

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL

**BANCADA DE ENSAIOS MECÂNICOS À FADIGA
DE CABOS CONDUTORES DE ENERGIA**

ANTONIO MANOEL DIAS HENRIQUES

ORIENTADOR: ATHAIL RANGEL PULINO FILHO

TESE DE DOUTORADO EM ESTRUTURAS E CONSTRUÇÃO CIVIL

PUBLICAÇÃO: PECC.TD – 006A/06

BRASÍLIA/DF: MARÇO 2006

FICHA CATALOGRÁFICA

HENRIQUES, ANTONIO

Bancada de Ensaios Mecânicos à Fadiga de Cabos Condutores de Energia [Distrito Federal] 2006.

xxi, 162p. 297 mm (ENC/FT/UnB. Doutor. Estruturas e Construção Civil, 2006)

Tese de Doutorado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Departamento de Engenharia Civil e Ambiental.

1. Fadiga

3. Cabos

5. Vibração

I. ENC/FT/UnB

2. Ensaios Mecânicos

4. Energia

6. Abrasão

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

HENRIQUES, A.M.D (2006). Bancada de Ensaios Mecânicos à Fadiga de Cabos Condutores de Energia. Tese de Doutorado em Estruturas e Construção Civil, Publicação E.TD 006A/06, Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 162p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Antonio Manoel Dias Henriques

TÍTULO: Bancada de Ensaios Mecânicos à Fadiga de Cabos Condutores de Energia

GRAU: Doutor Ano: 2006

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

Antonio Manoel Dias Henriques

Universidade de Brasília – UnB

Dept.º. de Eng.^a Mecânica

70910-900 – Brasília – DF – Brasil

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por mais esta etapa vencida.

A minha esposa Manuela e a minha filha Karina pela compreensão, apoio e carinho durante mais esta jornada.

Aos meus pais Manuel e Ana pelo exemplo de vida e pela base de conduta, e pelo amor e carinho incondicional.

Aos meus irmãos Luiz, José e Victor e as minhas irmãs Fátima e Ana pela convivência e união familiar.

A Telca pela amizade e incentivo.

Ao Prof. Athail Rangel Pulino Filho pela liberdade de atuação e pela confiança depositada.

Aos meus colegas de Depto. de Eng.^a Mecânica, Alex e Jorge pelo apoio incontestado e pela troca de experiências que foram fundamentais para realização deste trabalho.

A Marcilene pelo apoio na formatação do trabalho e aos funcionários do Laboratório de Processos de Fabricação do Depto. de Eng.^a Mecânica pelo apoio na confecção de parte das peças da Bancada.

A Fundação de Empreendimentos Científicos e Tecnológicos – FINATEC, por parte do apoio financeiro que possibilitou a realização deste trabalho.

DEDICATÓRIA

A minha esposa Manuela.

A minha filha Karina.

Aos meus pais Manuel e Ana.

Aprender é descobrir aquilo que você já sabe.

Fazer é demonstrar que você o sabe.

*Ensinar é lembrar aos outros que eles sabem
tanto quanto você.*

Somos todos aprendizes, fazedores, professores.

Richard Bach.

RESUMO

BANCADA DE ENSAIOS MECÂNICOS À FADIGA DE CABOS CONDUTORES DE ENERGIA

Autor: Antonio Manoel Dias Henriques

Orientador: Athail Rangel Pulino Filho

Programa de Pós-Graduação em Estruturas e Construção Civil

Brasília, março 2006

O presente trabalho descreve uma Bancada para realização de ensaios de fadiga em cabos condutores de energia. A Bancada foi projetada e construída de forma a permitir a condução de uma ampla gama de ensaios, em especial, além dos ensaios de fadiga, pode-se conduzir ensaios de vibração e de amortecimento próprio do cabo, entre outros. À concepção adotada possibilita a realização de testes em cabos condutores, com até 50 mm de diâmetro e com vão ativo variando na faixa de 38 a 50 m de comprimento, com total controle e monitoramento em tempo real das condições pré-estabelecidas para o ensaio. O sistema desenvolvido permite controlar ou monitorar, entre outros parâmetros, a pré-tensão no cabo, a força de aperto nos parafusos de fixação do grampo de suspensão, o deslocamento em qualquer ponto da amostra em teste, a frequência e a força de excitação, a temperatura e a deformação nos fios da camada externa do cabo. Nos ensaios de fadiga o sistema mantém, durante todo o teste, uma variação de no máximo 5 % da amplitude de deslocamento prescrita a 89 mm do último ponto de contato entre o cabo (vão ativo) e o grampo de suspensão. Permite também, por meio de sensores a laser, detectar o momento exato e a camada em que ocorreu a quebra dos fios. A Bancada permite ainda variar o ângulo de saída do cabo no grampo de suspensão.

A construção da bancada foi motivada pelas dificuldades existentes, na fase de projeto da linha, em se prever a durabilidade dos cabos com maior precisão, o que conduz a limitações de alguns parâmetros de projeto, tais como a carga de tração a ser aplicada ao cabo e o comprimento do vão entre as torres. Testes de laboratório se fazem necessários não só para empresas de energia elétrica terem dados confiáveis para projetos de novas linhas de transmissão, como, por exemplo, o auto-amortecimento do condutor, mas também para se otimizar e se determinar a vida útil das linhas já instaladas.

ABSTRACT

TEST APPARATUS TO PERFORM FATIGUE ENDURANCE CAPABILITY IN POWER LINE CABLES.

Author: Antonio Manoel Dias Henriques
Supervisor: Athail Rangel Pulino Filho
Programa de Pós-Graduação em Estruturas e Construção Civil
Brasília, March 2006

The present work describes the development of a test apparatus to perform fatigue endurance capability in power line cables. The test apparatus was designed and built in such a way to allow for the execution of an extensive range of tests, specifically, besides the fatigue tests, it allows for the execution of cable vibration and self-damping tests, among others. The concept adopted allows for the execution of tests in power cables up to 50 mm in diameter and with an active span ranging from 38 to 50 m in length, with full, real-time controlling and monitoring of the conditions that were preset for the tests. The system developed allows for the controlling and monitoring, among other parameters, of the pre-strain in the cables, the tightening torque of suspension clamp fastening bolts, the displacement of any part of the sample under test, the drive frequency and force, the temperature and the deformation of the wires in the outer layer of the cable. In the fatigue tests, for the full duration of the test, the system keeps the variation of the displacement amplitude within a maximum of 5% of the prescribed value at a distance of 89 mm from the last contact point between the cable (active span) and the suspension clamp. Also, by means of laser sensors, it allows for the detection of the precise moment at which the wires break as well as the layer where the break occurred. The test apparatus also allows for the adjustment of the exit angle of the cable at the suspension clamp.

The construction of the test apparatus was prompted by the existing difficulties, during power line design phase, to predict the durability of the cables with higher precision, which lead to limitations of some design parameters, such as the strain load to be applied to the cable and the span length between the towers. Laboratory tests are needed, not only for the electric power companies to have reliable data for the design of new transmission lines, like, for instance, the self-damping of the conductor, but also to optimize and to determine the life span of the lines already installed.

SUMÁRIO

1 – INTRODUÇÃO	1
1.2 – OBJETIVOS	5
1.3 – JUSTIFICATIVA	5
1.4 – APRESENTAÇÃO DO TRABALHO	8
2 – FADIGA POR FRETTING	
2.1 – CONSIDERAÇÕES INICIAIS	10
2.2 – MECÂNICA DO CONTATO	13
2.2.1 – Contato entre cilindros	13
2.1.1.1 – Tensões superficiais	13
2.1.1.2 – Carga normal	15
2.1.1.3 – Carga tangencial	16
2.1.1.4 – Carga remota de fadiga	21
2.1.1.5 – Campo de tensão cíclico no interior da região do contato	22
2.3 – CONCEITOS BÁSICOS DA MECÂNICA DA FRATURA LINEAR ELÁSTICA	23
2.3.1 - Tensão na ponta da trinca	24
2.3.2 – Propagação da trinca	26
2.3.3 – Trincas curtas	27
2.3.3.1 – Diagrama de Kitagawa e Takahashi (K-T)	28
2.4 – FADIGA UNIAXIAL E MULTIAXIAL	31
2.4.1 – Fadiga Uniaxial	31
2.4.1.1 – Curvas S-N	31
2.4.1.2 – Efeitos da tensão média na vida a fadiga	33
2.4.2 – Fadiga Multiaxial	36
2.4.2.1 - Modelo das curvas de Wöhler modificadas (MCWM)	38
2.4.2.2 - Modelo mesoscópico	42
3 - VIBRAÇÕES EM CABOS CONDUTORES DE ENERGIA	
3.1 – INTRODUÇÃO	47
3.2 – MÉTODOS DE AVALIAÇÃO DA VIBRAÇÃO EÓLICA	50
3.3 – VIBRAÇÃO EÓLICA	51
3.4 – PREDIÇÃO DO NÍVEL DE VIBRAÇÃO EÓLICA	56

3.4.1 – Potência dissipada pelo condutor	57
3.4.2 – Potência fornecida pelo vento ao condutor	61
3.4.3 – Determinação do nível de vibração	62
4 – MECANISMOS DE FADIGA EM CABOS CONDUTORES DE ENERGIA	
4.1 – INTRODUÇÃO	66
4.2 – INFLUÊNCIA DA ABRASÃO (FREETING) NA FADIGA DO CABO	68
4.3 – FADIGA DE CABOS CONDUTORES	69
4.4 – CÁLCULOS DOS ESFORÇOS DINÂMICOS NOS CONDUTORES (TENSÕES IDEALIZADAS)	71
4.5 – DESCRIÇÃO DO FENÔMENO DE DOBRAMENTO (FLEXÃO) DO CONDUTOR	74
4.6 – LIMITES DE RESISTÊNCIA À FADIGA	75
4.6.1 – Limite de segurança da CIGRE	77
4.6.2 – Limite de segurança do EPRI	79
4.6.3 – Níveis de restrição IEEE	81
4.6.4 – Aplicação das curvas S-N – Teoria de Miner	81
4.7 – ESTIMATIVA DE VIDA DOS CABOS CONDUTORES	83
4.8 – INFLUÊNCIA DA TENSÃO MECÂNICA NA FADIGA DO CONDUTOR	84
4.9 – IMPACTO DA CARGA DE PRÉ-ESTICAMENTO DO CABO NO CUSTO DA LINHA	87
4.10 – FLUXOGRAMA DA DETERMINAÇÃO DA VIDA ÚTIL DE CABOS CONDUTORES	88
5 – CONSTRUÇÃO DA BANCADA E DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL	
5.1 – INTRODUÇÃO	90
5.2 – DETERMINAÇÃO LABORATORIAL DA CAPACIDADE DE RESISTÊNCIA À FADIGA	90
5.2.1 – Condições laboratoriais	90
5.2.2 – Parâmetros de teste	92
5.2.3 – Análise de resultados	93
5.3 – BANCADA DE ENSAIOS	94
5.3.1 – Especificações da Bancada de Ensaios	95

5.3.2 – Disposição física da Bancada	98
5.3.2.1 – Esquema físico	98
5.3.2.2 – Fotos da Bancada	100
5.3.3 – Descrição da Bancada de testes	102
5.3.3.1 – Mecanismo de tracionamento do cabo	102
5.3.3.2 – Mecanismo excitador	103
5.3.3.3 – Dispositivo para fixação do grampo de suspensão	104
5.3.3.4 – Dispositivo de detecção de quebra de fios	105
5.3.3.5 – Sistema de aquisição de dados	107
6 – TESTES REALIZADOS NA BANCADA	
6.1 – TESTES REALIZADOS	110
6.1.1 – Planejamento dos experimentos	110
6.1.2 – Determinação do ângulo de mergulho	111
6.1.3 – Torque de aperto dos parafusos de fixação do cabo no grampo de suspensão	111
6.1.4 – Carga de pré-tensionamento e amplitude de deslocamento prescrito do cabo	111
6.1.4.1 – Carga de pré-tensionamento	111
6.1.4.2 – Amplitude de deslocamento restrito do cabo	112
6.1.5 – Controle dos parâmetros de ensaio	113
6.1.6 – Materiais e métodos	116
6.1.6.1 - Caracterização do material e dos corpos de prova	117
6.1.6.2 – Procedimentos de ensaio	118
6.1.7 – Resultados e discussões	119
6.1.7.1 – Ensaio de fadiga	119
6.1.7.2 – Análise dos resultados em relação aos ensaios preliminares	122
7 – METODOLOGIA PARA ENSAIO DE FADIGA	
7.1 – INTRODUÇÃO	124
7.2 – ESCOPO	124
7.3 – PREPARAÇÃO DO CORPO DE PROVA	124
7.4 – MONTAGEM DO CORPO DE PROVA NA BANCADA	126
7.5 – OPERAÇÃO DA BANCADA	131
8 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES	135

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	138
APÊNDICES	
A – SOLUÇÃO DA EQUAÇÃO INTEGRAL SINGULAR	149
A.1- SOLUÇÃO PARA O CASO NÃO SINGULAR EM AMBAS AS EXTREMIDADES	149
B – ALGORÍTIMO DA HIPERESFERA	151
C – CÁLCULOS DOS VALORES MÁXIMO E MÍNIMO DA RIGIDEZ FLEXIONAL	153
D – EXEMPLO DIDÁTICO DA UTILIZAÇÃO DA METODOLOGIA CIGRE	156
D.1 – INTRODUÇÃO	156
D.2 – COMPARAÇÃO COM O LIMITE DE EPRI	157
D.3 – DETERMINAÇÃO DA VIDA ÚTIL	158

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Tensões superficiais cisalhantes para cada região durante a variação do carregamento tangencial com o tempo	20
Tabela 3.1 – Movimentos induzidos pelo vento [FURTADO, 2001]	49
Tabela 4.1 – Constantes da curva limite de segurança (Safe Border Line), [CIGRE, 1988]	79
Tabela 4.2 – Limites de resistência à fadiga do EPRI (1979).	80
Tabela 4.3 – Cargas máximas recomendadas para cabos na condição de trabalho de maior duração, sem dispositivos de proteção contra vibração [ABNT, 1985]	87
Tabela 6.1 – Caracterização dos Ensaio Exploratórios – EDS = 20% da carga de ruptura	113
Tabela 6.2 – Definição das condições de ensaio	116
Tabela 6.3 – Propriedades mecânicas do cabo Grosbeak [NEXANS, 2004]	117
Tabela 6.4 – Propriedades mecânicas da liga de alumínio 1350-H19	118
Tabela 6.5 – Resumo dos resultados dos ensaios	119
Tabela 6.6 – Posição média da falha dos fios dos cabos Grosbeak ensaiados	122
Tabela A1 – Funções fundamentais para a inversão das equações integrais singulares de primeiro tipo.	149
Tabela C1 – Cálculo de EI_{\max} para o cabo GROSBEAK	155
Tabela D1 – Matriz interna do vibrógrafo	157
Tabela D2 – Dados do cabo	157
Tabela D3 – Matriz amplitude x frequência, extrapolado para um ano	159
Tabela D4 – Estimativa de vida à fadiga	161

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Principais elementos das linhas de transmissão [FUCHS et al., 1992]	02
Figura 2.1 – Semi-plano sujeito a distribuição de força normal P e cisalhante Q	14
Figura 2.2 – Contato entre dois corpos elasticamente deformáveis submetidos à força normal, P, e tangencial, Q	16
Figura 2.3 – Regiões de escorregamento e de adesão para o contato entre cilindros em regime de escorregamento parcial	17
Figura 2.4 – Perfil da distribuição de pressão e tensão cisalhante para uma configuração típica de carregamento, $Q/fP = 0.59$	18
Figura 2.5 – Variação do carregamento cisalhante Q com o tempo t	19
Figura 2.6 – (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 $\frac{\sigma_R}{P_0}$ variando entre ± 0.59	22
Figura 2.7 – Modos de propagação da trinca	24
Figura 2.8 – Trinca em um plano infinito sujeita a tensão normal	25
Figura 2.9 – Zonas plástica e de dominância de K na ponta de uma trinca	26
Figura 2.10 – Taxa de crescimento da trinca como função de ΔK	27
Figura 2.11 – 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)	29
Figura 2.12 – Construção esquemática da curva S – N	32
Figura 2.13 – Tensão flutuante senoidal ($\Delta\sigma = \sigma_r$)	34
Figura 2.14 – Diagrama de fadiga mostrando vários critérios de falha	35
Figura 2.15 – Plano material D e vetor tensão de Cauchy $\mathbf{T}(t)$	40
Figura 2.16 – Esquema de falha para o Critério de Dang Van.	43
Figura 2.17 – Representação do critério de Dang Van.	44
Figura 3.1 – Forças atuando no condutor sob ação do vento. a) sem a presença de gelo b) com diferentes posicionamentos da camada de gelo; V_w é à força do vento; Q_A é à força de sustentação; Q_L é a força de arraste [FRIEDRICK et al., 2003]	48
Figura 3.2 – Curvas elípticas dos condutores em galope [FRIEDRICK et al., 2003]	48

Figura 3.3 – Escoamento ao redor de um cilindro para $Re < 1$	52
Figura 3.4 – Formação de vórtices próximos ao condutor [FURTADO, 2001]	52
Figura 3.5 – Numero de Strouhal em função do número de Reynolds. Curva obtida experimentalmente para escoamento sobre cilindros circulares [FUCHS, 1992].	53
Figura 3.6 – Forma de onda de vibração-batimento com mais de 2 frequências [EPRI]	54
Figura 3.7 – Variação do comprimento de onda (λ) com o aumento da tração no condutor [FURTADO, 2001]	55
Figura 3.8 – Energia dissipada pelos cabos [CIGRE, 1989]	58
Figura 3.9 – Energia fornecida pelo vento [EPRI, 1979]	62
Figura 3.10 – Amplitude x Frequência para um vão de 400m do condutor “Olive” 54/3,5 ACSR. Utilizado na Austrália (NBL = carga de ruptura do cabo) [ROUGHAM, 1983].	63
Figura 3.11 – Amplitudes e Frequências previstas [EPRI, 1979]	63
Figura 3.12 – Amplitude e frequências previstas conforme Figura 3.8 – sem amortecedores [EPRI, 1979]	64
Figura 3.13 – Amplitudes e frequências previstas conforme Figura 3.8 com 1 ou 2 amortecedores Stockbridge [EPRI, 1979]	64
Figura 3.14 – Amortecedor tipo Stockbridge [FUCHS et al., 1992]	65
Figura 4.1 – Região onde ocorre a ruptura dos cabos condutores.	66
Figura 4.2 – Modos de contato entre os fios de alumínio (B, C, D), fios de aço (E) e o grampo (A) [IEEE, 1993]	67
Figura 4.3 – Danos por fadiga em cabos condutores	69
Figura 4.4 – Montagem esquemática cabo/grampo mostrando a posição padrão para medida da amplitude de deslocamento Y_b	71
Figura 4.5 – Foto de um vibrógrafo instalado junto ao grampo de suspensão [CIGRE]	73
Figura 4.6 – Tensão de flexão na superfície do cabo em função da amplitude de flexão [CIGRE, 2006]	73
Figura 4.7 – Fios de duas camadas adjacentes submetidos a uma força normal F_N e um movimento relativo dx [CIGRE, 2006]	74
Figura 4.8 – Rigidez a flexão em função da curvatura do condutor [PAPAILIOU, 75	75

1997]	
Figura 4.9 – Resultados de ensaios compilados pelo CIGRE (1985)	76
Figura 4.10 – Vibrógrafo com sensor de temperatura e de velocidade do vento. Mede a amplitude de flexão de forma direta [CIGRE, 2006]	78
Figura 4.11 – Vibrógrafo de medição da amplitude de flexão invertida CIGRE,2006]	78
Figura 4.12 – Resultados dos ensaios compilados pelo EPRI (1979)	80
Figura 4.13 – Método de cálculo para determinar a vida útil de cabos condutores	83
Figura 4.14 – Diagrama de Goodman modificado [FUCHS et. al., 1992]	84
Figura 4.15 – Variações típicas do parâmetro de auto-amortecimento H com a tração no condutor [FUCHS et. al., 1992]	85
Figura 4.16 – Variação da tensão dinâmica ao longo do cabo	85
Figura 4.17 – Tensão dinâmica em função do EDS e do diâmetro do condutor. [FURTADO, 2001]	86
Figura 4.18 – Curva investimento relativo versus EDS [FRIEDRICK et. al., 2003]	88
Figura 4.19 – Fluxograma da determinação da vida útil de cabos condutores [COSMAI]	89
Figura 5.1 – Desenho esquemático da bancada	99
Figura 5.2 – Vista geral da bancada	100
Figura 5.3 – Braço de alavanca com sistema de contrapeso, atuador linear e célula de carga acoplada ao grampo de fixação (vão ativo)	100
Figura 5.4 – Excitador eletromecânico, transdutor de força e acelerômetro	100
Figura 5.5 – Célula de carga, grampo de fixação, e polia de apoio do cabo	101
Figura 5.6 – Dispositivo de detecção da rotação do cabo	101
Figura 5.7 – Dispositivo de fixação do grampo de suspensão instalado sobre bloco de concreto móvel e sensor a laser a 89 mm da “boca” do grampo	101
Figura 5.8 – Detalhe mostrando o cabo preso ao grampo de fixação e ao bloco de ancoragem	102
Figura 5.9 – Acoplamento do excitador ao cabo em teste	104
Figura 5.10 – Montagem esquemática do dispositivo de medida de rotação do cabo.	105
Figura 5.11 – Localização dos sensores	107
Figura 5.12 – Esquema da instrumentação da Bancada	109
Figura 5.13 – Sistema de Monitoramento.	109
Figura 6.1 – Curva limite de segurança para cabos condutores com duas camadas de	112

fios de alumínio	
Figura 6.2 – Representação esquemática da estimativa da variação de uma função resultante da variação de seu argumento	114
Figura 6.3 – Sensibilidade da vida em função de variações dos parâmetros de controle	115
Figura 6.4 – Gráfico mostrando a variação aleatória de T , y_b , x durante os ensaios	116
Figura 6.5 – Cabo Grosbeak – ACSR 636 MCM – 26 fios de alumínio e 7 fios de aço	117
Figura 6.6 – Desenho esquemático da configuração da bancada utilizada nos testes	118
Figura 6.7 – Curvas S-N para o cabo ACSR Grosbeak	120
Figura 6.8 – Estado final do cabo ensaiado com amplitude de 1,4 mm durante $6 \cdot 10^5$ ciclos	121
Figura 6.9 – Estado final do cabo ensaiado com amplitude de 1,3 mm durante $1,1 \cdot 10^6$ ciclos.	121
Figura 6.10 – Estado final do cabo após ser ensaio com amplitude de 1,1 mm durante $2,16 \cdot 10^5$ ciclos	121
Figura 6.11 – Estado final do cabo ensaiado com amplitude de 1,1 mm durante $1 \cdot 10^5$ ciclos	122
Figura 7.1 – Dispositivo para retirada dos corpos de prova	125
Figura 7.2 – Polias auxiliares para posicionamento do cabo na Bancada	125
Figura 7.3 – Simulação do procedimento de corte do corpo de prova	126
Figura 7.4 – Montagem do corpo de prova na Bancada (na extremidade do vão ativo)	127
Figura 7.5 – Montagem do corpo de prova no grampo de suspensão	127
Figura 7.6 – Montagem do corpo de prova na Bancada (na extremidade do vão passivo)	128
Figura 7.7 – Montagem do corpo de prova na Bancada (fixação final do vão passivo no bloco de ancoragem)	128
Figura 7.8 – Instalação das arruelas instrumentadas	129
Figura 7.9 – Dispositivo de fixação do corpo de prova ao excitador	130
Figura 7.10 – Posicionamento do sensor a laser a 89 mm da “boca” do grampo de suspensão	130
Figura 7.11 – Equipamentos de monitoramento da Bancada	131
Figura 7.12 – Tela do sistema utilizado para busca de ressonância	132
Figura 7.13 – Marcação do nó onde será instalado o dispositivo de detecção de	132

quebra de fios

Figura 7.14 – Instalação do dispositivo de detecção de quebra de fios	133
Figura 7.15 – Instalação do atuador linear no braço de alavanca	133
Figura D1– M máxima amplitude x frequência [CIGRE, 1995]	158
Figura D2 – Curva de tensão acumulada e S-N [CIGRE, 1995]	159
Figura D3 – Amplitude x Dano [CIGRE, 1995]	161
Figura D4 – Frequência x Dano [CIGRE, 1995]	162

LISTA DE SÍMBOLOS

A – complacência composta

a – metade do tamanho de contato.

B – constante do material.

b – metade do comprimento da trinca.

b_0 – tamanho crítico ou intrínseco da trinca.

b_s – largura do corpo de prova.

C – parâmetro de singularidade.

c – metade do tamanho da zona de adesão.

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

DV – índice de erro do Modelo Mesoscópico.

D – função de dano

d – diâmetro do condutor.

d_{al} – diâmetro dos fios de alumínio

d_a – diâmetro dos fios de aço

d_c – diâmetro do cilindro.

E – módulo de elasticidade.

E^* – módulo de elasticidade equivalente.

E_1 e E_2 – módulos de elasticidade dos cilindros em contato.

E_{al} – módulo de elasticidade dos fios de alumínio

E_a – módulo de elasticidade dos fios de aço

e – tamanho do deslocamento da zona de adesão devido ao efeito da tensão remota.

$e'(t)$ – tamanho do deslocamento da zona de adesão devido ao efeito da variação cíclica da tensão remota.

f – coeficiente de atrito.

f – frequência

f_s – frequência de desprendimento dos vórtices.

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

$h(x)$ – deslocamento normal (na direção y).

\mathbf{I} – tensor identidade.

$I_{\min.}$ – momento de inércia mínimo

$I_{\max.}$ – momento de inércia máximo

k – curvatura relativa.

L_s – espessura do corpo de prova.
 A – metros do material obtido do Modelo das Curvas de Wöhler Modificadas.
 m_1 – parâmetros do material obtido do Modelo das Curvas de Wöhler Modificadas.
 m - massa por unidade de comprimento
 n – modo de vibração
 n_a – numero de fios de aço
 n_{al} – numero de fios de aluminio
 N_f – número de ciclo de vida.
 P – carga normal por unidade de comprimento
 P_w – energia fornecida pelo vento.
 P_c – energia dissipada pelo auto amortecimento
 p_0 – máxima pressão de contato.
 $p(x)$ – distribuição da pressão de contato.
 p_h – tensão ao hidrostática microscópica.
 Q – carga tangencial por unidade de comprimento.
 Q_{\max} – carga tangencial máxima
 Q_{\min} – carga tangencial minima
 Q_A – força de sustentação.
 Q_L – força de arraste
 $q(x)$ – 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_{eq} – raio equivalente.
 Re – numero de Reynolds
 R_1 e R_2 – raios dos cilindros em contato.
 r – distância da ponta da trinca ao ponto material em estudo.
 s – tensor tensão desviador microscópica.
 S – tensor tensão desviador macroscópica.
 S_u – Limite de ruptura do material.
 SU – índice de erro do Modelo das Curvas de Wöhler Modificadas (MCWM).
 SWR – razão de onda estacionária
 V – velocidade do vento
 V_w – força do vento

$w(x)$ – função de forma.
 Y_b – amplitude de deslocamento pico a pico.
 α a – parâmetros do material obtido do Modelo Mesoscópico.
 K – fator intensidade de tensão.
 $\Delta P/L$ – potência dissipada por unidade de comprimento
 $\Delta\sigma_{th}$ – tensão limiar.
 ΔK_0 – limite do fator de intensidade de tensão
 $\Delta\sigma$ – faixa de tensão.
 ΔK – faixa de variação do fator de intensidade de tensão
 ΔK_{th} – fator de intensidade de tensão limiar
 γ – expoente de resistência a fadiga.
 k – parâmetro do material obtido do Modelo Mesoscópico
 α - parâmetro do material obtido do Modelo Mesoscópico
 λ – comprimento de onda
 μ – módulo de rigidez.
 ν - razão de Poisson.
 β - viscosidade cinemática do fluido
 $\Delta\sigma_{fl}$ – limite de fadiga do material
 ρ – tensor residual no grão.
 σ – tensor tensão microscópica
 σ_{xx} – componente xx de tensão
 σ_{xx}^n – componente xx de tensão devido a força normal.
 σ_{xx}^t – componente xx de tensão devido a força tangencial
 σ_{yy} – componente yy de tensão
 σ_{zz} – componente zz de tensão
 σ_{-1} – limite de fadiga à flexão alternada
 σ_0 – limite de fadiga à flexão repetida
 σ_y – limite de escoamento
 $\sigma_{f'}$ – coeficiente de resistência a fadiga
 σ_a – amplitude de tensão

σ_m – tensão média

σ_{max} – tensão máxima

σ_{min} – tensão mínima

σ_{ar} – resistência a fadiga equivalente

σ_B – tensão remota de fadiga

σ_B^{max} – máxima tensão remota de fadiga

τ_{xy} – componente xy de tensão

θ – ângulo em relação ao plano da trinca

τ – tensão cisalhante

$\tau(t)$ – tensão de Tresca em cada instante t .

ω – frequência de aplicação da carga senoidal Q

$\frac{\partial q}{\partial t}$ – taxa de deslocamento relativo

\mathbf{T} – vetor tensão de Cauchy

T – tração no cabo

1 – INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de um país exige a disponibilidade de energia em quantidades suficientes não só para atender a demanda existente mas também para permitir o crescimento de sua indústria e atender o número sempre crescente de seus consumidores. A energia elétrica, por sua vez, freqüentemente não pode ser produzida em local próximo às regiões de consumo, e independentemente de sua origem, hidráulica ou térmica, necessita ser transportada.

Quando se consideram a extensão do território brasileiro e os abundantes recursos de energia hidráulica distantes dos centros de consumo, torna-se clara a importância para o país, das linhas de transmissão, ficando também evidente a necessidade de investimentos nacionais em P&D, face a pouca oferta de tecnologia externa nesta área, e as particularidades de clima e topografia que são muito específicos de cada país, e que influenciam diretamente na vida útil destas linhas.

A malha de transmissão e distribuição do sistema elétrico brasileiro que contava em julho de 2005, segundo dados do Ministério de Minas e Energia [ESMERALDO, 2005], com aproximadamente 81.241 km de extensão, é caracterizada por instalações que datam, em média, de 20 a 30 anos de operação. Com isto é fundamental que as concessionárias mantenham um controle efetivo dos materiais que compõem o sistema, de forma a se garantir a confiabilidade necessária.

Com a grande competitividade do setor energético, a escassez de recursos para investimentos e o envelhecimento do sistema, é necessário sua otimização e reforma para enfrentar o aumento da demanda de energia elétrica do mercado brasileiro. O Ministério de Minas e Energia estima que a necessidade de uma expansão média anual é da ordem de 4400 Mw, o que resulta em investimentos médios anuais de R\$ 8,5 bilhões de reais.

O desempenho elétrico das linhas de transmissão de energia elétrica está diretamente relacionado com as características de seus componentes, como também de sua configuração geométrica. Temos, de um lado, a suportabilidade elétrica de sua estrutura isolante e seu desempenho técnico, e do outro lado, sua capacidade de suportar as

solicitações mecânicas a que são submetidas, que devem ser consideradas concomitantemente. E, isso, sem descuidar de um outro fator de igual importância, que é o econômico. O transporte de energia elétrica pelas linhas de transmissão tem, dentro de um sistema elétrico, o caráter de “prestação de serviço”. Deverá, pois, ser eficiente, confiável e econômico. Para se transportar uma determinada quantidade de energia elétrica a uma distância preestabelecida, há um número muito grande de soluções possíveis, em função do grande número de variáveis associadas a uma linha [FUCHS et al., 1992].

Todos os fatores intervenientes estão relacionados com os componentes físicos das linhas.

Uma linha de transmissão de alta tensão compõe-se das seguintes partes principais (Figura 1.1).

- Cabos condutores de energia;
- Acessórios e estruturas isolantes;
- Estruturas de suportes e suas fundações
- Cabos de guarda ou pára-raios;
- Aterramentos;
- Acessórios diversos

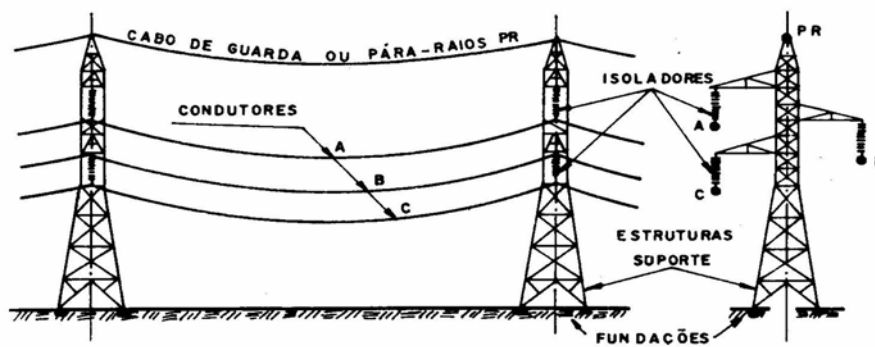


Figura 1.1 – Principais elementos das linhas de transmissão [FUCHS et al., 1992]

O cabo condutor é naturalmente o elemento mais importante no transporte de energia elétrica e exige um cuidadoso trabalho de manutenção preditiva e preventiva, evitando-se o comprometimento de fornecimento de energia elétrica aos diversos seguimentos de clientes e, conseqüentemente, evitando-se prejuízos financeiros e danos à imagem das empresas concessionárias.

Por isso, torna-se fundamental a estimativa da vida útil dos cabos condutores para novas instalações e para instalações existentes ou que sofrerão intervenções com o objetivo de otimizar sua capacidade de transporte de energia elétrica.

A maioria das falhas em cabos condutores envolve a fadiga do material, causada pela ação de forças eólicas que provocam vibrações de alta frequência e baixa amplitude [CIGRE, 1979].

As dificuldades existentes para, na fase de projeto da linha, se prever o comportamento dinâmico dos cabos com precisão, conduzem a limitações de alguns parâmetros do projeto, tais como a carga de tração dos cabos e o comprimento dos vãos entre as torres.

Tanto na etapa de projeto como para uma avaliação da vida residual de uma linha, há a necessidade de se relacionar a vibração medida no cabo condutor à probabilidade de fadiga dos seus fios. No entanto, devido ao fenômeno de abrasão (fretting), esta correlação torna-se uma questão complexa.

É de conhecimento geral que a fadiga de condutores resulta no acúmulo de esforços dinâmicos de dobramento na presença de abrasão (fretting). As forças de atrito, combinadas ao movimento relativo entre os fios, e entre o cabo e o grampo de suspensão ou espaçador, causam a abrasão nos contatos entre fios e entre fios externos e o grampo de suspensão ou espaçador. A partir do momento que uma trinca inicial é induzida na superfície de contato, a mesma pode levar à ruptura do fio e acabar rompendo o condutor completamente [CIGRE, 2006].

Como exemplo cita-se, o evento ocorrido em 2001, quando aproximadamente 67 milhões de habitantes das regiões Sul, Sudeste e Centro-Oeste do Brasil ficaram sem energia elétrica por várias horas devido a um *black-out* provocado pela ruptura por fadiga de uma linha de transmissão de 460 kV que atravessava o rio Paraná, no estado de São Paulo. Estima-se que os custos associados a esta falha, apenas devido ao lucro cessante atingiram o montante de R\$ 70.000.000,00 (setenta milhões de reais).

Entretanto, além dos custos financeiros associados ao não fornecimento de energia, aos processos movidos contra a distribuidora por lucro cessante de outras empresas e a multa

imposta pela ANEEL (aproximadamente R\$ 4.500.000,00), houve prejuízos não mensuráveis à imagem da companhia, e do país no sentido da não captação de recursos externos por uma aparente falta de infra-estrutura adequada.

Apesar do conhecimento existente sobre a fadiga por “fretting” em cabos condutores, este não é suficiente para permitir estimar a vida útil de um sistema condutor/grampo utilizando-se um modelo matemático apropriado que represente o fenômeno de abrasão, o qual inclua as propriedades mecânicas e físicas dos fios. Segundo [CIGRE, 2006] a definição de um modelo teórico ou numérico apropriado que represente o fenômeno permanece em aberto. O método padrão de avaliação ainda baseia-se na execução de testes experimentais, caso a caso.

Tais fatos tornam fundamental para um projeto adequado ou repotencialização de linhas de transmissão, um completo conhecimento das características dos condutores.

Ocorre que um dos problemas com que se defrontam as empresas do setor elétrico, é o da insuficiência de dados sobre o comportamento mecânico de cabos condutores. A situação entre outros aspectos, tem inibido a utilização de novos produtos e alternativas (repotencialização de linhas existentes por exemplo), que poderiam representar, caso viáveis, a otimização de investimentos e maior confiabilidade operacional. Para uma referência dos valores envolvidos, considera-se que os cabos condutores representam cerca de 25% dos custos de uma linha de transmissão.

A pesquisa bibliográfica realizada mostra que não existem trabalhos publicados que apresentem informações suficientes para que se possa construir uma bancada para a realização de testes de fadiga em cabos condutores de energia.

Os desenhos esquemáticos normalmente apresentados nestes trabalhos, quando existentes, não possibilitam replicar a bancada utilizada nas pesquisas.

As referências [CIGRE, 2006], [ZHROU et al., 1996] e [CARDOU et al., 1994] fornecem um desenho esquemático das bancadas utilizadas nos experimentos. No entanto, além do comprimento do vão ser muito pequeno, cerca de 7 m, não são apresentados detalhes referentes aos equipamentos de medição e ao programa de controle.

Já a referência [HEREK, 1997] apresenta uma bancada de ensaios mecânicos de cabos condutores a altas temperaturas que pela concepção adotada não é adequada para ensaios de fadiga.

Pelas pesquisas e visitas feitas a vários centros de pesquisa no país, constatou-se que a única instituição que possui uma bancada para ensaios de fadiga em cabos de linhas de transmissão de energia é o Centro de Pesquisas em Energia Elétrica – CEPTEL, localizado no Rio de Janeiro. No entanto, apesar da bancada possuir um vão de comprimento adequado, ela não atende a todas as recomendações da CIGRE (1985), EPRI (1979) e IEEE (1978). Por exemplo, não possibilita, durante o ensaio, manter de forma automática uma amplitude constante, junto ao grampo de suspensão.

O presente trabalho apresenta uma metodologia para ensaios de fadiga de cabos de energia que resultou no projeto e construção de uma bancada de testes que atende a todos os requisitos estipulados pela ABNT, CIGRE, EPRI e IEEE.

1.2 - OBJETIVOS

O presente trabalho teve como objetivos desenvolver uma metodologia para ensaios de fadiga em cabos condutores de alta tensão, e o de projetar e construir uma Bancada que permita realizar os referidos ensaios de forma a se obter informações necessárias para o controle de qualidade de cabos e acessórios para linhas de transmissão e para o projeto e otimização dessas linhas.

1.3 - JUSTIFICATIVA

Nos projetos de linhas de transmissão, um dos fatores limitantes é a distância mínima entre os condutores e o solo. Uma vez definido estes fatores, são estudados os demais fatores de forma a se conseguir uma boa equação econômica.

O vão entre as torres, suas alturas e respectivas flechas devem ser determinados visando atender os requisitos técnicos próprios da linha em projeto, considerando as características dos materiais disponíveis no mercado e principalmente otimizando o custo global.

É portanto imprescindível considerar, além da problemática de manutenção e a da vida útil da linha de transmissão, as alterações de suas características e dos critérios que nortearam o seu projeto, que possam ocorrer ao longo do tempo. Por exemplo, caso haja mudanças ao longo do tempo nas características físicas da região atravessada por uma linha de transmissão de energia, não previstas no projeto original, este fato poderá levar a uma mudança no regime do vento que incide sobre o cabo podendo ocasionar uma falha por fadiga do mesmo.

Tais fatos tornam fundamentais, para um projeto adequado, um completo conhecimento das características dos condutores.

Justamente um dos problemas com que se defrontam as empresas do setor elétrico, é o da insuficiência de dados sobre o comportamento mecânico de cabos condutores. Este desconhecimento entre outros aspectos tem inibido a utilização de novos produtos (cabos com alma fabricada com material composto) e alternativas (repotencialização de linhas existentes, por exemplo), que poderiam representar, caso viáveis, a otimização de investimentos e mais confiabilidade operacional.

Face ao exposto podem ser destacados os seguintes benefícios diretos advindos da metodologia de ensaios proposta neste trabalho bem como da utilização da Bancada construída:

- Possibilidade da Universidade de Brasília de desenvolver pesquisas, treinamentos e prestação de serviços na avaliação de cabos condutores de energia e acessórios de linhas de transmissão;
- Possibilidade de avaliar os cabos disponíveis no mercado, tais como os em liga de alumínio, com alma de aço galvanizado – CAA (ACSR – Aluminium Conductor Steel Reinforced) e os de Alumínio – CA (AAC – All Aluminium Conductor), bem como os que venham a ser lançados para comercialização e, conseqüentemente, a conveniência de sua utilização no setor elétrico, em particular pelas concessionárias de energia elétrica. Como exemplo cita-se a possibilidade de utilização de cabos de alumínio com alma compósita (Aluminium Conductor ACCR – Composite Reinforced),

fabricados atualmente no exterior, como uma alternativa, há cabos já disponíveis no mercado nacional. Trata-se, segundo informações de um dos fabricantes [3M TECHINAL NOTEBOOK, 2005], de um tipo de condutor previsto para operar em altas temperaturas, que possibilita aumentar a potência em uma linha de transmissão de 40 a 50 % em relação aos condutores convencionais;

- Possibilidade de determinação dos valores reais dos parâmetros mecânicos das linhas existentes e sua comparação com os valores adotados nos projetos. Tais dados poderão permitir a utilização dos condutores em condições diferentes das normais, como por exemplo, no caso de reisolamento de linhas de 69 kV em 138 kV, com custo de aproximadamente 25% de uma nova linha, nas atividades de correção da distância mínima entre condutores e o solo, e quando houver necessidade de operar com temperaturas acima dos valores previstos no projeto original;
- Possibilidade de controle de qualidade de cada lote produzido de forma a permitir, inclusive, os ajustes nas linhas de transmissão, minimizando a ocorrência de fadiga dos condutores ao longo dos anos.
- Possibilidade de otimização do projeto de cabos sob o ponto de vista do fabricante.

