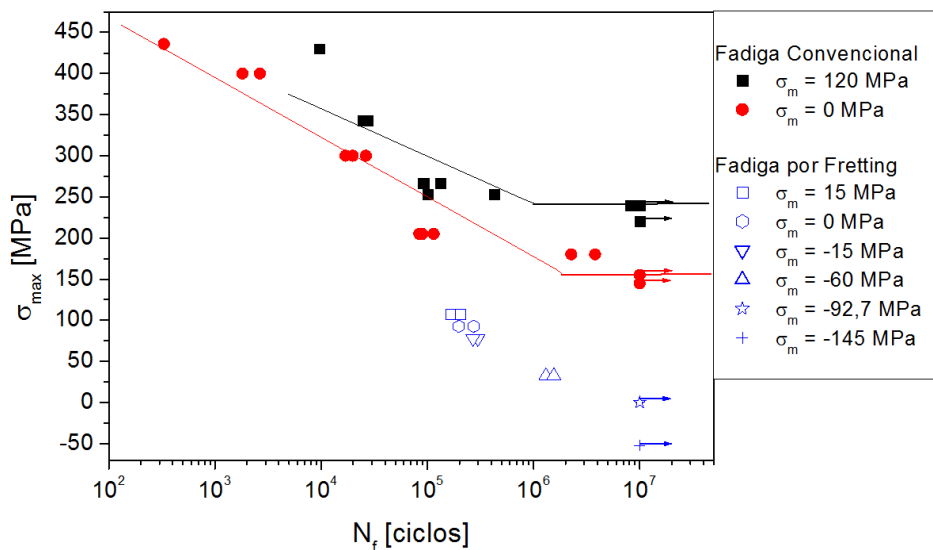


Figura 8.18: Curva da tensão máxima no ciclo de carregamento, σ_{max} , contra o número de ciclos até a ruptura, N_f , para os ensaios de fadiga convencional e fadiga por *fretting*.

Nos casos onde a componente média da tensão remota de fadiga era $\sigma_m = -92,7$ MPa e $\sigma_m = -145$ MPa, e o campo de tensão distante da região de contato era essencialmente compressivo, também foram detectadas trincas não propagadas na zona de escorregamento dentro do contato. Isto mostra que as cargas de contato são suficientemente altas para iniciar trincas no corpo-de-prova as quais não levaram à ruptura final pois o campo de tensão remoto é puramente compressivo sendo incapaz de propagar as trincas iniciadas. A Figura 8.19 (a) mostra a zona de escorregamento para o ensaio com $\sigma_m = -92,7$ MPa, onde pode-se observar o desgaste do material e a existência de trincas (região mais escura). Este tipo de dano foi observado em toda a região de contato como mostra a Fig 8.19(b). Isto confirma as condições severas à qual o material foi submetido devido às cargas de contato.

A Figura 8.20(a) ilustra a fractografia típica dos corpos de prova ensaiados em fadiga por *fretting*. Observa-se a iniciação de múltiplas trincas no lado A (indicados pelas setas da Fig. 8.20(b)), que se formaram a partir do contato entre a sapata e o CP. Essas trincas alcançaram alguns microns formando uma frente única que se propagou perpendicularmente às superfícies de contato. A região B corresponde a transição entre a propagação por fadiga e a região de coalescência de micro vazios. Com o

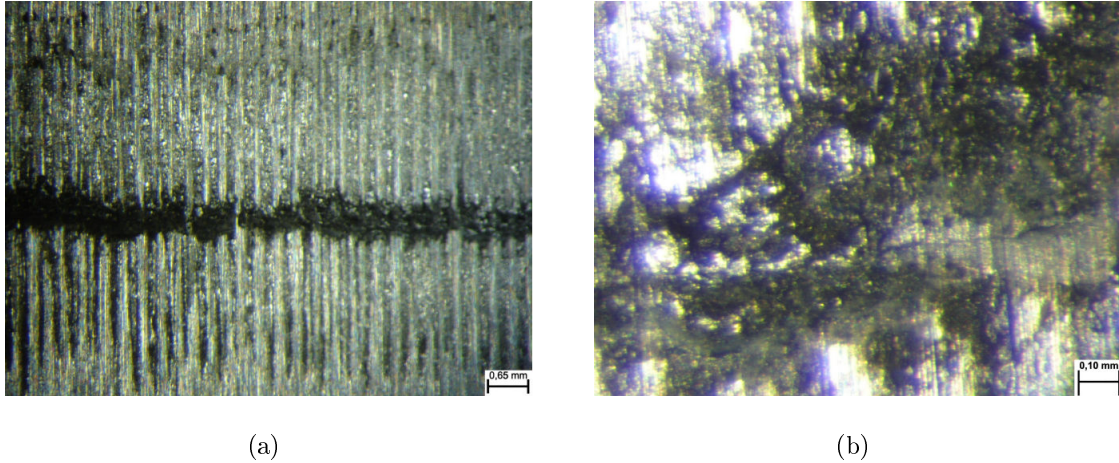


Figura 8.19: Região de contato observada em microscópio estereoscópico, para o ensaio com tensão $\sigma_m = -92,7\text{MPa}$ (a) vista geral (b) detalhe da margem direita do contato, mostrando a iniciação de trinca.