O interesse no projeto e construção da Bancada surgiu em razão da oportunidade de utilização de recursos financeiros do Programa Anual de P&D Tecnológico do Setor Elétrico Brasileiro em conformidade com a Lei n.º 9991/2000.

A gama de aplicações da Bancada e sua característica de fornecer informações para subsidiar decisões técnicas, com significativos impactos, principalmente na redução de custo de novas obras e serviços de manutenção, torna-a atrativa, em especial, para as empresas concessionárias do setor de energia elétrica. Para as empresas fabricantes de cabos, sua principal utilização está associada ao desenvolvimento de novos produtos e ao controle de qualidade de sua produção.

O projeto da Bancada, por apresentar uma interação de sistemas de medição e controle, se utilizou de conhecimentos nas áreas de servomecanismos, vibrações mecânicas e sistemas de medição; por ser uma máquina mecânica que se utiliza de vários processos tecnológicos abrange também a área de tecnologia mecânica, principalmente pelo fato de ter envolvido aspectos relativos ao projeto e fabricação de componentes mecânicos e em consequência também a área de projeto e construção de máquinas.

Além, desses aspectos, a existência da Bancada abre campo extremamente fértil para o desenvolvimento de novos cabos condutores, inclusive com a participação de fabricantes nacionais, permitindo também o desenvolvimento de trabalhos acadêmicos, tais como dissertações e/ou teses sobre comportamento mecânico, comparativos de desempenho, técnicas de avaliação, medições de grandezas mecânicas e outros assuntos referentes aos cabos condutores ou mesmo da Bancada em si. A propósito, já foram realizados, na bancada, ensaios para uma concessionária de energia elétrica visando à caracterização do comportamento à fadiga do cabo ACSR – 636 MCM – Grosbeak.

1.4 - APRESENTAÇÃO DO TRABALHO

Para uma melhor compreensão e organização, o presente trabalho foi dividido em sete capítulos, cujo conteúdo será explicitado a seguir.

No Capítulo 2 é feita uma revisão sucinta de mecânica do contato entre cilindros e do fenômeno de fadiga entre materiais. Esta revisão é importante no sentido de se entender melhor o fenômeno da fadiga por abrasão (fretting) que ocorre nos cabos de transmissão de energia bem como as limitações ou imprecisões nas formulações atualmente utilizadas para o projeto destes elementos. Não é objetivo deste trabalho utilizar esta teoria para desenvolver um modelo matemático que represente melhor o fenômeno de fadiga por fretting.

No Capítulo 3 é feita uma revisão sobre vibrações em cabos condutores.

No Capítulo 4 apresenta-se o mecanismo de fadiga em cabos condutores.

Em seguida apresenta-se, no Capítulo 5, uma descrição funcional, conceitual da bancada de testes construída. Nessa descrição são abordados detalhes da concepção e da execução do projeto da Bancada para cada um dos principais mecanismos utilizados, os controles previstos de força, amplitude de deslocamento, frequência e temperatura e o programa computacional de controle da mesma.

Os testes realizados na Bancada visando verificar o seu funcionamento juntamente com a descrição dos resultados são apresentados no Capítulo 6.

No Capítulo 7 é apresentada a metodologia desenvolvida para ensaios de fadiga e finalmente no Capítulo 8 são apresentadas as conclusões e sugestões para futuros trabalhos.

A Bancada encontra-se instalada no Laboratório de Fadiga e Integridade de Cabos Condutores de Energia, localizado no Prédio SG-09 do Depto. de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília – UnB.

Os custos referentes à Bancada foram financiados pela Fundação de Empreendimentos Científicos e Tecnológicos – FINATEC e pela Companhia de Transmissão de Energia Elétrica Paulista – CTEEP.

2 – FADIGA POR FRETTING

2.1 – CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Em juntas mecânicas, vibrações de pequena amplitude podem provocar micro-escorregamentos entre as superfícies ao longo das zonas de contato. Duas conseqüências podem advir deste fenômeno: (1) o desgaste por fretting - quando os micro-escorregamentos relativos provocam um desgaste superficial, e (2) a fadiga por fretting (FF) - quando os micro-escorregamentos relativos, associados a concentração de tensão causada pelo contato mecânico, aceleram os processos de nucleação e de crescimento de trincas nos componentes da montagem sujeitos a uma tensão remota cíclica, levando o sistema prematuramente ao colapso.

Há inúmeros casos práticos de fadiga por fretting. No setor aeroespacial, onde as exigências de alta confiabilidade, alta performance, baixo peso estrutural e custo de manutenção devem ser conciliadas com as exigências de uma longa vida operacional, diversos tipos de montagens estão sujeitas a vibrações que podem ocasionar uma falha catastrófica devido à fadiga por fretting. Dois exemplos práticos importantes são: (1) as juntas rebitadas da fuselagem, onde esforços aeroelásticos induzem movimentos relativos entre as chapas (HARISH e FARRIS, 1998; FARRIS et. al, 2000) e (2) turbofans, onde a combinação de esforços vibratórios com a força centrífuga produz movimentos relativos entre as juntas das palhetas com o disco (RUIZ et. al., 1984; RUIZ e CHEN, 1986; RUIZ e NOWELL, 2000). Segundo THOMSON (1998), a fadiga por fretting é a causa de cerca de 17 % das falhas ou contratempos nos sistemas de propulsão aeronáuticos. Outros exemplos envolvem casos com engrenagens, virabrequins, cabos de alta tensão (ZHOU, 1994) e até luminárias suspensas por cabos (BARNARD, 1995). Contudo, as soluções utilizadas na indústria tendem a ser meros paliativos com efeitos pouco compreendidos (NOWELL e DINI, 2003).

No começo do século XX, o fenômeno do fretting foi primeiramente identificado em corpos de prova trincados na região das garras de máquinas de fadiga (EDEN et. al., 1911). 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 à fadiga convencional e a fretting apresentavam um decréscimo da ordem de 50 a 80% na resistência à fadiga (convencional).

Em 1965, WATERHOUSE e ALLEY verificaram, em uma série de experimentos feitos com componentes submetidos à fretting em atmosfera inerte que, apesar de se diminuir o desgaste superficial, a resistência à fadiga não sofria grande alteração com relação a experimentos em atmosfera normal. NISHIOKA et al. (1968) e NISHIOKA e HIRAKAWA (1969) notaram que havia uma faixa crítica de deslocamentos tangenciais que acelerava a fadiga por fretting. Em 1973, BRAMHALL observou o efeito do tamanho de contato sobre a resistência à fadiga de ligas de Al. Este efeito é constatado a partir de uma faixa de tamanho de contato crítico, abaixo da qual se obtém vida infinita (> 10), mantidas constantes as magnitudes da máxima pressão de contato p . Posteriormente, outros pesquisadores, como NOWELL e ARAÚJO, confirmaram a existência deste efeito, inclusive para outros materiais.

Recentemente, o estudo de fadiga por fretting tem sido classificado dentro de três abordagens (CIAVARELLA, 2001): (i) abordagem dos microdeslizamentos, já estudada por RUIZ e CHEN (1986), VINGSBO e SODERBERG (1988) e LINDLEY (1997) entre outros; (ii) abordagem da mecânica da fratura, desenvolvida em vários estudos por pesquisadores como ENDO e GOTO (1976), WATERHOUSE (1981), HOEPPNER e GATES (1981), NOWELL (1988), WATERHOUSE e LINDLEY (1994), HILLS e NOWELL (1990 e 1994), FELLOWS et al. (1997), GIANNAKOPOULOS et al (1998), ARAÚJO e NOWELL (1999), MUGADU e HILLS (2002), MUTOH e XU (2003); (iii) abordagem que estabelece analogias entre a fadiga em entalhes e a fadiga por fretting. GIANNAKOPOULOS et al (2000), NABOULSI e MALL (2003), NOWELL e DINI (2003), VALLELLANO et al (2003), FOUVRY et al (1998 e 2002), ARAÚJO e NOWELL (2002).

O terceiro tipo de abordagem considera que a fadiga por fretting poderia ser tratada como um problema de fadiga convencional na presença de um concentrador de tensão (notch analogue). Com isto, minimiza-se a consideração do efeito do desgaste superficial sobre a resistência em fadiga do componente e maximiza-se o efeito de concentração de tensões na

região do contato. De fato, GIANNAKOPOULOS et. al. (2000) mostraram 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 deveria-se explorar esta característica para estabelecer-se metodologias de previsão de vida ou resistência à fadiga por fretting.

FOUVRY et. al. (1998 e 2002) testaram configurações 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. FATEMI e SOCIE (1988) verificaram 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 idêntico 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.

TAYLOR (1999) mostrou que o processo de iniciação de trincas em componentes da suspensão de automóveis pode ter início em regiões menos solicitadas em termos do estado de tensão na superfície. Observou-se que, nestes casos, o estado de tensão a uma determinada distância crítica da superfície parecia caracterizar apropriadamente a resistência a fadiga do componente. Esta distância foi definida como uma propriedade do material, cujo valor para diferentes ligas pode ser encontrado em SUSMEL et al. (2004). Em componentes entalhados, assim como em problemas de contato mecânico, o estado de tensão sub-superficial é invariavelmente multiaxial. Neste sentido, SUSMEL e TAYLOR (2002) associaram o método da distância crítica (MDC) de Taylor, inicialmente testado com modelos de fadiga uniaxial, ao método da curva de Wöhler modificada, que avalia a resistência a fadiga multiaxial.

2.2 – MECÂNICA DO CONTATO

2.2.1 – Contato entre cilindros

O uso de modelos de fadiga multiaxial para a previsão da resistência à fadiga por fretting em regime de alto número de ciclo requer a determinação do campo cíclico de tensões na região do contato. A maioria dos casos de fadiga por fretting envolve contatos mecânicos de componentes com configuração tão complexa que a única análise possível tem que envolver algum método numérico, sendo o método dos elementos finitos um dos mais utilizados. Apesar do grande interesse prático na análise e teste de configurações reais, o mais sensato durante o período de validação de modelos e metodologias para o cálculo da resistência a fadiga por fretting é utilizar configurações clássicas que possuam soluções exatas para o campo de tensões e que sejam simples de testar. Há na literatura uma vasta disponibilidade de dados experimentais obtidos de testes de fadiga por fretting envolvendo o contato entre cilindros.

2.1.1.1 – Tensões superficiais

A determinação do campo interno de tensões para o contato entre cilindros submetidos inicialmente à uma carga normal P , e posteriormente a uma carga tangencial Q requer primeiramente a solução do problema de contato, ou seja a obtenção da distribuição de pressão de contato normal $p(x)$, da de cisalhamento superficial $q(x)$ e do tamanho de contato a . O passo seguinte é estabelecer e resolver uma equação integral.

Considere um plano infinito submetido a uma distribuição linear de força com componentes normal P e cisalhante Q por unidade de comprimento, conforme mostrado na Figura 2.1. Assume-se que o plano semi-infinito está sob estado plano de deformação, de modo que o campo de tensões pode ser caracterizado pela solução da equação bi-harmônica de Airy (TIMOSHENKO e GOODIER, 1951).

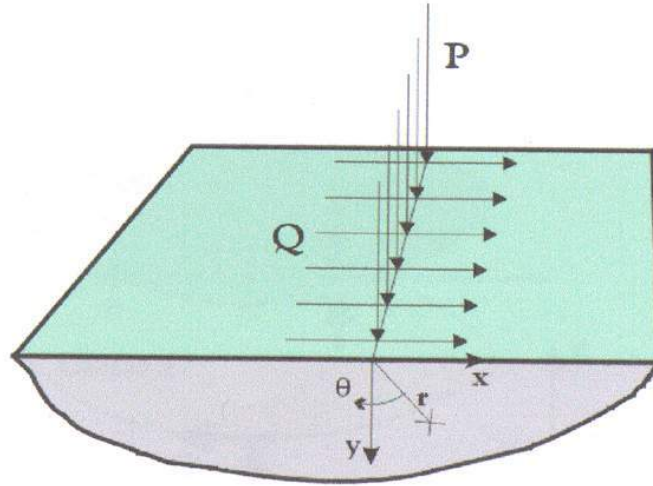


Figura 2.1 – Semi-plano sujeito a distribuição de força normal P e cisalhante Q.

$$\phi(r, \theta) = -\frac{r\theta}{\pi}(P \sin \theta + Q \cos \theta) \quad (2.1)$$

A seqüência de solução envolve a obtenção do campo de deformações, utilizando-se a lei de Hooke, e posteriormente a determinação do campo de deslocamentos, cuja presença inconveniente de constantes arbitrárias torna preferível o uso das derivadas do campo de deslocamento (equações 2.2).

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} &= \frac{\zeta - 1}{4\mu} p(x) + \frac{\zeta + 1}{4\pi\mu} \int \frac{q(\xi)d\xi}{x - \xi} \\ \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{\zeta - 1}{4\mu} q(x) + \frac{\zeta + 1}{4\pi\mu} \int \frac{p(\xi)d\xi}{x - \xi} \end{aligned} \quad (2.2)$$

onde: ν é o coeficiente de Poisson, $\zeta = 3 - 4\nu$ para um estado plano de deformações, u e v são deslocamentos na direção normal e tangente ao plano de contato.

$$P = \int_{\text{contato}} p(x)dx \quad (2.3)$$

$$Q = \int_{\text{contato}} q(x)dx \quad (2.4)$$

Para corpos similarmente elásticos chega-se a (detalhes referentes à formulação do problema de contato podem ser encontrados em HILLS et al. (1993) e JOHNSON (1985)):

$$\frac{1}{A} \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{\pi} \int \frac{p(\zeta) d\zeta}{x - \zeta}, \quad (2.5)$$

$$\frac{1}{A} \frac{\partial g}{\partial x} = \frac{1}{\pi} \int \frac{q(\zeta) d\zeta}{x - \zeta}, \quad (2.6)$$

onde A é a complacência composta que é definida como:

$$A = 2 \left(\frac{\kappa + 1}{4\mu} \right), \quad (2.7)$$

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

2.1.1.2 – Carga normal

Uma configuração clássica, que já foi adotada em testes de fadiga por fretting por vários pesquisadores (NOWELL, 1988 e ARAUJO, 2000) é mostrada na Figura 2.2. 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 (ver Apêndice A). Os resultados de HERTZ (1882) prevêm que devido à força normal estática, uma distribuição de pressão elíptica é desenvolvida:

$$p(x) = -p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \quad (2.8)$$

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

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a}, \quad (2.9)$$

a é o tamanho da metade do comprimento da região de contato dado por:

$$a = \sqrt{\frac{4PR}{\pi E^*}}, \quad (2.10)$$

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

$$R_{eq} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1}, \quad (2.11)$$

e

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right). \quad (2.12)$$

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

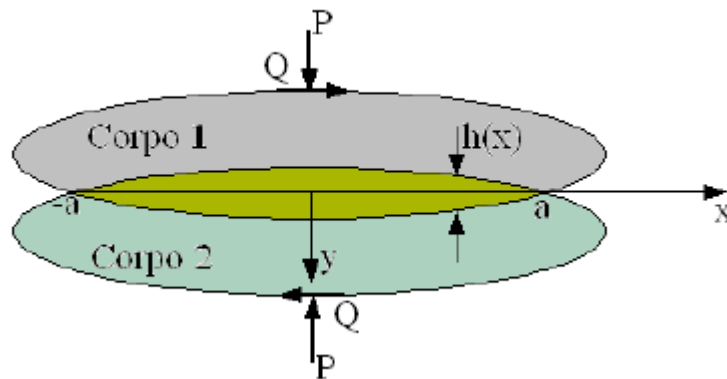


Figura 2.2 – Contato entre dois corpos elasticamente deformáveis submetidos à força normal, P , e tangencial, Q .

2.1.1.3 – 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 situada entre as extremidades do contato e da zona de adesão ($c = |x| = a$). Esta região é usualmente denominada de zona de escorregamento (Figura 2.3).

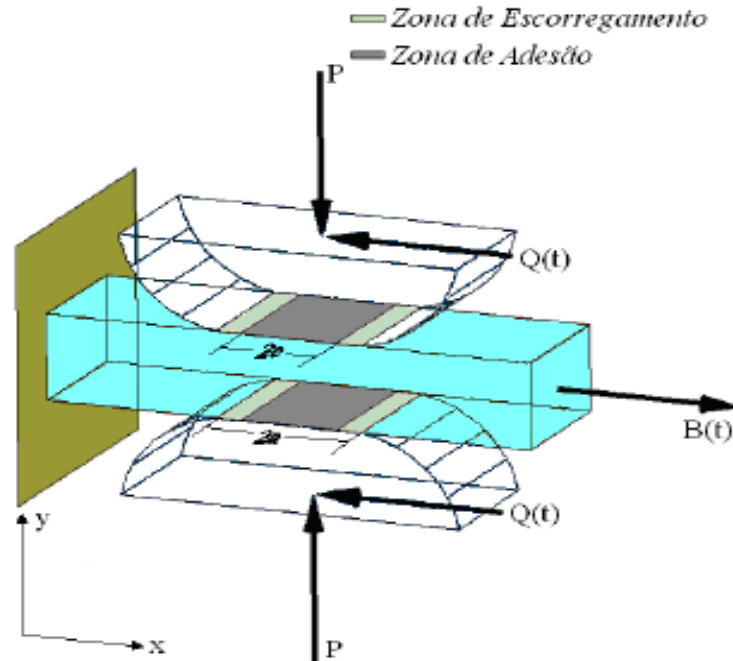


Figura 2.3 – Regiões de escorregamento e de adesão para o contato entre cilindros em regime de escorregamento parcial.

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

$$q(x) = fp_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} + q'(x). \quad (2.13)$$

Na zona de adesão, pode-se obter $q'(x)$ resolvendo-se a equação integral 2.6 (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:

$$q'(x) = fp_0 \frac{c}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c}\right)^2}. \quad (2.14)$$

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

$$q'(x) = 0 \quad \forall x \in c \leq |x| \leq a. \quad (2.15)$$

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

$$\frac{c}{a} = \sqrt{1 - \frac{Q}{fP}}. \quad (2.16)$$

A Figura 2.4 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.

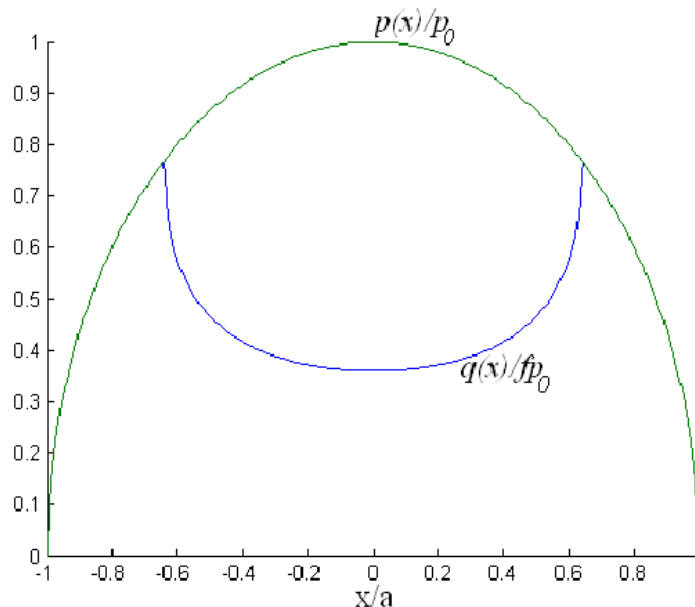


Figura 2.4 – Perfil da distribuição de pressão e tensão cisalhante para uma configuração típica de carregamento, $Q/fP = 0.59$.

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. Enquanto tal análise tem sido detalhada por HILLS et al. (1993), técnica semelhante será resumidamente apresentada aqui.

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 (AMONTONS, 1999).

$$|q(x)| = -fp(x). \quad (2.17)$$

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

$$\text{sgn}(q(x)) = -\text{sgn}\left(\frac{\partial g}{\partial t}\right), \quad (2.18)$$

onde $\partial g / \partial t$ é a taxa de deslocamento na direção x .

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

$$|q(x)| < fp(x). \quad (2.19)$$

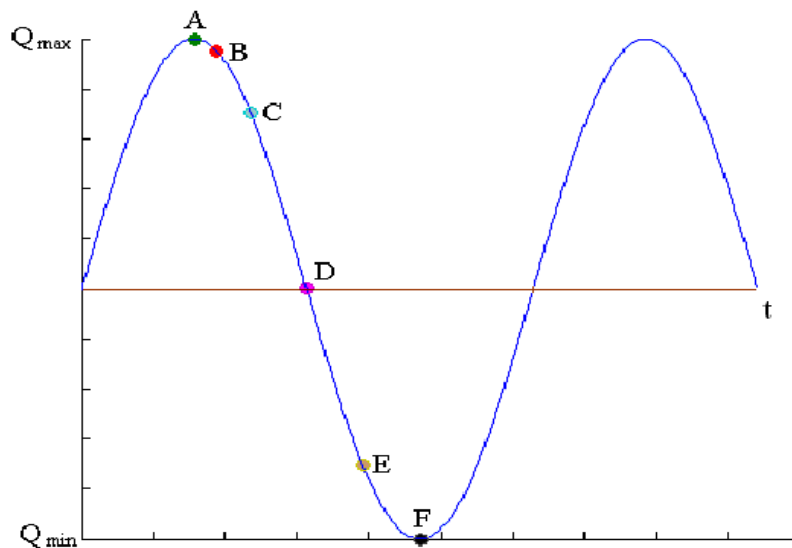


Figura 2.5 – Variação do carregamento cisalhante Q com o tempo t .

Para a determinação das tensões superficiais cisalhantes, contar-se-á com o apoio da Figura 2.5, que descreve a variação da carga tangencial Q com o tempo t . Durante a primeira fase

de carregamento, ou seja, quando o carregamento tangencial parte do zero e atinge seu valor máximo, ponto A da Figura 2.5, as equações 2.13 a 2.15 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 equação 2.18 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:

$$q''(x) = 2fp_0 \frac{c'}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c'}\right)^2}. \quad (2.20)$$

Note que o fator dois, na equação 2.20, deve cancelar o deslocamento relativo quando as tensões cisalhantes 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 Tabela 2.1:

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$

O tamanho da nova zona de adesão em qualquer instante t do carregamento reverso é obtido da condição de equilíbrio, o que fornece:

$$\frac{c'(t)}{a} = \sqrt{1 - \left(\frac{Q_{max} - Q(t)}{2fP} \right)^2}. \quad (2.21)$$

A Figura 2.6(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 Figura 2.5. 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.

2.1.1.4 – Carga remota de fadiga

Se uma carga de fadiga $B(t)$ remota ao contato e moderada é aplicada ao corpo de prova em fase com a carga de contato tangencial (Figura 2.3), 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 equações 2.22 e 2.23. Novamente, os detalhes relativos à obtenção destas expressões não serão apresentados, mas o seu desenvolvimento pode ser encontrado em HILLS et al. (1993).

$$\frac{e}{a} = \frac{\sigma_{max}}{4fP}, \quad (2.22)$$

$$\frac{e'}{a} = \frac{\sigma_{max}}{8fP}. \quad (2.23)$$

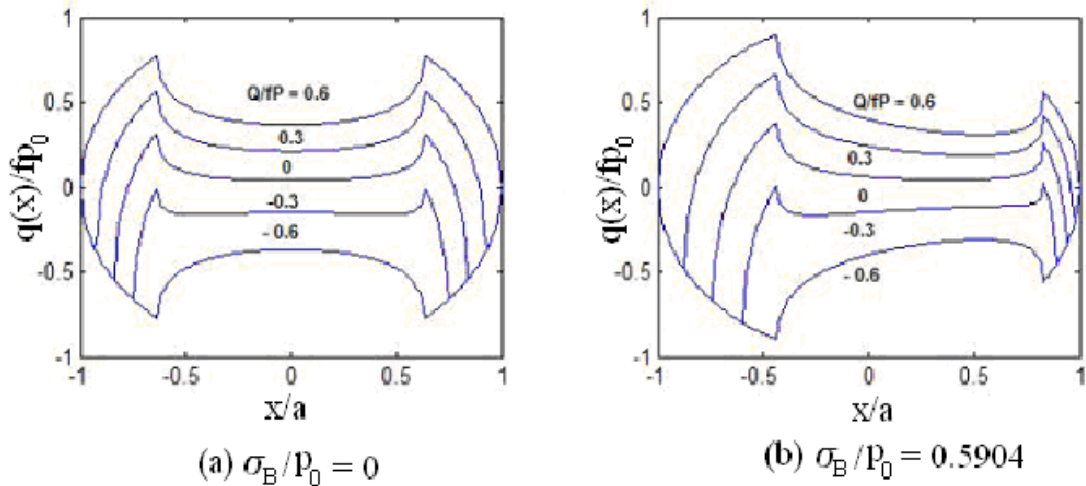


Figura 2.6 - (a) Variação das tensões cisalhantes superficiais em diferentes instantes do carregamento cíclico tangencial. Q/fP variando entre ± 0.6 . (b) Efeito da carga remota $\frac{\sigma_B}{p_0}$ sobre tensões cisalhantes superficiais mostradas em (a) para $\frac{\sigma_B}{p_0}$ variando entre ± 0.59 .

A Figura 2.6(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 programação quadrática (NOWELL e DAÍ, 1998).

2.1.1.5 – Campo de tensão cíclico no interior da região do contato

O campo de tensão interior ao contato resultante pode ser obtido pela superposição dos campos tensões provocados 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 importante 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:

$$\frac{\sigma\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} = \frac{\sigma^n\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \pm f \frac{\sigma^t\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \mp f \frac{c}{a} \frac{\sigma^t\left(\frac{x-e}{c}, \frac{y}{c}\right)}{p_0} + \frac{\sigma_B}{p_0}, \quad (2.24)$$

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

$$\frac{\sigma\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} = \frac{\sigma^n\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \pm f \frac{\sigma^t\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \mp 2f \frac{c'(t)}{a} \frac{\sigma^t\left(\frac{x-e'(t)}{c'(t)}, \frac{y}{c'(t)}\right)}{p_0} + \quad (2.25)$$

$$\pm f \frac{c}{a} \frac{\sigma^t\left(\frac{x-e}{c}, \frac{y}{c}\right)}{p_0} + \frac{\sigma_B(t)}{p_0},$$

durante o descarregamento e o recarregamento, onde,

$$\sigma_B = \frac{B}{A} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (2.26)$$

No instante de Q_{max} , o sinal do 2º termo da equação 2.24 é positivo enquanto o sinal do 3º termo é negativo. Os sinais se invertem na ocorrência de Q_{min} . Já, durante o descarregamento, o sinal do 2º termo da equação 2.21 é negativo, o do 3º termo é positivo e o do 4º 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 os potenciais de Muskhelishvili (MUSKHELISHVILI, 1953 e HILLS et. al., 1993) e considerando um estado plano de deformação.

2.3 – CONCEITOS BÁSICOS DA MECÂNICA DA FRATURA LINEAR ELÁSTICA

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 mecânicos 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.

2.3.1 - Tensão na ponta da trinca

Uma trinca em um sólido pode se propagar em diferentes modos, como ilustrado na Figura 2.7. Os modos I, II e III de propagação de trinca são denominados respectivamente por “modo de abertura”, “modo de cisalhamento” e “modo de rasgamento”.

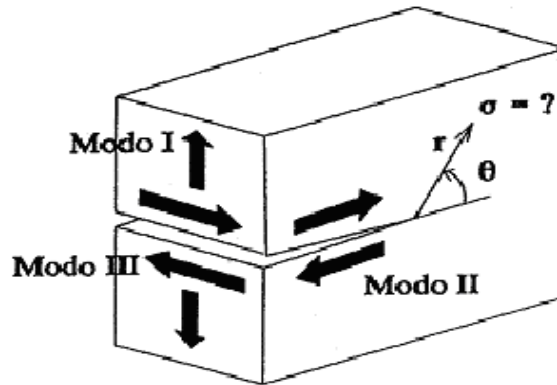


Figura 2.7 – Modos de propagação da trinca

Considere uma trinca de comprimento $2b$ em um plano infinito sujeita a uma tensão σ no modo I, conforme mostra a Figura 2.8. Um elemento $dx dy$ do plano a uma distância r da ponta da trinca e a um ângulo θ em relação ao plano da trinca, experimenta tensões normais σ_{xx} e σ_{yy} e uma tensão ao cisalhante τ_{xy} . De acordo com a teoria da elasticidade pode se mostrar que estas tensões são dadas pelas relações:

$$\sigma_{xx} = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + \dots \quad (2.27)$$

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

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

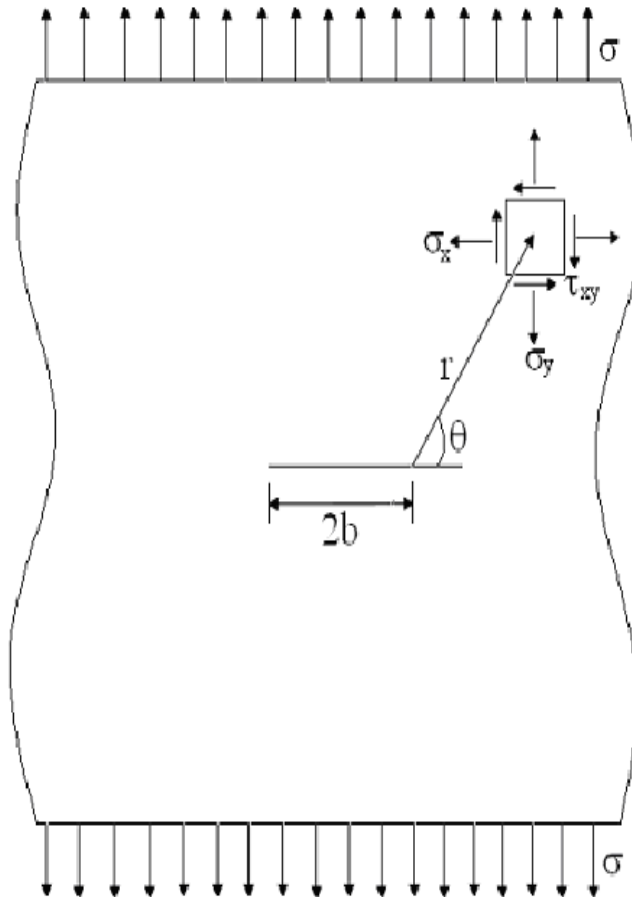


Figura 2.8 - Trinca em um plano infinito sujeita a tensão normal.

O lado direito da igualdade para o conjunto de equações 2.27 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 da trinca. K foi obtido considerando (i) apenas o 1º termo de uma expansão em série (para os termos subseqüentes, a tensão é proporcional as potências de r) e (ii) uma análise linear e elástica. Portanto, a aplicabilidade de K está restrita a regiões próximas da ponta da trinca, onde $r \ll b$ e as 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 .

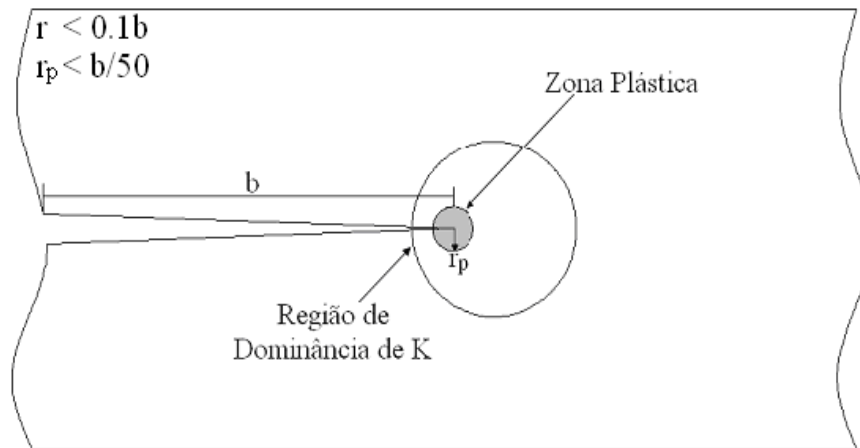


Figura 2.9 - Zonas plástica e de dominância de K na ponta de uma trinca

2.3.2 – Propagação da 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 .

$$\frac{db}{dN} = f(\Delta K) \quad (2.28)$$

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 Figura 2.10. 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 ao limiar, ΔK_{th} . Para valores de ΔK igual ou inferiores a ΔK_{th} a taxa de crescimento da trinca é considerada nula. No estágio I de crescimento, há um forte aumento de taxa de propagação da trinca com ΔK . O estágio II, parte linear do gráfico, pode ser descrito pela Lei de Paris (PARIS, 1961).

$$\frac{db}{dN} = B(\Delta K)^m \quad (2.29)$$

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

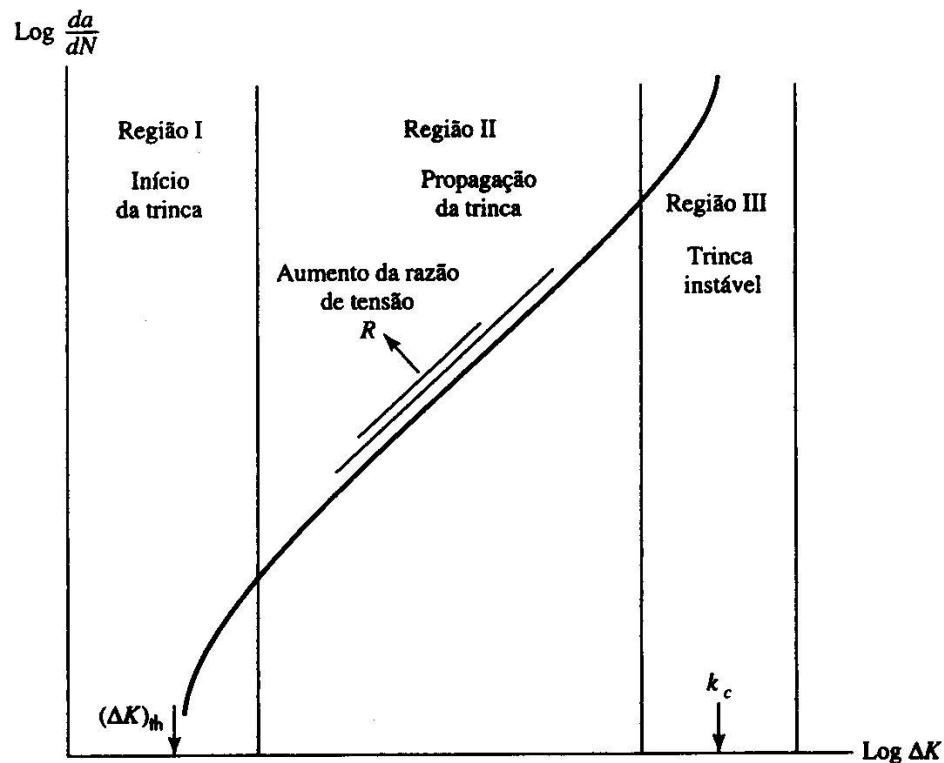


Figura 2.10 – Taxa de crescimento da trinca como função de ΔK

2.3.3 – 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 ao 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 0.5 mm 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, 1983) 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 micro estrutural, 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.

2.3.3.1 – 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 (Figura 2.11(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 $\Delta\sigma_f$. Para $b > b_0$, também se observou que ΔK_{th} é independente do tamanho da trinca (Figura

2.11(b)). Este valor de ΔK será denominado, deste ponto em diante, de faixa de fator intensidade de tensão ao limiar para trincas longas ou ΔK_0 .

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

$$\Delta K = \Delta\sigma \sqrt{\pi(b + b_0)}, \quad (2.30)$$

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

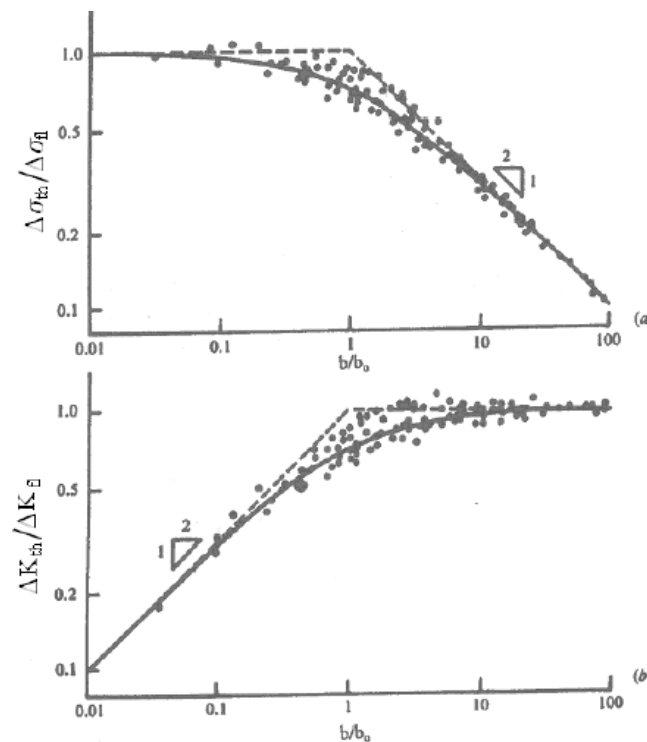


Figura 2.11 - O efeito do tamanho da trinca na (a) tensão limiar e no (b) fator intensidade de tensão para uma larga variedade de ligas de engenharia (KITAGAWA-TAKAHASHI, 1976)

A equação 2.30 é uma simples formulação empírica, sem interpretação física, que prediz maiores valores de ΔK para trincas curtas. 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 equação 2.30 o fator intensidade de tensão limiar pode ser obtido como:

$$\Delta K_0 = \Delta\sigma_{fl} \sqrt{\pi b_0}. \quad (2.31)$$

Assim:

$$b_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_0}{\Delta \sigma_{fl}} \right)^2, \quad (2.32)$$

em uma trinca de um tamanho efetivo $(b + b_0)$, a tensão ao limiar é obtida da equação (2.30) como:

$$\Delta \sigma_{th} = \frac{\Delta K_0}{\sqrt{\pi(b + b_0)}}. \quad (2.33)$$

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

$$\frac{\Delta \sigma_{th}}{\Delta \sigma_{fl}} = \sqrt{\frac{b_0}{(b + b_0)}}. \quad (2.34)$$

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:

$$\Delta K_{th}(b) = \Delta \sigma_{th} \sqrt{\pi b}, \quad (2.35)$$

ou normalizando com relação a ΔK_0 (equação 2.31)

$$\frac{\Delta K_{th}(b)}{\Delta K_0} = \frac{\Delta \sigma_{th}}{\Delta \sigma_{fl}} \sqrt{\frac{b}{b_0}}. \quad (2.36)$$

Substituindo a equação 2.34 em 2.36 se obtém:

$$\frac{\Delta K_{th}(b)}{\Delta K_0} = \sqrt{\frac{b}{(b + b_0)}}. \quad (2.37)$$

ou, considerando a observação anterior de KITAGAWA e TAKAHASHI (1976), a equação (2.37) pode ser escrita em uma forma simplificada dependente do tamanho de trinca, b , como:

(i) Para $b > b_0$

$$\frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_0} = 1 \quad e \quad \frac{\sigma_{th}}{\sigma_{fl}} = \sqrt{\frac{b}{(b + b_0)}}. \quad (2.38)$$

(ii) Para $b < b_0$

$$\frac{\Delta \sigma_{th}}{\Delta \sigma_{fl}} = 1 \quad e \quad \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_0} = \sqrt{\frac{b}{b_0}}. \quad (2.39)$$

2.4 – FADIGA UNIAXIAL E MULTIAXIAL

2.4.1 – Fadiga Uniaxial

2.4.1.1 – 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 normalizado com o número de ciclos aplicados até a falha do CP. Os dados são usualmente obtidos a partir de testes deflexão ou de tração/compressão sem a presença de tensões médias.

Em 1910, Basquin observou estes dados e verificou que eles poderiam ser linearizados em um gráfico log-log. A equação 2.40 descreve o comportamento das curvas S-N e é chamada de relação de Basquin:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_f' (N_f)^\gamma \quad (2.40)$$

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.

Alguns metais como ligas de aço, quando submetidos a amplitudes de tensão constante, apresentam um limite inferior de tensão abaixo do qual não se observa 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 provocam 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, 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. Assim, componentes bem polidos possuem uma maior vida do que os rugosos.

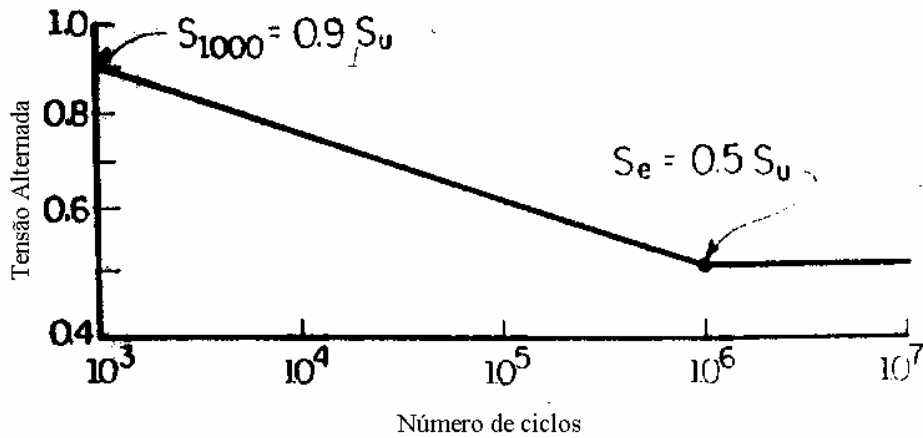


Figura 2.12 - Construção esquemática da curva $S - N$

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.