aumento progressivo da tensão, o processo ficou quase que monotônico e a fratura por colapso plástico aconteceu, região C da Fig. 8.20(b), com formação de alvéolos (dimples) característico de fratura em materiais dúcteis, Fig. 8.21. No lado B, como a secção remanescente foi diminuindo a tensão foi aumentando significativamente e antes da ruptura final por colapso plástico, uma única trinca iniciou e propagou-se rapidamente por fadiga até que a ruptura final acontecesse e encontrasse esta outra frente de propagação.

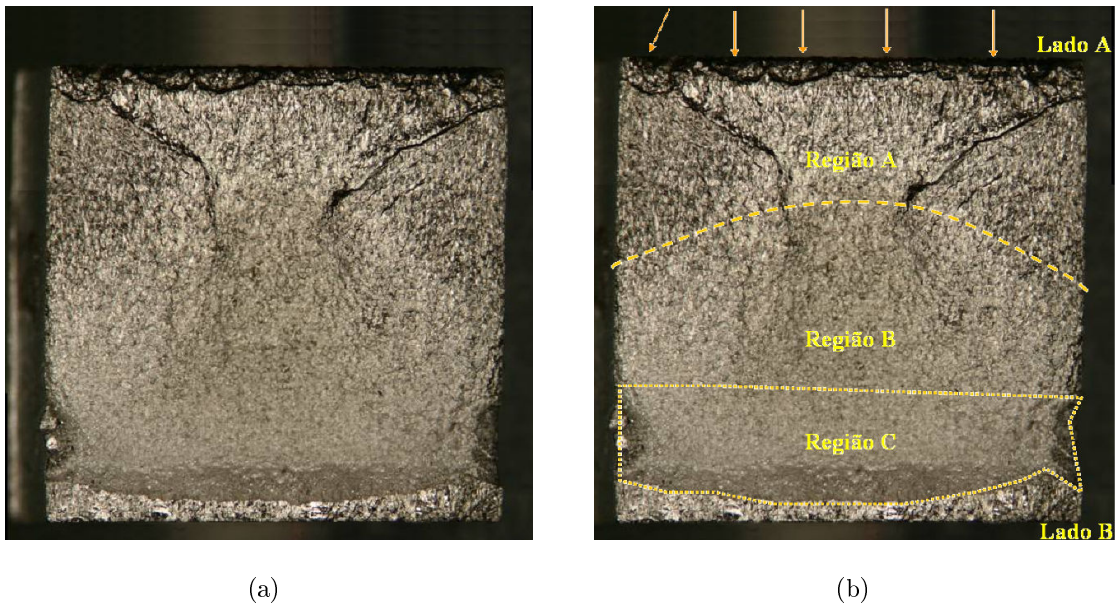


Figura 8.20: Superfície de fratura de um corpo de prova ensaiado em fadiga por *fretting* a uma tensão média de 0MPa , observada em microscópio estereoscópico.

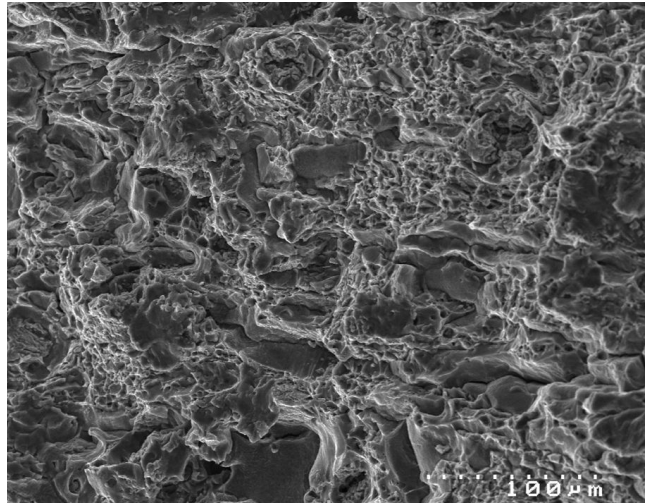


Figura 8.21: Estágio de ruptura final (colapso plástico) formação de alvéolos (dimples) característico de fratura em materiais dúcteis.