2.4.1.2 – Efeitos 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 Figura 2.13 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:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.41)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.42)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.43)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (2.44)$$

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

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.45)$$

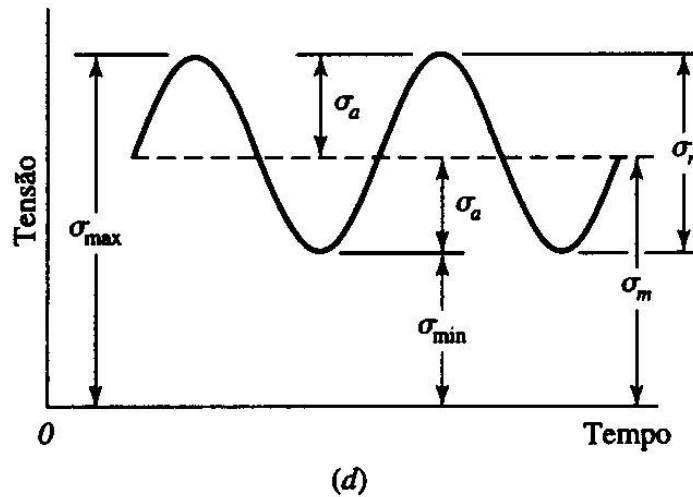


Figura 2.13 – Tensão flutuante senoidal ($\Delta\sigma = \sigma_r$)

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 nas equações 2.46 a 2.49. As curvas de vida constantes apresentadas nesse tópico podem ser visualizadas na Figura 2.14, 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 $\tilde{\sigma}_{fB}$.

Relação de Goodman:

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}} \quad (2.42)$$

Relação de Morrow:

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{fB}}}, \quad (2.43)$$

e

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_f}}. \quad (2.44)$$

Relação de SWT:

$$\sigma_{ar} = \sqrt{\sigma_{max}\sigma_a}, \quad (2.45)$$

ou

$$\sigma_{ar} = \sigma_a \left(\frac{2}{1 - R} \right)^2. \quad (2.46)$$

Nestas equações σ_{ar} é a resistência à fadiga equivalente a do material testado com tensão média nula, ou seja, é a amplitude de tensão em um teste completamente reverso (ou alternado) que resultaria em uma vida idêntica a provocada por um outro teste em que o material fosse solicitado para uma tensão com componentes média σ_m e alternada σ_a .

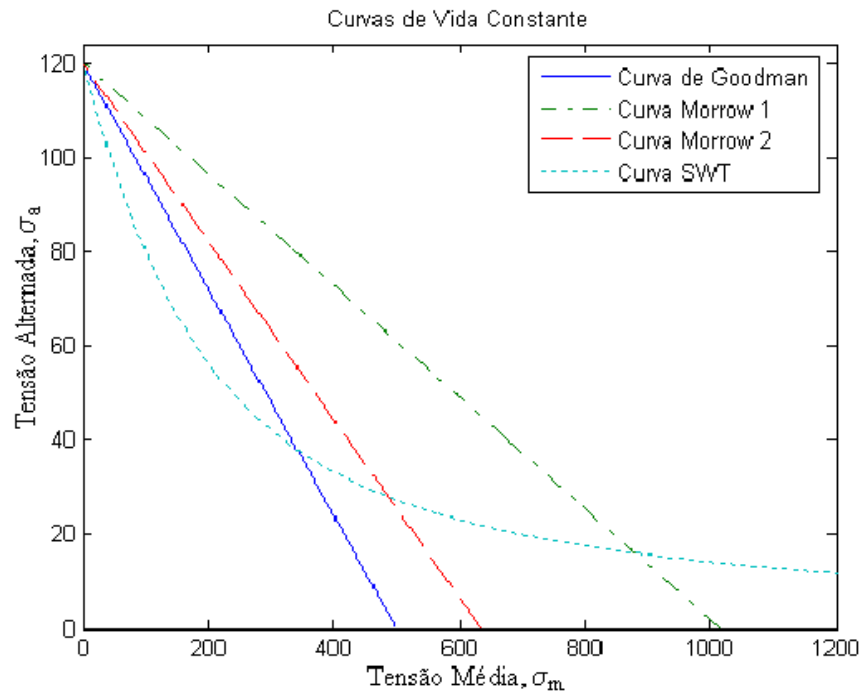


Figura 2.14 – Diagrama de fadiga mostrando vários critérios de falha.

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. Ele 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 a fadiga $\tilde{\sigma}_{fB}$ e ambos os valores são maiores que o limite de resistência σ_u para metais dúcteis. Assim, a substituição de σ_u e σ'_f na equação de Goodman é apresentada nas equações de Morrow. A equação com σ'_f apresenta resultados razoáveis para aços e para ligas de alumínio. Já 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.

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).

2.4.2 – Fadiga Multiaxial

Na seção 2.4.1 se discutiu o fenômeno de fadiga caracterizado por ciclos de carregamento uniaxial. Entretanto, vários são os exemplos práticos onde os componentes mecânicos estão submetidos a ciclos de carregamento multiaxiais. Por exemplo, a fuselagem de uma aeronave está submetida a um tipo de carregamento multiaxial, causado pela pressurização e depressurização. Similarmente, os vasos de pressão e tubulações estão submetidos a um estado de tensão biaxial devido à pressão interna. Outros exemplos de componentes solicitados multiaxialmente à fadiga são os eixos de transmissão de automóveis, que estão

sujeitos a torção e a flexão. Uma das grandes dificuldades encontradas no estudo de fadiga está em se estender o conhecimento sobre fadiga uniaxial para a fadiga multiaxial. O limite de resistência à fadiga é definido como o nível de tensão cíclica abaixo do qual o material suporta um elevado número de ciclos (em geral 2×10^6). O limite de resistência à fadiga é um conceito importante, pois leva a separação de duas regiões bem distintas, uma região segura e outra de falha. Apesar do limite de fadiga encontrado na literatura ser obtido a partir de experimentos com carregamentos uniaxiais, pode-se extrapolar esse conceito para carregamentos multiaxiais. Como não existem muitos experimentos sob condições de carregamentos multiaxiais, existe a necessidade de se verificar a resistência de uma peça submetida a carregamento combinado a partir dos dados de carregamento uniaxial e é baseado nesta idéia que surgem os critérios multiaxiais de fadiga.

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) identificou o efeito da presença de 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), e SUSMEL e LAZZARIN (2002).

A energia dissipada por um material submetido a carregamentos cíclicos também tem sido considerada na tentativa de se quantificar o dano devido à fadiga (e.g. HALFORD, 1966; GARUD, 1979 e ELLYIN et. al., 1991). ELLYIN e KUJAWSKI (1993), sugeriram que o trabalho realizado por ciclo e a pressão hidrostática eram as variáveis adequadas para se quantificar este dano. Abordagens híbridas combinando os métodos de energia e do plano crítico foram introduzidas por LIU (1993). Ele propôs que os modos de iniciação da trinca associados a círculos de Mohr poderiam ser usados para calcular a energia de deformação sobre o plano crítico. GLINKA et al. (1995) e VARVANI-FARAHANI (2000) também apresentaram critérios do tipo energia/plano crítico. Uma abordagem em nível mesoscópico, foi introduzida por DANG VAN (1973). Nesta abordagem, procura-se avaliar a magnitude das deformações plásticas acumuladas observadas em nível dos grãos cristalinos, embora o comportamento macroscópico do material seja elástico. Resultados apresentados por PAPADOPOULOS et al. (1997) comparando um modelo semelhante ao de DANG VAN (1973) com outros critérios de resistência a fadiga (Crossland, Sines, Matake, McDiarmid e Dietmann), atestam a superioridade desta nova abordagem. Dentre os modelos de fadiga multiaxiais existentes serão apresentados os critérios propostos por SUSMEL e LAZZARIN (2002)] e por DANG VAN (1989)]. O critério mesoscópico proposto por Dang Van é frequentemente utilizado em análises de fadiga por fretting (FOUVRY et. al., 2002 e ARAUJO et. al., 1999) sua utilização é base de comparação para outros critérios. O critério de plano crítico proposto por Susmel e Taylor tem apresentado ótimos resultados na estimativa do limite de fadiga convencional em componentes com entalhes ou sem entalhe e com estados de tensões complexos.

2.4.2.1 - Modelo das curvas de Wöhler modificadas (MCWM)

De acordo com a abordagem do plano crítico, em nível de grão, o estado de tensão cíclico leva à formação de bandas de escorregamento persistente paralelas a um certo plano material (ϕ, θ) . Após certo número de ciclos, devido aos efeitos de concentração de

tensão causados pela presença de uma intrusão, ocorre à iniciação de uma micro-trinca, originada predominantemente por tensões cisalhantes.

Em se tratando de um estado multiaxial de tensões, devem-se tomar duas hipóteses simplificadoras: (1) a de que as trincas ocorrem de modo transcrystalino 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 frágil 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) observaram 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 uma 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:

$$\tau_a(\phi^*, \theta^*) + m_1 \frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a}(\phi^*, \theta^*) - \lambda = 0, \quad (2.47)$$

onde λ e m_1 são relações 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) , conforme mostrado na Figura 2.15.

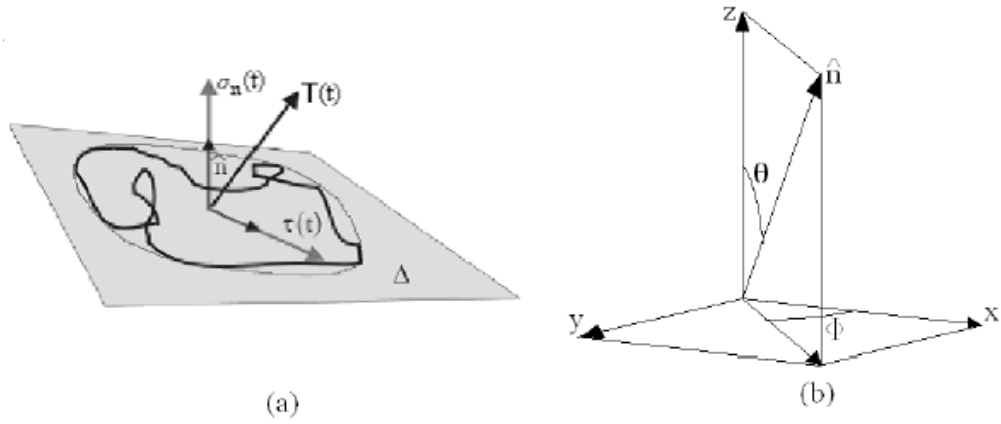


Figura 2.15 – Plano material Δ e vetor tensão de Cauchy $\mathbf{T}(t)$.

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

$$\hat{\mathbf{n}} = \begin{pmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sin(\theta) \cos(\phi) \\ \sin(\theta) \sin(\phi) \\ \cos(\theta) \end{pmatrix}. \quad (2.48)$$

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

$$\mathbf{T}(t, \phi, \theta) = \boldsymbol{\sigma}(t) \hat{\mathbf{n}}, \quad (2.49)$$

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} :

$$\sigma_n(t, \phi, \theta) = (\mathbf{T}(t, \phi, \theta), \hat{\mathbf{n}}). \quad (2.50)$$

Logo, a tensão cisalhante é:

$$\boldsymbol{\tau}(t, \theta, \phi) = \mathbf{T}(t, \theta, \phi) - \sigma_n \hat{\mathbf{n}}. \quad (2.51)$$

O parâmetro $\tau_a(\phi, \theta)$ na equação 2.47 é calculado pelo método da hipersfera [51], o qual consiste na definição da menor esfera que circunscreve a história da componente cisalhante do vetor tensão no plano Δ . Ver algoritmo no Apêndice B.

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:

$$\tau_a(\phi^*, \theta^*) = \max_{\phi, \theta}(\tau_a(\phi, \theta)). \quad (2.52)$$

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

$$\rho = \frac{\sigma_{n,max}(\phi^*, \theta^*)}{\tau_a(\phi^*, \theta^*)}. \quad (2.53)$$

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:

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_0(1 + \text{sen}(t)) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (2.54)$$

Assim,

$$\sigma_{n,max} = \sigma_0, \quad e \quad \tau_a(\theta^*, \phi^*) = \frac{\sigma_0}{2}. \quad (2.55)$$

Para o teste de flexão alternada tem-se:

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_{-1}\text{sen}(t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (2.56)$$

Fornecendo:

$$\sigma_{n,max} = \frac{\sigma_{-1}}{2}, \quad e \quad \tau_a(\theta^*, \phi^*) = \frac{\sigma_0}{2}. \quad (2.57)$$

Substituindo os valores encontrados nas equações 2.55 e 2.57 na equação 2.47 chega-se a um sistema cuja solução fornece:

$$m_1 = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{2}, \quad (2.58)$$

$$\lambda = \sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}. \quad (2.59)$$

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 :

$$SU = \frac{\tau_a(\phi^*, \theta^*)}{\lambda - m_1 \frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a(\phi^*, \theta^*)}} - 1. \quad (2.60)$$

Desta forma, para testes no limiar da falha uma estimativa que forneça $SU < 0$, seria não-conservativa, pois o modelo indica que ainda é possível aumentar a sollicitação enquanto os testes indicam uma condição limite; se $SU = 0$, o estado de tensão 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 (iniciação de trinca) fazendo portanto uma previsão conservativa, conforme explicitado abaixo:

$$SU = \begin{cases} < 0 & \text{não falha ou o modelo é não conservativo} \\ = 0 & \text{limite} \\ > 0 & \text{falha ou o modelo é conservativo} \end{cases} \quad (2.61)$$

2.4.2.2 - Modelo mesoscópico

Falhas por fadiga em regime de alto número de ciclos ocorrem na presença de um campo de tensão elástico. Entretanto, a nucleação de trincas é uma clara evidência de que o material experimenta algum tipo de dano permanente e progressivo. Para explicar este fenômeno, considere um volume de material contendo um número suficiente de grãos para que a hipótese do contínuo e da isotropia seja apropriada. Próximo ao limite de fadiga, apesar do estado de tensão neste volume ser macroscopicamente elástico, algum grão favoravelmente orientado pode experimentar um escorregamento de planos irreversível provocando um campo de tensão residual em nível de grão. Se o campo de tensão residual microscópico provocar um processo de acomodação elástica (elastic shakedown) o dano permanente não evolui e o material permanece íntegro, caso contrário, o material acomodará plasticamente resultando em um processo de falha devido à iniciação de trincas de fadiga (Figura 2.16). O critério mesoscópico proposto por DANG VAN (1973, 1989) é uma tentativa de quantificar este fenômeno.

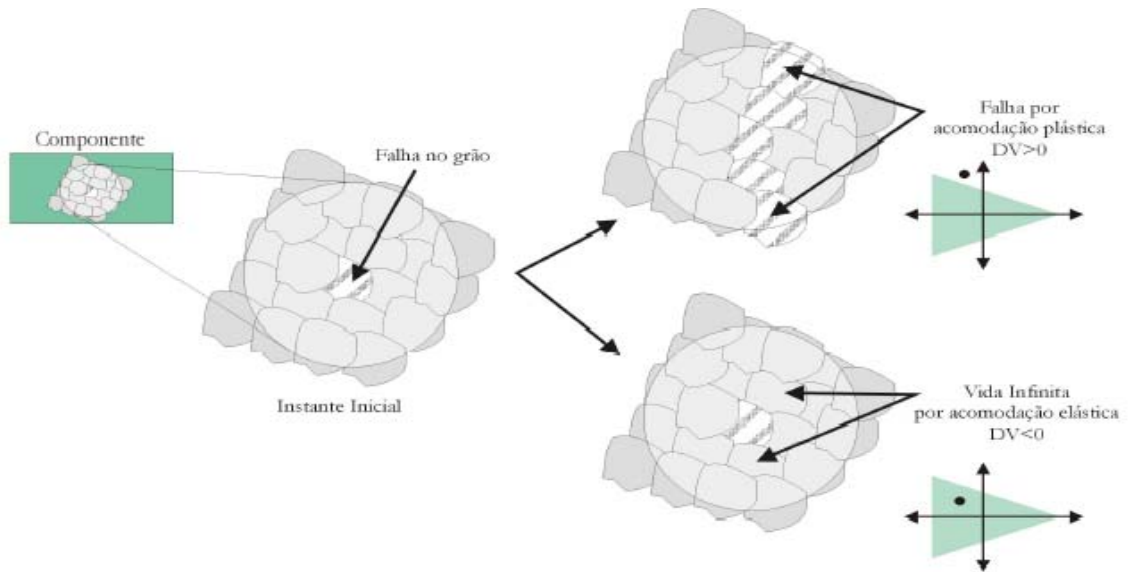


Figura 2.16 - Esquema de falha para o Critério de Dang Van.

O modelo pode ser expresso como:

$$\tau(t) + \alpha p_h(t) \leq k \quad (2.62)$$

onde α e k constantes materiais, $p_h(t)$ é a componente hidrostática instantânea do tensor tensão, calculada por:

$$p_h(t) = \frac{\text{traço}(\boldsymbol{\sigma}(t))}{3}, \quad (2.63)$$

e $\tau(t)$ é a tensão de Tresca em cada instante t ,

$$\tau(t) = \frac{s_{1p} - s_{3p}}{2}, \quad (2.64)$$

e é avaliada a partir dos autovalores máximo, s_{1p} , e mínimo, s_{3p} , da componente desviadora do tensor tensão microscópico:

$$\mathbf{s}(t) = \mathbf{S}(t) - p_h(t)\mathbf{I}. \quad (2.65)$$

Note que $\mathbf{s}(t)$ é obtido a partir do tensor macroscópico:

$$\mathbf{S}(t) = \boldsymbol{\sigma}(t) - p_h(t)\mathbf{I}, \quad (2.66)$$

e do campo de tensão residual estabilizado \mathbf{p} que, é o centro da mínima hipersfera que circunscreve a história de carregamento $\mathbf{S}(t)$ (Ver algoritmo no Apêndice B), ou seja:

$$\max_t [(\mathbf{S}(t) - \boldsymbol{\rho})] \cdot [(\mathbf{S}(t) - \boldsymbol{\rho})] = \min_{\boldsymbol{\rho}} \max_t [(\mathbf{S}(t) - \boldsymbol{\rho}') \cdot [(\mathbf{S}(t) - \boldsymbol{\rho}')]. \quad (2.67)$$

O tensor tensão $\boldsymbol{\rho}$ pode ser considerado como a parte do tensor desviador que não tem influência sobre o processo de iniciação de trincas e, portanto é eliminada através do processo de minimização descrito acima. Uma consequência deste método é a correta estimativa de que tensões médias de cisalhamento não afetam a resistência à fadiga de materiais metálicos (SINES, 1981).

Na proposta original de Dang Van o tensor estabilizado caracteriza o campo de tensão residual em nível de grão e, portanto, a equação 2.65 fornece o tensor desviador microscópico. É importante ressaltar que o campo de tensão residual em nível mesoscópico difere daquele encontrado em nível macroscópico devido à presença de plasticidade que seria detectada por critérios clássicos como os de Mises ou Tresca. O modelo de Dang Van não é apropriado para estes casos, onde a plasticidade macroscópica é significativa, e um regime de fadiga com baixo número de ciclos deve prevalecer.

Voltando a equação 2.62, devido a simetria do tensor desviador, o termo $\tau(t)$, apenas, não consegue capturar qualquer efeito de tensões normais sobre o limite de fadiga. Por esta razão o termo $\alpha p_h(t)$ que quantifica o efeito da pressão ou tensão hidrostática sobre o processo de nucleação de trincas é adicionado ao modelo. Também se pode mostrar que o componente hidrostático da tensão é o mesmo em nível macroscópico ou microscópico.

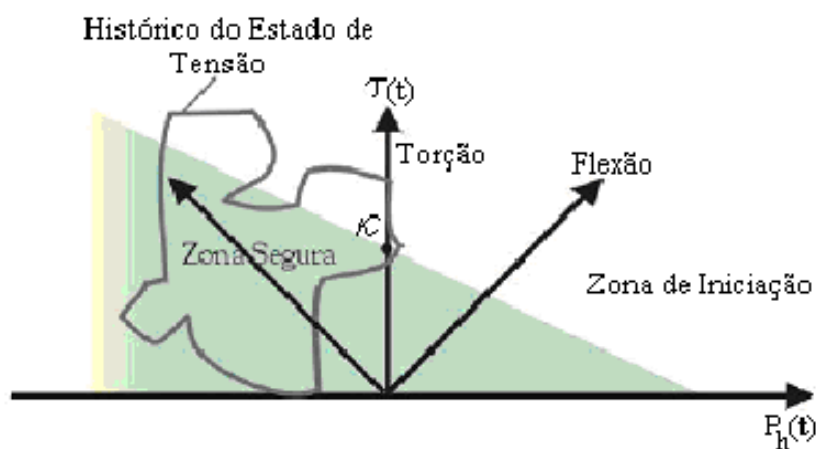


Figura 2.17 - Representação do critério de Dang Van.

A Figura 2.17 é uma representação gráfica do espaço de tensão $\tau(t) \times p_h(t)$. O Modelo mesoscópico é caracterizado por uma reta que divide este espaço de tensão em uma zona segura e outra de falha. Caso a história de tensão experimentada pelo ponto material esteja abaixo desta linha, não haverá iniciação de trincas neste ponto. A inclinação da reta é dada pelos parâmetros α e κ , obtidos a partir de testes de fadiga uniaxiais. Por exemplo, considerando-se os limites de fadiga para flexão alternada σ_{-1} e para flexão repetida σ_0 . Para o teste de flexão repetida tem-se:

$$\sigma(t) = \begin{pmatrix} \sigma_0(1 + \sin(t)) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (2.68)$$

$$p_h(t) = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}}{3} = \frac{\sigma_0(1 + \sin(t))}{3} \quad \tau(t) = \frac{\sigma_0 \sin(t)}{2} \quad (2.69)$$

Para o teste de flexão alternada tem-se:

$$\sigma(t) = \begin{pmatrix} \sigma_{-1} \sin(t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (2.70)$$

$$p_h(t) = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}}{3} = \frac{\sigma_{-1} \sin(t)}{3} \quad \tau(t) = \frac{\sigma_{-1} \sin(t)}{2} \quad (2.71)$$

Aplicando o critério de Dang Van á 2.69 e 2.71 chega-se a um sistema cuja solução fornece:

$$\alpha = \frac{3}{2} \left(\frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_{-1} - 2\sigma_0} \right) \quad (2.72)$$

$$\kappa = \frac{\sigma_{-1}}{2} \left(\frac{\sigma_0}{2\sigma_0 - \sigma_{-1}} \right) \quad (2.73)$$

Assim como foi feito para o MCWM, definiu-se para o Modelo Mesoscópico um índice de resistência em fadiga que mede o quanto a situação de carregamento está distante da

condição de falha (limite de fadiga).

$$DV = \left(\frac{\tau(t) + \alpha \cdot p_h(t) - \kappa}{\kappa} \right) \quad (2.74)$$

Desta forma, quando $DV < 0$, a previsão obtida seria não-conservativa para testes que indicassem uma condição limite. Resumindo:

$$DV \begin{cases} < 0 & \text{não falha (admite mais carregamento)} \\ = 0 & \text{limite} \\ > 0 & \text{falha} \end{cases} \quad (2.75)$$

3 - VIBRAÇÕES EM CABOS CONDUTORES DE ENERGIA

3.1 - INTRODUÇÃO

A vibração nos cabos condutores devido à ação do vento é talvez o maior problema mecânico das linhas aéreas de transmissão de energia elétrica. A vida útil dos cabos está diretamente relacionada com a ocorrência da vibração e com os níveis da sua amplitude. As dificuldades existentes para, na fase de projeto da linha, se prever o comportamento vibratório dos cabos com precisão, conduzem a limitações de alguns parâmetros do projeto da linha, tais como a carga de tração dos cabos e o comprimento dos vãos entre as torres [EPRI, 1979].

Tendo o vento como fonte de excitação, os condutores das linhas de transmissão estão sujeitos a três tipos de movimentos: vibração eólica, oscilação de sub-vão e galope do condutor. Estes tipos se distinguem entre si pelos diferentes efeitos sobre os condutores, grampos e outros componentes da linha de transmissão.

A **vibração eólica** não é facilmente detectável numa inspeção visual, pois caracteriza-se pelas pequenas amplitudes que raramente excedem um diâmetro do condutor. Essas vibrações são causadas por ventos moderados e de baixa velocidade (0,8 até 8 m/s), que se verificam em terrenos planos ou levemente ondulados principalmente ao amanhecer ou ao entardecer. As frequências das vibrações podem ser elevadas, situando-se na faixa de 3 a 150 Hz. Essas vibrações produzem flexões alternadas de pequenas amplitudes, mas que resultam em deformações específicas elevadas em pontos de transição de rigidez flexional do condutor principalmente nos pontos de suspensão e ancoragem do condutor, podendo levar à ruptura do condutor por fadiga.

As **oscilações de sub-vão**, também chamadas de oscilações induzidas por esteira, são peculiares a feixes de condutores expostos a ventos laterais de intensidade moderada ou forte (4 a 18 m/s) e ocorrem quando da presença de um condutor na esteira de outro a barlavento. Essas oscilações ocorrem em baixa frequência (0,2 a 10 Hz) e podem ficar restritas a um único sub-vão ou a um pequeno número de sub-vãos adjacentes. Devido à

natureza das forças aerodinâmicas geradas pela esteira, o condutor descreve órbitas elípticas, podendo atingir amplitudes da ordem de até 20 diâmetros do condutor.

O **galope do condutor (galloping)** é caracterizado por baixas frequências (0,1 a 3 Hz) e grandes amplitudes (5 a 300 diâmetros do condutor), com um movimento primariamente vertical. É causado por ventos laterais fortes (7 a 18 m/s) atuando sobre o condutor com depósito de gelo, que apresenta uma seção transversal não circular e pode desenvolver movimento com elevadas cargas dinâmicas, introduzindo perigosos esforços nos condutores e nas estruturas. Não existe registro da ocorrência deste tipo de vibração no Brasil (Figuras 3.1 e 3.2).

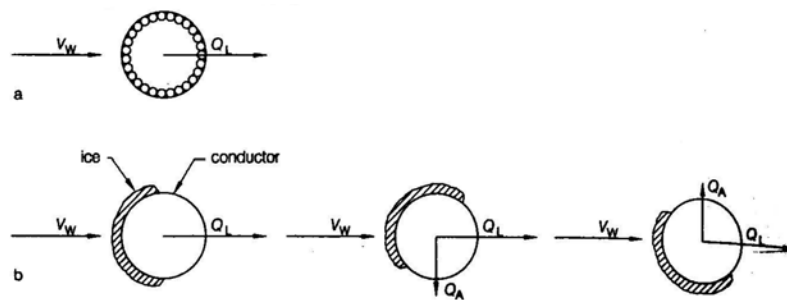


Figura 3.1 – Forças atuando no condutor sob ação do vento. a) sem a presença de gelo b) com diferentes posicionamentos da camada de gelo; V_w é a força do vento; Q_A é a força de sustentação; Q_L é a força de arraste [FRIEDRICK et al., 2003].

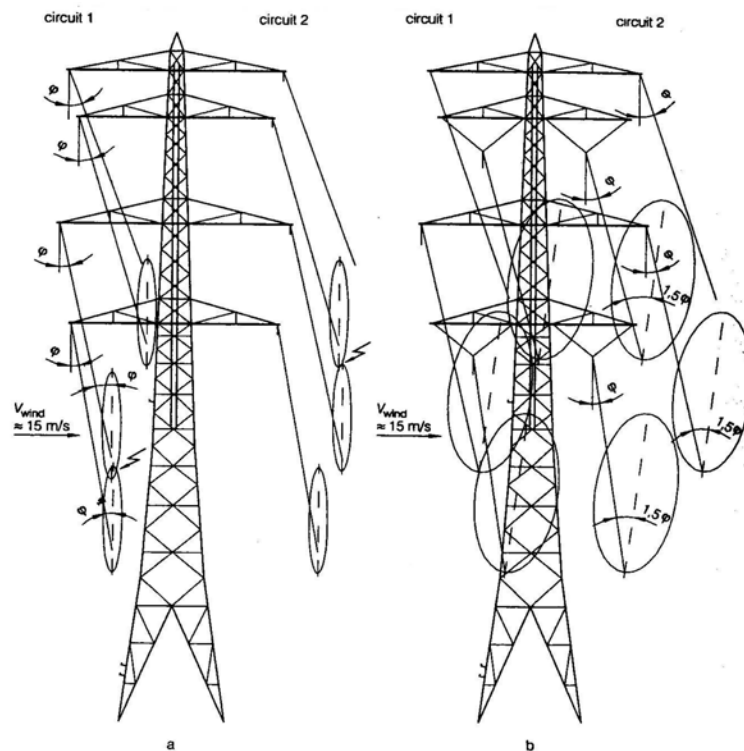


Figura 3.2 – Curvas elípticas dos condutores em galope [FRIEDRICK et al., 2003]

A Tabela 3.1 apresenta uma comparação entre os fatores que levam aos três tipos de vibração mencionados.

Tabela 3.1 – Movimentos induzidos pelo vento [FURTADO, 2001].

CARACTERÍSTICAS	VIBRAÇÃO EÓLICA	GALOPE	OSCILAÇÃO DE SUBVÃO
Tipo de LT afetada	Todas	Todas	Cabos geminados
Faixa de frequência	3 a 150 Hz	0,08 a 3 Hz	0,15 a 10 Hz
Faixa de amplitude (em rel. ao diâmetro do cabo)	0,01 a 1	5 a 300	Modo corpo rígido: 0,5 a 80 Modo de subvão: 05 a 20
Condições ambientais que favorecem:			
Tipo de vento	Laminar	Laminar	Laminar
Velocidade do vento	1 a 7 m/s (3,6 s 25 km/h)	7 a 18 m/s (25 a 65 km/h)	4 a 18 m/s (14 a 65 km/h)
Superfície do cabo	Nua ou com gelo uniforme	Gelo assimétrico	Nua, seca
Condições de projeto que influenciam	Tensão de esticamento, autoamortecimento dos cabos, uso de amortecedores, armaduras	Razão da frequência natural vertical para a de torção, catenária e condições de suporte	Separação dos subcondutores, torção do feixe, arranjo dos subcondutores, distância entre espaçadores.
Danos:			
Tempo aproximado para ocorrência	2 meses a mais de 20 anos	1 a 48 horas	1 mês a mais de 8 anos
Causas diretas	Falha devida a fadiga	Altas cargas dinâmicas	Impacto de condutores. Abrasão Desgaste acelerado de ferragens
Componentes mais afetados	Cabos condutores e pára-raios	Condutores, ferragens, isoladores, estruturas.	Ferragens de suspensão, espaçadores, amortecedores, cabos.

A vibração eólica, por ser a mais recorrente e mais perigosa, é a que normalmente inspira maiores cuidados quando do projeto da linha de transmissão.

O problema que se apresenta no caso de vibrações eólicas é o de determinar o movimento correspondente a essas vibrações, o de conhecer os fatores que contribuem para o seu aparecimento e o de atuar sobre as mesmas de forma a evitar os danos por elas causados. Para tal é necessário determinar as contribuições do vento, a capacidade de auto-amortecimento dos cabos e a capacidade de auto-amortecimento dos dispositivos amortecedores em suas várias combinações, bem como, conseqüentemente, pré-determinar o movimento real dos cabos condutores, o qual por sua vez poderá ser relacionado à fadiga desses cabos condutores, permitindo estabelecer um procedimento para determinação segura dos amortecedores adequados.

3.2 - MÉTODOS DE AVALIAÇÃO DA VIBRAÇÃO EÓLICA

Existem quatro métodos principais disponíveis para a avaliação do efeito da vibração eólica.

- I. Análise por métodos numéricos
- II. Testes em vãos ao ar livre
- III. Testes em vão de laboratório
- IV. Medições em linha reais

Análises numéricas por computador ROUGHAM (1983) e CIGRE (1998), são usadas, principalmente na fase de projeto da linha com o objetivo de se prever o comportamento de condutores simples e em feixes submetidos à vibração eólica e para avaliar o desempenho dos sistemas de amortecimento.

Vãos de testes expostos ao ar livre foram construídos em vários países com a finalidade de pesquisa CLOUTIER e BRUNELLE (1974) e HOULE et. al. (1987). No Brasil pesquisas de ampacidade utilizando sistemas de monitoramento em tempo real de linhas aéreas de transmissão, do tipo “*Power Donut*” (sensor de temperatura e corrente no cabo) e estações meteorológicas automatizadas tiveram início em 1991, na desativada LT Nova Lima –

Bonsucesso, 69 kV, situada na Subestação de Bonsucesso em Belo Horizonte – MG. [NASCIMENTO, 1999].

Testes de vibração em vãos de laboratório (30 a 50 m) podem fornecer informações importantes sobre o auto-amortecimento do condutor [CIGRE, 1979], a fluência do condutor [HEREK, 1997], o comportamento à fadiga do sistema condutor-grampo [CIGRE, 2006] e a eficácia dos amortecedores de vibração [IEEE, 1993].

Medições de vibração de condutores em linhas reais, são comumente executados em linhas novas, como verificação final e em linhas em operação, para a avaliação da intensidade de vibração e da vida residual do condutor. Nestes testes, vários instrumentos e métodos têm sido utilizados. O “método de amplitude de flexão”, que envolve registradores de vibração específicos, tem sido o mais utilizado nos últimos 40 anos [CIGRE, 2006].

3.3 - VIBRAÇÃO EÓLICA

A vibração eólica é o tipo mais comum de vibração em condutores e depende de um número mínimo de fatores para ocorrer, também é a que mais danos têm causado as linhas de transmissão. A vibração eólica ocorre em linhas com condutores simples (um condutor) ou múltiplos (vários), submetidos a vento predominante laminar.

Nessas condições o escoamento do vento é perturbado pelo condutor, com a formação de vórtices que causam variação de pressão nas proximidades do condutor, o qual é altamente solicitado para cima e para baixo, a uma frequência proporcional à velocidade do vento.

A forma em que se dará a perturbação depende do valor de um número adimensional, o número de Reynolds, que considera a velocidade do fluido (V), o diâmetro do cilindro (d_c) e a viscosidade cinemática do fluido (β). Considera-se o condutor como um cilindro de seção circular.

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d_c}{\beta} \quad (3.1)$$

Se o número de Reynolds for muito baixo ($\text{Re} < 1$) não há formação e vórtices ou turbulência como mostra a Figura 3.3. Com o aumento do número de Reynolds ($1 < \text{Re} < 40$)

começa a ocorrer a recirculação de fluido, com formação de um par de vórtices a sotavento (jusante), um acima do outro abaixo da linha média do cilindro (cabo condutor).

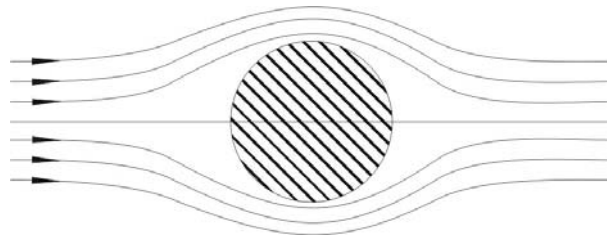


Figura 3.3 – Escoamento ao redor de um cilindro para $Re < 1$

À medida que o número de Reynolds aumenta, os vórtices começam a se desprender do cilindro assim que se formam. Isto cria uma esteira de vórtices a sotavento do cilindro conhecida como “esteira de Von Karman” como mostrado na Figura 3.4. A formação e o desprendimento de vórtices formam zonas de alta e baixa pressão, que solicitam o cilindro alternadamente para cima e para baixo, passando este a vibrar.

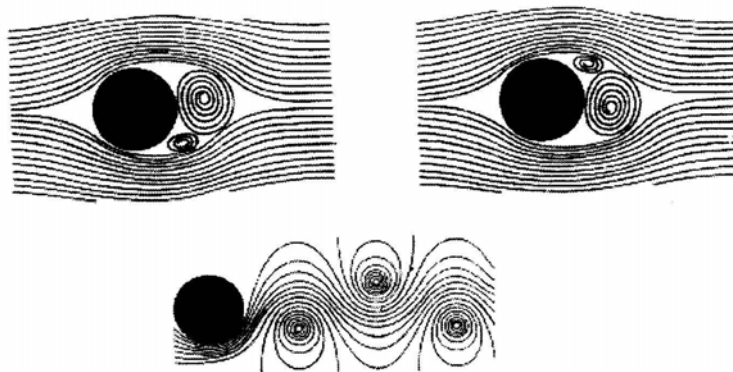


Figura 3.4 – Formação de vórtices próximos ao condutor [FURTADO, 2001]

A frequência de desprendimento dos vórtices (f_s), a velocidade do vento (V) e o diâmetro do condutor (d), para a condição estacionária (ausência de vibração), estão relacionados pela fórmula de Strouhal:

$$f_s = S \cdot \frac{V}{d} \quad (3.2)$$

Onde S é o número Strouhal, que para os condutores das linhas de transmissão, está na faixa de 0,15 a 0,25, sendo usualmente adotado o valor de 0,18. Um condutor de 25 mm de

diâmetro, sujeito a um vento transversal na faixa de 0,8 a 8 m/s, apresenta freqüências de Strouhal na faixa de 6 a 60 Hz. A Figura 3.5 mostra a relação entre o número de Strouhal e o número de Reynolds.

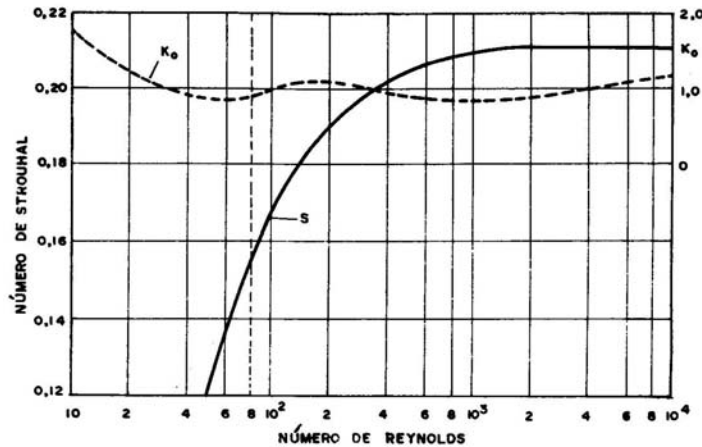


Figura 3.5 – Numero de Strouhal em função do número de Reynolds. Curva obtida experimentalmente para escoamento sobre cilindros circulares [FUCHS, 1992].

A separação entre as freqüências naturais de um cabo condutor num vão típico de linha de transmissão é sempre muito pequena, da ordem de 0,2 Hz. Assim, em qualquer velocidade do vento na faixa já mencionada de 0,8 até 8 m/s, facilmente existirá coincidência entre as freqüências de desprendimento dos vórtices (f_s) e uma das freqüências naturais do cabo.

Quando a freqüência de vibração calculada de acordo com a equação 3.2, não coincide com nenhuma freqüência ressonante, foi observado que a freqüência de formação dos vórtices se ajusta de forma a que o condutor vibre na freqüência harmônica mais próxima. Esse fenômeno é conhecido como sincronização (“locking in”).

A vibração ressonante tende a manter-se na freqüência natural excitada inicialmente e o movimento transversal do condutor passa a governar o desprendimento dos vórtices, mesmo que haja uma pequena variação na velocidade do vento.

A vibração eólica é uma vibração do tipo auto-excitada na qual a ação contínua do vento, após iniciada a vibração, estará introduzindo energia no sistema atingindo uma amplitude de saturação na qual a taxa de energia dissipada pelo amortecimento próprio no condutor resulta no acoplamento de modos próximos em freqüência e a vibração apresenta variações

na amplitude devido a batimentos. Na Figura 3.6 é apresentado um oscilograma típico de vibração eólica numa linha de transmissão.

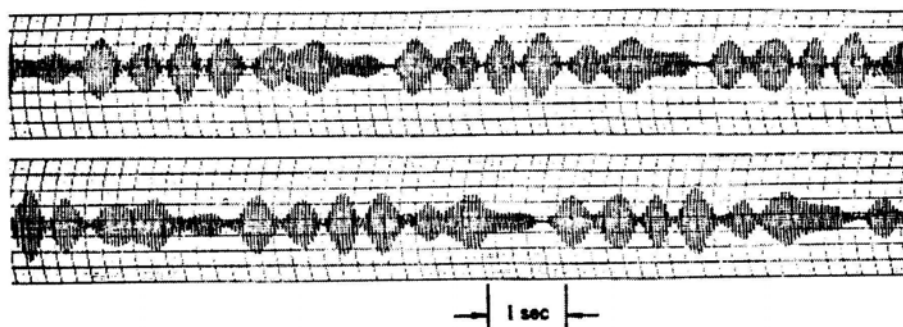


Figura 3.6 – Forma de onda de vibração-batimento com mais de 2 frequências [EPRI]

O fenômeno de batimento é tão comum na vibração de condutores que raramente são observados registros com amplitude uniforme. Isso pode ser atribuído à geração de vibração por duas ou mais fontes com diferentes velocidades de vento [HARD, 1958]. Uma outra explicação afirma ser possível que a velocidade do vento esteja variando no tempo e no espaço, porém dentro do intervalo de efeito de sincronização. Isso não causaria qualquer variação significativa na frequência, porém a amplitude variaria com o tempo e a posição de vão.

As velocidades de vento entre 1 e 7 m/s (3,6 e 25 Km/h) são as mais propícias a provocar as vibrações. As razões são:

- Abaixo de 1m/s não há energia suficiente para sustentar as vibrações;
- Acima de 7 m/s o fluxo de vento tende a ser turbulento e a formação de vórtices aperiódicas;
- A frequência de vibração varia diretamente com a velocidade do vento (equação de Strouhal) e portanto altas velocidades de vento causariam altas frequências, que são associadas a altos níveis de autoamortecimento interno do condutor, reduzindo-se a amplitude de vibração.

O parâmetro preponderante para controle da vibração eólica, de forma a suprimir a sua ocorrência, é a tração mecânica do condutor na linha. O amortecimento próprio do condutor varia inversamente com a carga de tração, por esse motivo a tração mecânica deve ser tão baixa quanto economicamente viável.

A tendência do condutor a vibrar aumenta com o aumento da carga de esticamento, como consequência dos seguintes efeitos da tração sobre o autoamortecimento interno do condutor:

- i. Para uma dada frequência ou velocidade do vento, um aumento de tração corresponderá a um aumento no comprimento de ondas de acordo com a equação simplificada para a ressonância.

$$\lambda = \frac{n}{f} \sqrt{\frac{T}{m}} \quad (3.3)$$

onde:

λ é o comprimento de onda

T é a tração no cabo

m é a massa por unidade de comprimento

f é a frequência

n é o modo de vibração

Como consequência haverá uma menor flexão do cabo para uma mesma amplitude de vibração e um decréscimo correspondente no movimento relativo dos fios e na potência autodissipada como mostrado na Figura 3.7.

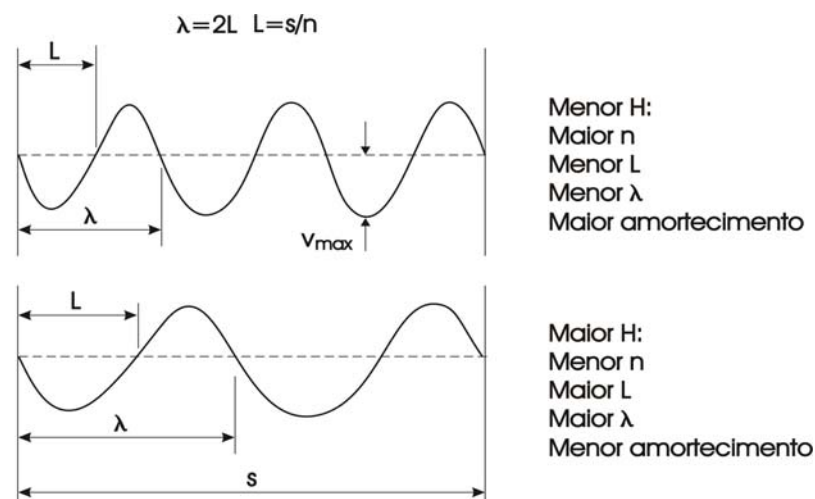


Figura 3.7 – Variação do comprimento de onda (λ) com o aumento da tração no condutor [FURTADO, 2001].

Com cargas de tração reduzidas, a dissipação de energia devida ao amortecimento próprio do condutor é suficientemente elevada para que as vibrações não atinjam níveis perigosos. Entretanto, cargas de tração reduzidas oneram os custos de construção da linha com a necessidade de utilização de torres mais elevadas, ou um maior número de torres reduzindo os vãos, além da utilização de um maior comprimento de condutores.

- ii. As cargas de tração mais altas tendem a fazer os fios individuais vibrar em sincronismo, reduzindo sua fricção e a potência dissipada internamente no condutor.

Os problemas causados pelas vibrações nas linhas de transmissão devem ser antecipados ou previstos durante o projeto ou nos estágios subseqüentes de construção da linha, sob pena de só serem resolvidos com alto custo após a linha em operação.

Os cálculos que permitirão trabalhar com valores elevados de tração, dentro de uma faixa de segurança razoável, demandam levantamentos minuciosos, complexos e precisos dos parâmetros envolvidos, dentre eles o amortecimento próprio dos condutores.

3.4 - PREDIÇÃO DO NÍVEL DE VIBRAÇÃO EÓLICA

Se o amortecimento do sistema e a potência do vento em um condutor em vibração são conhecidos, é possível calcular-se o nível de vibração em estado permanente pelo conceito do balanço de energia.

A técnica para previsão das amplitudes das vibrações eólicas nos condutores se baseia no fato de que, para que se tenham oscilações auto-sustentáveis do condutor, a energia introduzida pelo vento deverá ser igual à energia dissipada através de seu amortecimento próprio ou de outros mecanismos dissipativos que porventura existam na linha. Atualmente, tem sido apontado como a principal dificuldade para a aplicação dessa técnica, o conhecimento preciso da energia dissipada pelo condutor.

3.4.1 – Potência dissipada pelo condutor

A dissipação da energia vibratória no cabo ocorre através de três processos distintos. O atrito entre as superfícies deslizantes dos fios em contato é, normalmente, o responsável pela maior parcela da energia dissipada. O atrito interno do material dos fios é um outro processo de dissipação. O terceiro processo se dá pelo atrito do cabo no ar, que se estima ser responsável por uma pequena parcela da energia dissipada, no caso de pequenas amplitudes de vibração.

O conhecimento do amortecimento próprio do condutor, em termos gerais, pode ser obtido a partir de ensaios em vãos internos de laboratórios, cujos resultados são apresentados na forma de potência dissipada pelo condutor por unidade de comprimento ($\Delta P/L$), em função da amplitude e da frequência de vibração, para uma determinada força de tração no condutor. Usualmente estes resultados são aproximados pela seguinte relação [HARD e LEBLOND, 1988]:

$$\frac{\Delta P}{L} = k \frac{Y^\ell f^m}{T^n} \quad (3.4)$$

Onde k , ℓ , m e n são coeficientes determinados experimentalmente, T é a tração no cabo, f e Y são a frequência e a amplitude de vibração, respectivamente.

Os expoentes ℓ e m , para as condições normalmente encontradas nas linhas de transmissão, variam entre 3 e 3,5 e entre 2 e 2,5, respectivamente.

Mantida a tração no cabo constante, a potência dissipada pelos condutores é dada por curvas semelhantes às mostradas na Figura 3.8.

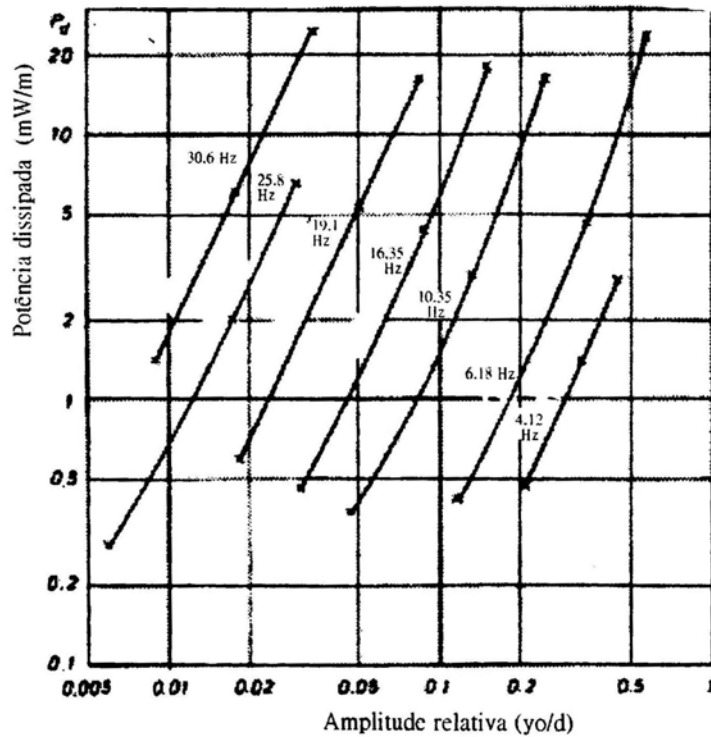


Figura 3.8 – Energia dissipada pelos cabos [CIGRE, 1989]

Alguns métodos distintos têm sido usados na investigação da dissipação da energia vibratória em cabos condutores. O arranjo comum para este tipo de ensaio consiste em um vão em ambiente fechado onde o cabo condutor é artificialmente submetido a vibração transversal através de um excitador eletromecânico. O cabo é excitado em um de seus modos naturais de vibração (ondas estacionárias) e a potência dissipada é medida através de diferentes procedimentos. Geralmente esses vãos de laboratório possuem comprimentos superiores a 30 metros e são dotados de pesados blocos de concreto destinados a fazer a ancoragem do cabo de modo a oferecer uma impedância suficientemente alta para que as ondas incidentes sejam perfeitamente refletidas nas ancoragens, evitando o fluxo de energia para fora do vão de cabo em ensaio. As ondas estacionárias vão resultar da superposição das ondas incidentes e refletidas na ancoragem.

Ocorre, porém, que, apesar do fluxo de energia para fora do vão ser desprezível, as perdas devida ao amortecimento próprio no segmento de cabo próximo da ancoragem é bastante maior que no meio do vão devido aos esforços de flexão gerados pela fixação nos grampos de ancoragem. Embora ainda não se as tenha quantificado de forma precisa, estima-se que

as perdas ocorridas nas terminações sejam muito significativas comparadas com as perdas totais do vão de cabo em ensaio e obviamente quanto menor o vão, maior será a influência das terminações [TORRES, 1994].

Uma primeira técnica desenvolvida para determinar o amortecimento próprio dos condutores consistia em determinar a potência requerida para excitar o cabo no vão de ensaio em diferentes frequências e amplitudes, através da medição da potência elétrica consumida pelo excitador em operação. Esta técnica, contudo, requer conhecimentos detalhados das características do excitador, que tem uma eficiência relativamente baixa para converter potência elétrica em movimentos. As perdas inerentes ao excitador, normalmente, são maiores que as perdas no vão de cabo que, acabam sendo obtidas pela diferença entre dois valores relativamente grandes [TORRES, 1994].

Outra técnica mais refinada, chamada de método da potência [EPRI, 1979], [CIGRE, 1979], consiste na medição da potência mecânica diretamente no acoplamento entre o excitador e o cabo em vibração. Esta medição se torna possível com a montagem adequada de um transdutor de força fazendo o acoplamento entre o excitador e o cabo e da fixação de um acelerômetro sobre o cabo no ponto de acoplamento. A potência pode ser calculada pelo produto da força pela velocidade e pelo co-seno do ângulo de fase entre ambas. Os equipamentos atuais permitem que este problema seja resolvido sem a necessidade da medição do ângulo de fase diretamente. Uma das limitações deste método é que as perdas provenientes das terminações do vão estão incluídas nas medições. A utilização de barras flexíveis nas extremidades do vão ou de extremidades pivotadas não aparenta ter solucionado o problema de forma satisfatória, pois incluem elementos estanhos no sistema de ensaio.

Resultado do trabalho de TOMPKINS, MERRIL e JONES (1956), existe um outro método de medição que se baseia na medição das amplitudes dos nós e anti-nós de vibração conhecido como método da razão de onda estacionária [CIGRE, 1979]. Para se entender o princípio envolvido, é necessário considerar que ondas progressivas são introduzidas pelo excitador e que estas ondas se propagam pelo cabo, são refletidas nas ancoragens e retornam em sentido contrário com uma mudança de fase igual a π . Se não existissem perdas no sistema não existiria nenhum movimento nos nós e os anti-nós teriam uma amplitude igual à soma das amplitudes das duas ondas (ondas incidente e refletida), isto é,

o dobro de cada uma. No caso da reflexão nas ancoragens não ser perfeita ou da existência de amortecimentos ao longo do cabo, as ondas incidente e refletida terão amplitudes distintas e não mais se cancelam completamente nos pontos nodais. A amplitude de deslocamento nestes pontos será igual à diferença das amplitudes das ondas se propagando em sentido oposto. Nesse caso é definida a razão de onda estacionária (SWR) pela razão entre as amplitudes dos anti-nós e dos nós, ou seja:

$$SWR = \frac{A_I + A_R}{A_I - A_R} = \frac{\text{amplitude no antinó}}{\text{amplitude no nó}} \quad (3.5)$$

Observa-se que existindo as perdas ao longo do cabo as amplitudes dos anti-nós e dos nós variam ao longo dos vãos.

Quando pequenas perdas estão envolvidas, as amplitudes nos nós tornam-se muito pequenas, acarretando problemas de medição para determinação da potência dissipada. Além disto, quando se faz medição com dispositivo amortecedor instalado no cabo, o valor mais alto de amortecimento provoca acoplamento entre modos do cabo e não é possível gerar ondas estacionárias no vão de laboratório.

O decremento logarítmico é um outro método de medição que consiste em excitar o cabo em vibração e em seguida deixar a vibração decair livremente com o excitador desconectado. O decremento logarítmico é definido pelo logaritmo da razão entre duas amplitudes consecutivas da oscilação decrescente. A taxa de decaimento é função das perdas do sistema. A grande dificuldade desse método de ensaio vem do sistema usado para desconectar o excitador, que pode acarretar perturbações indesejáveis ao sistema. Em alguns casos, podem ocorrer perturbações que geram movimento horizontal no cabo, apesar do movimento inicial imposto ser somente vertical. Além disto, persistem as perdas nas ancoragens nos extremos dos vãos.

Outro método mais recente é o proposto por TORRES (1994), denominado de ondas progressivas, se baseia na medição da perda de energia vibratória de um trem de onda propagante no cabo. O amortecimento próprio em um trecho de cabo é obtido a partir da perda de energia do trem de onda entre o início e o fim do trecho em questão. As vantagens apontadas quando da utilização de ondas progressivas para medição do

amortecimento próprio dos cabos são a eliminação das influências tanto das terminações dos cabos quanto do acoplamento de excitador ao cabo e a facilidade de execução, ao contrário da utilização de ondas estacionárias, que dependem da estabilização da vibração em um único modo, sem a presença simultânea de outros modos ou transientes capazes de perturbar as medições.

Os métodos da potência e da razão de onda estacionária têm sido os métodos mais utilizados, embora ainda persistam as restrições.

3.4.2 – Potência fornecida pelo vento ao condutor

Com relação à determinação da potência fornecida pelo vento ao condutor, inúmeras análises teóricas e pesquisas em túnel de vento foram realizadas ao longo dos anos [ROUGHAM, 1983].

Essa potência é dependente principalmente do tamanho do condutor, da frequência de irradiação dos vórtices e da amplitude de vibração.

A energia fornecida pelo vento (P_w) pode ser expressa pela seguinte relação [EPRI, 1979]:

$$P_w = d^4 \cdot f^3 \cdot func(y/d) \quad (3.6)$$

Onde:

d – diâmetro do cabo (m)

f – frequência (Hz)

$func(y/d)$ – função da amplitude máxima de vibração (y)

Uma interpretação simples da equação (3.6) é que, para um vento constante a potência transmitida ao condutor aumenta aproximadamente em proporção ao seu diâmetro, sendo a frequência inversamente proporcional ao diâmetro, de acordo com a equação de Strouhal (equação 3.2).

A equação (3.6) foi determinada experimentalmente por vários laboratórios [EPRI, 1979], [ROUGHAM, 1983]. No entanto, as diferenças entre os laboratórios podem chegar a 30%, o que caracteriza a necessidade de um aperfeiçoamento na metodologia e na normalização dos ensaios. A Figura 3.9 mostra graficamente a relação entre a potencia fornecida pelo vento e amplitude relativa.

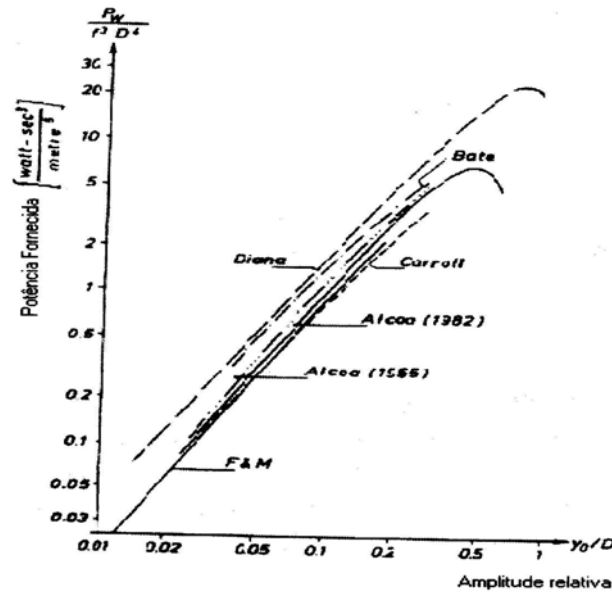


Figura 3.9 – Energia fornecida pelo vento [EPRI, 1979]

3.4.3 – Determinação do nível de vibração

Para determinar o nível de vibração pode-se utilizar o princípio da conservação da energia. Esse princípio baseia-se no fato de que, para que se tenha oscilações auto-sustentáveis do condutor, a energia introduzida pelo vento deve ser toda dissipada através de seu amortecimento próprio ou de outros mecanismos dissipativos que eventualmente existam na linha. Isto significa que:

$$P_w = P_c \quad (3.7)$$

Essa equação pode ser resolvida através de métodos gráficos ou iterativos obtendo-se como resultado a amplitude de deslocamento do ventre em função da frequência, para uma dada força de tração no cabo condutor (Figura 3.10).

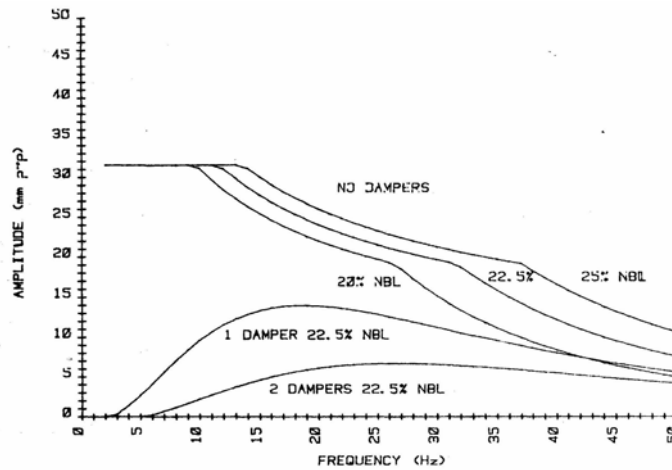


Figura 3.10 – Amplitude x Frequência para um vão de 400m do condutor “Olive” 54/3,5 ACSR. Utilizado na Austrália (NBL = carga de ruptura do cabo) [ROUGHAM, 1983].

Graficamente, para se determinar o nível de vibração se utiliza da Figura 3.11 na qual são mostradas curvas “frequência x amplitude”, geradas a partir dos pontos de interseção entre as curvas de energia fornecida pelo vento da Figura 3.9 e as de autodissipação do condutor da Figura 3.8. As curvas assim geradas permitem prever os níveis máximos de vibração que podem ser encontrados em condições severas, sendo válidas, porém, apenas para um valor de tensão de esticamento e para ventos não turbulentos.

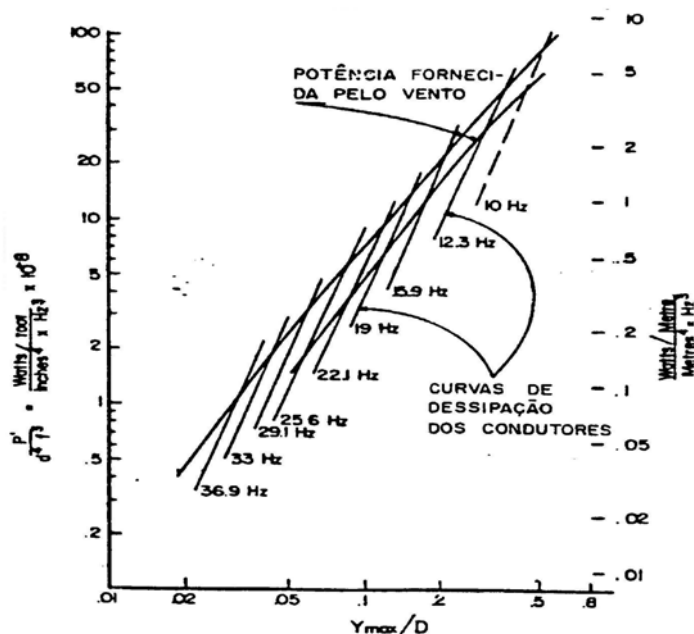


Figura 3.11 – Amplitudes e Frequências previstas [EPRI, 1979].

Em EPRI (1979) é apresentando um método de predição de vibração a partir de dados de vento que tem como base a relação entre amplitude e frequência de vibração indicada na Figura 3.12. Nesse método, calculam-se as frequências de vibração correspondentes às velocidades médias de vento mais comuns em um período de dez anos (equação 3.2).

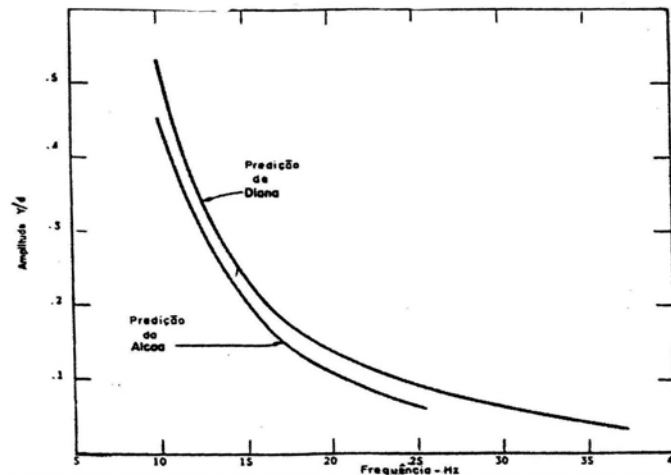


Figura 3.12 – Amplitude e frequências preditas conforme Figura 3.8 – sem amortecedores [EPRI, 1979]

As amplitudes máximas de vibração são estimadas de acordo com a Figura 3.13, que sugere a seguinte relação entre frequência e amplitude de vibração:

$$f = 6,72(y/d)^{-0,553} \quad (3.8)$$

Onde f , y e d já foram definidos na equação (3.6).

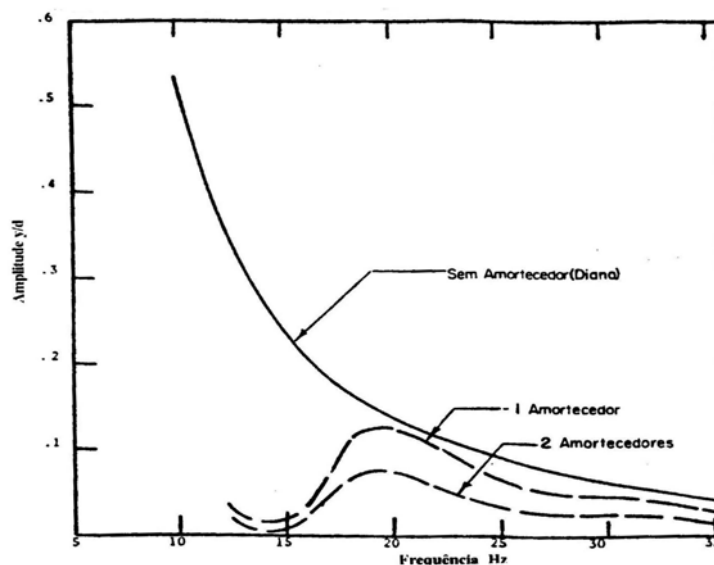


Figura 3.13 – Amplitudes e frequências preditas conforme Figura 3.8 com 1 ou 2 amortecedores Stockbridge [EPRI, 1979].

Conforme será visto adiante a amplitude de deslocamento poderá ser convertida, por cálculo, no ângulo entre a posição máxima e mínima do cabo em vibração, na sua inserção com suporte, ou em tensão, ou ainda em deformação nos terminais.

Para controlar as vibrações na linha de transmissão podem-se aplicar amortecedores, cujos efeitos são de reduzir a amplitude da vibração ou de produzir uma alteração da forma de onda entre o amortecedor e a extremidade do vão.

Se um amortecedor ou um sistema de amortecedores atua satisfatoriamente, ele reduz a deformação em todas as posições ao longo do vão a um valor crítico [HOULE et al., 1987], para uma determinada faixa de frequência. Contudo se ele é inadequadamente escolhido, ou está mal posicionado, a distorção da forma de onda pode levar a um aumento da deformação do condutor na junção com o grampo de suspensão ou na extremidade do vão. A Figura 3.14 mostra um dos tipos de amortecedores normalmente utilizados.

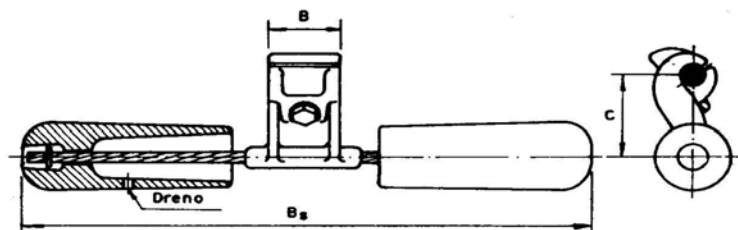


Figura 3.14 – Amortecedor tipo Stockbridge [FUCHS et al., 1992].

O desempenho de um amortecedor sobre dado condutor, incluindo o estudo de sua localização, pode ser investigado através de ensaios e usando-se o princípio da conservação da energia, tendo-se em conta o conjunto do cabo condutor e amortecedor [ROUGHAM, 1983], [HOULE et al., 1987], [IEEE, 1993].

O nível de vibração de uma dada linha de transmissão pode ser relacionado à duração dessa vibração, permitindo ao projetista estimar o tempo de vida útil dos cabos dessa linha [CIGRE, 2006] e [CIGRE, 1979].

4 - MECANISMOS DE FADIGA EM CABOS CONDUTORES DE ENERGIA

4.1 - INTRODUÇÃO

A resistência de cabos condutores á solicitação dinâmica provocada principalmente por esforços oriundos da interação vento/cabo é um parâmetro para o projeto de linhas de transmissão, assim como a vida remanescente do condutor também é de particular interesse para a área de manutenção das linhas. A ruptura do cabo tem início nas zonas de contato entre o condutor e os diversos tipos de ferragens tais como grampos de suspensão, espaçadores, sinalizadores, amortecedores. (Figura 4.1).



Figura 4.1 – Região onde ocorre a ruptura dos cabos condutores.

Trincas crescem nos fios de alumínio que constituem o condutor levando a perda de eficiência no processo de transmissão, ou em casos mais críticos, podem também surgir nos fios da alma de aço (para cabos tipo ACSR) eventualmente causando a ruptura total da linha (Figura 4.2).

Se a ruptura dos fios acontecer no interior do grampo de suspensão, dificilmente será vista durante as inspeções terrestres ou aéreas.

Para agravar o problema, sabe-se, que o mesmo vento que produz a vibração eólica resfria de forma acentuada o cabo condutor, mascarando o efeito térmico do ponto de fadiga [MOURÃO, 2004].

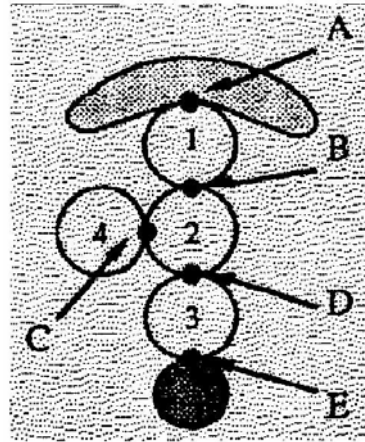


Figura 4.2 – Modos de contato entre os fios de alumínio (B, C, D), fios de aço (E) e o grampo (A) [IEEE, 1993].

Um súbito aumento do carregamento da linha provocado, por exemplo, por uma mudança de configuração do sistema poderá provocar a ruptura total do ponto defeituoso, levando à queda do cabo ao solo, gerando, dependendo da configuração no momento da ocorrência da falha, a um efeito em cascata no sistema elétrico com conseqüências desastrosas.

É de conhecimento geral que a fadiga do condutor resulta de um acúmulo de esforços dinâmicos de dobramento na presença de abrasão. As forças de atrito, combinadas ao movimento relativo, entre os fios e entre o cabo e o grampo de suspensão ou espaçador causam a abrasão nos contatos entre os fios e entre o cabo e o grampo de suspensão. A partir do momento que uma trinca inicial é induzida na superfície danificada por abrasão, a mesma pode levar à ruptura do fio, e acabar rompendo o condutor completamente.

Apesar do conhecimento acumulado ao longo dos anos sobre a presença da abrasão na fadiga de condutores de energia, o fenômeno da fadiga por abrasão ainda não é compreendido suficientemente para que se tenha um modelo matemático apropriado que represente adequadamente o fenômeno e que possibilite a determinação da vida à fadiga de um sistema condutor/grampo levando-se em consideração as propriedades mecânicas e físicas dos fios [CIGRE, 2006]. O método padrão de avaliação depende da execução de testes experimentais caso a caso.

Portanto entender o mecanismo da fadiga em cabos condutores de energia elétrica torna-se de fundamental importância no sentido de se propor soluções para prolongar a vida útil destes cabos.

4.2 - INFLUÊNCIA DA ABRASÃO (FRETING) NA FADIGA DO CABO.

O mecanismo de fadiga por abrasão é complexo [HOEPPNER,1994], uma vez que é influenciado por vários fatores. Entre outros, pode-se citar a carga de contato normal, a amplitude de deslizamento relativo, coeficiente de atrito, condições da superfície, materiais de contato e ambiente. O processo de fadiga por abrasão é também reconhecido como resultado de uma concorrência entre desgaste, fenômenos corrosivos e de fadiga, impulsionados tanto pelo micro-deslizamento na superfície de contato como pelas tensões locais cíclicas.

Quando duas superfícies em contato estão sujeitas a forças tangenciais oscilatórias, zonas de microdeslizamentos ocorrem na qual as duas superfícies deslizam uma sobre a outra, fenômeno este denominado “fretting” (abrasão). Dois importantes fenômenos podem surgir como resultado desta ação: a) um desgaste das superfícies pode ocorrer dando origem a um processo denominado desgaste por abrasão (“fretting”), b) trincas de fadiga podem ter início na região danificada levando a grandes reduções da resistência à fadiga de um componente carregado ciclicamente.

O mecanismo de danos por abrasão do material de alumínio envolve vários estágios de evolução [EPRI, 1979]. No início, um filme superficial de óxido é removido, e as superfícies descobertas em contato começam a roçar umas nas outras. Ao mesmo tempo, as superfícies tendem também a aderir, formando junções de ligação, que serão rompidas pelo movimento relativo. Este processo forma a acumulação de um pó devido ao desgaste entre as superfícies. A deformação plástica da superfície, a alteração química da superfície e a formação de óxido de alumínio (poeira escura fina), e o produto do desgaste aumentarão com mais ciclos de abrasão. O óxido de alumínio, $Al(OH)_3$, é um material muito duro, e com a ajuda das tensões de contato, pode provocar nucleação da trinca do tamanho de um grão. Depois disso, o início de micro trincas na superfície são inevitáveis. Se as amplitudes de deslizamento forem suficientemente grandes, as pequenas trincas se desgastarão e

contribuirão para criar mais partículas de abrasão, sem que nenhuma trinca de propagação esteja presente. Esse é um mecanismo típico de desgaste por abrasão. Porém, se as pontas das trincas forem pontos de alta concentração de tensão, elas podem acabar propagando-se abaixo da superfície do óxido, para dentro do material, e levar à falha dos fios do condutor por fadiga. Como a trinca se expande em profundidade, sua propagação é influenciada principalmente pela ação contínua de dobramento do condutor, até o fio falhar completamente. (Figura 4.3)

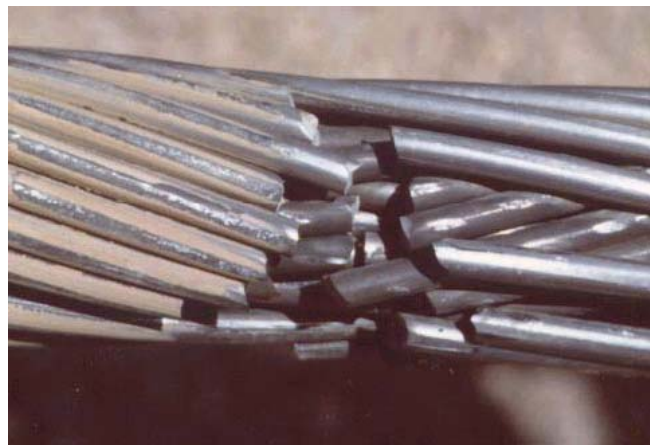


Figura 4.3 – Danos por fadiga em cabos condutores.

4.3 - FADIGA DE CABOS CONDUTORES

A maioria das falhas em cabos condutores de energia está associada à fadiga do material, causada pela ação das forças eólicas [EPRI, 1979] que provocam vibrações de alta frequência e baixa amplitude nas linhas. As falhas são caracterizadas pelo crescimento de trincas nos fios que constituem o cabo. Estas trincas são resultantes do processo de abrasão (“fretting”) e do carregamento cíclico do cabo, e invariavelmente ocorrem nas superfícies de contato entre o grampo de suspensão e o cabo, ou naquelas entre o espaçador e o cabo.

Em 1968, FRICKE e RAWLINS destacaram a importância da abrasão na fadiga por vibração de condutores aéreos. As falhas de fio de condutor foram examinadas em linhas de serviço e em testes laboratoriais, e demonstraram em todos os casos que as trincas de fadiga originaram-se em pontos de abrasão. Avaliaram também os danos por abrasão usando meios metalográficos, e apresentaram fotos de superfícies rompidas.

Uma revisão extensa do processo de iniciação e propagação de trincas em fios de condutores foi apresentada por Rawlins [EPRI, 1979]. Várias maneiras de correlacionar a resistência à fadiga do cabo a dados de vibração medidos em campo foram revisados e propostas neste trabalho. Entretanto, reconheceu-se que o complexo estado de tensão provocado pelo contato mecânico e a presença de um desgaste superficial provocado pelo movimento relativo de pequena amplitude (denominado desgaste por fretting) entre os fios tornavam a quantificação do problema um desafio extremamente complexo. O grupo de trabalho 22-04 da CIGRE (1979) mostrou que a resistência à fadiga de metais sob condições de fretting era substancialmente reduzida com relação a condição sem o fretting, e que a abrasão ocorre entre os fios do condutor e os acessórios da linha que ficam em contato direto com o condutor [CIGRE, 1979]. Em 1988, um novo relatório da CIGRE descreveu que a presença de um “pó” de cor escura na região das montagens cabo/grampo era uma indicação de que o cabo estava operando em níveis perigosos de vibração e um processo de falha estava em curso. Este “pó” é constituído de partículas muito duras e abrasivas produzidas pelo desgaste devido ao fretting entre os fios de alumínio. Em contato com o ar estas partículas se oxidavam e ganhavam uma coloração marrom escura, formando o óxido de alumínio Al_2O_3 [AZEVEDO, 2002].

Em geral a resistência à fadiga da montagem cabo/grampo de suspensão é obtida de maneira análoga a usada para corpos-de-prova sólidos. A fórmula de Poffenberger-Swart (P&S) [POFFENBERGER, 1965] é usualmente utilizada para correlacionar uma amplitude de deslocamento medida em uma posição padronizada a partir do grampo (ou outro tipo de ferragem) com uma amplitude de tensão no ponto mais externo do cabo e na saída (boca) do grampo. Testes a uma mesma amplitude de tensão são conduzidos até a ruptura do terceiro fio de alumínio e o número de ciclos experimentado pela montagem até este instante é gravado. Repetindo-se o teste para diferentes amplitudes de deslocamento pode-se então traçar uma curva de amplitude de tensão versus o número de ciclos, a qual é denominada de Curva S-N ou de Wöhler. CARDOU et al (1994) e ZHOU et al (1996) apresentaram diversos resultados de fadiga para cabo ACSR em espaçadores e grampos de suspensão para um mesmo nível de tensão mecânica diária (Every Day Stress, EDS). Os autores ressaltam uma limitação importante no uso desta fórmula pois a fratura do fio é provocada não apenas pelo movimento alternado do cabo mas também por um estado de tensão local extremamente complexo oriundo do contato mecânico sob o regime de

escorregamento parcial. Apesar destas restrições a fórmula de Poffernberger-Swart tem sido uma importante ferramenta para avaliação da severidade dos níveis de vibração em cabos condutores por mais de trinta anos. Devido a sua aplicação direta e simples ela se tornou um padrão para conversão de uma amplitude de flexão medida em uma amplitude de tensão idealizada.

4.4 - CÁLCULOS DOS ESFORÇOS DINÂMICOS NOS CONDUTORES (TENSÕES IDEALIZADAS)

Os esforços dinâmicos nos condutores podem ser medidos diretamente através de medições de deformação utilizando “straing gages” ou calculados à partir de medições da amplitude de vibração, o que é mais comum.

Cabos condutores são formados por fios enrolados em diferentes camadas. Estas camadas, por sua vez, são enroladas em sentido opostos. Devido à complexidade da configuração desta estrutura e do estado de tensão provocado pelo processo de flexão do cabo previamente tensionado, um modelo simplificado foi desenvolvido por Poffenberger & Swart. De acordo com este modelo, o deslocamento vertical (medido pico a pico) de um ponto do cabo distante a 89 mm do primeiro ponto de contato entre o cabo e o grampo de suspensão, esta associado a faixa de tensão (pico a pico) experimentada por um fio de alumínio da camada mais externa do cabo e na boca do grampo (Figura 4.4).

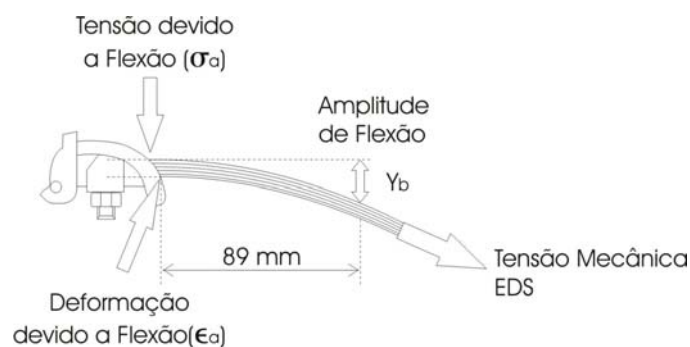


Figura 4.4 - Montagem esquemática cabo/grampo mostrando a posição padrão para medida da amplitude de deslocamento Y_b .

A relação entre os esforços dinâmicos e a amplitude de vibração que, em campo, é medida por vibrógrafos posicionados nas proximidades do grampo, como mostrado na Figura 4.5, é dada por Poffenberger & Swart como sendo:

$$\sigma_a = KY_b \quad (4.1)$$

onde σ_a - é a faixa de tensão dinâmica (pico a pico), Y_b é a amplitude de deslocamento pico a pico, medida a partir de um ponto sobre o cabo distante 89 mm do primeiro ponto de contato entre o cabo e o grampo de suspensão (Figura 4.4), e:

$$K = \frac{E_{al} d p^2}{4(e^{-px} - 1 + px)} [N / mm^3] \quad (4.2)$$

sendo E_{al} (MPa) e d (mm), o módulo de elasticidade (módulo de Young) e o diâmetro dos fios de alumínio da camada externa do cabo, x é a distância ao longo do cabo entre o primeiro ponto de contato entre o cabo e o grampo de suspensão e o ponto de medição, usualmente 89 mm (Figura 4.4), e

$$p = \sqrt{\frac{T}{EI}} \quad (4.3)$$

onde T (N) é a carga de esticamento para a temperatura média durante a medição, EI (N.mm²) é a rigidez a flexão do cabo, cujo valor mínimo é dado por:

$$EI_{\min} = n_{al} E_{al} \frac{\pi d_{al}^4}{64} + n_a E_a \frac{\pi d_a^4}{64} \quad (4.4)$$

onde n_{al} , E_{al} , d_{al} são, o número, o módulo de elasticidade e o diâmetro individual dos fios de alumínio e n_a , E_a e d_a são, o número, o módulo de elasticidade e o diâmetro dos fios de aço.



Figura 4.5 – Foto de um vibrógrafo instalado junto ao grampo de suspensão [CIGRE].

Deve-se ter cuidado no uso desta fórmula, pois ela não leva em consideração à variação da rigidez a flexão do cabo em função do comportamento dinâmico. Note que, para pequenos níveis de amplitude de tensão, deve-se esperar que os fios individuais do condutor não deslizem entre si e, portanto o cabo se comporta como uma barra rígida, respondendo a flexão com sua máxima rigidez. Por outro lado, à medida que a amplitude de vibração aumenta mais e mais fios passam a escorregar e a rigidez a flexão se aproxima de EI_{\min} . Neste caso, a fórmula de P&S torna-se uma melhor aproximação para os níveis de tensão na camada mais externa do cabo (Figura 4.6).

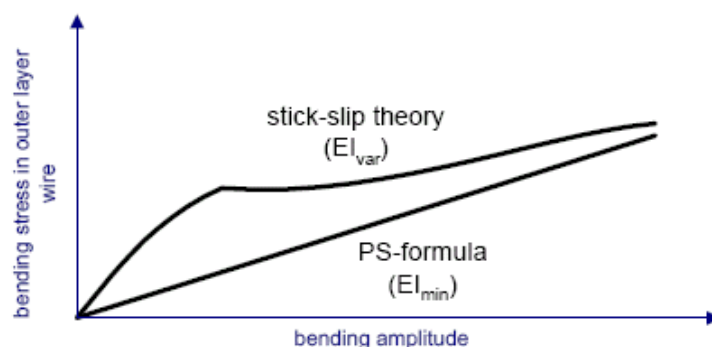


Figura 4.6-Tensão de flexão na superfície do cabo em função da amplitude de flexão [CIGRE, 2006].

Outra grande discrepância que resulta da aplicação da fórmula de P&S é o fato de que ela leva a dois diferentes níveis “seguros” de vibração (tensões limite) para condutores de múltiplas camadas e de simples camada, respectivamente 8,5 MPa e 22,5 MPa [EPRI, 1979]. Este assunto é abordado com maior profundidade na seção 6.2.

4.5 - DESCRIÇÃO DO FENÔMENO DE DOBRAMENTO (FLEXÃO) DO CONDUTOR

A vibração eólica faz com que o condutor tensionado sofra movimentação lateral, ou seja, ele se dobra. Antes de dobrar-se, o condutor tem que sustentar uma carga externa de tração. Esta carga é distribuída nos fios individuais do condutor, causando tensões de tração. Este estado de carregamento que à primeira vista parece simples (ou seja, condutor sob pura tensão) é um problema mecânico complicado, especialmente onde os efeitos da temperatura, processos de fabricação, deformação, etc., são ou precisam ser considerados [RAWLINS, 1997].

Por fim, as cargas de tração nos fios causam cargas normais nos pontos de cruzamento de dois fios em camadas adjacentes (Figura 4.7), as quais, além de levar a tensões de contato, determinam o comportamento de segurar-deslizar dos fios durante o dobramento cíclico, uma vez que o mesmo é causado por vibrações eólicas [PAPAILIOU, 1997].