9 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

O Método da Distância Crítica, seguindo a abordagem do Método da Linha, e do Método do Ponto, associada ao Método da Curva de Wöhler Modificada foram aplicados às séries experimentais de contados entre sapatas cilíndricas da literatura. Os resultados obtidos segundo a abordagem do Método do Ponto e o Método da Linha foram comparados.

Primeiramente, os resultados mostraram que o ML pode ser muito sensível ao número de pontos utilizados para se fazer a média do tensor tensão ao longo da linha. Foi verificado que os resultados convergem para um número mínimo de 500 pontos, entretanto resultados com 3 casas decimais de precisão só são possíveis com o uso de no mínimo 2000 pontos.

Os resultados da metodologia preditiva segundo o ML e o MP mostraram-se conservativos, sendo aqueles para o ML menos conservativos que os obtidos para o MP, principalmente para pequenos gradientes de tensão, ou seja, grandes raios de sapata. Isso resultou em uma previsão correta da resistência à fadiga de 26 dos 29 testes da literatura, para o ML, contra 23 de 29, para o MP.

Observou-se uma significativa sensibilidade do MP a variações da distância crítica, onde se detectou uma grande variação do índice de erro SU e da amplitude de tensão cisalhante no plano crítico τ_a para altos gradientes de tensão.

Como o parâmetro b_0 é fundamental para aplicação do MDC e cuja determinação está associada a dispersão experimental, foi suposta uma variação de 10% para mais e para menos no seu valor. A variação dos resultados em relação ao valor original de b_0 apontaram que a diminuição da distância de cálculo da tensão, MP, ou de sua média, ML, levam a um aumento do índice de erro, uma vez que o estado de tensão é mais

severo próximo à superfície de contato. Efeito inverso é verificado quando se aumenta a distância de cálculo da tensão ou de sua média. Ao comparar a sensibilidade do ML e do MP verifica-se que o primeiro é menos sensível a variação de b_0 para grandes gradientes de tensão que o segundo. Ambos apresentam, aproximadamente, o mesmo grau de sensibilidade para grandes gradientes de tensão. Ainda é possível notar que para índices de erro muito pequenos ($|SU| < 0,03$), a variação de b_0 pode significar a diferença entre uma previsão de falha ou de vida infinita.

Valer ressaltar que o ML foi implementado para realizar a média aritmética do tensor ao longo da linha de comprimento $2b_0$. A média poderia ser realizada utilizando-se também integração numérica pela regra do trapézio. Uma pequena adaptação no algoritmo de cálculo foi executada para usar a regra do trapézio onde se verificou que a convergência era alcançada mais rapidamente, ou seja, com menos pontos que a média aritmética. Isso é especialmente vantajoso em casos onde a história de carregamento é obtida via Elementos Finitos o que torna impraticável o uso da média aritmética em tantos pontos devido à exigências computacionais de uma malha tão refinada para tal. Os resultados obtidos utilizando-se a média pela integral numérica não foram incluídos nesse trabalho, pois tornaria a análise redundante. Entretanto verificou-se que certos cuidados computacionais devem ser tomados quando se utiliza a regra do trapézio, pois ao aumentar demasiadamente a discretização oscilações numéricas no patamar de convergência eram observadas. Essa oscilação está provavelmente ligada a erros de truncamento do computador o que pode ser contornado utilizando-se técnicas de convergência apropriadas.

Após a verificação da validade da metodologia para avaliação de resistência a fadiga sob condições de *fretting* (cálculo do campo de tensão, critério de fadiga multiaxial e método da distância crítica), partiu-se para uma nova etapa do trabalho, que envolveu a abordagem dos aspectos experimentais do fenômeno. A concepção, o projeto, a construção e o comissionamento de uma bancada para realização de testes de fadiga por *fretting* foi conduzida.

O Dispositivo de *Fretting* construído é acoplado a uma máquina de ensaios universal (MTS) e funciona como uma elemento mola que reage ao deslocamento da região de

contato devido à deformação do espécime, ocasionada pela carga remota de fadiga. A modelagem do aparato envolveu a determinação da rigidez global do mesmo, a qual é parâmetro governante da resposta do dispositivo (carga cisalhante) para uma dada carga remota aplicada pelo atuador servo-hidráulico da MTS.

A modelagem matemática do Dispositivo revelou que sua rigidez é governada predominantemente pela rigidez da parte menos rígida, pois o arranjo dos componentes é em série. Os cálculos mostraram que, para as atuais dimensões dos demais elementos, uma Viga Flexível de altura até 15mm pode ser considerada como elemento governante, pois a ordem de grandeza da sua rigidez é inferior a dos Diafragmas e da Coluna Vertical. Entretanto o mesmo não é válido quando a altura da Viga Flexível está além desse valor, pois nesse caso a rigidez da Viga Flexível se torna da ordem de grandeza da rigidez dos demais elementos. Portanto, desprezar os Diafragmas e as Colunas Verticais no cálculo da rigidez global do Dispositivo levará à resultados maiores que os reais.