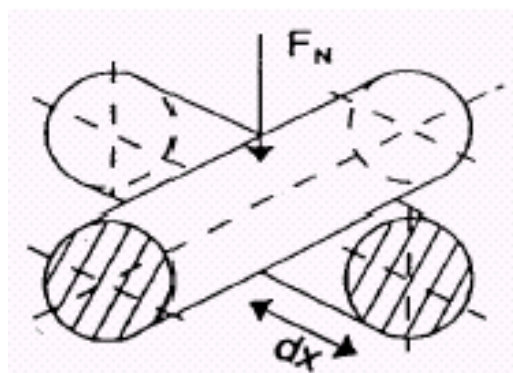


Figura 4.7 – Fios de duas camadas adjacentes submetidos a uma força normal F_N e um movimento relativo dx [CIGRE, 2006]

Qualitativamente, quando um condutor se curva, o movimento de seus fios é impedido pelas forças de atrito que atuam entre os fios e principalmente entre os fios de duas camadas adjacentes. A partir de uma determinada deflexão do condutor, as forças de atrito entre as camadas não são suficientes para impedir o movimento entre os fios, e estes deslizam uns em relação aos outros, e seu esforço de dobramento (e a tensão relacionada) desenvolve-se como se eles se dobrassem ao redor do seu próprio eixo neutro. Este processo leva a uma variação da rigidez de dobramento do condutor durante o dobramento. Em amplitudes de flexão pequenas, a rigidez de flexão pode ser calculada como se os fios

fossem “ligados” uns aos outros e é chamada EI_{max} . Em amplitudes de flexão grandes, a rigidez de flexão pode ser calculada como se os fios estivessem totalmente frouxos e não interagissem uns com os outros; ela é então chamada EI_{min} . Entre estes dois extremos, ocorre uma transição mais ou menos suave, como apresentado na Figura 4.8 [PAPAILIOU, 1997]. Aprimoramentos recentes deste modelo indicam que EI_{max} não pode se atingida completamente [HARDY, 2003].

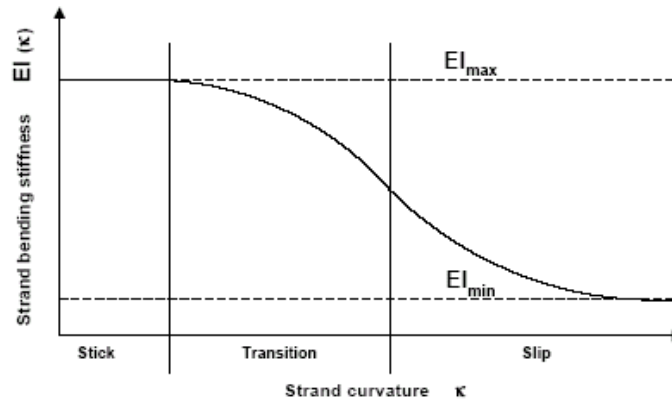


Figura 4.8- Rigidez a flexão em função da curvatura do condutor [PAPAILIOU, 1997]

O Apêndice C apresenta o cálculo dos valores máximo e mínimo da rigidez flexional para o cabo ACSR – 636 MCM – Grosbeak; que resulta em:

$$(EI \text{ min})_{Grosbeak} = 28,4 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

$$(EI \text{ max})_{Grosbeak} = 1027 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

Estes resultados demonstram o cuidado que se deve ter no uso da fórmula de Poffenberger & Swart.

4.6 - LIMITES DE RESISTÊNCIA À FADIGA

Os limites de resistência à fadiga são determinados em ensaios de laboratório, nos quais a vida útil dos condutores, em número de ciclos, é determinada em função da intensidade de vibração. As curvas obtidas nos ensaios são conhecidas como curvas de fadiga, ou curvas de Wöhler. Estas curvas apresentam no eixo das ordenadas o esforço dinâmico e no eixo das abscissas, em escala logarítmica, a vida útil em ciclos. A Figura 4.9 mostra diversos resultados de ensaios realizados em vários países, compilados pelo CIGRE (1985). A vida

útil é considerada como o número de ciclos necessários para ruptura de 10% dos fios do cabo ou de 3 fios, prevalecendo o menor valor.

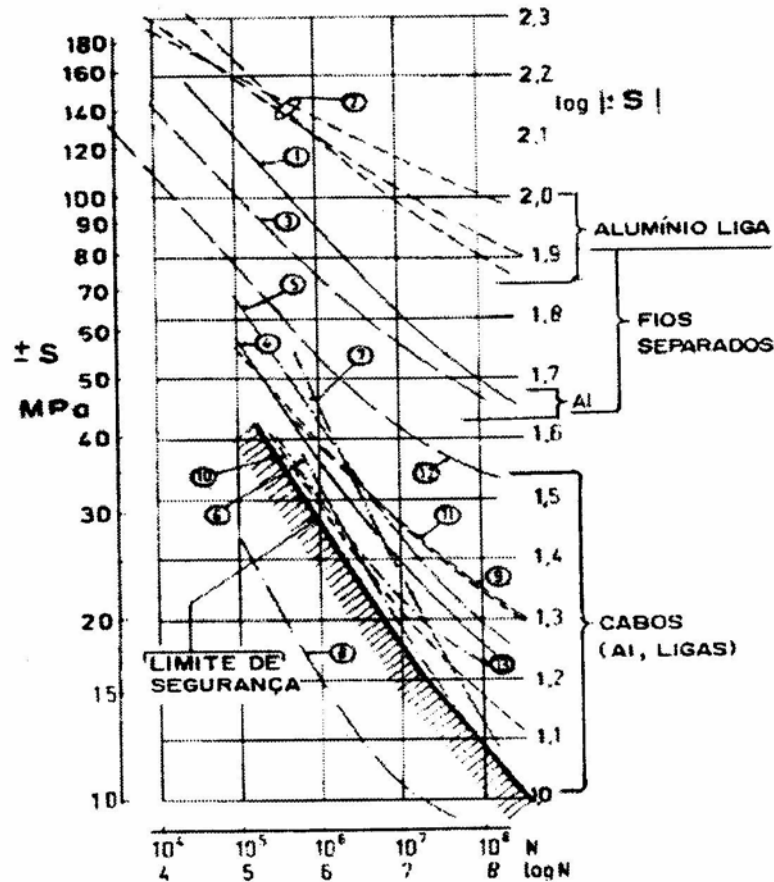


Figura 4.9 – Resultados de ensaios compilados pelo CIGRE (1985).

Com relação à tolerância do condutor à vibração, duas diferentes abordagens são corretamente utilizadas:

- a) Abordagem do Limite de Resistência (Endurance Limit Approach): considera-se que a manutenção dos níveis de vibração abaixo de determinados limites proporciona uma vida infinita ao condutor. As tensões seguras são determinadas de forma a que estes limites não sejam ultrapassados.
- b) Abordagem de Dano Cumulativo (Cumulative Damage Approach): cada ciclo de vibração proporciona uma certa quantidade de fadiga que vai se acumulando durante a vida útil do condutor, até a ocorrência da

ruptura. Considera-se que esta acumulação é linear (lei de Miner). São feitas considerações probabilísticas quanto à recorrência de ventos causadores de vibração e quanto às curvas de resistência à fadiga do condutor (curvas S-N ou de Wöhler). Tensões seguras são calculadas com base na duração da vida útil do condutor considerada aceitável.

Ambas abordagens têm como base resultados de ensaios de fadiga, são atualmente válidas e tem suas vantagens e desvantagens.

A abordagem do Limite de Resistência pode ser considerada como um caso limite da Abordagem do Dano Cumulativo, no qual a vida útil estimada do condutor tende ao infinito.

A abordagem do Limite de Resistência tem a vantagem da simplicidade, mas freqüentemente é excessivamente conservativa. A abordagem do Dano Cumulativo envolve mais cálculos mas permite levar em conta os períodos em que a vibração do cabo é menos intensa ou mesmo inexistente.

4.6.1 - Limite de segurança da CIGRE

O método proposto pelo Comitê de Estudos de Linhas Aéreas – CIGRE [CIGRE,1985] para a avaliação do tempo de vida de cabos condutores tem sido muito utilizado para correlacionar os dados obtidos de medidores de vibração em campo com a resistência da montagem cabo/grampo obtida em laboratório. Os dados de amplitude de deslocamento devido à flexão são armazenados na memória dos medidores de vibração em forma de matriz, e posteriormente convertidos para flexão por meio da fórmula de P&S. As Figura 4.10 e 4.11 mostram dois tipos de vibrógrafos utilizados em medições de campo.

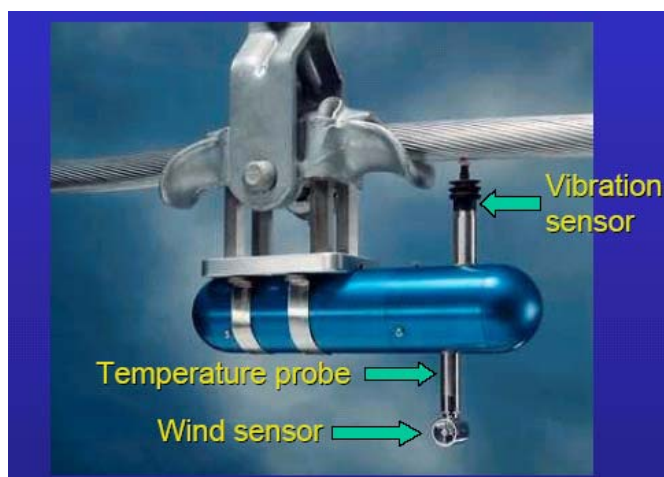


Figura 4.10 – Vibrógrafo com sensor de temperatura e de velocidade do vento. Mede a amplitude de flexão de forma direta [CIGRE, 2006].



Figura 4.11 – Vibrógrafo de medição da amplitude de flexão invertida [CIGRE,2006].

Os registradores de amplitude de dobramento (flexão) comerciais são dispositivos específicos de linhas energizadas, projetados para executar medições de vibração, de acordo com a recomendação da CIGRE [CIGRE, 1995]. São instalados nos grampos de suspensão (Figura 4.10), com a única exceção do registrador de amplitude invertida de dobramento (Figura 4.11), que deve ser fixado no condutor, onde capta o movimento diretamente acima do primeiro ponto de contato entre o condutor e o grampo. No Apêndice D é mostrado um exemplo de análise de resultados de medição usando um vibrógrafo e as recomendações da CIGRE.

O limite de segurança da CIGRE é derivado da curva S-N obtida a partir de diversas medições de fadiga em laboratório de vários países. A Figura 4.9 mostra a curva limite de segurança (“Safe Border Line”) recomendada pela CIGRE. Ele representa um limite inferior conservativo para o número de ciclos permitido para vários níveis de tensão. Pode ser aplicado a condutores de alumínio, alumínio liga (CA) e de alumínio com alma de aço (CAA) e a todos os tipos de grampo de suspensão. Esta curva limite é representada pela equação:

$$\sigma_a = AN^b \quad (4.5)$$

onde σ_a é a tensão dinâmica em MPa, N é a vida em ciclos e A e b são constantes fornecidas pela Tabela 4.1.

Estudos mais recentes recomendam, para as constantes A e b, valores diferenciados para cabos com uma ou mais camadas de fios de alumínio, conforme consta da Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Constantes da curva limite de segurança (Safe Border Line), [CIGRE, 1988].

N.º de camadas de fios de Alumínio do Cabo Condutor	$N < 2 \cdot 10^7$		$N > 2 \cdot 10^7$	
	A	b	A	B
1	730	-0,2	430	-0,168
>1	450	-0,2	263	-0,168

4.6.2 - Limite de segurança do EPRI

Para valores de N muito alto, a tensão dinâmica tende assintoticamente a um valor denominado “limite de resistência à fadiga” que garante uma vida útil muito extensa para os cabos. Resultados de ensaios compilados no Instituto de Pesquisa em Energia Elétrica – EPRI, mostrados na Figura 4.12, sugerem para os cabos CAA os limites de resistência mostrados na Tabela 4.2. Para cabos com mais de uma camada de fios de Alumínio, como o Grosbeak, o limite de resistência à fadiga é de 8,5 MPa. A partir destes limites é possível estabelecer amplitudes máximas admissíveis de vibração para cada cabo, utilizando a fórmula de P&S.

Tabela 4.2 – Limites de resistência à fadiga do EPRI (1979).

N.º de camadas de fios de alumínio do cabo	Limite de Resistência (MPa)
1	22,5
>1	8,5

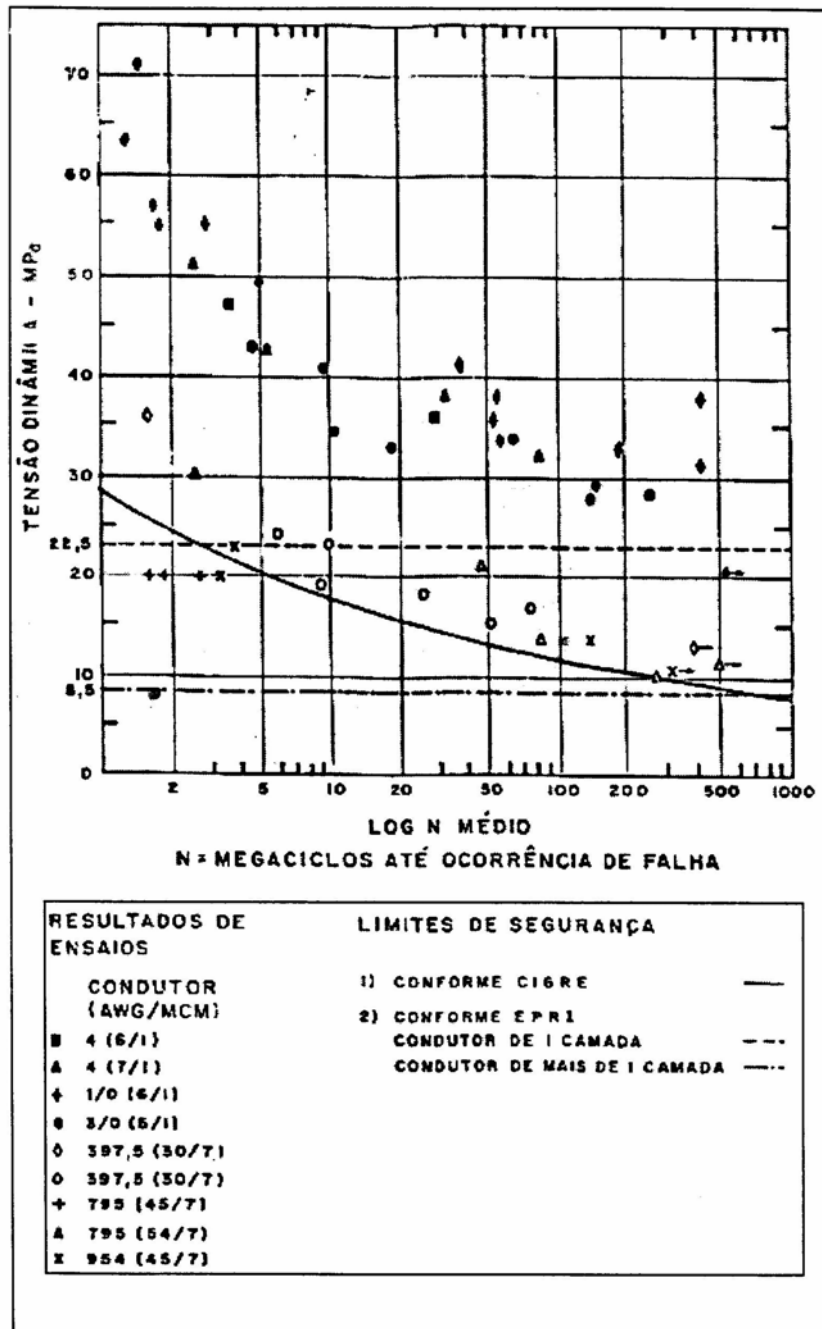


Figura 4.12 – Resultados dos ensaios compilados pelo EPRI (1979).

4.6.3 - Níveis de restrição do IEEE

O padrão do Instituto de Engenharia Elétrica e Eletrônica – IEEE [CIGRE, 1995] estabeleceu, para os condutores de alumínio, um critério geral de avaliação baseado em uma deformação de dobramento máximo permitido. Um valor de 150 μ pol/pol (microdeformações) pico a pico estabelecida inicialmente foi considerado como conservador, e foi sugerido que deformações máximas da ordem de 200 μ pol/pol pico a pico seriam seguras. A experiência acumulada demonstra que estes limites são muito conservadores [CIGRE, 2006]. No entanto, muitas linhas aéreas de transmissão, em diferentes países, adotaram no seu projeto este critério, prevalecendo uma deformação devido a flexão, junto ao grampo de suspensão, que varia entre 150 a 300 microdeformações pico a pico.

4.6.4 - Aplicação das curvas S-N – Teoria de Miner

Durante sua vida útil os condutores estão sujeitos a uma complexa gama de solicitações, compostas de vários níveis de vibração, superpostos à tensão estática de esticamento, cada nível tendo diferente número de ciclos durante a vida do condutor. É normalmente aceito que a deterioração dos materiais é cumulativa, de forma que é possível definir uma função “D” que descreva a deterioração gradativa do material sujeito a vibração. Esta função assume valores cuja acumulação durante a vida do material desde zero até atingir o valor 1, no instante de completa fadiga (ruptura).

De acordo com a Teoria de Miner, a função “D” é linear, independente da ordem em que as diferentes tensões são aplicadas e é válida para qualquer nível de tensão de vibração. A função “D” é explicada matematicamente conforme mostrado a seguir, sendo:

$\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ - os diferentes níveis de tensão dinâmica a que os condutores estão sujeitos no campo;

n_1, n_2, \dots, n_i - quantidade de ciclos em que se verificam no campo os níveis de tensão

$\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_{ni}$, respectivamente;

N_1, N_2, \dots, N_i - quantidade de ciclos na curva S-N correspondentes a $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_{ni}$;

A função “D” é dada por:

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (4.6)$$

Espera-se que a falha ocorra quando a função “D” de dano acumulado se igualar a unidade. A equação 4.7 é a forma linear da Teoria de Miner, e é a mais amplamente usada.

$$S_m = \sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (4.7)$$

Na realidade, ensaios realizados para comprovar a Teoria de Miner tem mostrado que o valor de S_m varia entre 0,5 e 2 de acordo com o material e a estrutura mecânica ensaiada. No entanto, considera-se geralmente, com certa margem de erro, um valor médio para S_m é igual à unidade.

A aplicação da Teoria de Miner requer dois elementos de informação:

1. A curva de fadiga S-N para a montagem cabo/grampo, isto é, alguma forma da função $\sigma(N)$ ou $N(\sigma)$ representando a fadiga ou a curva de Wöhler (Figura 4.13). Esta curva normalmente é levantada em laboratório e na ausência de curva específica utiliza-se a curva de segurança da CIGRE (Safe Border Line).
2. Dados sobre a exposição desse sistema a tensões indutoras de fadiga em grampo, isto é, a distribuição $n_i(\sigma_i)$ dos ciclos acumulados em cada um dos níveis de tensão experimentados em campo. Esses dados são obtidos por meio de vibrógrafos e geralmente são expressos como ciclos, ou megaciclos, por ano. Como já visto no caso de condutores aéreos, a determinação das tensões indutoras à fadiga se dá de forma indireta pela medição, por exemplo, da amplitude de dobramento (Y_b) a 89 mm do primeiro ponto de contato entre o cabo e o grampo. Posteriormente, utilizando-se a fórmula de PS, transforma-se este deslocamento em tensão (Figura 4.4).

4.7 - ESTIMATIVA DE VIDA DOS CABOS CONDUTORES

A CIGRE [CIGRE, 1979] propõe um método para estimar a vida do condutor utilizando a Teoria de Miner. Este método considera econômica e tecnicamente satisfatório uma vida média para o condutor de 30 anos. Desta forma, em condições ideais, submetido a vibrações cujas intensidades estivessem exatamente no limite máximo de segurança da Figura 4.13, a somatória da Equação 4.7 deveria atingir o valor S_m após 30 anos. Com maior ou menor grau de vibração, a duração da vida (V) do condutor poderia ser estimada de:

$$V = \sum \frac{n_i}{N_i} = S_m \cdot 30 \text{anos} \quad (4.8)$$

$$V = \frac{30 \text{anos}}{\sum \frac{n_i}{N_i}} \quad (4.9)$$

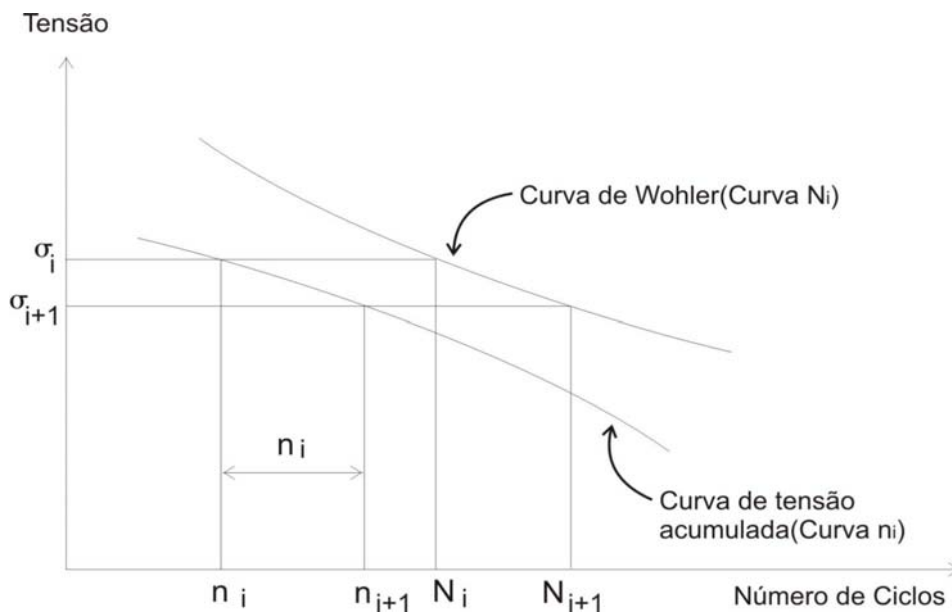


Figura 4.13 – Método de cálculo para determinar a vida útil de cabos condutores.

Na Figura 4.13 n_i e n_{i+1} são a quantidade de ciclos em que se verificam os níveis de tensão σ_i e σ_{i+1} respectivamente.

A curva de tensão acumulada (ciclos acumulados) é obtida da seguinte forma:

- a. Calculam-se os níveis de tensão dinâmica (σ_i) pela fórmula de Poffenberger & Swart a partir das medições de vibração (frequência e amplitude);
- b. Para cada nível de tensão σ_i , determina-se a quantidade de ciclos de vibração;
- c. Traça-se a curva de ciclos acumulados.

4.8 – INFLUÊNCIA DA TENSÃO MECÂNICA NA FADIGA DO CONDUTOR

A vida de um condutor relaciona-se inversamente com o nível de esforços estáticos e dinâmicos. Quanto maiores forem os esforços estáticos, menores serão os valores dinâmicos permitidos para evitar uma falha do material por fadiga (Figura 4.14).

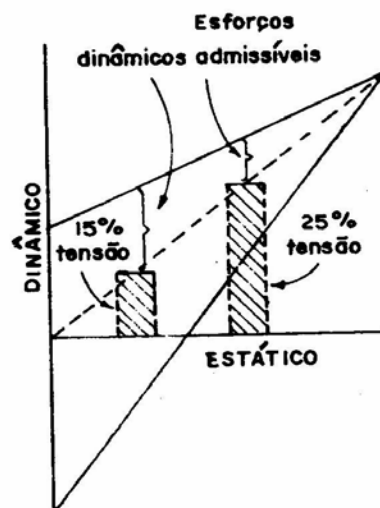


Figura 4.14 – Diagrama de Goodman modificado [FUCHS et. al., 1992]

A tensão de tração no cabo (T) é considerada como um dos meios eficientes para prevenir o aparecimento de vibrações nos cabos. De acordo com a Figura 4.15, o aumento de tensão reduz o valor do auto-amortecimento dos cabos, e por esse motivo a tensão dever ser tão baixa quanto economicamente viável.

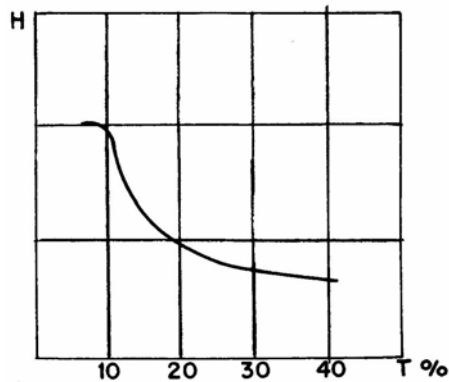


Figura 4.15 – Variações típicas do parâmetro de auto-amortecimento H com a tração no condutor [FUCHS et. al., 1992]

A Figura 4.16 mostra a variação da tensão dinâmica ao longo do cabo e a Figura 4.17 mostra a variação da tensão dinâmica com a tensão de esticamento (EDS) para vários condutores caracterizados pelo seu diâmetro e rigidez à flexão. A tensão dinâmica tende a aumentar com a tensão de esticamento, ou seja, esta tensão tem dois efeitos nocivos na fadiga dos condutores:

- Reduz o auto-amortecimento, aumentando o nível de vibração;
- Aumenta o fator de proporcionalidade entre a tensão dinâmica e a amplitude de vibração.

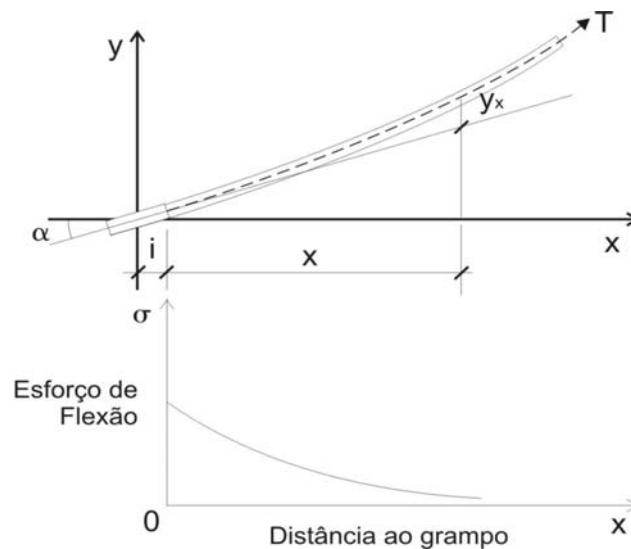


Figura 4.16 – Variação da tensão dinâmica ao longo do cabo.

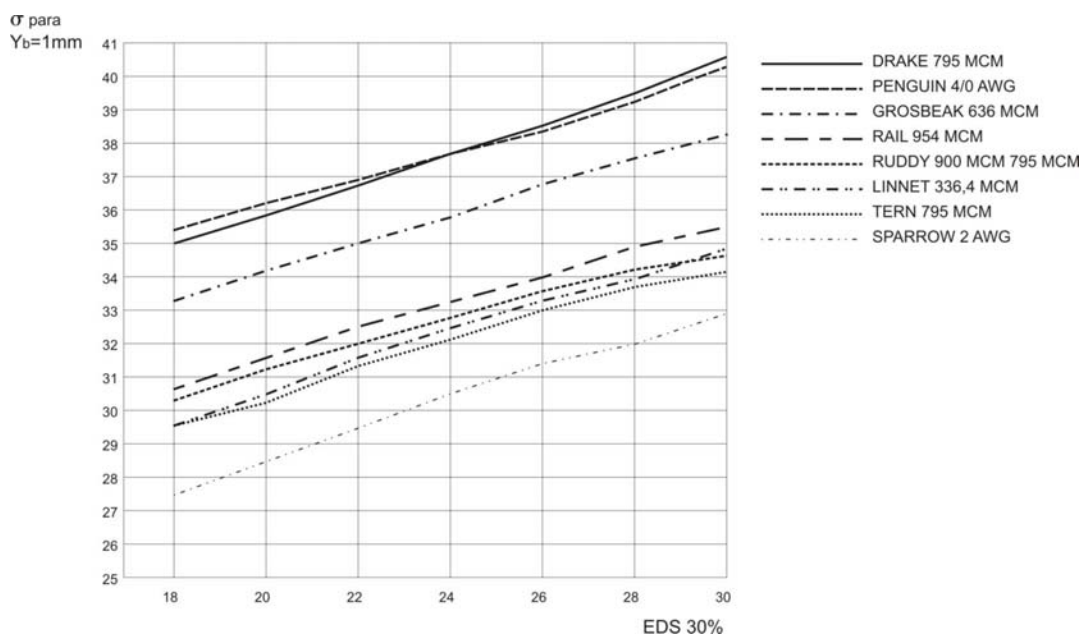


Figura 4.17 – Tensão dinâmica em função do EDS e do diâmetro do condutor.
[FURTADO, 2001]

As cargas nos cabos decorrem de seu peso próprio, da pressão de vento horizontal, uniformemente distribuída ao longo do vão e da componente horizontal da tração axial.

A norma ABNT NBR 5422/1985, [ABNT, 1985], para projetos de linhas aéreas de transmissão de energia elétrica estabelece:

- Na hipótese de velocidade máxima de vento, o esforço de tração axial nos cabos não pode ser superior a 50% da carga nominal de ruptura dos mesmos.
- Na condição de temperatura mínima, recomenda-se que o esforço de tração axial nos cabos não ultrapasse 33% da carga de ruptura dos mesmos.
- Na condição de trabalho de maior duração, caso não tenham sido adotadas medidas de proteção contra os efeitos da vibração, recomenda-se limitar o esforço de tração nos cabos aos valores máximos indicados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Cargas máximas recomendadas para cabos na condição de trabalho de maior duração, sem dispositivos de proteção contra vibração [ABNT, 1985].

Cabos	(% de carga de ruptura)
Aço AR	16
Aço EAR	14
Aço-cobre	14
Aço-aluminio	14
CA	21
CAA	20
CAL	18
CALA	16
CAA-EF	16

- Para maior proteção dos cabos contra danos devidos à vibração eólica, deve ser prevista a utilização de dispositivos especiais ou amortecedores de vibração, principalmente nos casos de grandes vãos situados em regiões planas, travessias de grandes rios e de lagos, ou ainda quando as características dos ventos locais, aliadas à tensão mecânica e diâmetro do cabo, favorecerem a ocorrência de vibração eólica.

4.9 – IMPACTO DA CARGA DE PRÉ-ESTICAMENTO DO CABO NO CUSTO DA LINHA

A flecha de um condutor entre vãos, decresce linearmente com o aumento da carga de tração no condutor, resultando em redução na altura da torre, do material necessário para a construção das torres, bem como no carregamento nas fundações. Entretanto, a diminuição da flecha causa aumento da carga em ângulo, das deformações nos grampos de fixação devido às altas cargas de tensão nos condutores, e isto leva a uma elevação das forças aplicadas nos acessórios das torres e fundações.

O investimento em uma linha de transmissão depende essencialmente das dimensões da torre e das cargas as quais a torre é submetida. Devido aos vários efeitos opostos, é viável

se pesquisar a condição mais favorável de tensão de esticamento ótima para estimar o investimento de uma determinada linha.

O valor ótimo depende de componentes tais como do tamanho do vão entre as torres, das cargas nas torres e das forças externas. A variação no investimento devido a variação na tensão diária (EDS) foi examinada para uma linha de 220 kV, equipada com cabo ACSR 380/50, instalado com uma tensão diária de 54 N/mm^2 [FRIEDRICK et. al., 2003]. Um aumento na tensão diária de 20% implicou em uma diminuição de 4% no investimento, sendo que, os investimentos na torre permaneceram praticamente o mesmo.

Na Figura 4.18 o investimento feito na linha de 380 kV que cruza o rio Elbe na Alemanha é mostrado em função da tensão diária. Uma tensão em torno de 70 N/mm^2 , neste caso, seria o valor ótimo.

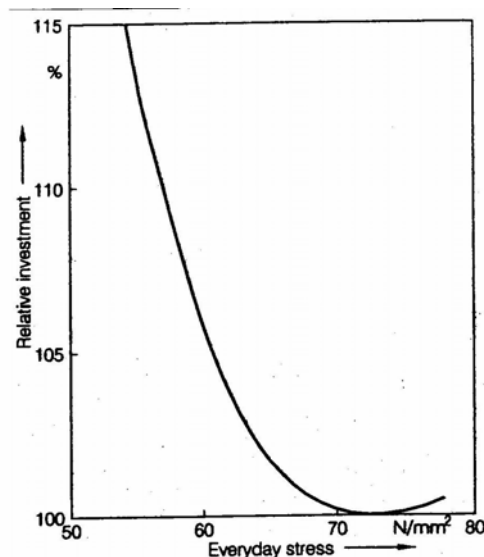


Figura 4.18 - Curva investimento relativo versus EDS [FRIEDRICK et. al., 2003]

4.10 - FLUXOGRAMA DA DETERMINAÇÃO DA VIDA ÚTIL DE CABOS CONDUTORES.

A Figura 4.19 mostra na forma de fluxograma o procedimento para determinação da vida útil de cabos condutores.

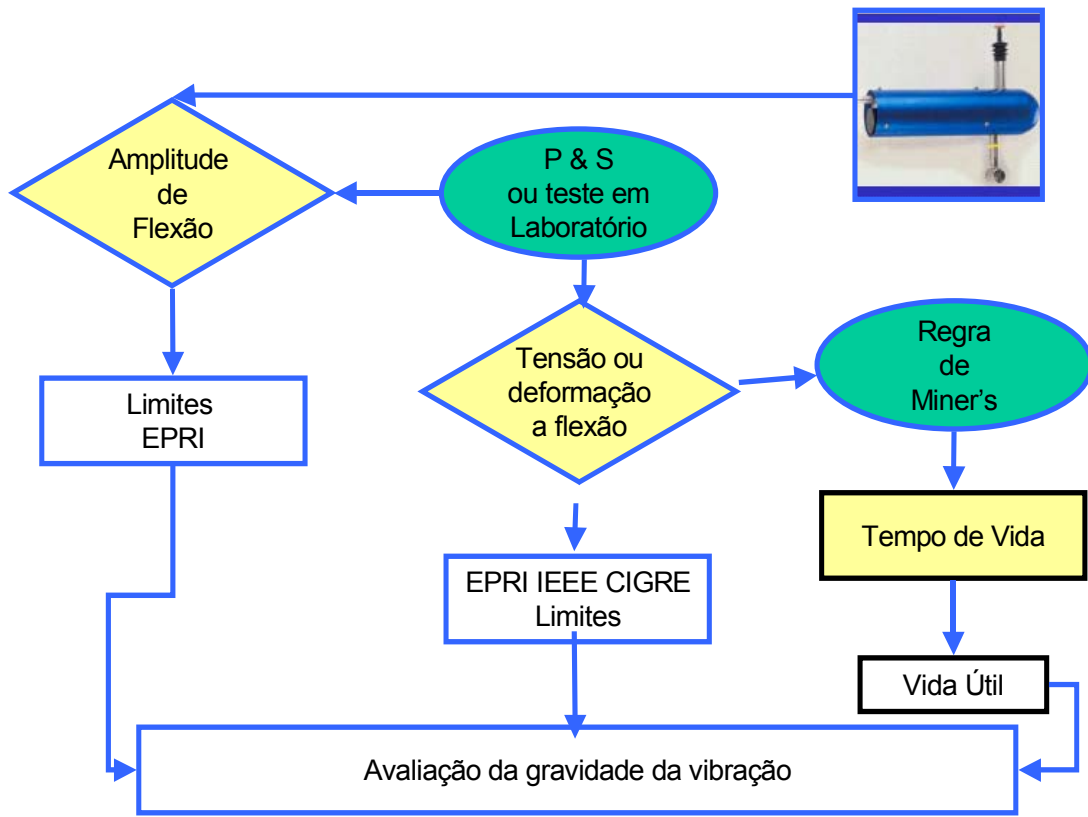


Figura 4.19 – Fluxograma da determinação da vida útil de cabos condutores [COSMAI].

5 - CONSTRUÇÃO DA BANCADA E DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

5.1 - INTRODUÇÃO

Tanto na etapa de projeto como para uma avaliação da vida residual de uma linha, há a necessidade de relacionar a vibração mensurável de um condutor aéreo à probabilidade de fadiga dos seus fios. No entanto, esta é realmente uma questão complexa. As falhas originam-se nos contatos dos fios entre as camadas, ou nos contatos entre os fios externos e o grampo, onde as condições para abrasão estão presentes. A definição de um modelo apropriado que represente o fenômeno permanece em aberto. É ainda oportuno lembrar que não só as características de fadiga dos condutores devem ser determinadas por testes de fadiga nos condutores em si, mas também que os testes devem ser conduzidos com grampos que tenham características semelhantes às do sistema condutor/grampo que estiver sendo caracterizado. Um guia para testes de resistência de condutores montados em grampos foi elaborado pela CIGRE WR 22-04 (1985).

5.2 - DETERMINAÇÃO LABORATORIAL DA CAPACIDADE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

Os limites de resistência à fadiga são determinados em ensaios de laboratório, nos quais a vida útil dos condutores, em números de ciclos, é determinada em função da intensidade de vibração.

5.2.1 - Condições laboratoriais

Diferentes meios foram desenvolvidos para reproduzir o movimento do condutor [CARDOU et al., 1994], [CARDOU et al., 1992], cada um com vantagens específicas. No entanto a experiência mostra que, para uma melhor simulação da influência do projeto do grampo na fadiga do cabo condutor tem-se dado preferência aos testes no qual o grampo de suspensão é fixo e vibra-se o cabo, no plano vertical, em uma frequência próxima a de ressonância do sistema.

Se o grampo estiver preso em uma posição fixa, o procedimento de teste fica mais simples, e evitam-se as dificuldades associadas à resposta dinâmica de um grampo oscilante e o movimento complexo decorrente, que ainda não foi adequadamente interpretado [CARDOU et al., 1994].

A distância entre o grampo de suspensão e o ponto de excitação da amostra em teste deve ser no mínimo de 5m, para garantir uma boa distribuição da tensão no fio do condutor junto ao grampo de suspensão que é mantido fixo em uma posição para reproduzir o ângulo de saída do condutor (tipicamente 10 graus para grampos de suspensão e 0 graus para grampos espaçadores). A distância mínima entre o cabo/grampo em teste e a extremidade ancorada do cabo (vão passivo) deve ser no mínimo de 2 metros. Esse vão do condutor não vibra [CIGRE, 2006].

Na outra extremidade da bancada de teste, um dispositivo que tenciona o cabo garante uma carga constante (dentro de $\pm 2,5\%$) durante os testes. A carga pode ser aplicada de diversas maneiras, como por exemplo, braço de alavanca com contra peso, pistão hidráulico, ou pneumático. É aconselhável introduzir uma célula de carga para que seja possível monitorar constantemente a tensão aplicada, ou para verificar seu valor periodicamente. De acordo com os resultados relatados em EPRI (1979), o nível da tensão no condutor afeta as relações S-N, considerando o condutor e seu grampo de suporte. No entanto, essa questão nunca foi realmente resolvida, e a maioria dos testes são conduzidos em uma tensão que é representativa das condições de linha predominantes, como recomendado em [CIGRE, 1985]. Foi feita uma tentativa de incluir a tensão do condutor como parâmetro de fadiga do condutor [CARDOU et al., 1994]. Os resultados não foram conclusivos e, portanto, não são suficientes para apoiar um ou outro ponto de vista. No entanto, um melhor conhecimento do fenômeno de abrasão e das condições de contato que favorecem o início de micro-ligações e fissuras justifica a necessidade de controle adequado de uma tensão constante durante os testes. A carga de tração sobre o condutor contribui amplamente na pressão de contato dos fios entre as camadas, e é na verdade, a única força atuante, fora do grampo, por sua ação que resulta em um aperto das camadas de fios uma sobre as outras.

Um excitador eletromecânico é uma boa escolha como dispositivo para excitar o condutor em teste, devido às suas numerosas características que se adaptam bem a esses testes, que podem durar meses. A maioria dos testes são realizados em amplitude e frequência

constantes. Uma frequência na faixa de 10 a 50 Hz é a que melhor se adapta às experiências de campo, e assim, à reprodução das verdadeiras condições de campo. Porém, ela é opcional. O conhecimento atual do fenômeno de abrasão ensina a evitar o limite superior, que alteraria significativamente as condições de micro fissuras e sua propagação, levando a falhas dos fios. As frequências normalmente escolhidas, dentro dessa faixa, são as que correspondem a um modo ressonante do sistema condutor rígido. É mais simples se atingir a excitação necessária no condutor, especialmente para testes de longa duração, adotando-se uma amplitude constante no ponto a 89 mm do primeiro ponto de contato entre o cabo em teste e o grampo de suspensão (Figura 4.4).

5.2.2 - Parâmetros de teste

Nesses testes, a vida à fadiga do condutor deve ser determinada como função de uma medida de intensidade de vibração. As tensões ou combinações de tensão que caracterizam as condições que favorecem as falhas dos fios não são facilmente acessíveis para medição direta. Dentre as metodologias utilizadas para se detectar experimentalmente a tensão na “boca” do grampo a amplitude de dobra ou de flexão Y_b (amplitude de movimento do condutor com relação ao grampo, a 89 mm do primeiro ponto de contato do condutor/grampo) é o parâmetro mais amplamente usado para medição de vibração em campo (ver Figura 4.4), e recomenda-se usá-la também em testes em laboratório, para evitar a obrigação de introduzir a conversão desta amplitude de flexão para algum outro parâmetro. Essa conversão depende muito da escolha apropriada da rigidez a flexão do condutor real. Em muitos casos é aconselhável medir também outros parâmetros, tais como, o y_{max} [3] ou o esforço dinâmico [CIGRE, 1985], para facilitar a correlação dos resultados com outros testes e para permitir seu uso no estabelecimento do limite de resistência para uma faixa de diâmetros de condutores. Na verdade, os resultados de testes com um determinado condutor não necessariamente se aplicam a outros. Além disso, resultados recentes [CIGRE, 2006] sugerem que o diâmetro dos fios, poderia também ter alguma influência na determinação da vida à fadiga, isto é, dois condutores com diâmetros semelhantes, mas geometrias diferentes, duas camadas de fios com diâmetros maiores, em comparação a três camadas de fios com diâmetros menores poderiam ter limites de resistência diferentes.