As *Load Washers* usadas para medir a força normal de contato tiveram sua curvas de calibração levantadas no carregamento e descarregamento usando-se a célula de carga da MTS como referência. Os dados foram gravados no programa do módulo de aquisição de sinais permitindo que a voltagem na célula de carga seja convertida automaticamente em força. As *Load Washers* foram montadas no Dispositivo e tiveram sua leitura comparada com a força obtida a partir do manômetro do circuito hidráulico. Os dados mostraram que a leitura das células de carga está dentro das margens de erro do manômetro.

O alinhamento das sapatas com relação ao espécime usando-se um Filme Sensível a Pressão (FSP) da Fuji (Pressure Measuring Film - FUJI PRESCALE FILM) mostrou-se eficaz. Adicionalmente, o sistema de parafusos de passo fino, situados nas laterais do Suporte das Sapatas, permitiu que o alinhamento fosse executado de forma prática e rápida.

Durante os testes de comissionamento da bancada, a diferença entre a força na célula de carga superior e inferior da MTS forneceu a resposta do Dispositivo em função da

carga remota e do tamanho do corpo de prova acima do contato. Os dados coletados permitiram avaliação experimental da rigidez da bancada mostrando que a rigidez teórica é um pouco maior que a obtida experimentalmente, mas da mesma ordem de grandeza. No teste de rigidez cíclico a faixa de resposta F_0/Q do Dispositivo está entre 15,2 e 20,4 e a previsão teórica entre 9,3 e 15,9. Ou seja, essa diferença entre a rigidez teórica e a experimental do Dispositivo é suficiente para alterar significativamente a faixa de resposta do dispositivo.

Diferentes faixas de resposta poderão ser obtidas para Vigas Flexíveis de alturas diferentes ou corpos de prova diferentes. Assim, antes de se conduzir testes de fadiga por *fretting* no aparato é necessário proceder a um novo levantamento da curva de resposta do dispositivo em função do comprimento do corpo de prova acima do contato caso se deseje utilizar uma Viga Flexível diferente ou um corpo de prova diferente (geometria e/ou módulo de elasticidade). Tal procedimento é necessário nesse tipo de Dispositivo que trabalha como um elemento mola. Entretanto o corpo de prova confeccionado para os testes na liga de alumínio tem sua faixa de resposta limitada à $F_0/Q > 7$ onde Vigas Flexíveis com $C > 30mm$ não são mais capazes aumentar a rigidez do dispositivo diminuindo F_0/Q , ou seja, aumentando a carga cisalhante Q para uma dada carga F_0 .

O teste de atrito realizado após a ciclagem do contato por alguns milhares de ciclos, sendo $Q/P = 0,25$, mostrou nitidamente que o coeficiente de atrito médio cresce quando a rugosidade da superfície aumenta. O coeficiente de atrito médio, assim obtido, foi de 0,345 o que permitiu estimar o coeficiente de atrito na zona de escorregamento em 0,54. Esse procedimento é fundamental durante a fase de análise de dados, quando a história de carregamento é calculada e usada para avaliar a resistência à fadiga dos espécimes, pois o coeficiente de atrito a ser utilizado para o cálculo dessa história de carregamento é o da zona de escorregamento.

Para finalizar o trabalho foi realizada uma série de testes de fadiga sob condições de *fretting* na liga *Al7050 – T7451* onde foi mantida constante a pressão de pico p_0 , a amplitude de tensão remota σ_a e a relação Q/P , e variou-se apenas a componente média da tensão remota σ_m . A série de testes mostrou que mesmo sobre um campo de tensão remoto muito inferior ao da fadiga convencional a vida do espécime sofreu acentuada

redução devido à presença das cargas de contato que aceleraram sobremaneira a sua ruptura. O exemplo mais evidente a ser citado é o caso do teste de *fretting* onde a tensão remota média é nula e a tensão alternada é $92,7MPa$. Neste teste, apesar da amplitude de tensão remota estar abaixo do limite de fadiga alternado $\sigma_{-1} = 146,4MPa$, pôde-se constatar dos experimentos que houve uma drástica redução da vida (de 10^7 para 10^5) e mesmo sobre cargas altamente compressivas o corpo de prova ainda sofreu ruptura. A falha só parou de acontecer nos casos em que o campo de tensão remoto era puramente compressivo ($\sigma_m = -92,7MPa$ e $\sigma_m = -145MPa$). Mesmo assim, nos dois últimos casos foi ainda possível constatar a presença de trincas não propagadas as quais foram nucleadas na zona de escorregamento do contato. Tais trincas mostram o forte papel do *fretting* no processo de nucleação de trincas prematuramente uma vez que o campo de tensão remoto compressivo não é favorável à nucleação e propagação de trincas.