A pressuposição de que existe um esforço ou tensão ideal que pode ser calculada a partir da amplitude de vibração, e que se correlacione de maneira aceitável à vida à fadiga do condutor forneceu ao engenheiro uma ferramenta útil para superar a complexidade do problema e encontrar resultados que são suficientemente confiáveis para serem aplicados de maneira útil [CIGRE, 2006].

O CIGRE (1985) sugere, e é mundialmente aceito que três fios ou 10% dos fios de alumínio rompidos, prevalecendo o menor valor, devam ser usados como critério de danos para se estabelecer a relação entre a amplitude de tensão e o número de ciclos. A detecção de falhas através de inspeção visual periódica da superfície externa do condutor tem se mostrado ineficaz na medida em que já esta bem estabelecido que ocorrem falhas regularmente nos fios das camadas internas. Portanto essa prática deve ser abandonada. O uso de um detector de falhas em fios resolve a questão. O método simples citado em [EPRI, 1979] tem sido amplamente usado e consiste em uma pequena barra fixa ao condutor, a qual amplifica seu relaxamento de torção quando ocorre uma falha em algum dos fios. O movimento giratório da barra é detectado por qualquer sensor adequado (LVDT, sensor de proximidade, sensor a laser, sensor ótico), e resulta em um sinal em etapas, que deve ser correlacionado a N (número de ciclos aplicados). Testes conduzidos até que ocorram três falhas dos fios tem resultado em muito mais informações úteis considerando a grande dispersão (ou difusão) dos resultados de testes de fadiga [CIGRE, 2006].

Para se obter as curvas de resistência à fadiga (denominadas curvas S-N ou curvas de Wöhler), os testes devem ser conduzidos com diferentes valores de parâmetros de vibração. Essas curvas também fornecem o valor para um limite de resistência a fadiga, e por consequência amplitude de flexão que uma determinada combinação grampo-condutor vai suportar quase indefinidamente. Os limites de resistência são avaliados, como é atualmente aceita para o alumínio, em 5×10^8 ciclos. É aconselhável testar no mínimo três amostras por nível de amplitude de vibração.

5.2.3 - Análise de resultados

Depois que um teste é concluído, o condutor deve ser submetido a um processo de dissecação que permitirá correlacionar a falha em cada fio com o número de ciclos em que

ocorreu e a sua posição em relação à “boca” do grampo. Com esta informação pode-se produzir um mapa das falhas no plano transversal, bem como no plano longitudinal (a posição da falha em relação ao suporte do grampo) do cabo em teste. Essas informações são preciosas para melhorar a compreensão do complexo mecanismo responsável pela fadiga do condutor. Em várias ocasiões, laboratórios que, conduziram esses testes estenderam suas análises com um exame mais detalhado da área de contato dos fios entre camadas, onde ocorreu a abrasão [CIGRE, 2006]. Isto é especialmente útil quando os testes são realizados para comparar ou melhorar o projeto dos grampos e avaliar o uso de materiais de revestimentos.

A forma mais comum de apresentação dos resultados de testes de fadiga de condutores é a curva logarítmica de resistência à fadiga mencionada anteriormente como curva S-N ou curva de Wöhler. É possível sobrepô-la aos mesmos pontos de gráfico que indicam a primeira, segunda e terceira falha dos fios, em uma serie de testes. Ela demonstra então a grande dispersão dos resultados e determinadas “anomalias” quando, por exemplo, uma primeira falha precoce ocorre, a qual não será, porém, seguida de uma segunda de imediato, nos 5×10^8 ciclos de duração máxima do teste.

Para auxiliar na interpretação dos dados disponíveis sobre resistência à fadiga de uma determinada montagem condutor/grampo, foi apresentada uma análise estatística por [HARDY e LEBLOND, 2001] que levou à determinação de varias curvas S-N em uma base probabilística estável. A referida análise confirmou que a dispersão de dados foi tão grande que exclui a precisão na predição da vida à fadiga do condutor.

5.3 - BANCADA DE ENSAIOS

Os ensaios deverão ser executados, tanto quanto possível, de acordo com as normas ou recomendações existentes, como por exemplo, as recomendações da CIGRE (1985), EPRI (1979), IEEE (1978) e ABNT [NBR 5422, 1985], tendo-se como objetivo a padronização dos testes de maneira a se ter resultados confiáveis e que possibilitem, efetivamente, realizar projetos de linha de transmissão mais econômicos, mais seguros e mais eficientes.

No projeto da Bancada procurou-se utilizar, o que já está estabelecido para ensaios de fadiga e desenvolveu-se, especialmente nos aspectos de controle dos ensaios, o que foi

necessário para tornar a Bancada eficiente e confiável em todos os seus aspectos. O projeto da Bancada de testes, foi desenvolvido de forma a permitir uma ampla gama de ensaios, em especial, além dos ensaios a fadiga, os ensaios de vibração e de amortecimento próprio do cabo.

5.3.1 - Especificações da Bancada de Ensaios

Foram estabelecidas as seguintes necessidades para serem atendidas pela Bancada:

- Permitir que se fixe uma das extremidades da amostra de ensaio e que se tencione a outra extremidade através de um dispositivo adequado, capaz de manter constante, automaticamente, dentro, de mais ou menos 2,5% , conforme recomendado em [CIGRE, 1985], a força de tração escolhida. Esta força deverá ser monitorada durante a execução do ensaio. Na Bancada construída o monitoramento da força é feito por uma célula de carga acoplada a uma das extremidades do cabo (vão ativo) e ao braço de alavanca;
- O dispositivo onde será fixado o grampo de suspensão deverá permitir variar o ângulo entre o grampo e o cabo a ser ensaiado. Na Bancada construída, o ângulo de saída do cabo pode ser alterado para qualquer valor desejado, basta trocar as arruelas de apoio (fabricadas com o ângulo desejado) da chapa de fixação do grampo de suspensão;
- O bloco de concreto onde será fixado o dispositivo no qual o grampo de suspensão é preso deverá ser móvel, permitindo-se variar o comprimento do vão ativo e passivo do cabo a ser ensaiado. Segundo [CIGRE, 1985] a distância mínima entre o grampo de suspensão e a base de fixação do cabo deve ser de 1 m. Na Bancada construída, o bloco de concreto sobre o qual se apóia o dispositivo de fixação do grampo de suspensão, encontra-se montado sobre um carrinho fabricado em aço que pode se deslocar sobre dois trilhos de aço, com 12 m de comprimento cada e distância entre eixos de 1,20 m. Esta montagem permite variar o comprimento dos vãos ativo e

passivo da amostra de teste. A distância mínima entre o grampo de suspensão e o bloco de concreto de ancoragem é de 4,50 m;

- A placa de aço sobre a qual é fixado o excitador deverá permitir o seu deslocamento ao longo do eixo do cabo a ser ensaiado. Na Bancada construída a placa poderá deslizar sobre dois trilhos de aço de 3,10 m de comprimento e distância entre eixos de 0,27 m;
- Conforme recomendado pelo CIGRE (1985), a distância entre o grampo de suspensão e o ponto de excitação deve ser no mínimo de 5 m, de forma a minimizar a distribuição não homogênea da carga nos fios do cabo. Na Bancada construída esta distância pode variar de 22 m a 37 m;
- A pressão de aperto do grampo de suspensão sobre o cabo deve ser medida e controlada durante a realização dos testes. Na Bancada construída monitora-se a força de aperto no grampo de suspensão utilizando-se quatro arruelas instrumentadas (*load washers*) montadas junto às quatro porcas de fixação do grampo;
- O deslocamento do cabo medido a 89 mm do primeiro ponto de contato do cabo com o grampo de suspensão deverá ser controlado de forma a garantir que se tenha uma amplitude de deslocamento constante neste ponto com um desvio máximo de mais ou menos 5 % do parâmetro de flexão adotado. Na Bancada construída monitora-se o deslocamento por meio de um sensor a laser;
- Deverá possuir um dispositivo para detectar a quebra dos fios do cabo. Conforme recomendado pelo CIGRE (1985), o sistema de controle deverá parar o teste quando se romperem três fios ou 10% dos fios de alumínio, prevalecendo o menor. O dispositivo deverá permitir, não só detectar a quebra de cada fio, mas também, apontar o sentido do giro do cabo no momento em que ocorre a ruptura. Na Bancada construída monitora-se, a quebra dos fios, utilizando-se duas barras de alumínio fixas ao cabo por uma braçadeira e dois sensores a laser;

- Deverá dispor de um sistema gerenciador que possibilite controlar todas as etapas dos testes a serem realizados sobre a amostra. A Bancada construída possui um sistema de aquisição e monitoramento de dados que permite controlar em tempo real todo o teste;
- Deverá ser facilmente operável, e as operações normalmente manuais que exigem emprego de força deverão ser, tanto quanto possível, automatizadas e facilitadas. Para facilitar a montagem da amostra de teste foi desenvolvido um sistema de roldanas que além de facilitar o processo de esticamento do cabo faz com que a superfície do mesmo não sofra danos;
- Deverá demandar o mínimo de energia e seu custo deve ser o menor possível, sem, no entanto, pôr em risco a sua funcionalidade;
- Deverá permanecer operando mesmo durante os períodos de falta de energia elétrica. Na Bancada construída utiliza-se um no-break com capacidade de operar o sistema por pelo menos 30 minutos;
- Os testes devem poder ser conduzidos de forma a obter os resultados dentro das condições normalizadas ou recomendadas quando da ausência de normas, qualquer que seja o tipo de cabo condutor de alta tensão;
- Deverá possuir um sistema de excitação do cabo em teste, que permita controlar a frequência de excitação e o deslocamento a 89 mm do primeiro ponto de contato entre o cabo e o grampo de suspensão. Na Bancada construída utiliza-se um excitador eletrodinâmico, cujo controlador permite juntamente com os acelerômetros e os sensores a laser acoplados ao sistema, monitorar a frequência e o deslocamento do cabo em teste;
- O vão de teste para ensaios de fadiga, conforme recomendado por [CIGRE, 1985], deve ser superior a 30 m. Vãos acima da 30 m são empiricamente pouco sensíveis a uma distribuição de carga não homogênea e por isso não necessitam de controle de deformação. Para vãos de teste inferiores a 30 m recomenda-se que a homogeneidade da distribuição da carga seja verificada

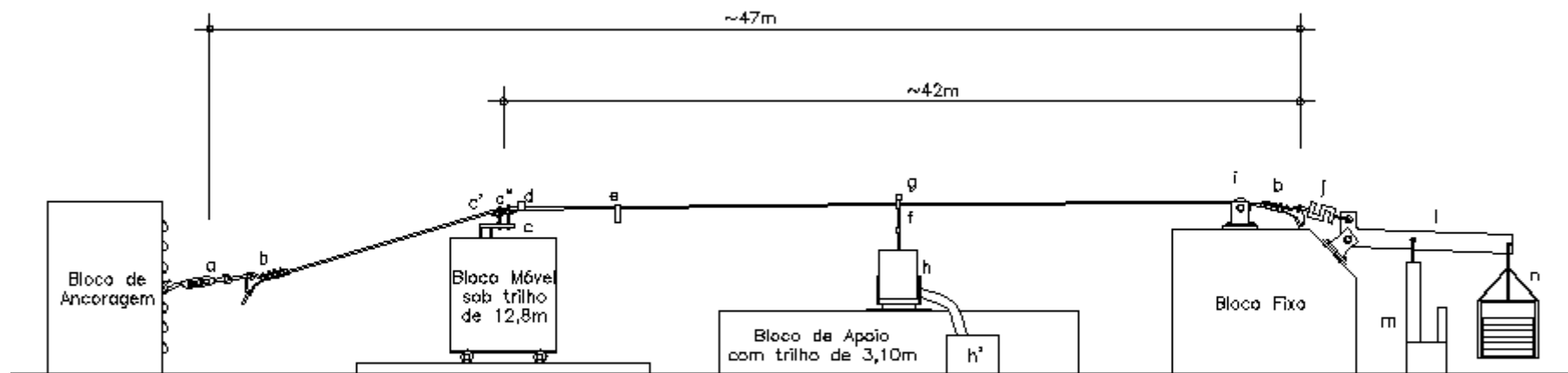
por meio de extensômetros colados nos fios externos da amostra em teste. Um mínimo de três extensômetros, com comprimento ativo entre 3 a 5 mm devem ser colados na parte superior do condutor sob ensaio no ponto de máxima flexão (junto ao grampo de suspensão). Um outro método de se alcançar uma maior homogeneização na distribuição do carregamento nos fios do condutor é pretencionando o condutor por horas ou alguns dias antes de se efetivar o ensaio. Na bancada construída o vão de teste (vão ativo) pode variar entre 37 a 44 m;

- O vão de teste para ensaios de vibrações mecânicas, por exemplo, para determinação do valor de auto-amortecimento do cabo, deve ser superior a 30 m devendo ser ancorado entre pesados blocos de concreto de modo a oferecer uma impedância suficientemente alta para que as ondas incidentes sejam perfeitamente refletidas nas ancoragens, evitando o fluxo de energia para fora do vão do cabo em ensaio. O CIGRE (1979) recomenda um vão de 50 m, embora se possa obter resultados satisfatórios com vão de 30 m. Na Bancada construída, no caso de testes de vibração, o vão de teste pode atingir 50 m. Os blocos de ancoragem possuem dimensões 1,6 m x 1,26 m x 1,0 m (pesando 4,8 t) e 1,5 m x 1,0 m x 1,0 m (pesando 3,6 t) e foram fixados sobre fundações tipo tubulão com 11 m de profundidade, o que garante às condições necessárias a realização deste tipo de teste;
- A Bancada deverá ser também utilizada para a prestação de serviços a terceiros, o que impõe a necessidade de serem certificáveis as incertezas das medidas.

5.3.2 - Disposição física da Bancada

5.3.2.1 - Esquema físico

A Figura 5.1 apresenta um esquema físico simplificado da Bancada construída:



LEGENDA

- a - esticador
- b - grampo de tensão
- c - grampo de suspensão
- c' - termopar
- c'' - arruelas instrumentadas (load washers)
- d - acelerômetro a 89 mm da boca da grampo de suspensão
- e - detetor de torção do cabo
- f - transdutor de força

- g - acelerômetro
- h - excitador
- h' - exaustor
- i - polia de apoio
- j - célula de carga
- l - braço de alavanca
- m - atuador linear
- n - contrapeso

Figura 5.1 – Desenho esquemático da bancada.

5.3.2.2 - Fotos da Bancada

As fotos a seguir mostram os principais mecanismos da Bancada, os quais são detalhados no item 5.3.3.

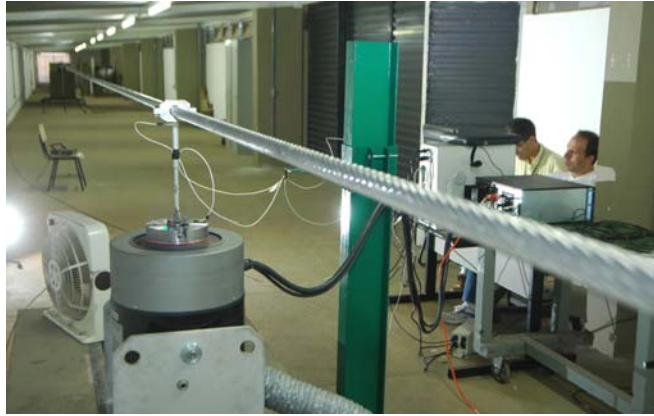


Figura 5.2 - Vista geral da bancada.



Figura 5.3 - Braço de alavanca com sistema de contrapeso, atuador linear e célula de carga acoplada ao grampo de fixação (vão ativo).



Figura 5.4 - Excitador eletromecânico, transdutor de força e acelerômetro.



Figura 5.5 - Célula de carga, grampo de fixação, e polia de apoio do cabo.



Figura 5.6 - Dispositivo de detecção da rotação do cabo.



Figura 5.7 - Dispositivo de fixação do grampo de suspensão instalado sobre bloco de concreto móvel e sensor a laser a 89 mm da “boca” do grampo.

5.3.3 - Descrição da Bancada de testes.

Para atender as especificações, listadas em 5.3.1, foram concebidos ou adotados os seguintes dispositivos ou mecanismos na construção da bancada de testes.

5.3.3.1 - Mecanismo de tracionamento do cabo.

Uma das extremidades da amostra de teste é introduzida no grampo de fixação, que por sua vez é acoplado ao dispositivo extensor, o qual é fixado ao bloco de ancoragem. A Figura 5.8 mostra como é feita a ancoragem do grampo de fixação ao bloco de ancoragem (vão passivo).



Figura 5.8 – Detalhe mostrando o cabo preso ao grampo de fixação e ao bloco de ancoragem.

A outra extremidade da amostra de teste é introduzida também em um grampo de fixação que por sua vez é interligado a célula de carga, a qual é ligada ao braço da alavanca (Figura 5.5).

Instalada a amostra do cabo a ser ensaiada acopla-se um guincho de alavanca (tirfor) entre o grampo de fixação e o bloco de ancoragem.

A aplicação da carga de pré-esticamento é feita por meio de um guincho de alavanca acoplado a uma das extremidades da amostra (vão passivo) e pela adição de pesos ao sistema de contrapesos na outra extremidade da amostra (vão ativo). A célula de carga acoplada ao vão ativo, permite controlar o nível da carga de tracionamento desejado (Figura 5.5).

Como o ambiente em que foi instalada a bancada não é climatizado, para se manter constante, dentro de mais ou menos 2,5 %, a carga de tracionamento na amostra em teste, acoplou-se ao braço de alavanca um atuador linear cujo controlador é ligado à célula de carga. Quando a temperatura ambiente varia provocando um acréscimo ou decréscimo na carga de tração no cabo, o atuador entra em ação, corrigindo a variação de tensão no cabo devido ao efeito da temperatura.

5.3.3.2 - Mecanismo excitador

A excitação do cabo na Bancada é feita por um excitador eletrodinâmico (shaker) com as seguintes características:

- Marca/Modelo: Labworks Inc. ET – 127
- Força nominal de saída:
Força senoidal: 2225 N pk
Força aleatória: 1557 N rms
Força de choque: 4450 N pk, 50 msec pulso
- Deslocamento máximo: 25,40 mm pk-pk continuamente
30,48 mm pk-pk, entre paradas
- Velocidade máxima: 3556 mm/seg. pk (max)
- Aceleração máxima: 100g pk, dirigida
150g pk, ressonante
300g pk, pulso de choque
- Faixa de frequência: DC – 4.5 kHz

O acoplamento do excitador ao cabo foi feito através de uma haste rígida de alumínio, com 12,7 mm de diâmetro, fixada ao cabo por uma braçadeira fabricada também em alumínio. A Figura 5.9 mostra o acoplamento do excitador ao cabo.



Figura 5.9 – Acoplamento do excitador ao cabo em teste.

Entre a extremidade superior da haste de alumínio e a braçadeira, foi instalado um transdutor de força e sobre a braçadeira foi instalado um acelerômetro. Desta forma pode-se monitorar a força aplicada e a frequência de excitação imprimida pelo excitador ao cabo.

5.3.3.3 - Dispositivo para fixação do grampo de suspensão

O dispositivo projetado e construído permite fixar o grampo de suspensão bem como reproduzir o ângulo de saída do condutor (tipicamente 10 graus para grampos de suspensão, mas 0 grau para grampos espaçadores, por exemplo). A Figura 5.8 mostra o dispositivo em questão.

Para se monitorar a força de aperto no grampo de suspensão, quatro arruelas instrumentadas (*load washers*) foram montadas junto às quatro porcas de aperto do referido grampo.

No sentido de se poder variar o comprimento do vão ativo do condutor em teste, o dispositivo de fixação do grampo de suspensão foi montado sobre um bloco de concreto, com dimensões 1,0 x 0,92 x 1,0 m, que por sua vez foi ancorado a um carrinho fabricado em aço que corre sobre um trilho também de aço com 12,8 m de comprimento. Desta forma pode-se variar o comprimento do vão ativo do condutor na faixa de 37 a 44 m.

5.3.3.4 - Dispositivo de detecção de quebra de fios

O dispositivo desenvolvido de detecção de quebra de fios permite:

- a) Detectar a quebra dos fios com o condutor instalado na bancada de teste;
- b) Detectar o momento em que ocorre a quebra de cada fio e desta forma possibilita calcular o número de ciclos correspondente a cada quebra.

O dispositivo é composto de duas barras de alumínio presas ao cabo por uma braçadeira, dois sensores laser, com capacidade de medida de 16 a 120 mm e com resolução de 2 a 100 μm , e um sistema de aquisição de dados modular. A Figura 5.10 mostra esquematicamente o dispositivo de detecção de quebra de fios desenvolvido.

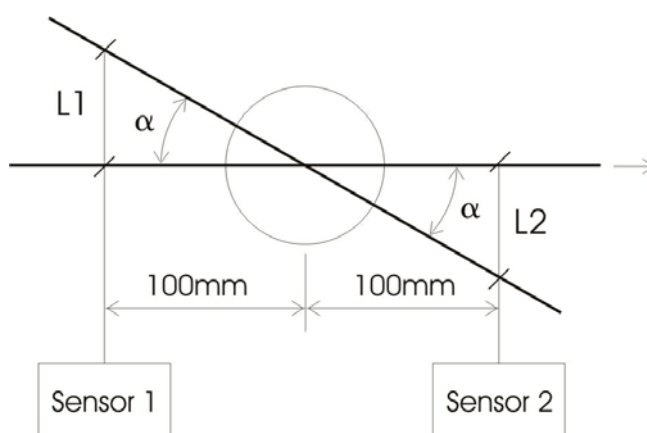


Figura 5.10 - Montagem esquemática do dispositivo de medida de rotação do cabo.

O dispositivo deverá ser instalado em um dos nós da amostra em teste, de preferência no nó que esteja mais próximo do grampo de suspensão.

A análise do processo de fabricação do condutor foi a “chave” para se projetar o dispositivo de detecção de quebra de fios.

O condutor é obtido pelo “encordoamento” de fios metálicos. Por exemplo, no condutor CAA (ACSR) Grosbeak em torno de uma “alma” constituída por 7 fios de aço

galvanizados são enrolados duas camadas ou coroas concêntricas totalizando 26 fios de alumínio.

O sentido de enrolamento de cada uma das camadas é sempre oposto ao da camada anterior, sendo que a camada mais externa é torcida para a direita. O processo de fabricação do condutor faz com que a força axial no fio de um condutor tracionado produza componentes de força tangencial e longitudinal no mesmo. Quando ocorre a quebra de um fio, a carga por ele suportada deve ser redistribuída entre fios remanescentes para que o equilíbrio se mantenha. Como resultado deste acomodamento, o condutor gira ou distorce em relação ao seu eixo longitudinal. A rotação é causada pelo momento resultante do produto da componente tangencial da força no fio pela distância do mesmo ao eixo longitudinal do condutor. Conseqüentemente a falha de um fio localizado em uma camada externa do condutor gera um maior momento do que a falha de um fio interno ao condutor. Em adição, devido ao sentido oposto em que cada camada é enrolada, uma em relação à outra, o sentido de rotação do condutor depende da camada em que o fio quebrado se localiza.

O dispositivo de detecção de quebras se utiliza do fato do condutor girar ou distorcer quando um fio quebra. Quando ocorre a quebra de um fio o cabo gira de um ângulo de rotação, que é determinado pela seguinte equação:

$$\alpha = \arctg \frac{(L1 - L2)}{200} \quad (5.1)$$

Os sensores a laser devem ser posicionados de forma adequada a fim de se medir os deslocamentos L1 e L2 da barra de referencia em relação ao plano horizontal.

A utilização de dois sensores laser permite isolar o movimento de translação do movimento de rotação da barra. Desta forma elimina-se a possibilidade do sistema acusar o deslocamento vertical da barra como se fosse uma rotação da mesma.

5.3.3.5 - Sistema de aquisição de dados

O sistema de instrumentação, controle e aquisição de dados da Bancada é composto por (a representação em parênteses indica a posição em que o sensor está instalado na Bancada representada na Figura 5.11):

1. Um Sistema de aquisição de dados;
2. Um Programa de aquisição e controle;
3. Um Programa de análise;
4. 10 pontos de medida de deformação com extensômetros (2 e 2');
5. Quatro arruelas instrumentadas (load washers) (1);
6. Um sensor de temperatura tipo termopar (2);
7. Dois sensores (um acelerômetro e um sensor a laser) para medição de amplitude de deslocamento nos pontos de controle (3 e 3');
8. Dois sensores a laser para detecção de rotação do cabo (4);
9. Um transdutor de força para controle da força de excitação (5);
10. Uma célula de carga para monitorar a força de tração no cabo (6);
11. Um excitador (shaker);
12. Um amplificador para o excitador;
13. Um controlador para o excitador;
14. Um acelerômetro para monitorar a frequência de excitação (5);
15. Um atuador linear para compensar a variação da carga de tração no cabo (7);
16. Um controlador para o atuador linear.

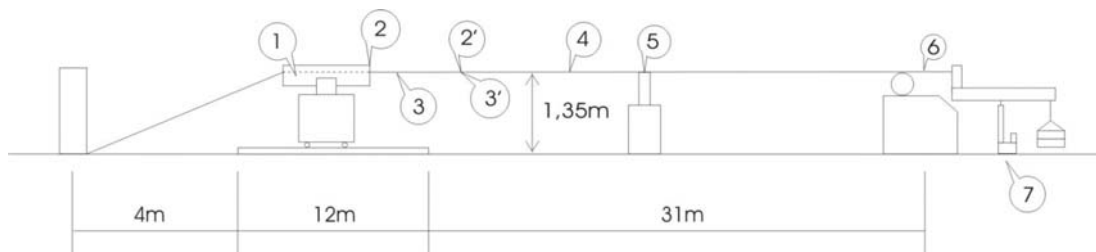


Figura 5.11 – Localização dos sensores

O cabo é excitado pelo shaker que por meio da programação estabelecida em seu controlador manterá a frequência de excitação e os valores de deslocamento pico-a-pico,

no ponto 3 (89 mm do primeiro ponto de contato do cabo com o grampo de suspensão). Um programa de controle envia ao controlador do shaker o valor do deslocamento do cabo (sensor laser instalado no ponto 3), monitora o sinal dos sensores a laser (ponto 4) que detectam a quebra de cada fio e bloqueia o sinal de saída do controlador (entrada do amplificador) quando se verificar a quantidade de quebras de fios programada para finalizar o teste.

As variáveis monitoradas durante todo o ensaio são:

- Força de aperto nos quatro parafusos do grampo de suspensão através de arruelas instrumentadas (*load washers*);
- Deformação em até dez pontos do cabo em teste;
- Temperatura do cabo em teste;
- Deslocamento no ponto a 89 mm do primeiro ponto de contato entre o cabo e o grampo de suspensão através de sensor a laser. Este sinal é enviado também para o controlador do excitador eletrodinâmico para que este possa manter o deslocamento neste ponto;
- Rotação do cabo. Com as medidas dos sensores a laser (ponto 4), o programa de controle poderá determinar o momento da quebra dos fios do cabo. O ensaio deverá ser finalizado após a quebra de um determinado número de fios. Para cada fio quebrado o sistema deverá gravar o número de ciclos em que ocorreu a falha;
- Carga de pré-esticamento através de célula de carga instalada entre o cabo sob ensaio e o seu ponto de ancoragem (ponto 6 da Figura 5.11);
- Força dinâmica de excitação do cabo através transdutor de força instalado no ponto de conexão entre a haste do excitador e o cabo em teste (ponto 5);
- Deslocamento em um ponto denominado “anti-nó” através de um sensor de

deslocamento a laser.

A Figura 5.12 mostra o esquema de instrumentação da Bancada com todos os dispositivos instalados.

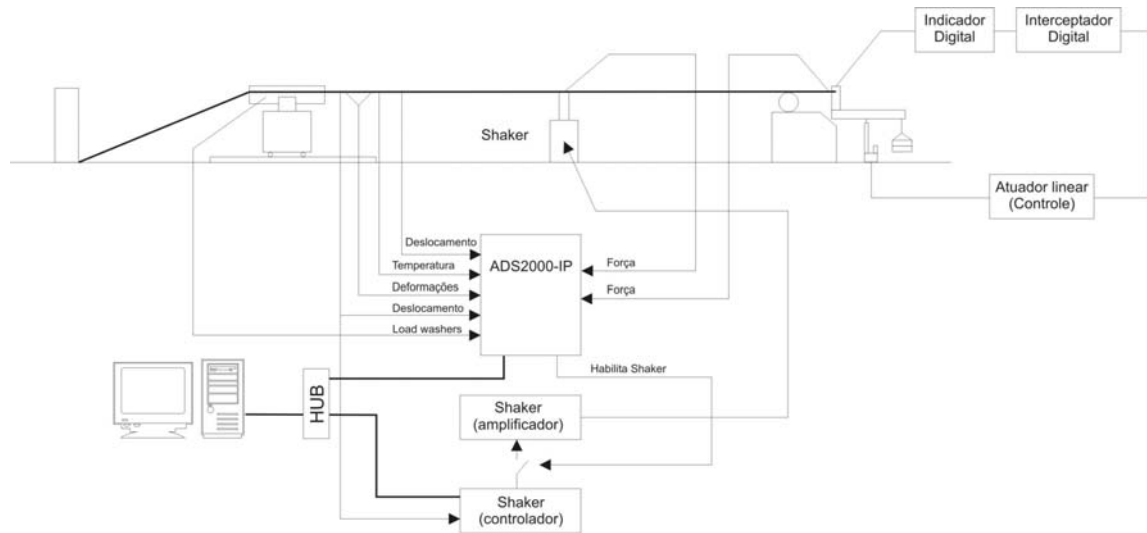


Figura 5.12 – Esquema da instrumentação da Bancada.

A Figura 5.13 mostra uma foto do sistema de monitoramento em uso.

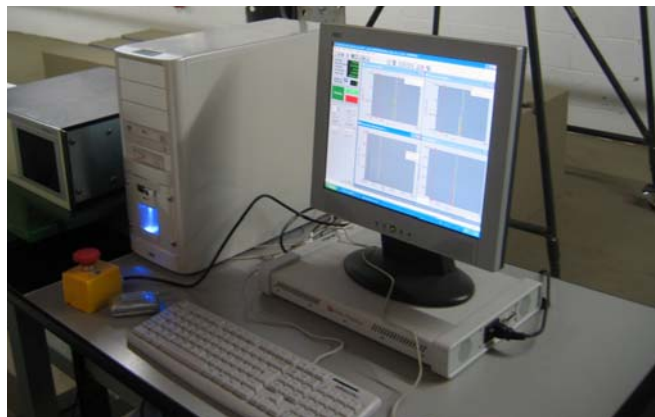


Figura 5.13 – Sistema de Monitoramento.

6 - TESTES REALIZADOS NA BANCADA

6.1 - TESTES REALIZADOS

A Bancada na sua concepção original foi concluída em julho de 2005. Após os testes iniciais verificou-se a necessidade de se fazer alguns ajustes na estrutura e mecanismos da Bancada.

De lá pra cá, a Bancada já aperfeiçoada, foi utilizada para ensaiar várias amostras do cabo ACSR Grosbeak, 636 MCM.

O planejamento dos experimentos e os resultados de alguns destes testes são apresentados a seguir:

6.1.1 - Planejamento dos experimentos

Para a realização dos ensaios de fadiga é necessário prescrever-se os seguintes parâmetros:

- i. Ângulo de mergulho, que simula o ângulo que o cabo faz com o grampo de suspensão;
- ii. Torque de aperto dos parafusos de fixação do cabo no grampo de suspensão, normalmente fornecido pelo fabricante do grampo;
- iii. Carga de pré-tensionamento do cabo, que simula a tensão mecânica diária (Every Day Stress – EDS) que o cabo suporta ao longo de sua vida;
- iv. Amplitude de deslocamento que deve ser aplicado no cabo em teste no ponto localizado a 89 mm da “boca” do grampo de suspensão para que o mesmo falhe depois de determinado tempo de operação.

A seguir serão discutidos e apresentados os procedimentos usados para a seleção desses parâmetros que controlam o ensaio.

6.1.2 - Determinação do ângulo de mergulho

O ângulo de mergulho é função de diversos parâmetros, dentre os mais importantes podem ser citados: i) tensão mecânica diária (EDS), ii) densidade do cabo, iii) comprimento do vão, e iv) flecha admissível. É usual utilizar-se nas montagens variações angulares entre 10 e 20°. O limite superior desse ângulo está relacionado ao fato da saída dos grampos de suspensão ser projetada de modo a não danificar estaticamente o cabo condutor até um ângulo máximo de 20°. Já o limite inferior de 10° é limitado devido basicamente à carga de EDS que pode ser aplicada no cabo.

Na análise em questão adotou-se um ângulo de mergulho de 10° por acreditar-se que esta condição seja a menos crítica para a fadiga. Deve-se ressaltar que não se encontrou na literatura qualquer menção ao efeito desse parâmetro sobre a vida à fadiga.

6.1.3 - Torque de aperto dos parafusos de fixação do cabo no grampo de suspensão

A fim de se evitar o escorregamento do cabo sobre o grampo de suspensão é necessário aplicar uma carga compressiva no conjunto cabo-grampo. Esta carga é induzida pelo torque de aperto que é aplicado nas porcas que fixam os parafusos de fixação ao grampo de suspensão.

Os grampos de suspensão são fabricados para atender a uma faixa de diâmetros de cabos de transmissão de energia. Nos testes se utilizou um grampo de suspensão que possibilita a montagem de cabos de diâmetros variando na faixa de 17 a 29 mm. O torque de aperto independe do diâmetro do cabo utilizado sendo que para cada tipo de grampo o fabricante recomenda um determinado torque de aperto. O fabricante do grampo de suspensão mono articulado utilizado no experimento recomenda um torque de aperto 6,0 daNm. Este, portanto foi o valor utilizado nos testes com o cabo Grosbeak.

6.1.4 - Carga de pré-tensionamento e amplitude de deslocamento prescrito do cabo

6.1.4.1 - Carga de pré-tensionamento.

A carga de pré-tensionamento do cabo está associada à tensão média mecânica (EDS) que o cabo é solicitado ao longo de sua vida. Valores típicos usados pelas empresas brasileiras variam entre 18 a 20% da carga de ruptura do cabo. Nos ensaios realizados adotou-se uma carga de pré-tensionamento igual a 20 % da carga de ruptura do cabo Grosbeak, o que corresponde a um valor de 22,51 kN. Como já visto, a carga é aplicada utilizando-se do lado do vão passivo um guincho de alavanca e do lado do vão ativo um braço de alavanca com um sistema de contrapesos e é monitorada através de uma célula de carga.

6.1.4.2 - Amplitude de deslocamento

Conforme discutido anteriormente, a relação entre a tensão e a vida segundo a metodologia da CIGRE (1979) é expressa pela equação (4.5).

Para a identificação dos parâmetros A e b para o cabo Grosbeak utilizou-se a curva limite de segurança (“Safe Border Line”), proposta pelo Comitê de Estudos de Linhas Aéreas da CIGRE. Por se tratar de uma curva de segurança, a tendência é de que a mesma seja conservativa e que as condições de falha sejam menos críticas do que as previstas por ela. Estudos mais recentes recomendam, para as constantes A e b, os valores relacionados na Tabela 4.1. Na Figura 6.1 apresenta-se de forma ilustrativa a curva limite de segurança para cabos condutores com duas camadas de fios de alumínio.

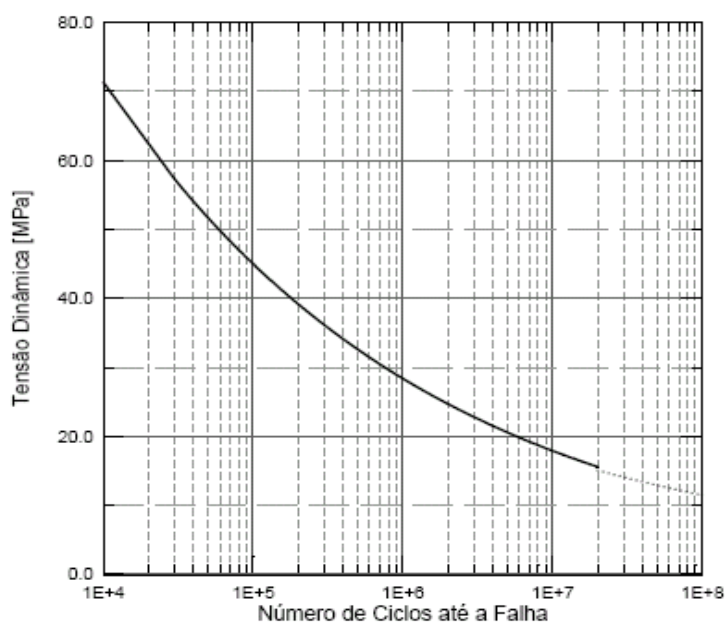


Figura 6.1 – Curva limite de segurança para cabos condutores com duas camadas de fios de alumínio.

Por motivos de ordem prática, econômica e tendo em vista a longa duração e o alto custo dos ensaios, foram levantados, de forma exploratória, três pontos da curva limite de segurança. Estes pontos foram escolhidos de modo a gerar níveis de tensão dinâmica que causem a ruptura mais rápida dos fios que compõem o cabo. Estipulando-se as amplitudes de ensaio e utilizando-se as Equações (4.1) e (4.5) determinam-se as amplitudes de tensão e as vidas esperadas para as amostras em teste.

A Tabela 6.1 apresenta os resultados obtidos para o cabo Grosbeak.

Tabela 6.1 – Caracterização dos Ensaio Exploratórios – EDS = 20% da carga de ruptura.

Amplitude de Ensaio (mm)	Amplitude de Tensão (MPa)	Número de Ciclos de Vida
1,1	38,14	228.625
1,3	45,07	99.168
1,4	48,54	68.461

6.1.5 - Controle dos parâmetros de ensaio

Substituindo a Equação (4.1), na Equação (4.5), tensão versus vida e explicitando a vida, N, obtém-se a seguinte expressão:

$$N(E_{al}, E_a, d_{al}, d_a, T, x, A, b) = \left(\frac{E_{al} d_{al} T}{4 \left(e^{-\frac{T}{\sqrt{n_{al} E_{al} \frac{\pi d_{al}^4}{64} + n_a E_a \frac{\pi d_a^4}{64}} x}} - 1 + \sqrt{\frac{T}{n_{al} E_{al} \frac{\pi d_{al}^4}{64} + n_a E_a \frac{\pi d_a^4}{64}}} \right) \cdot A \left(n_{al} E_{al} \frac{\pi d_{al}^4}{64} + n_a E_a \frac{\pi d_a^4}{64} \right)} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (6.1)$$

Analisando a Equação (6.1), verifica-se que a vida estimada segundo a equação de Poffenberger & Swart dependerá dos seguintes parâmetros: i) módulos de elasticidade nominais dos fios de alumínio (E_{al}) e dos fios de aço (E_a), dos quais o cabo é fabricado, ii) diâmetro dos fios de alumínio (d_{al}) e de aço (d_a), que formam o cabo, iii) carga de tração aplicada no cabo (T), iv) posição (x) do sensor de medição do deslocamento transversal do cabo em relação ao grampo de suspensão. Usualmente adota-se para este

parâmetro o valor de 89 mm) e v) deslocamento transversal (Y_b), medido pico a pico, na posição x do cabo. Dos parâmetros apresentados somente T , x e Y_b , podem ser controlados durante o ensaio.

Assim, a fim de se avaliar o efeito destes parâmetros sobre a vida à fadiga foi realizado um estudo sobre a sensibilidade dos mesmos sobre a previsão de vida. Para tanto foram executadas as seguintes operações:

- a) Calculou-se a derivada parcial da Equação (6.1) em relação aos parâmetros de controle;
- b) Multiplicou-se a derivada pela variação esperada para os parâmetros de controle;
- c) Determinou-se a curva de variação da vida em função da variação do parâmetro estudado e do nível da vida requerida.

Na Figura 6.2 o procedimento utilizado é apresentado de forma ilustrativa. A variação Δy observada no ponto x pode ser quantificada pelo produto entre a variação existente na avaliação da variável x , Δx , e a derivada da função nesse ponto.

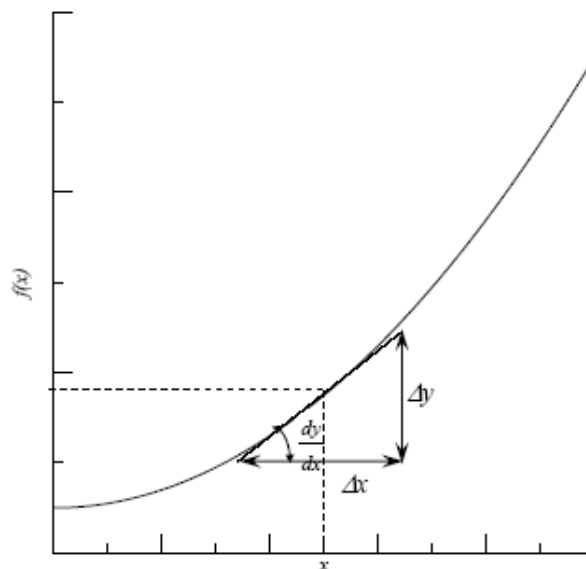


Figura 6.2 – Representação esquemática da estimativa da variação de uma função resultante da variação de seu argumento.

Com base nessa relação à variação percentual da vida em função da variação percentual dos parâmetros de controle será expressa como:

$$\Delta N = \frac{\partial N(E_{al}, E_a, d_{al}, d_a, T, x, Y_b, A, b)}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \quad (6.2)$$

Onde $\frac{\partial N(E_{al}, E_a, d_{al}, d_a, T, x, Y_b, A, b)}{\partial x_i}$ é a derivada da função de vida em relação ao *i*-ésimo parâmetro de controle, x_i , estimada numa condição específica de funcionamento do ensaio e Δx_i e ΔN são a variação do parâmetro de controle e da função analisada.

No gráfico comparativo mostrado na Figura 6.3 são apresentadas estimativas de erro para a previsão da vida considerando os seguintes parâmetros: i) deslocamento transversal prescrito, Y_b , ii) posição do sensor de deslocamento, x , e iii) pré-tensão, T . Estes resultados foram levantados considerando que durante o experimento poderão ocorrer variações da ordem de 1, 3, 5 e 10 % nos valores nominais dos referidos parâmetros.

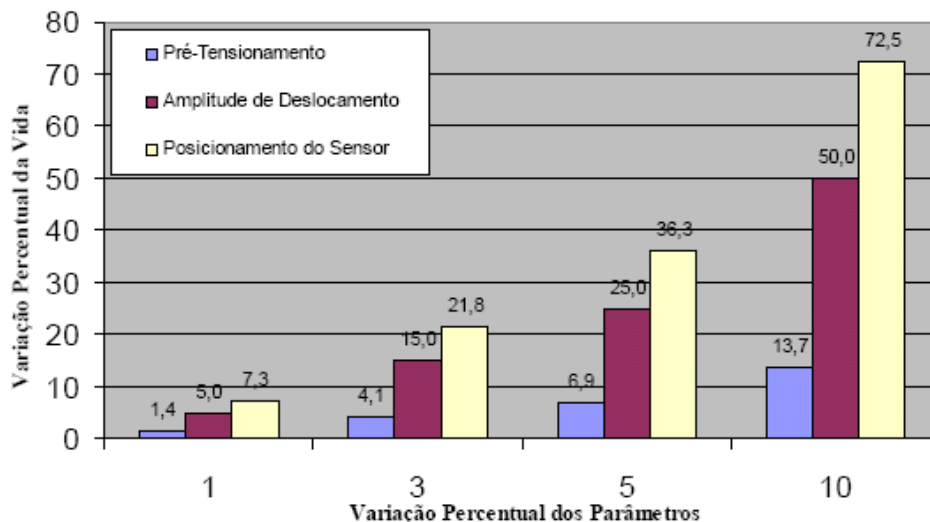


Figura 6.3 – Sensibilidade da vida em função de variações dos parâmetros de controle.

Com base nesta análise os ensaios foram realizados considerando as seguintes condições:

Tabela 6.2 – Definição das condições de ensaio

Parâmetro de Ensaio	Valor Prescrito	Varição Percentual
Ângulo de Mergulho	10°	0,5
Torque de Aperto (N.m)	70	7,0
Pré-tencionamento (kN)	22,51	5
Posicionamento do Sensor (mm)	89	1
Amplitude (mm)	1,1; 1,3 e 1,4	3

No gráfico da Figura 6.4 apresenta-se o comportamento da curva de fadiga do cabo, baseado na curva limite de segurança e nas possíveis variações aleatórias que carga de pré-tensionamento, o deslocamento transversal prescrito e a distância do ponto de fixação do sensor de deslocamento podem assumir durante os ensaios.

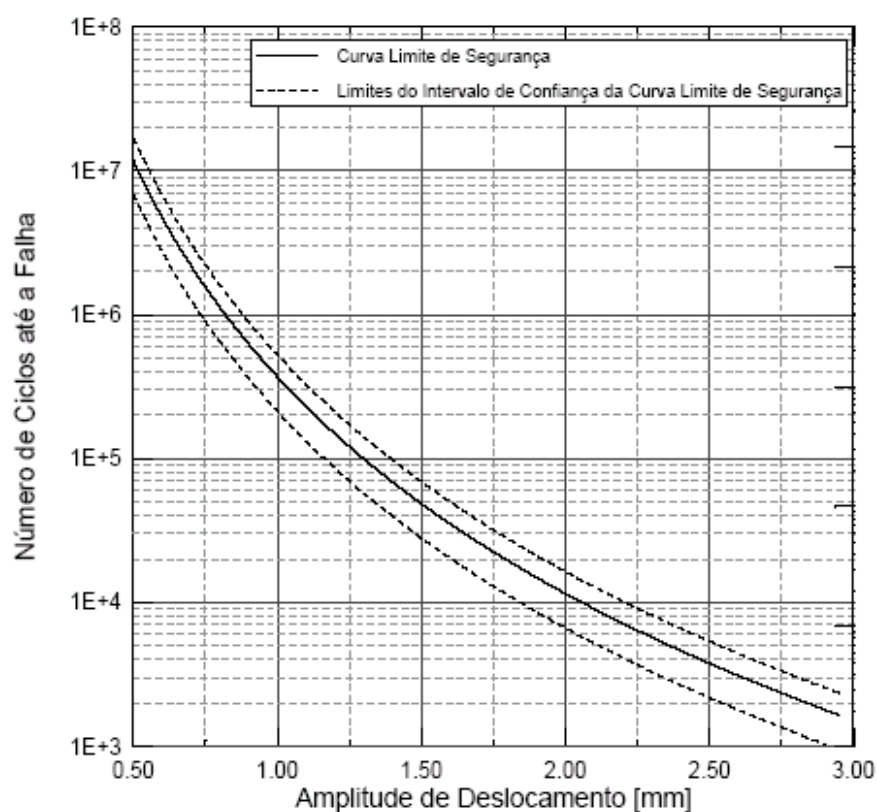


Figura 6.4 – Gráfico mostrando a variação aleatória de T , γ_b , x durante os ensaios.

6.1.6 - Materiais e métodos

Neste tópico são apresentados os materiais utilizados os procedimentos seguidos para suas caracterizações e o tipo de ensaio realizado.

6.1.6.1 - Caracterização do material e dos corpos de prova

Nos ensaios foi utilizado o cabo Grosbeak fornecido pelo fabricante Nexans Brasil S.A. Este cabo possui um diâmetro de 25,16 mm e é fabricado com duas camadas ou coroas concêntricas totalizando 26 fios de alumínio 1350-H19, enroladas em torno de uma “alma” constituída por sete fios de aço. A Figura 6.5 mostra esquematicamente a seção transversal do referido cabo. As características dimensionais e estruturais do condutor são apresentadas na Tabela. 6.3, enquanto que na Tabela. 6.4 são apresentadas as propriedades mecânicas da liga de alumínio 1350-H19. A escolha do cabo a ser ensaiado foi opção do patrocinador CTEEP, uma vez que este é um tipo de cabo muito utilizado em suas operações.

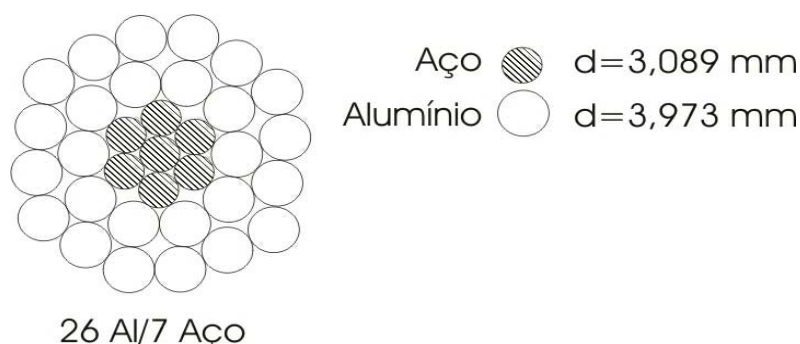


Figura 6.5 – Cabo Grosbeak – ACSR 636 MCM – 26 fios de alumínio e 7 fios de aço.

Tabela 6.3 – Propriedades mecânicas do cabo Grosbeak [NEXANS, 2004]

Nome	Bitola MCM	Área Nominal			Encordoamento n.º de fios x diâmetro (mm)		Diam. Nominal Cabo (mm)	Peso Linear (Kg/Km)	Carga Ruptura (Kgf)
		Alum. (mm²)	Aço (mm²)	Total (mm²)	Aluminio	Aço			
Grosbeak	636	322,33	52,47	374,80	26 x 3,973	7 x 3,089	25,16	1302,8	11.427

Tabela 6.4 – Propriedades mecânicas da liga de alumínio 1350-H19

Propriedades Físicas e Mecânicas	Valor
Coefficiente de Poisson	0,33
Densidade [kg/m ³]	2705
Dureza Brinell	50
Elongação na Quebra [%]	1,5 (Min)
Limite de escoamento [MPa]	165
Limite de Resistência a Tração [MPa]	186
Modulo de Elasticidade [GPa]	68,9
Resistência a Fadiga para $5 \cdot 10^8$ Ciclos [MPa]	48,3
Resistência ao Cisalhamento [MPa]	103

Os ensaios foram realizados com uma configuração de vão ativo com comprimento igual a 37,85 m, uma distância entre os pontos de apoio (roldana) e de excitação igual a 8,3 m. Na Figura 6.6 é apresentada de forma ilustrativa à configuração da Bancada usada nos ensaios.

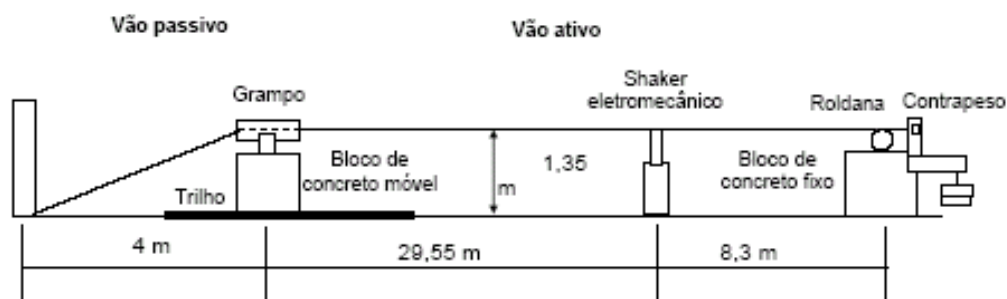


Figura 6.6 – Desenho esquemático da configuração da bancada utilizada nos testes.

6.1.6.2 - Procedimentos de ensaio

Os passos adotados para a realização dos ensaios foram os seguintes:

- Montagem do espécime no vão experimental.
- Fixação e ligação física dos sensores ao módulo de controle.
- Acionamento do sistema de excitação do espécime.
- Monitoração da falha.

- Desmontagem do espécime.

O término do ensaio poderá ser determinado quando o número de ciclos de carregamento alcançar um valor especificado, por exemplo: 10^7 ciclos, ou pela detecção do rompimento de pelo menos três dos fios do cabo. A parada do ensaio por qualquer motivo pode ser feita a qualquer instante, com o simples desligamento da chave acionadora.

6.1.7 - Resultados e discussões

6.1.7.1 - Ensaio de fadiga

Os ensaios de fadiga foram realizados utilizando frequências de excitação próximas a 13,5 Hz, que corresponde ao nono modo de vibração do cabo. Tentativas de trabalhar em modos mais elevados não resultaram em sucesso, pois o sistema se comportava de forma muito instável talvez porque o shaker utilizado não tenha potência suficiente para manter o sistema vibrando em frequências mais elevadas. Como resultados dos ensaios apresentam-se, na Tabela 6.5 os valores das vidas experimentais e os valores baseados na curva limite de segurança da CIGRE. Já a Figura 6.7 apresenta a curva de fadiga para o alumínio utilizado na fabricação do cabo Grosbeak e as curvas S-N experimental e teórica para as amostras ensaiadas.

Tabela 6.5 – Resumo dos resultados dos ensaios

Amostra	Amplitude (mm)	Frequência (Hz)	Tensão Alternada (MPa)	Num. de Ciclos para Falha		Razão entre as Vidas (b)/(a)
				Curva Limite de Segurança (a)	Experimental ¹ (b)	
1	1,1	13,72	38,14	228625	$2,165 \cdot 10^6$	9,47
2	1,1	13,54	38,14	2228625	$1,0 \cdot 10^6$	Não Falhou durante o teste
3	1,3	13,54	45,07	99168	$1,1 \cdot 10^6$	11,09
4	1,4	13,54	48,54	68461	$6,0 \cdot 10^5$	8,76

¹ Critério: Falha em 4 ou mais fios

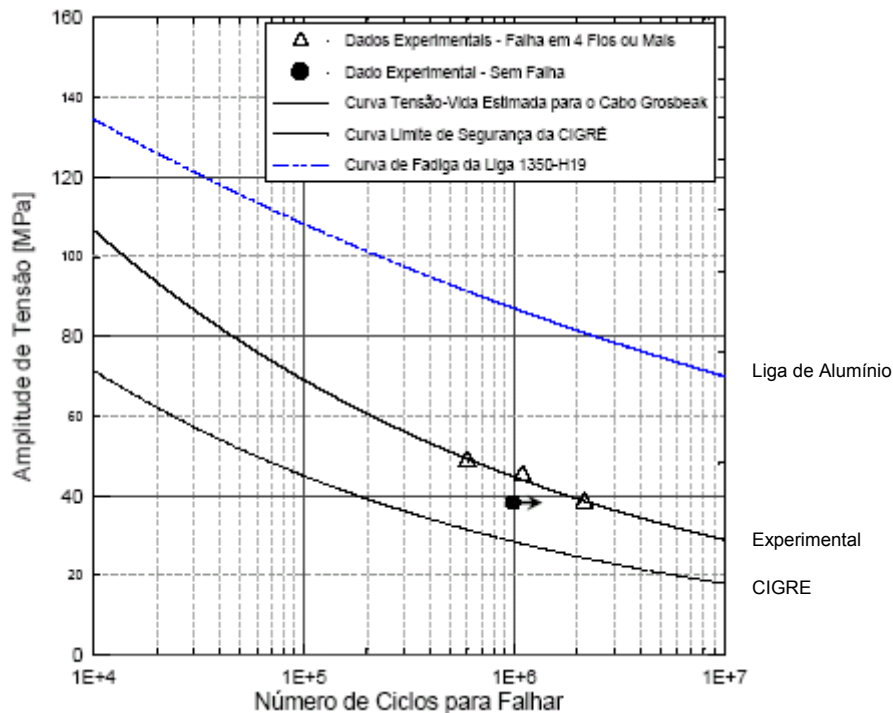


Figura 6.7 – Curvas S-N para o cabo ACSR Grosbeak.

Considerando os resultados experimentais, a equação que melhor descreve a relação entre a tensão estimada pela equação de Poffemberger-Swart e o número de ciclos necessários para a falha por fadiga de pelo menos três fios é apresentada na equação (6.3).

$$S_a = 608,8 N^{-0,189} \quad (6.3)$$

É importante esclarecer que a equação acima se baseou em poucos testes e portanto deve ser utilizada com o devido cuidado.

Nas Figuras 6.8 a 6.11 são apresentados de forma ilustrativa o estado final da região de falha após a finalização dos ensaios.

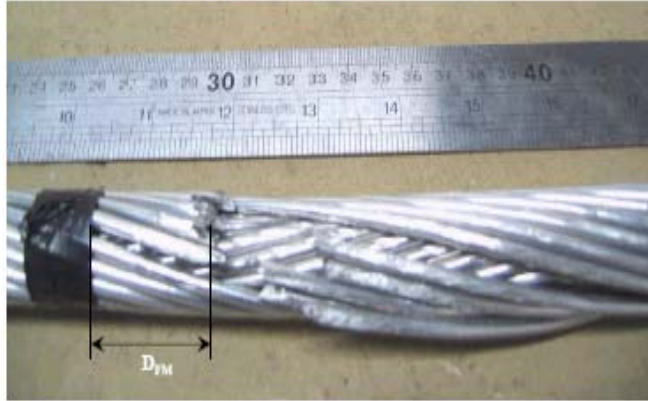


Figura 6.8 – Estado final do cabo ensaiado com amplitude de 1,4 mm durante $6 \cdot 10^5$ ciclos.

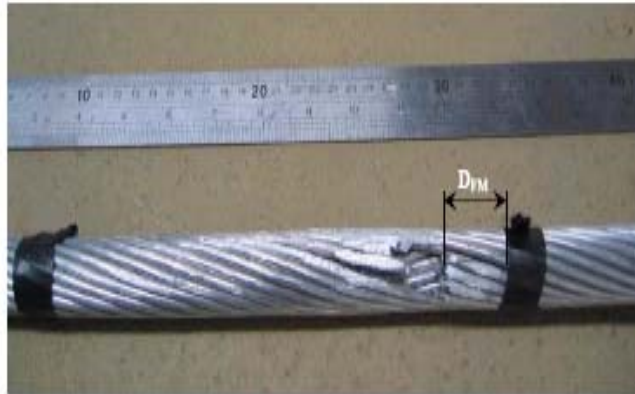


Figura 6.9 – Estado final do cabo ensaiado com amplitude de 1,3 mm durante $1,1 \cdot 10^6$ ciclos.

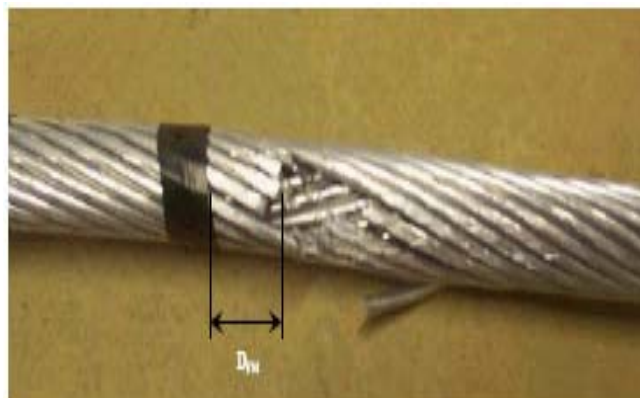


Figura 6.10 – Estado final do cabo após ser ensaio com amplitude de 1,1 mm durante $2,16 \cdot 10^5$ ciclos.



Figura 6.11 – Estado final do cabo ensaiado com amplitude de 1,1 mm durante $1 \cdot 10^5$ ciclos.

A localização dos pontos de falha foi obtida por meio da distância média, D_{FM} , entre os fios rompidos e a saída do grampo de suspensão pelo lado do vão ativo, conforme ilustrado nas Figuras 6.8 à 6.11. Na Tabela. 6.6 são apresentadas as posições de falha de cada fio relativas à saída do grampo, bem como a distância média da falha.

Tabela 6.6 - Posição media da falha dos fios dos cabos Grosbeak ensaiados.

Amostra	Camada de Al	Posição da Falha de Cada Fio Relativo à Saída do Grampo (mm)					D_{FM} (mm)
1	Externa	31	29	33	28	-	30,3
	Interna	31	29	-	-	-	30,0
3	Externa	32	28	31	30	35	31,2
	Interna	32	-	-	-	-	32,0
4	Externa	31	26	27	20	33	27,4
	Interna	30	35	-	-	-	32,5

6.1.7.2 - Análise dos resultados em relação aos ensaios preliminares

Os ensaios preliminares tiveram como objetivos testar a Bancada construída e avaliar experimentalmente a curva de fadiga do cabo ACSR Grosbeak. Neste sentido foram ensaiados inicialmente quatro corpos de prova sob condições específicas de funcionamento. Testes qualitativos e quantitativos foram realizados para avaliar o comportamento dinâmico do cabo e dos parâmetros de funcionamento que podem interferir

nos resultados produzidos pelos ensaios de fadiga. A partir dos resultados obtidos com os espécimes ensaiados pôde-se verificar que, para a combinação cabo-grampo usada, a curva limite de segurança é muito conservativa e prevê vidas, pelo menos, oito vezes menores às observadas experimentalmente (Tabela 6.5). Entretanto, quando comparada à curva de fadiga do material, a resistência à fadiga do cabo reduz-se a menos da metade, o que implica dizer que o fenômeno que ocorre na ligação grampo cabo é muito mais severo e crítico que um problema clássico de fadiga.

Os testes demonstraram também que para a determinação de uma curva de fadiga consistente é necessário um controle rigoroso da EDS, da amplitude de deslocamento e do posicionamento do sensor usado para medir a amplitude de deslocamento do cabo. Caso isso não ocorra, a dispersão dos resultados pode ser significativamente elevada.

Em relação à Bancada pode-se concluir que ela esta pronta para ser utilizada com sucesso para execução de testes de fadiga.

7 – METODOLOGIA PARA ENSAIO DE FADIGA

7.1 – INTRODUÇÃO

A partir das observações efetuadas no capítulo 6 e levando-se em conta os resultados dos ensaios realizados, pode-se estabelecer uma metodologia de ensaios à fadiga de cabos condutores de energia que, como já foi visto, até o presente, ainda não foram normalizados.

7.2 – ESCOPO

A metodologia aqui proposta descreve os procedimentos para determinação, através de ensaios em Bancada, da fadiga de condutores utilizados em linhas de transmissão de energia em alta tensão, com suficiente precisão para que os resultados possam ser utilizados não só para as empresas de energia elétrica terem dados confiáveis para projetos de novas linhas de transmissão, mas também para se otimizar e se determinar a vida útil das linhas já instaladas e em operação.

Os resultados dos ensaios deverão ser obtidos em condições mantidas constantes durante a realização dos mesmos e, portanto, devem ser compreendidos como aproximações dos valores reais que ocorrem em condições extremamente variáveis, em cabos que, devido a variações nas condições de fabricação, são diferentes das amostras testadas e que são, por essas razões, imprevisíveis.

7.3 – PREPARAÇÃO DO CORPO DE PROVA

Os corpos de prova devem ser retirados, preferencialmente, das bobinas ou rolos de expedição, desprezando sempre o comprimento relativo à primeira espira.

Durante as operações de retirada dos corpos de prova devem-se evitar torções e dobramentos com raios de curvatura inferiores aos mínimos admissíveis (pode-se utilizar como referencia o raio da bobina de expedição), bem como qualquer contato com o meio circundante. A Figura 7.1 mostra o dispositivo construído para facilitar a retirada dos corpos de prova.



Figura 7.1 – Dispositivo para retirada dos corpos de prova.

Durante a fase de posicionamento do corpo de prova na Bancada deve-se utilizar as polias auxiliares que estão posicionadas ao longo do vão de teste, conforme mostrado na Figura 7.2. Este procedimento evita que a amostra a ser ensaiada entre em contato com o solo e venha a ser danificada.



Figura 7.2 – Polias auxiliares para posicionamento do cabo na Bancada.

Após a amostra de teste ter sido esticada com um comprimento de cerca de 49 m e feita o corte do corpo de prova. A operação de corte pode ser feita com uso de serra manual ou elétrica, executando-se preliminarmente a amarração do cabo nas fronteiras do corte, mediante braçadeiras ou qualquer outro dispositivo adequado para que o cabo não desfie. A Figura 7.3 mostra a simulação deste procedimento.



Figura 7.3 – Simulação do procedimento de corte do corpo de prova.

Nas duas extremidades de cada corpo de prova devem ser aplicadas braçadeiras que vinculem rigidamente entre si todos os fios do cabo.

7.4 – MONTAGEM DO CORPO DE PROVA NA BANCADA

Após o corte do corpo de prova devem ser adotados os seguintes passos para montá-lo na Bancada:

- a) Fixar uma das extremidades do corpo de prova no grampo de ancoragem posicionado junto ao bloco de apoio do braço de alavanca (Figura 7.4);
- b) Utilizando uma talha manual suspender o braço de alavanca o máximo possível antes, porém, colocar cerca de 60 Kg de contrapeso (equivalente a uma tração no cabo de cerca de 6 kN) na gaiola de pesos;
- c) Instalar a célula de carga fixando-a entre o braço de alavanca e o grampo de ancoragem (Figura 7.4);



Figura 7.4 – Montagem do corpo de prova na Bancada (na extremidade do vão ativo).

- d) Passar o corpo de prova por dentro do grampo de suspensão (montado sobre o bloco móvel), tomando-se o cuidado de não danificar a região do cabo que ficará em contato com o referido grampo (Figura 7.5). Os parafusos de fixação do grampo de suspensão, nesta fase da montagem, deverão ser instalados, mas as suas porcas de fixação não devem ser apertadas.



Figura 7.5 – Montagem do corpo de prova no grampo de suspensão.

- e) Fixar a outra extremidade do corpo de prova no grampo de ancoragem localizado no vão passivo junto ao bloco de ancoragem;
- f) Instalar o guincho de alavanca entre o grampo de ancoragem fixado na extremidade do vão passivo e o bloco de ancoragem (Figura 7.6);



Figura 7.6 – Montagem do corpo de prova na Bancada (na extremidade do vão passivo).

- g) Utilizando o guincho de alavanca tracionar o corpo de prova até que se atinja a carga de tração estipulada para o teste. Dependendo da carga de tração pré-estabelecida para o teste, deve-se adicionar mais contra pesos ao braço de alavanca no sentido de se equilibrar a carga aplicada pelo guincho;
- h) Ao se atingir a carga de tração estipulada para o teste, deve-se fixar o grampo de ancoragem (vão passivo) ao bloco de ancoragem utilizando-se um parafuso esticador (Figura 7.7);



Figura 7.7 – Montagem do corpo de prova na Bancada (fixação final do vão passivo no bloco de ancoragem).

- i) Atuando no parafuso esticador deve-se tencionar o corpo de prova até que se perceba que o esforço no guincho de alavanca foi aliviado. Em seguida a carga no guincho de alavanca deve ser aliviada lentamente e totalmente;

- j) Finalizada a instalação do corpo de prova na Bancada deve-se adicionar contra pesos ao braço de alavanca até que a carga de tração indicada pela célula de carga atinja cerca de 40 % da carga de ruptura do cabo em teste, deixando esta carga agir por no mínimo 24 horas;
- k) Passado o período de acomodação do corpo de prova, deve-se retirar parte dos contra pesos até que o valor da carga de tração no cabo atinge o valor estipulado. O ajuste fino no valor da carga de tração deve ser feito utilizando-se o parafuso esticador;
- l) Posicionar as arruelas instrumentadas nos parafusos de fixação do grampo de suspensão e em seguida, utilizando um torquímetro, apertar as porcas com o torque especificado pelo fabricante do grampo (Figura 7.8);

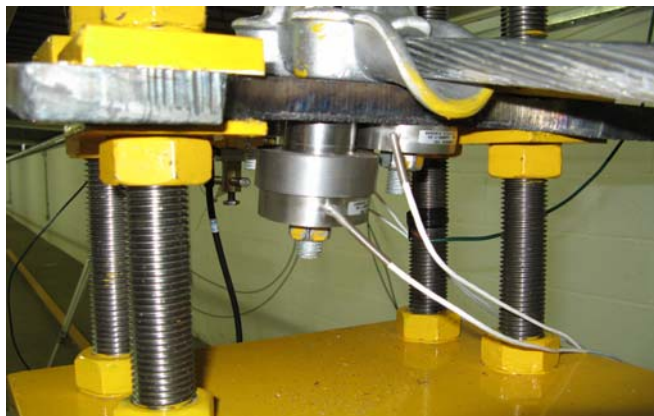


Figura 7.8 – Instalação das arruelas instrumentadas.

- m) Fixar o corpo de prova ao excitador eletromecânico (shaker) utilizando-se à haste é a braçadeira fabricadas em alumínio, especificamente para este fim. A haste deve ser posicionada de tal forma que fique em um ângulo reto em relação ao cabo em teste. Entre a haste e a braçadeira pode-se instalar um transdutor de força. Em seguida sobre a braçadeira instalar o acelerômetro que ira monitorar a frequência de excitação do sistema (Figura 7.9);



Figura 7.9 – Dispositivo de fixação do corpo de prova ao excitador.

- n) Posicionar o sensor laser a 89 mm do primeiro ponto de contato do cabo com o grampo de suspensão. Em seguida devem-se verificar todas as ligações dos sensores aos equipamentos de monitoração bem como se eles estão funcionando adequadamente (Figura 7.10);



Figura 7.10 – Posicionamento do sensor a laser a 89 mm da “boca” do grampo de suspensão.

- o) O sistema de detecção da quebra dos fios bem como o atuador linear só deverão ser introduzidos na Bancada após ter sido feita uma varredura em frequência e fixada a frequência de excitação a ser imposta durante o teste.

7.5 – OPERAÇÃO DA BANCADA

Conforme mencionado a Bancada permite, entre outros, a realização de ensaios de fadiga, amortecimento próprio e vibrações mecânicas. Nos ensaios de fadiga é necessário manter constante a carga de tração no corpo de prova, bem como a amplitude de deslocamento prescrita a 89 mm do primeiro ponto de contato entre o cabo e o grampo de suspensão. Esta exigência impõe que além da medição da carga de tração e da amplitude de deslocamento seja necessário ainda controlar, a partir dessas medidas, os sistemas que irão atuar sobre as mesmas.

A seguir descreve-se a seqüência de operação do sistema de monitoração da Bancada:

- a) Ligar o microcomputador, o controlador do excitador eletromecânico (shaker), o amplificador e o sistema de aquisição de dados (Figura 7.11);



Figura 7.11 – Equipamentos de monitoramento da Bancada

- b) Abrir o programa de análise de sinais que possibilita o pós-processamento de sinais armazenados em séries temporais, bem como a visualização em forma gráfica ou em forma de tabela dos dados dos arquivos;
- c) Acesse o programa de controle do sistema de excitação (SignalStar Vector Shaker Controller) através do menu iniciar, programas, SignalStar e defina as configurações de controle;

- d) Depois de estabelecidas as variáveis do sistema deve ser feita uma varredura em frequência para se detectar as frequências naturais da amostra em teste (Figura 7.12);

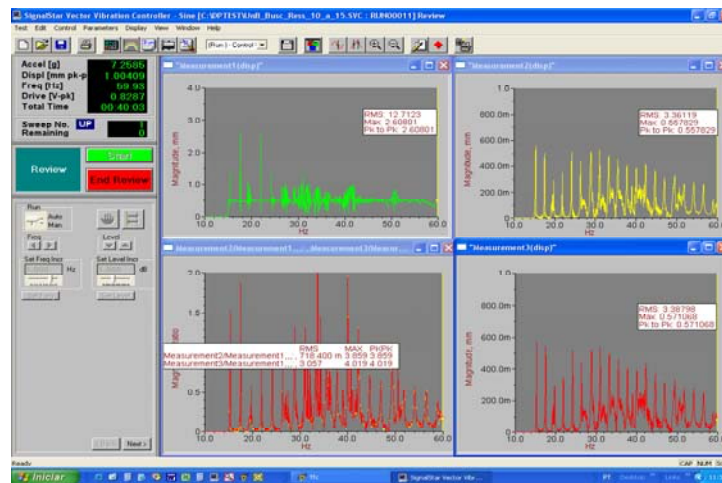


Figura 7.12 – Tela do sistema utilizado para busca de ressonância.

- e) Selecionar uma das frequências naturais (quanto mais alta melhor) e excitar o sistema com um valor de cerca de dois terços do valor da frequência natural escolhida, mantendo-se constante o deslocamento prescrito a 89 mm da “boca” do grampo de suspensão. Caso o sistema fique instável deve-se atuar ou diminuindo o deslocamento imposto ou utilizando uma frequência natural menor do que a anterior;
- f) Após a estabilização do sistema, deve-se marcar no corpo de prova o nó mais próximo ao grampo de suspensão. Neste ponto será instalado o sistema de detecção de quebra de fios (Figura 7.13);



Figura 7.13 – Marcação do nó onde será instalado o dispositivo de detecção de quebra de fios.

- g) Com o excitador desligado instalar o dispositivo de detecção de quebra de fios. A braçadeira fabricada em alumínio juntamente com as barras também de alumínio devera ser fixada no corpo de prova no nó mais próximo ao grampo de suspensão. Em seguida o dispositivo contendo dois sensores a laser deverá ser posicionado a uma distancia das barras que permita um sinal adequado por parte dos sensores (Figura 7.14);



Figura 7.14 – Instalação do dispositivo de detecção de quebra de fios.

- h) Com o excitador ainda desligado, deve-se conectar o atuador linear ao braço de alavanca ligando em seguida o seu controlador. Deve-se programar o acionamento do atuador em função da carga de tração estipulada para o teste (Figura 7.15);



Figura 7.15 – Instalação do atuador linear no braço de alavanca.

- i) Tendo sido instalado o dispositivo de detecção de quebra de fios e o atuador linear, pode-se religar o sistema dando início ao teste de fadiga do corpo de prova. Após ter ocorrido à quebra de três fios o sistema automaticamente encerrara o teste;

Após o encerramento do teste e antes de se cortar o trecho do cabo onde ocorreu a quebra dos fios (junto ao grampo de suspensão), para preservar a região onde ocorreu à falha, deve-se fixar duas braçadeiras no corpo de prova, uma antes e outra após a região em questão. Em seguida pode-se realizar, com segurança, o corte da seção do corpo de prova onde ocorreu a falha por fadiga.

Caso a decisão seja a de utilizar a mesma amostra para a realização de um novo teste, basta liberar os parafusos que prendem o bloco móvel ao solo e em seguida, com a ajuda do guincho de alavanca, deslocar o referido bloco no sentido do shaker. Desta forma tem-se a possibilidade de ensaiar o mesmo corpo de prova com um comprimento de vão ativo menor do que o anterior.

8 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Os objetivos do trabalho ora apresentado foram o de desenvolver uma Bancada de ensaios mecânicos à fadiga de cabos condutores de energia elétrica e uma metodologia para ensaios de fadiga.

A construção da bancada foi motivada pelas dificuldades existentes, na fase de projeto da linha, em se prever a durabilidade dos cabos com maior precisão, o que conduz a limitações de alguns parâmetros de projeto, tais como carga de tração a ser aplicada ao cabo e o comprimento do vão entre as torres. Testes de laboratório se fazem necessários não só para empresas de energia elétrica ter dados confiáveis para projetos de novas linhas de transmissão, como, por exemplo, o auto-amortecimento do condutor, mas também para se otimizar e se determinar a vida útil das linhas já instaladas.

Neste sentido, seguindo as recomendações da CIGRE [120], EPRI [3], IEEE [126] e ABNT [122], com relação aos parâmetros físicos e de controle a serem monitorados, a Bancada foi projetada e construída de forma a atender não só a estas recomendações, mas também permitir um total controle na execução dos testes.

A Bancada concebida permite controlar ou monitorar, entre outros parâmetros, a pré-tensão no cabo, a força de aperto nos parafusos de fixação do grampo de suspensão, o deslocamento em qualquer ponto da amostra em teste, a frequência e a força de excitação, a temperatura e a deformação nos fios da camada externa da amostra em teste. Nos ensaios de fadiga o sistema mantém durante todo o teste, uma variação de no máximo 5 % no valor prescrito para a amplitude de deslocamento no ponto a 89 mm da “boca” do grampo de suspensão. Permite também manter constante, dentro da faixa de mais ou menos 2%, a carga de tração no cabo durante todo o teste. Possibilita ainda, por meio de sensores a laser, detectar o momento exato e a camada em que ocorreu a quebra dos fios. Pode-se variar também o ângulo de saída do cabo no grampo de suspensão.

Algumas soluções construtivas adotadas tornaram a Bancada bastante flexível e fácil de ser operada. É possível, por exemplo, ensaiar uma mesma amostra de teste variando-se o comprimento do vão ativo. Isto possibilita não só obter de uma mesma amostra vários pontos da curva S x N, mas também minimizar os custos dos testes.

Outra solução adotada de se instalar um atuador linear no braço de alavanca que suporta o dispositivo com contra pesos, possibilitou corrigir a variação da carga de tração no cabo devido à variação da temperatura ambiente a um custo muito menor do que a alternativa de se condicionar o ambiente em que se encontra instalada a Bancada.

Já o dispositivo desenvolvido para detectar a quebra de fios, além de ser inédito, se mostrou bastante eficiente em apontar o momento exato e a camada em que ocorre a falha nos fios da amostra em teste.

A fim de se verificar o funcionamento da Bancada, testes à fadiga foram realizados em amostras do cabo Grosbeak. Testes qualitativos e quantitativos foram realizados para avaliar o comportamento dinâmico do referido cabo e dos parâmetros de funcionamento que podem interferir nos resultados produzidos pelos ensaios de fadiga. A partir dos resultados obtidos com os espécimes ensaiados pôde-se verificar que, para a combinação cabo-grampo usada, a curva limite de segurança é muito conservativa e prevê vidas, pelo menos, oito vezes menores às observadas experimentalmente. Entretanto, quando comparada à curva de fadiga do material, a resistência à fadiga do cabo reduz-se a menos da metade, o que implica dizer que o fenômeno que ocorre na ligação grampo cabo é muito mais severo e crítico que um problema clássico de fadiga. Esta constatação aponta para a necessidade de se aprofundar o conhecimento atualmente disponível e a formulação utilizada na avaliação do fenômeno de fadiga em cabos condutores de energia a alta tensão. A Bancada construída pode ajudar e muito na obtenção de resultados experimentais que auxiliem na busca de um modelo matemático que melhor represente o fenômeno de fadiga que ocorre na ligação cabo grampo.

Os testes mostraram também que para a determinação de uma curva de fadiga consistente é necessário um controle rigoroso da EDS, da amplitude de deslocamento e do posicionamento do sensor usado para medir a amplitude de deslocamento do cabo. Caso isso não ocorra, a dispersão dos resultados pode ser significativamente elevada.

Com relação ao funcionamento da Bancada, pode-se constatar que esta se encontra operacional e pronta para realizar os testes para os quais foi concebida com eficiência e confiabilidade.

A metodologia proposta para ensaios de fadiga de cabos condutores de energia elétrica, exposta no capítulo 7, se mostrou adequada aos objetivos traçados inicialmente e permitiu claramente se chegar a resultados conclusivos com relação aos ensaios de fadiga realizados em amostras do cabo Grosbeak.

No sentido de se aproveitar o potencial de pesquisas proporcionado pela Bancada sugere-se o desenvolvimento de trabalhos, por exemplo, visando à determinação do amortecimento nas linhas de transmissão com o objetivo de se evitar a fadiga dos fios causada por vibrações eólicas. Em princípio o trabalho consistiria na determinação de um modelo matemático de dinâmica do cabo, o qual seria em seguida ajustado e confirmado em função de testes realizados na Bancada e posteriormente extrapolados para as condições reais de linha viva. Outros trabalhos de pesquisa poderiam estudar o efeito da variação da pré-tensão no cabo e do torque de aperto nos parafusos do grampo de suspensão na falha à fadiga do cabo.

A Bancada poderá ainda apoiar o desenvolvimento de pesquisas, em outras áreas do conhecimento, por exemplo, na área de materiais, onde os ensaios poderão ser realizados com materiais diversos, diferentes ligas de alumínio, cabos com “alma” de material compósito, propiciando os subsídios necessários aos fabricantes de cabos e as concessionárias de energia na tomada de decisão.

Fabricantes de cabos e de acessórios e empresas de energia elétrica têm demonstrado interesse na realização de ensaios utilizando a Bancada. Alguns testes inclusive já foram realizados e outros estão em curso, o que demonstra o acerto da decisão de desenvolvê-la.

A Bancada possibilita à Universidade de Brasília – UnB desenvolver pesquisas, treinamentos e prestação de serviços, no mesmo nível do que é realizado no exterior na área de cabos condutores de energia. Além do desenvolvimento de pesquisas de ponta, os resultados obtidos propiciarão as empresas de energia elétrica otimizar parte dos seus custos na área de transmissão, o que poderá vir a beneficiar a sociedade brasileira como um todo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Amontons, G., “De la Resistance Cause Dans Les Machines”, Memoires de L’academie Royale, A, 1699.
- Araújo, J. A., Mamiya, E. N., “The Application of a Mesoscopic Scale Approach in Fretting Fatigue”, ABCM, Vol. 25, 2003.
- Araújo, J. A., Nowell, D., “The Effect of Rapidly Contact Stress Fields on Fretting Fatigue”, International Journal of Fatigue, 2002.
- Araújo, J. A., “On the Initiation and Arrest of Fretting Fatigue Cracks”, D.Phil.thesis, University of Oxford, 2000.
- Araújo, J. A., Nowell, D., “Analisis of Pad Size Effects in Fretting Fatigue Using Short Crack Arrest Methodologies”, International Journal of Fatigue, 1999.
- Araújo, J. A., Nowell, D., Vivacqua, R. C., “The use of Multiaxial Fatigue Models to Predict Fretting Fatigue Life of Components Subjected to Different Contact Stress Fields”, Fatigue Fract Engng Mater Struct, 2004.
- Azevedo, C.R.F, CESCO T., “Failure Analysis of Aluminum Cable Steel Reinforced (ACSR) Conductor of the Transmission Line Crossing the Paraná River, Engineering Failure Analysis”, 9, 2002, pp. 645-664.
- Barnard, R. H., “ Aerodynamic Characteristics and Instabilities of Catenary- Suspended Roadway Luminaries”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1995.
- Bin Li, Santos J. L. T., Freitas, M., “A Unified Numerical Approach for Multiaxial Fatigue Limit Evaluation”, Mech. Struct. & Mach, 2000.
- Bramhall, R., “Studies in Fretting Fatigue”, D. Phil. thesis, University of Oxford, Oxford, 1973.
- Browmn, M. W., & Miller, K. J., “A Theory for Fatigue Failure Under Multiaxial Stress-Strain Conditions”, Proc. I. Mech E, 1973.
- Cardou, A., Cloutier, L., St-Louis, M., Leblond, A., “ACSR Electrical Conductors Fretting Fatigue at Spacer Clamps”, in: Attia M.H., Waterhouse R.B., “Standardization of Fretting Fatigue Test Methods and Equipment”, 1990 Oct. San Antonio, Tex, Amer. Soc. for Test. Mat., 1992, ASTM STP-1159, pp. 231-242.