Com a realização de uma série de testes de fadiga sob condições de *fretting* foi possível comprovar a eficácia do dispositivo, projetado e construído nesse trabalho, em conduzir testes para estudo deste fenômeno. Os dados experimentais produzidos neste trabalho não foram analisados segundo a metodologia de avaliação de resistência á fadiga por *fretting*, proposta na primeira parte do trabalho, por motivos de o autor ter se ausentado para trabalhar fora do Distrito Federal, entretanto o propósito maior do trabalho (o projeto, a construção e o comissionamento de um aparato para realização de testes de fadiga sob condições de *fretting*) foi concluído com sucesso.

Para trabalhos futuros propõe-se o confronto de modelos de avaliação de resistência a fadiga por *fretting* com os dados experimentais levantados neste trabalho. A primeira proposta seria testar a metodologia, desenvolvida na primeira parte desse trabalho, do MCD associado ao MCWM segundo a abordagem do MP e do ML. O fenômeno de *fretting* tem sido modelado por teorias de fadiga em entalhes, entretanto devido à existência de um desgaste superficial inerente ao problema seria desejável primeiramente quantificar o efeito do mesmo sobre a redução da resistência em fadiga e posteriormente incorporar tal efeito em um modelo preditivo.

10 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Amontons, G., 1699, "De la resistance cause dans les machines", Memoires de L 'Academie Royale, A, pp. 275-282.

Araújo J.A., Nowell D., 2002, "The effect of rapidly varying contact stress fields on fretting fatigue". Int J. Fatigue; 24(7):763-76.

Araújo, J. A., & Mamiya, E. N., 2003, "The application of a Mesoscopic scale approach in fretting fatigue", ABCM, Vol. 25, pp. 16-20.

Araújo, J. A., 2000, "On the Initiation and Arrest of Fretting Fatigue Cracks", D.Phil. Thesis, University of Oxford.

Araújo, J. A., Nowell, D., & Vivacqua, R. C., 2004, "The use of multiaxial fatigue models to predict fretting fatigue life of components subjected to different contact stress fields", Fatigue Fract Engng Mater Struct, 27, pp. 967-978.

Bin Li, Santos, J. L. T. and Freitas, M., 2000, "A Unified Numerical Approach for Multiaxial Fatigue Limit Evaluation", Mech. Struc. & Mach., 28 (1), pp. 85-103.

Bramhall, R., 1973, "Studies in fretting fatigue", D. Phil. thesis, University of Oxford, Oxford.

Browmn, M. W., & Miller, K. J., 1973, "A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions", Proc. I. Mech E, 187, pp. 745-755.

Cattaneo, C., 1938, "Sul Contatto di due corpi elastici: distribuzione locale deglisforzi", Rendiconti dell 'Accademia nazionale dei Lincei, 27, Ser. 6, 342, 434, 474.

Ciavarella M, Dini D, Demelio GP, 2001, "Fretting fatigue, surface damage or fatigue

phenomonon?"Presented at 10th International Conference on Fracture, Honolulu.

Crossland, B., 1956, In Proc. Int. Conf. On Fat. Of Metals, Proc. Inst. Mech., London, pp. 138-149.

Dang Van, K., Griveau, B., Message, O., 1989, "On a New Multiaxial Fatigue Limit Criterion: Theory and Application, Biaxial and Multiaxial Fatigue", EGF 3 (Edited by M. W. Brown and K. J. Miller), Mechanical Engineering Publications, London, pp. 479-496.

Deperrois, A., 1991, "Sur le calcul de limites d'endurance des aciers", Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique, Paris.

Dowling, N., 2004, "Means Stress Effects on S-N diagrams", SAE Fatigue International Conference, pp. 23-28.

Eden, E. M., Rose, W. N., & Cunningham, F. L., 1911, "Endurance of Metals", Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol. 4, pp. 839-974.

Endo, K., Goto, H., Fukunaga, T., 1974, "Friction Force in fretting fatigue", Bull. JSME, Vol. 17, No. 108, pp.647-654.

El Haddad, M. H., Topper, T. H., & Smith, K. N., 1979, "Fatigue crack propagation of short cracks", F. Engng Mater. Tech. (ASME Trans.), 101, pp. 42-45.

Farris, T. N., Szolwinski, M. P., & Harish, G., 2000, "Fretting in aerospace structures and materials fatigue ", In: Hoepfner, D. W., Chandrasekaran, V., Elliot, C. B., editors, Fretting fatigue: current technology and practices, ASTM STP 1367, West Conshohocken, PA: ASTM 2000, pp. 523-537.