- Cardou, A., Leblond, A., Goudreau, S., Cloutier, L., “Electrical Conductor Bending Fatigue at Suspension Clamp: a Fretting Fatigue Problem”, Fretting Fatigue, ESIS 18, Mechanical Engineering Publications, London, 1994, pp. 257-266.
- Catálogo da Nexans Brasil S.A. “Alumínio Condutores Nus”, Setembro 2004.
- Cattaneo, C., “Sul Contatto di due Corpi Elastici: Distribuzione Locale Degli Sforzi”, Rendiconti dell’Accademia nazionale dei Lincei, 1938.
- Ciavarella, M., & Demelio, G., “A Review of Analytical Aspects of Fretting Fatigue, with Extension to Damage Parameters, and Application to Dovetail Joints”, International Journal of Solids and Structures, 2001.
- CIGRE “Guide on Conductor Self Damping Measurements”, Electra n. ° 62, 1979 (identical to IEEE 563-1978 Standard).
- CIGRE SC 21-WG11-TEZ, “Guide to Vibration Measurements on Overhead Line, Electra n° 163, December, 1995.
- CIGRE SC22-WE11-TF1, “Modeling of Aeolian Vibration of Single Conductors: Assessment of the Technology”, Electra n.° 181, December 1998.
- CIGRE SCB2-WG-11-TF7-06-01, “Fatigue Endurance Capability of Conductor/Clamps Systems – Update of Present Knowledge”, January 2006.
- CIGRE WG 01SC 22, “Report on Aeolian Vibration”, Electra n.° 124, 1989.
- CIGRE WG 04SC 22 “Final Report of: Endurance Capability of Conductors”, Paris, Julho 1988.
- CIGRE WG04-SC 22, “Guide for Endurance Tests of Conductor Inside Clamps”, Electra n.° 100, 1985.
- CIGRE WG-04-SC22-02 – “Recommendations for the Evaluation of the Lifetime of Transmission Line Conductors”, Electra 63, March 1979.
- Cloutier, L., Hardy, C. and Brunelle, J. “The Magdalen Island Test Line. A Research Toll for Studies for Bundle Conductor Dynamics”, IEEE Paper C 74 370-3, 1974.
- Cosmai, Umberto, palestra “ Vibration Measurements on Existing OHTL”, proferida durante o “International Colloquium on Overhead Transmission Line Innovative” realizado em setembro de 2005 no Rio de Janeiro – RJ.
- Crossland, B., “Proc. Int. Conf. on Fat. of Metals”, Proc. Inst. Mech., London, 1956.
- Dang Van, K., “Sur la Résistance `a la Fatigue des Métaux”, Sciences et de l’Armement, Techniques, 1973.

- Dang Van, K., Griveau, B., & Message, O., “On a New Multiaxial Fatigue Limit Criterion: Theory and Application”, *Biaxial and Multiaxial Fatigue*, EGF 3, Mech. Engng Publications, London, 1989.
- Deperrois, A., “Sur le Calcul de Limites D’Endurance Des Acies”, Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique, Paris, 1991.
- Eden, E. M., Rose, W. N., & Cunningham, F. L., “Endurance of Metals”, *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers*, Vol. 4, 191.
- El Haddad, M. H., Topper, T. H., & Smith, K. N., “Fatigue Crack Propagation of Short Cracks”, *F. Engng Mater. Tech. (ASME Trans.)*, 101, 1979.
- Ellyin, F., & Kujawski, D., “A Multiaxial Fatigue Criterion Including Mean Stress Effect”, *Advances in Multiaxial Fatigue ASTM STP 1191*, Philadelphia, 1993.
- Ellyin, F., Golos, K., & Xia, Z., “In-Phase and Out-of-Phase Multiaxial Fatigue”, *ASME F. Engng Mater. Tech. (ASME Trans.)*, 113, 1991.
- Endo, K., & Goto, H., “Iniciation and Propagation of Fretting Fatigue Cracks”, *Wear*, 38, 1976.
- EPRI - Electrical Power Research Institute, *Transmission Line Reference Book*, “Wind Induced Conductor”, Motion Palo Alto, CA, 1979.
- Esmeraldo, Paulo César Vaz, palestra “Brazilian Electrical System and the Expansion of Transmission Grid – Opportunity and Challenges”, proferida durante o “International Colloquium on Overhead Transmission Line Innovative” realizado em setembro de 2005 no Rio de Janeiro – RJ.
- Farris, T. N., Szolwinski, M. P., & Harish, G., “Fretting in Aerospace Structures and Materials Fatigue ”, In: Hoepfner, D. W., Chandrasekaran, V., Elliot, C. 68 B., editors, *Fretting fatigue: current technology and practices*, ASTM STP 1367, West Conshohocken, PA: ASTM, 2000.
- Fatemi, A., & Socie, D. F., “A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out of Phase Loading”, *F. Fract. Engng Mater. Struct.*, Vol. 11, 1988.
- Fellows, L. J., Nowell, D., & Hills, D. A., “Analysis of Crack Initiation and Propagation in fretting Fatigue: The Effective Initial Flaw Size Methodology”, *Fatigue Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 20, 1997.
- Fouvry, S., Elleuch, K., & Simeon, G., “Prediction of Crack Nucleation Under Partial Slip Fretting Conditions”, *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 2002.

- Fouvry, S., Kapsa, P., Sidoroff, F., & Vincent, L., “Identification of the Characteristic Length Scale for Fatigue Cracking in Fretting Fatigue Contacts”, *J. de Phys. IV France* 8, 1998.
- Fricke Jr, W.G. and Rawlins, C.B., “Importance of Fretting in Vibration Fatigue of Stranded Conductors”, *IEEE Transactions Paper*, Vol. PAS-87, No 6, June 1968, pp. 1381-1384.
- Friedrick, K., Peter, M., João F. M., Ulf, K., “Overhead Power Lines: Planning, Design, Construction (Power Systems) (Handcover)”. Springer Editora, April 2003, 1.^a edição em inglês.
- Fuchs, R.D., Labegalini, P.R., Labegalini, J.A. e Almeida, M.T., “Projetos Mecânicos de Linhas Aéreas de Transmissão”, Editora Edgard Blucher Ltda, 2.^a Edição, 1992.
- Furtado, T.A., “Vibração Eólica em Linhas de Transmissão e Subtransmissão, Treinamento Técnico”, CEMIG, 2001.
- Garud, Y. S., “A New Approach to the Evaluation of Fatigue Under Multiaxial Loading”, *Proceedings Symposium on Methods for Predicting Material Life in Fatigue*, ASME, New York, 1979.
- Giannakopoulos, A. E., Lindley, T. C., & Suresh, S., “Aspects of Equivalence Between Contact Mechanics and Fracture Mechanics: Theoretical Connections and Life-Predictions Methodology for Fretting-Fatigue”, *Acta Materialia*, 1998.
- Giannakopoulos, A. E., Lindley, T. C., & Suresh, S., “Similarities of Stress Concentration in Contact at Round Punches and Fatigue Notches: Implication to Fretting Fatigue Crack Initiation”, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 23, 2000.
- Glinka, G., Shen, G., & Plumtree, A., “A Multiaxial Fatigue Strain Energy Density Parameter Related to the Critical Fracture Plane”, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 18, No. 1, 1995.
- Gough, H. J., & Pollard, H. V., “The Strength of Metals Under Combined Alternating Stresses”, *Proc. Inst. Mech*, 1935.
- Halford, G. R., “The Energy Required for Fatigue”, *J. Mater.*, 1(1), 1966.
- Hard, A.R., “Studies of Conductor Vibration in Laboratory Span-Outdoor Test Span and Actual Transmission Lines”, *CIGRE*, 404, 1958.
- Hard, C., Leblond, A., “Comparison of Conductor Self-Damping Measurements”,

- CIGRE 22-93 (NG11) 1988.
- Hardy C. and Leblond A., “On the Dynamic Flexural Rigidity of Taut Stranded Cables”, Proc. 5th Int’l Symposium on Cable Dynamics, Santa Margarida Ligure (Italy), Sept. 15-18, 2003, pp. 45-52.
- Hardy, C. and Leblond, A., “Statistical Analysis of Strandest Conductor Fatigue Endurance Data”, Proc. 4th Int’l Symposium on Cable Dynamics, Montreal (Canadá), May, 2001.
- Harrish, G. & Farris, T. N., 1998, “Shell Modeling of Fretting in Riveted Lap Joints”, AIAA Journal, Vol. 36, No. 6, 1998.
- Herek, Osvaldo, “Bancada de Ensaio Mecânicos de Cabos Condutores a Altas Temperaturas”. Dissertação de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, 1997.
- Hertz, H., “Über die Berührung Fester Elastischer Körper”, Jnl Reine und Angewandte Mathematik, 92, 1882.
- Hills, D. A., & Nowell, D., “Crack Initiation Criteria in Fretting fatigue”, Wear, 1362, 1990.
- Hills, D. A., & Nowell, D., “Mechanics of Fretting Fatigue, Solid Mechanics and its Applications”, Kluwer Academic Publishers, 1994.
- Hills, D. A., Nowell, D., & Sackfield, A., “Mechanics of Elastic Contacts”, Butterworth-Heinemann, Oxford, 1993.
- Hoeppner, D. W., & Gates, F. L., “Fretting Fatigue Considerations in Engineering Design”, Wear, 1981.
- Hoeppner, D.W., “Mechanisms of Fretting Fatigue”, Fretting Fatigue, ed. Waterhouse, R. B., and Lindley, T.C., (1994), p. 3 Mech. Eng, Publ., London.
- Houle, S., Hardy, C. and Lapoine, A. and St-Louis, M. “Experimental Assessment of Spacer Damper System Performance with Regard to Control of Wind Induced Vibration of High Voltage Transmission Lines”, IEEE Paper 87 JC-39, 1987.
- IEEE, Std 664, “Guide for Laboratory Measurement of the Power Dissipation Characteristics of Aeolian Vibration Dampers for Single Conductor”, 1993.
- IEEE, Std 563, “Guide on Conductor Self Damping Measurements”, 1978.
- Johnson, K. L., “Contact Mechanics”, Cambridge University Press, 1985.
- Kitagawa, H., & Takahashi, S., “Applicability of Fracture Mechanics to Very Small

- Cracks or the Cracks in Early Stages”, Proceedings of Second International Conference on Mechanical Behaviour of Materials, 1976.
- Kitagawa, H., & Tanaka, T., “Fatigue 90”, Birmingham: Materials and Components Engineering Publications, 1990.
- Lindley, T. C., “Fretting Fatigue Engineering Alloys”, Cambridge University Press, 1997.
- Liu, K. C., “A Method Based on Virtual Strain-Energy Parameters for Multiaxial Fatigue Life Prediction”, Advances in Multiaxial Fatigue, ASTM STP 1191, Philadelphia, 1993.
- Mamiya, E. N., & Araújo, J. A., “Fatigue Limit Under Multiaxial Loading: on the Definition of the Equivalent Shear Stress” Mechanics Research Communications, 2002.
- Matake, T., Bull. JSME, 20, 1977.
- McDiarmid, D. L., “A New Analysis of Fatigue Under Combined Bending and Twisting”, Aeronautical Journal, Vol. 78, No. 763, 1974.
- McDiarmid, D. L., “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, 1991.
- McDowell, J. R., “Fretting Corrosion Tendencies of Several Combinations of Materials”, Symposium on Fretting Corrosion, ASTM STP 144, Philadelphia, 1953.
- Miller, R. J., & De los Rios, E. R., “The Behaviour of Short Fatigue Cracks”, Mechanical Engng Publ., London, 1986.
- Mindlin, R. D., “Compliance of Elastic Bodies in Contact”, Jnl. App. Mech., 16, 1949.
- Mourão, M., Informe Tecnológico n.º 24 da CEMIG, 2004.
- Mugadu, A., & Hills, D. A., “A Generalized Stress Intensity Approach to Solids and Characterizing the Process Zone in Complete Fretting Contacts”, International Journal of Structures, 2002.
- Muskhelishvili, N. I., “Some Basic Problems of Mathematical Theory of Elasticity”, Noordhoff, Gröningen , 36, 1953.
- Mutohu, Y., & Xu, J. Q., “Fracture Mechanics Approach to Fretting Fatigue and Problems to be Solved”, Tribology International, 36, 2003.

- Naboulsi, S., & Mall, S., “Fretting Fatigue Crack Initiation Behavior Using Process Volume Approach and Finite Element Analysis”, *Tribology International*, 36, 2003.
- Nascimento, C.A.M., “Metodologia Experimental para Utilização de Cabos Termoresistentes (TAL) em Linhas e Redes de Distribuição”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG, Belo Horizonte, 1999.
- NBR 5422, Projeto de Linhas Aéreas de Transmissão de Energia Elétrica, Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT, Março, 1985.
- NBR 6547, Ferragem de Linha Aérea, ABNT, Junho, 1986.
- NBR 7095, Ferragens Eletrotécnicas para Linhas de Transmissão e Subestação de Alta Tensão e Extra Alta Tensão, ABNT, Dezembro, 1981.
- NBR 7270, Cabos de Alumínio com Alma de Aço para Linhas Aéreas, ABNT, Maio, 1988
- NBR 7273, Condutores Elétricos de Alumínio – Retirada e Preparação de Corpo de Prova para Ensaios de Triplo Procedimento, ABNT, Abril, 1982.
- NBR 7302, Condutores Elétricos de Alumínio, Tensão-Deformação em Condutores de Alumínio, ABNT, Abril, 1982.
- NBR 7303, Condutores Elétricos de Alumínio – Fluência em Condutores de Alumínio, ABNT, Abril, 1982.
- Nishihara, T., & Kawamoto, M., “The Strength of Metals Under Combined Alternating Bending and Twisting”, *Memoirs, College of Engng, Kyoto Imperial University, Japan*, Vol. 10, 1945.
- Nishioka, K., & Hirakawa, K., “Fundamental Investigations of Fretting Fatigue”, *Bull, JSME*, Vol. 12 e Vol 15, 1969.
- Nishioka, K., Nishimura, S., & Hirakawa, K., “Fundamental Investigations of Fretting Fatigue (part. 1) – On the Relative Slip Amplitude of Press-Fitted Axle Assemblies”, *Bull, JSME*, Vol. 11, 1968.
- Nowell, D., & Dai, D. N., “Analysis of Surface Traction in Complex Fretting Fatigue Cycles Using Quadratic Programming”, *ASME Journal of Tribology*, 120, 1998.
- Nowell, D., & Dini, D., “Stress Gradient Effects in Fretting Fatigue”, *ASME Journal of Tribology*, 36.2, 2003.

- Nowell, D., "An Analysis of Fretting Fatigue", D. Phil. thesis, Oxford University, 1988.
- Papadopoulos, I. V., "A Comparative Study of Multiaxial High-Cycle Fatigue Criteria for Metals", *Int. J. Fatigue*, 1997.
- Papailiou, K.O., "On the Bending Stiffness of Transmission Line Conductors", *IEEE Trans Power Delivery*, Vol. 12, No. 4, October 1997, pp. 1576-1588.
- Paris, P. C., Gomes, M. P., Anderson, W. P., "A Rational Analytic Theory of Fatigue", *the Trend in Engineering*, 1961.
- Pearson, R. E., "Initiation of Fatigue Crack in Commercial Aluminum Alloys and the Subsequent Propagation of Very Short Cracks", *Engineering Fracture Mechanics*, 1975.
- Poffenger, J.C. and Swart, R.L., "Differential Displacement and Dynamic Conductor Strain", *IEEE Transactions Paper*, Vol. PAS-84, 1965, pp. 281-289.
- Rawlins, C.B., "Some Effects of Mill Practice on the Stress Behavior of ACSR", *IEEE Transactions on Power Delivery*, PE-325-PWRD-0-12-1997.
- Rougham, J.C., "Estimation of Conductor Vibration Amplitudes Caused by Aeolian Vibration", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, n.º 14, 1983.
- Ruiz, C., & Chen, K. C., "Life Assessment of Dovetail Joints Between Blades and Discs in Aero-Engines", *Proceedings of 6th International Conference on Fatigue*, Sheffield: I. Mech. E, 1986.
- Ruiz, C., & Nowell, D., "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, 2000.
- Ruiz, C., Boddington, P. H. B., & Chen, K. C., "An Investigation of Fatigue and Fretting in a Dovetail Joint", *Exp. Mech.*, 1984.
- Sines, G., & Ohgi, G. "Fatigue Criteria Under Combined Stresses and Strain", *ASME, J. Engng Mater. Technol.*, 103, 1981.
- Sines, G., "Failure of Materials Under Combined Repeated Stress With Superimposed Static Stress", *NACA tech, Note 3495*, 1955.
- Smith, K. N., Watson, P., & Topper, T. H., "A Stress-Strain Function for the Fatigue of

- Metals”, *J. Mater.*, Vol. 5 No. 4, 1970.
- Smith, R. A., Liu, Y., & Grabowski, L., “Short Fatigue Crack Growth Behaviour in Waspaloy at Room and Elevated Temperatures”, *Engng. Mater. Struct.*, 1996.
- Socie, D., “Multiaxial Fatigue Damage Models”, *J. Engng. Mater. Tech.*, 1987.
- Susmel, L., & Lazzarin, P., “A Bi-Parametric Wöhler Curve for High Cycle Multiaxial Fatigue Assessment”, *Fatigue and Fract Engng Mater. Struct.*, 2002.
- Susmel, L., & Taylor, D., “Two Methods for Predicting the Multiaxial Fatigue Limits of Sharp Notches”, *Fatigue and Fract Engng Mater. Struct.*, 26, 2002.
- Susmel, L., Tovo, R., Lazzarin, P., “The Mean Stress Effect on the High-Cycle Fatigue Strength From a Multiaxial Fatigue Point of View”, *Int. J. Fatigue*, 2004.
- Tanaka, K., “Engineering Formulae for Fatigue Strength Reduction Due to Crack-Life Notches”, *Int. J. Fract.*, 22, 1983.
- Taylor, D., “Geometrical Effects in Fatigue: A Unifying Theoretical Model”, *Int. J. Fract.*, 21, 1999.
- Thomson, D., “The National High Cycle Fatigue (HCF)”, Third Nat. Turbine Engine High Cycle Fatigue conferece, Saint Antonio, Texas, CD-ROM proceedings, Strange, W. A. (Ed), 1998.
- Timoshenko, S. P., Goodier, J. N., *Theory o Elasticity*, McGraw-Hill, New York, 1951, p. 15 a 152.
- Tomlinson, G. A., “The Rusting of Steel Surfaces in Contact”, *Proceedings of the Royal Society*, Vol. 115, 1927.
- Tompkins, J.S., Merril, L.L., Jones, B.J., “Qualitative Relation Ships in Conductor Vibration Damping, *AIEE Trans.* Vol. 75, 1956.
- Torres, M.S., “Medição do Amortecimento Próprio em Cabos utilizando Ondas Progressivas”, *Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Rio de Janeiro – UFRJ*, 1994.
- Vallellano, C., Dominguez, J., & Navarro, C., “On the Estimation of Fatigue Failure Under Fretting Conditions Using Notch Methodologies”, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Strutures*, 26, 2003.
- Varvani-Farahani, A., “A New Energy-Critical Plane Parameter for Fatigue Life Assessment of Various Metallic Materials Subjected to In-Phase or Out-of-Phase Multiaxial Fatigue Loading Conditions”, *Int. J. Fat.*, 22, 2000.

- Vingsbo, O. S., & Soderberg, S., "On Fretting Maps", Conference: Wear of Materials, ASME, Nova York, 1987.
- Warlow-Davis, F. J., "Fretting Corrosion and Fatigue Strength", Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol. 146, 1941.
- Waterhouse, R. B., & Alley, M., 1965, Wear, Vol. 8.
- Waterhouse, R. B., & Lindley, T. C., "Fretting Fatigue", European Structural Integrity Society, Mechanical Engineering Publications Limited, London, ESIS Publication, No. 18, 1994.
- Waterhouse, R. B., "Fretting Fatigue", Waterhouse, R. B. Editor, Applied Science Publishers, UK, 1981.
- Wöler, R.A., " Versuche Uber Die Festigkeit Der Eisenbahnwagenachsen", Zeitschrift Fur Bauwesen, 1860.
- Zhrou, Z.R., Cardout, A., Goudrean., Fiset M., "Fundamental Investigations of 232, Electrical Conductor Fretting Fatigue", Tribology International, Vol. 29, No 3, pp. 221-1996.
- 3M TECHINAL NOTEBOOK, "Aluminum Conducer Composite Reinforced (477 Kcmill family)" <http://www.3m.com/market/industrial/mmc/accr> outubro de 2005.

APÊNDICES

A - SOLUÇÃO DA EQUAÇÃO INTEGRAL SINGULAR

A equação A.1 é conhecida como equação integral de Cauchy do primeiro tipo, e pode ser resolvida escolhendo-se apropriadamente a constante de singularidade C .

$$p(x) = -\frac{w(x)}{A\pi} \int \frac{h'(\xi)d\xi}{w(\xi)(\xi - x)} - Cw(x) \quad (\text{A.1})$$

onde o contato estende-se de $x = -a$ até $x = a$, $h' = \delta h / \delta x$ e $w(x)$ é a função fundamental que pode ter uma das quatro formas da tabela A.1, dependendo do comportamento requerido de $p(x)$ no ponto final do contato.

Tabela A.1: Funções fundamentais para a inversão das equações integrais singulares de primeiro tipo.

COMPORTAMENTO NO FIM DO CONTATO		$w(x)$	C
$x = -a$	$x = a$		
N	S	$\sqrt{(a+x)/(a-x)}$	0
S	N	$\sqrt{(a-x)/(a+x)}$	0
S	S	$1/\sqrt{a^2 - x^2}$	não zero
N	N	$\sqrt{a^2 - x^2}$	0*

S = singular, N = não-singular

A configuração apresentada, de contato entre cilindros, tem sua solução no caso não singular em ambas as extremidades.

A.1- SOLUÇÃO PARA O CASO NÃO SINGULAR EM AMBAS AS EXTREMIDADES

Para o caso do contato de Hertz, a pressão de contato $p(x)$ é nula em $|x| = a$, isto é, não é singular em ambas as extremidades, de modo que usa-se da tabela A-1: $w(x) = \sqrt{a^2 - x^2}$. Com isso, $C = 0$, o que torna:

$$p(x) = -\frac{\sqrt{a^2 - x^2}}{A\pi} \int_{-a}^a \frac{h'(\xi)d\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}(\xi - x)} \quad (\text{A.2})$$

No caso do contato entre cilindros infinitos, que é o contato de Hertz, temos:

$$h(\xi) = \Delta - \frac{1}{2}k\xi^2 \quad (\text{A.3})$$

onde k é a curvatura relativa.

$$h'(\xi) = \frac{\partial h}{\partial \xi} = k\xi \quad (\text{A.4})$$

Assim, deduz-se:

$$\begin{aligned} p(x) &= -\frac{\sqrt{a^2 - x^2}}{A\pi} \int_{-a}^a \frac{k\xi d\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}(\xi - x)} \\ &= -\frac{\sqrt{a^2 - x^2}}{A\pi} k \int_{-a}^a \frac{\xi d\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}(\xi - x)} \\ &= -\frac{\sqrt{a^2 - x^2}}{A\pi} k\pi \\ &= -\frac{k}{A} \sqrt{a^2 - x^2} \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

B - ALGORÍTIMO 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 $\mathbf{S}(t)$.

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

3 – Atribuir um valor inicial para o raio da hiperesfera, 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

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

4.2 – Calcule o quanto o ponto está fora da hiperesfera

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

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

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

4.4 – Se $P_k > 0$ o ponto está fora

$$\begin{aligned} R_k &= R_{k-1} + \chi P_k \\ \rho_k &= \rho_{k-1} + \frac{D_k - R_k}{D_k} (S_k - \rho_{k-1}) \end{aligned} \tag{B.5}$$

C - CÁLCULOS DOS VALORES MÁXIMO E MÍNIMO DA RIGIDEZ FLEXIONAL

Para materiais de seção uniforme, a rigidez flexional é expressa como o produto do módulo de elasticidade pelo momento de inércia EI. Contudo, em cabos condutores, o momento de inércia pode variar entre duas possibilidades extremas. Um valor mínimo para o momento da inércia resulta quando os fios são considerados atuando independentemente, e sendo assim, é obtido pela soma dos momentos de inércia da seção de cada um dos fios em relação a um eixo que passe pelo centro da seção do fio. Por outro lado, se considerarmos todos os fios atuando em conjunto, teremos um valor máximo para o momento de inércia dado pelo momento de inércia da seção do cabo como um todo.

O cálculo de (EI_{\min}) é feito da seguinte forma:

$$(EI_{\min}) = n_a E_a \frac{\pi d_a^4}{64} + n_{al} E_{al} \frac{\pi d_{al}^4}{64} \quad (C1)$$

onde:

n_a e n_{al} correspondem ao número de fios de aço e de alumínio, respectivamente.

E_a e E_{al} correspondem ao módulo de elasticidade do aço e do alumínio, respectivamente.

d_a e d_{al} correspondem ao diâmetro dos fios de aço e de alumínio, respectivamente.

Para o cabo condutor GROSBEAK tem-se:

$$n_a = 7$$

$$E_a = 2,068 \times 10^{11} \text{ Nm}^{-2}$$

$$d_a = 3,089 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$n_{al} = 26$$

$$E_{al} = 6,895 \times 10^{10} \text{ Nm}^{-2}$$

$$d_{al} = 3,973 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Utilizando estes valores para o cálculo de EI_{\min} obtem-se $EI_{\min} = 28,4 \text{ N.m}^2$. A determinação de EI_{\max} é mais trabalhosa. O cálculo de EI_{\max} é feito considerando o momento de inércia de cada seção dos fios em relação a um eixo horizontal que passe pelo centro da seção do cabo. Considerando que o momento de inércia da seção de um fio em relação ao eixo que passe pelo centro da seção do cabo é igual ao momento da inércia de fio em relação a um eixo que passe pelo centro da sua seção somada ao produto da sua área pelo quadrado da distância entre o centro do fio e o eixo que passe pelo centro da seção do cabo, ou seja:

$$I_c = I_f + AR^2 \quad (\text{C2})$$

onde:

I_c é o momento de inércia do fio em relação ao eixo que passa pelo centro da seção do cabo.

I_f é o momento de inércia do fio em relação ao eixo que passa pelo centro da seção do fio.

R é a distância entre o centro do fio e o eixo que passa no centro da seção do cabo.

Conforme apresentado em [CIGRE, 1979], computando a contribuição de cada fio, considerando a sua posição relativa na seção do cabo, se obtém a seguinte formula para cálculo do momento de inércia referente a cada uma das coroas do cabo:

$$EI_{\max} = \frac{n\pi d^2}{8} \left(\frac{d^2}{8} + R^2 \right) \quad (\text{C3})$$

Aplicando essa equação ao fio central ($n=1$ e $R=0$) e a cada uma das coroas do cabo separadamente, se obtém, através da soma destes resultados, o valor EI_{\max} do cabo, conforme apresentado a seguir:

$$\begin{aligned} (EI_{\max})_{Grosbeak} = & E_a \left[\frac{\pi d_a^2}{64} + \frac{6\pi d_a^2}{8} \left(\frac{d_a^2}{8} + 3,089^2 \right) \right] \\ & + E_{al} \left[\frac{10\pi d_{al}^2}{8} \left(\frac{d_{al}^2}{8} + 6,619^2 \right) + \frac{16\pi d_{al}^2}{8} \left(\frac{d_{al}^2}{8} + 10,592^2 \right) \right] \end{aligned} \quad (\text{C4})$$

De forma tabelada tem-se:

Tabela C1: Cálculo de EI_{\max} para o cabo GROSBEAK

	Aço		Alumínio		
N	1	6	10	16	
D	3,089	3,089	3,973	3,973	$\text{mx}10^{-3}$
R	0	3,089	6,619	10,592	$\text{mx}10^{-3}$
E	20,68	20,68	6,895	6,895	$\text{Nm}^{-2} \times 10^{10}$
I	$4,469 \times 10^{-12}$	$2,413 \times 10^{-10}$	$2,838 \times 10^{-9}$	$1,132 \times 10^{-8}$	m^4
EI_{\max}	50,8		976,2		Nm^2

O valor de EI_{\max} para o cabo Grosbeak será então:

$$EI_{\max} = 1027 \text{ Nm}^2$$

O valor real para a rigidez flexional do cabo devera estar situado entre estes dois valores extremos, dependendo da existência de uma maior ou menor movimentação relativa entre os fios numa seção do cabo.

D – EXEMPLO DIDÁTICO DA UTILIZAÇÃO DA METODOLOGIA CIGRE

D.1 – INTRODUÇÃO

Este Anexo mostra como é efetuada uma análise de medições de vibrações em cabos de Linhas de Transmissão. Sua finalidade é apenas didática, uma vez que os passos mostrados são normalmente efetuados pelos programas de computador que acompanham ou estão embutidos nos medidores registradores de vibração. O exemplo apresentado a seguir foi retirado da referencia [CIGRE, 1995].

Em linhas gerais, o método é o seguinte:

- a) Os registros de vibração são caracterizados pelo par de números: Y_b (amplitude), f (frequência), conforme ilustrado na Tabela D.1.
- b) Para analisar os resultados normalmente estabelece-se uma certa quantidade de faixas de amplitudes (Y_{bi}) frequência (f_j) e, caracterizando-se assim uma matriz, que de acordo com [36] deve ter, no mínimo 10 x10 elementos.
- c) Cada um dos registros deve ser incluído em um dos elementos da matriz. A matriz interna dos vibrógrafos modernos já contém o número de ciclos registrados em cada elemento Y_{bi} e f_j .
- d) Os resultados das medições são extrapolados para um ano da vida do cabo. Para cada faixa índice Y_{bi} de amplitude determina-se um número N_i de ciclos, Por sua vez as amplitudes Y_{bi} são convertidas em tensões dinâmicas (σ_i) utilizando a formula de Poffenberger Swart.
- e) Neste ponto da analise, tem-se um vetor, de no mínimo dez elementos, composto pelas tensões (σ_i) e n o número de ciclos extrapolados para 1 ano da vida do condutor. É feita em seguida a comparação com os limites de resistência à fadiga, da CIGRE, por exemplo, ou os obtidos em laboratório.

A matriz interna de um medidor é ilustrada a Tabela D1. Ela contém o número de ciclos registrado em cada faixa de amplitude (Y_{bi}) e frequência (f_j). São mostradas apenas

algumas colunas e linhas das 16x16 contidas no vibrógrafo (outros aparelhos contem matrizes 64x64).

Tabela D1 – Matriz interna do vibrógrafo

Frequência (Hz)	Amplitude (μ mm pp)						
	125	251	376	502	627	753	878-2000
2	113	7	0	0	0	0	0
5	634	31	2	0	0	0	0
10	1189	735	209	44	5	0	0
15	3085	2211	871	184	20	0	0
20	3381	2308	1029	294	45	3	0
25	2698	1076	189	14	0	0	0
30	828	183	9	0	0	0	0
34	140	8	0	0	0	0	0
40	8	0	0	0	0	0	0
45	1	0	0	0	0	0	0
50	0	0	0	0	0	0	0
59	0	0	0	0	0	0	0
83	0	0	0	0	0	0	0
100	0	0	0	0	0	0	0
143	0	0	0	0	0	0	0
200	0	0	0	0	0	0	0

D.2 - COMPARAÇÃO COM O LIMITE DE EPRI

Os dados do cabo são apresentados na Tabela D2 a seguir:

Tabela D2 – Dados do cabo

	Quantidade	Diâmetro (mm)
Fios de aço	7	3,5
Fios de alumínio	54	3,5
Área da seção (mm ²)	570,24	
Tensão de esticamento a 20°C (MPa)	60	
Material da camada mais externa	Alumínio	

O fator K, calculado de acordo com a equação de Poffenberger-Swart é:

$$K=31,61 \text{ N/mm}^3.$$

De acordo com a Tabela 4.2, o limite de resistência à fadiga (σ_a) do EPRI, considerando que o cabo tem mais que uma camada de fios de alumínio, é igual a 8,5 MPa.

Logo a amplitude limite Y_b será :

$$Y_b = \sigma_a / K = 8,5 / 31,61 = 0,27 \text{ mm} = 270 \mu \text{ mm}$$

A Figura D1 mostra que esta amplitude é excedida em várias frequências.

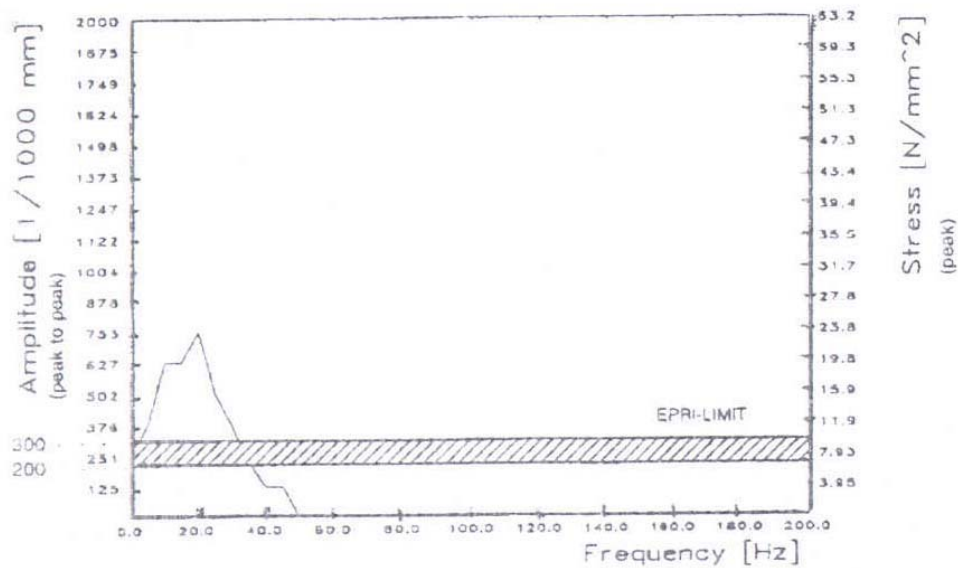


Figura D1- Máxima amplitude x frequência [CIGRE, 1995]

D. 3 - DETERMINAÇÃO DA VIDA ÚTIL

Metodologia CIGRE (Teoria de Miner)

Estão registradas no aparelho as seguintes informações:

Primeira medição: 09/04/91 11:35

Ultima medição: 13/08/91 12:00

Duração de cada medição: 10s

Duração do ciclo de medição: 900s (15min)

Número de medições efetuadas: 12098

O tempo total de medição foi: $12098 \times 10s = 120980s = 33,606$ horas.

Considerando-se cada registro de 10 s com o representativo de cada período de medição de 15 min., os resultados da medição podem ser extrapolados para um ano.

Lembrando que o ano tem 8760 horas, o fator de extrapolação será: $8760/33,606 = 260,671$.

O número de ciclos em 1ano é dado na Tabela D3 e pela Figura D2.

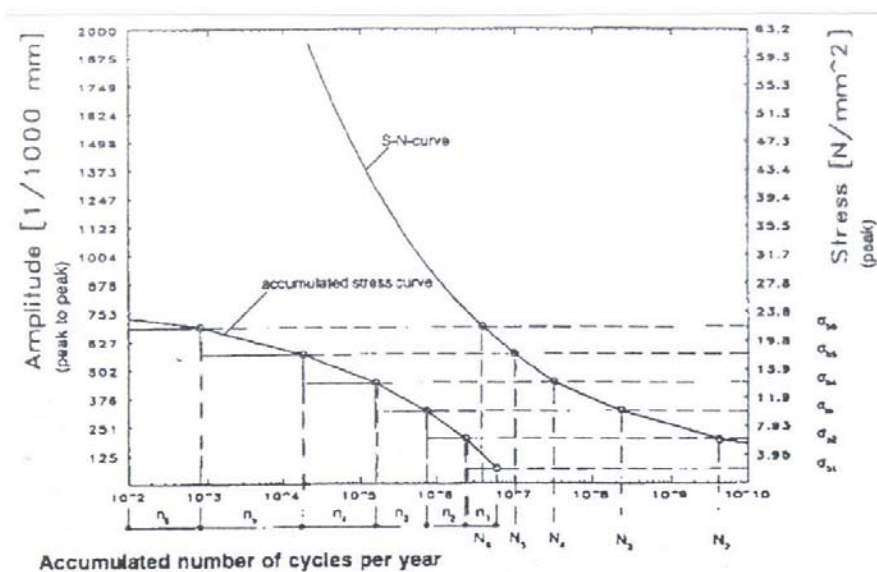


Figura D2 – Curva de tensão acumulada e S-N [CIGRE, 1995]

Tabela D3 – Matriz amplitude x frequência, extrapolado para um ano

Freq.	Ampl (μ mm)							
(Hz)	125	251	376	502	627	753	878~2000	SOMA
2	29493	1827	0	0	0	0	0	21320
5	165474	8091	522	0	0	0	0	174087
10	493029	191835	54549	11484	1305	0	0	752202
15	805185	577071	227331	48024	5220	0	0	1662831
20	882441	602388	268569	76734	11745	783	0	1842660
25	704178	280836	49329	3654	0	0	0	1037997
30	216108	47763	2349	0	0	0	0	266220
34	36540	2088	0	0	0	0	0	38628

40	2088	0	0	0	0	0	0	2088
45	261	0	0	0	0	0	0	261
50-200	0	0	0	0	0	0	0	0
SOMA	3334797	1711899	602649	139896	18270	783	0	5808294

As tensões da Tabela D4 são calculadas utilizando o fator $K=31,61 \text{ N/mm}^3$.

Para cada nível de tensão σ_i , é incluído o número de ciclos n_i estimado para um ano (Tabela D2) e também o número de ciclos N_i da Safe Border Line, calculado de acordo com a Equação (4.5).

Ou seja :

$$\sigma_i = K \cdot Y_i \quad (D1)$$

e

$$N_i = \left[\frac{\sigma_i}{263} \right]^{-6} \quad \text{para } N_i > 2E07 \quad (D2)$$

$$N_i = \left[\frac{\sigma_i}{450} \right]^{-5} \quad \text{para } N_i \leq 2E07 \quad (D3)$$

A função dano D_i é calculada conforme a Equação 4.39.

Tabela D4 – Estimativa de vida à fadiga

Amplitude (μ mm)	σ_i	n_i (para um ano)	N_i (Curva S-N)	$D_i =$ n_i / N_i
125	3,95	3334797	5E + 10	0,0001
251	7,93	1711899	9E + 08	0,0019
376	11,89	602649	8E + 07	0,0074
502	15,87	139896	2E + 07	0,0076
627	19,82	18270	6E + 06	0,0030
753	23,80	783	2E + 06	0,0003
878	27,75	0	1E + 06	0,0000
			D	0,0204
			1/D	49,0670

A expectativa de vida do cabo é de 49 anos. Isto demonstra que o limite proposto pelo EPRI (Figura D1) é bastante conservativo.

Ainda a partir dos dados das Tabelas D2 e D3, é sempre interessante incluir as curvas que mostram a função D_i em porcentagem, de modo a se saber em que amplitudes e frequências a ocorrência de dano é proporcionalmente maior. (Figuras D3 e D4).

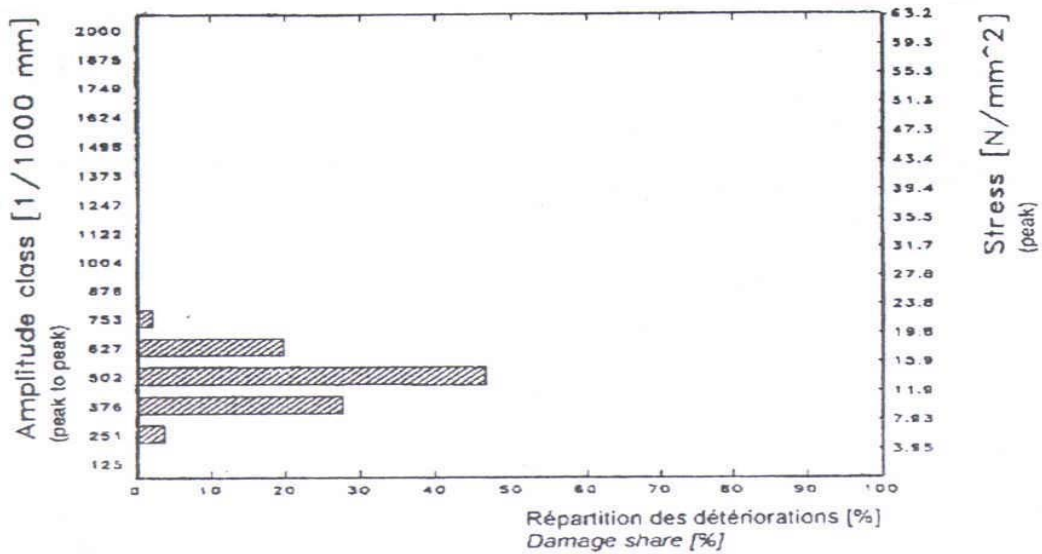


Figura D3 – Amplitude x Dano [CIGRE, 1995]

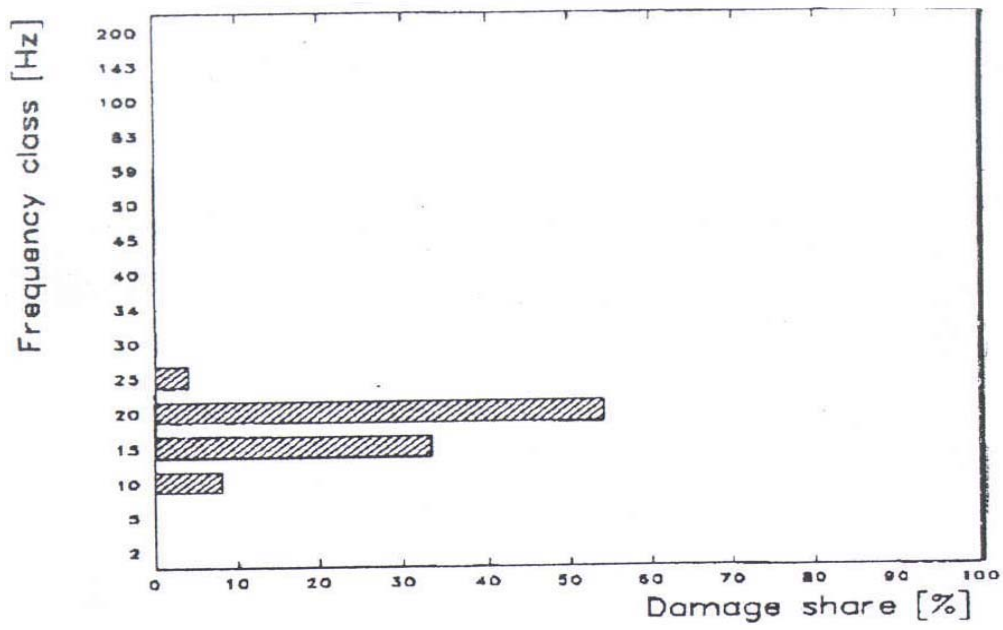


Figura D4 – Freqüência x Dano [CIGRE, 1995]