Fatemi, A., and Socie, D. F., 1988, "A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out of Phase Loading", Fatigue Fracture of Engineering Materials and Structures 11, pp. 149-165.

Ferro, J. C. T., 2005, "Limite de Fadiga sob Condições de Fretting: Aplicação de Critérios Multiaxiais em Termos de Teorias de Distância Crítica". Dissertação de Mestrado, Publicação ENM.DM-87A/05, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 70p.

Fouvry S., Duóa P., Perruchaut P., 2004, "A quantitative approach of Ti-6Al-4V fretting damage: friction, wear and crack nucleation", *Wear* 257 (2004) 916-929.

Fouvry S., Kapsa P., Sidoroff F., Vincent L., 1998, "Identification of the characteristic length scale for fatigue cracking in fretting fatigue contacts", *J. de Phys. IV, France* 8, p159-166.

Fouvry, S., Elleuch, K., Simeon G., 2002, *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 37.6, p549-564.

Giannakopoulos A. E., Lindley T. C., Suresh S., 2000, "Similarities of stress concentration in contact at round punches and fatigue at notches: implication to fretting fatigue crack initiation", *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 23/2000, p561-571.

Goodman, J., 1919, *Mechanics Applied to Engineering*, Longmans, Green and Co., London, 1919, pp. 631-636.

Gough, H. J., & Pollard, H. V., 1935, "The strength of metals under combined alternating stresses", *Proc. Inst. Mech.*

Harrish, G. & Farris, T. N., 1998, "Shell modeling of fretting in riveted lap joints", *AIAA Journal*, Vol. 36, No. 6.

Hattori, T., Nakamura, M., 1994, "Fretting fatigue evaluation using stress singularity parameters at contact edges". In: Waterhouse RB, Lindley TC, editors. *Fretting fatigue*, ESIS 18. London: Mechanical Engineering Publications; p. 453-60.

Hertz, H., 1882, "Über die Berührung fester elastischer Körper", *nl Reine und ange-*

wandte Mathematik, 92, pp.

Hills, D.A, Nowell, D., O Connor, J.J., 1988, *Wear*,125,pp.129

Hills, D. A., & Nowell, D., 1994, "Mechanics of Fretting Fatigue, Solid Mechanics and its Applications", Kluwer Academic Publishers.

Hills, D. A., Nowell, D., & Sackfield, A., 1993, "Mechanics of Elastic Contacts", Butterworth-Heinemann, Oxford.

Hills, D. A. and Nowell D., 1992, "The Development of Fretting Fatigue Experiment with Well Defined Characteristics", Standardization of Fretting Fatigue Test Methods and Equipments ASTM STP 1159 Attia and Waterhouse(eds.).

Hoepfner, D. W., 1992, "Mechanisms of fretting fatigue and their impact on test methods development", Standardization of Fretting Fatigue Test Methods and Equipments ASTM STP 1159 Attias e Waterhouse (eds.).

Hutson, A. L., Ashbaugh N. E., Nicholas T., 2003, *Fretting fatigue: advances in the basic* Tomlinson, G. A., 1927, "The rusting of steel surfaces in contact", *Proceedings of the Royal Society*, Vol. 115, pp. 472-483. West Conshohocken, USA, ASTM, p. 307-22.

Johnson, K. L., 1985, "Contact Mechanics", Cambridge University Press.

Kitagawa, H., & Takahashi, S., 1976, "Applicability of fracture mechanics to very small cracks or the cracks in early stages", *Proceedings of Second International Conference on Mechanical Behaviour of Materials*, pp. 627-31.

Kitagawa, H., & Tanaka, T., 1990, "Fatigue 90", Birmingham: Materials and Components Engineering Publications.

Lankford, J., & Ritchie, R. O., 1986, "Small fatigue cracks", Warrendale: The Metallurgical Society of the American Institute of Mining, Metallurgical and Petroleum Engng.

Lankford, J., 1982, "The growth of small fatigue cracks in 7075-T6 aluminum", *Fatigue Engng Mater and Struct*, 5, pp. 233-248.

Mamiya, E. N., & Araújo, J. A., 2002, "Fatigue limit under muliaxial loading: on the definition of the equivalent shear stress", *Mechanics Research Communications*, 29, pp. 141-151.

Matake, T., *Bull.*, 1977, *JSME*, 20, pp. 257.

McDiarmid, D. L., 1974, "A new analysis of fatigue under combined bending and twisting", *Aeronautical Journal*, Vol. 78, No. 763, pp. 5.1-5.12.

McDiarmid, D. L., 1991, "Mean stress effects in biaxial fatigue where the stresses are out-of-phase and at different frequencies", In: *Fatigue under Biaxial/Multiaxial loading*, ESIS 10.

McDowell, J. R., 1953, "Fretting Corrosion Tendencies of Several Combinations of Materials", *Symposium on Fretting Corrosion*, ASTM STP 144, Philadelphia, pp. 24-39.

Mendes, M. F. R., 2006, "Estimativa do Limite de Fadiga sob Condições de Fretting Considerando o Método da Distância Crítica do Ponto em uma Abordagem por Elementos Finitos". *Dissertação de Mestrado*, Publicação ENM.DM-94/06, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 75p.

Miller, R. J., & De los Rios, E. R., 1986, "The behaviour of short fatigue cracks", *Mechanical Engng Publ.*, London.

Mindlin, R. D., 1949, "Compliance of elastic bodies in contact", *Jnl. App. Mech.*, 16, pp. 259-268.

Morrow, J., 1968, "Fatigue Properties of Metals," *Section 3.2 of Fatigue Design Handbook*, Pub. No. AE-4, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.

- Mugadu, A., Hills, D.A., Nowell, D., 2002, *Wear*, 252, pp.475-83.
- Muskhelishvili, N. I., 1953, "Some basic problems of Mathematical theory of elasticity", *Noordhoff, Groningen* , 36, pp. 99-107.
- Nakazawa, K., Sumita, M. and Maruyama, N.,1992, "Effect of Contact Pressure on Fretting Fatigue of High Strength Steel and Titanium Alloy", *Standardization of Fretting Fatigue Test Methods and Equipments ASTM STP 1159 Attia e Waterhouse (eds.)*.
- Neuber H., 1958, "Theory of notch stresses: principles for exact calculation of strength with reference to structural form and material". 2nd ed.. Berlin: Springer Verlag.
- Nishioka, K., Hirakawa, K., 1972, *Bull JSME*,15, pp.135-44.
- Nishihara, T., & Kawamoto, M., 1945, "The strength of metals under combined alternating bending and twisting", *Memoirs, College of Engng, kyoto Imperial University, Japan*, Vol. 10, pp. 177-201.
- Nowell, D., & Dai, D. N., 1998, "Analysis of surface tractions in complex fretting fatigue cycles using quadratic programming", *ASME Journal of Tribology*, 120, pp. 744-749.
- Nowell, D., 1988, "An analysis of fretting fatigue", D. Phil. thesis, Oxford University.
- Papanikos P, Meguid SA., 1994, "Fatigue Fracture Engineering Mater Structure"; 17:539-50.
- Paris, P. C., Gomes, M. P.,& Anderson, W. P., 1961, "A rational analytic theory of fatigue", *The trend in engineering*, 13, pp. 9-14.
- Pearson, R. E., 1975, "Initiation of fatigue crack in commercial aluminum alloys and the subsequent propagation of very short cracks", *Engineering Fracture Mechanics* 7, pp. 235-47.

Peterson, R. E., 1959, "Notch sensitivity", Metal Fatigue, McGraw-Hill, New York, pp. 293-306.

Ruiz, C., & Chen, K. C., 1986, "Life assessment of dovetail joints between blades and discs in aero-engines", Proceedings of 6th International Conference on Fatigue, Sheffield: I. Mech. E.

Ruiz, C., & Nowell, D., 2000, "Designing against fretting fatigue in aeroengines", In: Fluentes M., Elices M., Martin-Meizoso A., Martinez-Esnaola JM., editors. Fracture Mechanics, applications and challenges, Invited papers presented at the 13th European Conference on Fracture, ESIS publication 26, Amsterdam, Elsevier, pp. 73-95.

Ruiz, C., Boddington, P. H. B., & Chen, K. C., 1984, "An investigation of fatigue and fretting in a dovetail joint", Exp. Mech., 24.3, pp. 208-217.

Sato, K., 1992, "Determination and Control of Contact Pressure Distribution in Fretting Fatigue", Standardization of Fretting Fatigue Test Methods and Equipments ASTM STP 1159 Attia e Waterhouse (eds.).

Sheppard, S.D., 1991, "Field effects in fatigue crack initiation: long life fatigue strength". Trans ASME 1991; 113: 188-94.

Sines, G., & Ohgi, G., 1981, "Fatigue criteria under combined stresses and strain", ASME, J. Engng Mater. Technol., 103, pp. 82-90.

Sines, G., 1955, "Failure of materials under combined repeated stresses with superimposed static stresses", NACA tech, Note 3495.

Smith, K.N., Watson, P., Topper, T.H., 1970, "A stress-strain function for the fatigue of metals". J. Mater; 5(4):767-78.

Smith, R. A., Liu, Y., & Grabowski, L., 1996, "Short fatigue crack growth behaviour in Waspaloy at room and elevated temperatures", Engng. Mater. Struct., Vol. 19 No. 12, pp. 1505-1514.

Socie, D., 1987, "Multiaxial Fatigue Damage Models", Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 109, pp.293-298.

Susmel L., Taylor D., 2004, "A simplified approach to apply the theory of critical distances to notched components under torsional fatigue loading", International Journal of Fatigue 28 (2006) 417-430.

Susmel, L., Lazzarin, P., 2002, "A bi-parametric Wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment". Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 25, 63-78.

Susmel, L., Taylor, D., 2003, "Two methods for predicting the multiaxial fatigue limits of sharp notches". Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 26, 821-833.

Susmel, L., Taylor, D., 2004, "Fatigue Design in the Presence of Stress Concentrations". In: Int. J. of Strain Analysis for Eng. Components 385, pp.443-452.

Susmel, L., Tovo, R., Lazzarin, P., 2004, "The mean stress effect on the high-cycle fatigue strength from a multiaxial fatigue point of view". Int. J. Fatigue.

Szolwinski, M.P., Farris, T.N., 1998, Wear, 22, pp.124-36.

Tanaka, K., 1983, "Engineering formulae for fatigue strength reduction due to crack-like notches". Int J Fracture; 22: R39-45.

Tanaka, K., Akiniwa, Y., Shimizu, K., Kimura, H., Adachi, S., 2000, "Fatigue thresholds of discontinuously reinforced aluminum alloy correlated to tensile strength". International Journal of Fatigue 22; 431-439.

Taylor, D., O'Donnell, M., 1994, "Notch geometry effects in fatigue: a conservative design approach". Engineering Failure Analysis; 1: 275-87.

Taylor D., 1999, "Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical model". Int J Fatigue; 21: 413-20.

Taylor D., Bologna P., Bel Knani K., 2000, "Prediction of fatigue failure location on a component using a critical distance method", *International Journal of Fatigue* 22 (2000) 735-742.

Taylor D., 2004, "Analysis of fatigue failures in components using the theory of critical distances", *Engineering Failure Analysis* 12 (2004) 906-914.

Thomson, D., 1998, "The national high cycle fatigue (HCF)", Third Nat. Turbine Engine High Cycle Fatigue conference, Saint Antonio, Texas, CD-ROM proceedings, Strange, W. A. (Ed).

Tomlinson, G. A., 1927, "The rusting of steel surfaces in contact", *Proceedings of the Royal Society*, Vol. 115, pp. 472-483.

Warlow-Davis, F. J., 1941, "Fretting corrosion and fatigue strength", *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers*, Vol. 146, pp. 32.

Waterhouse, R.B., Lindley, T.C., 1994, "Fretting fatigue". ESIS Publication No. 18, European Structural Integrity Society, Mechanical Engineering Publications Limited, London.

APÊNDICES

ANEXO I : Algoritmo da Hiperesfera

Dang Van (1973) em seu trabalho sobre o critério proposto apresentou um algoritmo para o cálculo do centro da hiperesfera e do seu raio. O algoritmo é apresentado nos seguintes passos.

1 – Discretização da história de carregamento do tensor desviador $\mathbf{s}(t)$ em n pontos $\mathbf{s}_k = \mathbf{s}(t_k)$, $k = 1, 2, 3, \dots, n$.

2 – Atribuir um valor inicial $\boldsymbol{\rho}_{k-1}$ para o centro da hiperesfera. Uma escolha natural é o centróide do carregamento macroscópico $\mathbf{S}(t)$.

$$\boldsymbol{\rho}_{k-1} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \mathbf{S}_k \quad (1)$$

3 – Atribuir um valor inicial para o raio da hiperesfera, \mathbf{R}_{k-1} .

4 – Para cada estado de tensão \mathbf{S}_k e enquanto não se obtiver convergência;

4.1 – Calcule a distância entre o ponto e o centro da hiperesfera

$$D_k = J_2(\mathbf{S}_k - \boldsymbol{\rho}_{k-1}) = \frac{1}{2}(\mathbf{S}_k - \boldsymbol{\rho}_{k-1}) \cdot (\mathbf{S}_k - \boldsymbol{\rho}_{k-1}) \quad (2)$$

4.2 – Calcule o quanto o ponto está fora da hiperesfera

$$P_k = D_k - R_{k-1} \quad (3)$$

4.3 – Se $P_k < 0$ mantenha o centro e raio da hipersfera.

$$R_k = R_{k-1} \boldsymbol{\rho}_k = \boldsymbol{\rho}_{k-1} \quad (4)$$

4.4 – Se $P_k > 0$ o ponto está fora

$$\begin{aligned} R_k &= R_{k-1} + \chi P_k \\ \boldsymbol{\rho}_k &= \boldsymbol{\rho}_{k-1} + \frac{D_k - R_k}{D_k} (\mathbf{S}_k - \boldsymbol{\rho}_{k-1}) \end{aligned} \quad (5)$$