

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO
ELETROMAGNÉTICO RESSONANTE PARA ENSAIO DE
FADIGA**

Florianópolis
2012

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Luiz Carlos Pinagé de Lima Filho

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO
ELETROMAGNÉTICO RESSONANTE PARA ENSAIO DE
FADIGA**

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção
do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Edison da Rosa, Dr. Eng.

Florianópolis, 2012.

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Lima Filho, Luiz Carlos Pinage de Lima Filho
Desenvolvimento de um dispositivo eletromagnético
ressonante para ensaio de fadiga [dissertação] / Luiz
Carlos Pinage de Lima Filho Lima Filho ; orientador,
Edison da Rosa - Florianópolis, SC, 2012.
p. ; 21cm

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Fadiga. 3. Elementos finitos.
4. Ressonância. I. Rosa, Edison da. II. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. III. Título.

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO
ELETROMAGNÉTICO RESSONANTE PARA ENSAIO DE
FADIGA**

Luiz Carlos Pinagé de Lima Filho

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”
e aprovada na sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica**

**Prof. Edison da Rosa, Dr.Eng.
ORIENTADOR**

**Júlio César Passos, Dr.
COORDENADOR DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**

BANCA EXAMINADORA:

José Carlos Pereira, Dr.

Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Pedro Amedeo Nannetti Bernardini, Dr.

*Aos meus pais,
As minhas irmãs,
Aos meus amigos.*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Herenita e Luiz, que são meu porto seguro.

As minhas irmãs, Graciema, Ekena e Tainá, que sempre estiveram ao meu lado mesmo estando longe.

Ao meu orientador, Edison da Rosa, pela atenção e paciência, pelos conselhos e ensinamentos teóricos, práticos, profissionais e pessoais.

Ao Raul Bosco Junior pelo apoio, incentivo, carinho e confiança em mim depositada.

A todos os amigos que tornaram essa jornada bem mais feliz e prazerosa.

A todos os professores, alunos e técnicos do GRANTE por me acompanhar e me ajudar nessa empreitada.

A empresa EMBRACO pelo apoio técnico e financeiro. Agradeço em especial aos colaboradores do laboratório mecânico que foram essenciais na fase experimental.

Ao laboratório de vibração e acústica da UFSC por disponibilizar prontamente os equipamentos, laboratórios e pessoas.

*“Mais que máquinas, precisamos de humanidade;
mais que inteligência, precisamos de bondade e gentileza.”*

Charles Chaplin

RESUMO

A fadiga é responsável por grande parte das falhas de componentes e estruturas no campo até os dias atuais. Um projeto confiável deve levar em consideração o maior número de fatores que podem influenciar na vida em fadiga, como históricos de carregamentos e dados de materiais.

Nem sempre os dados disponíveis são adequados para a aplicação, sendo necessário desenvolver testes que representem da maneira mais próxima possível a condição real de funcionamento do componente.

Este trabalho detalha o desenvolvimento de uma máquina que utiliza o princípio da ressonância para realizar ensaios de fadiga. As principais vantagens do equipamento apresentado são o baixo custo de construção, baixo consumo de energia, alta durabilidade, alta velocidade de ensaios e flexibilidade.

No desenvolvimento da máquina ressonante de fadiga foram utilizados corpos de prova que representam válvulas de compressores herméticos para refrigeração. As válvulas estão sujeitas a flexão durante a operação, e o conhecimento do seu comportamento ao longo do tempo é essencial na fase de projeto.

Foi construído um protótipo e realizado um estudo de caso onde foi levantada a curva de tensão-vida para um aço inoxidável utilizado na fabricação das válvulas.

Com base neste trabalho podem ser desenvolvidas máquinas para testar diversos tipos de carregamentos e corpos de prova e até mesmo componentes reais.

Palavras chave:

Ensaio de fadiga, ressonância, válvulas, análise por elementos finitos.

ABSTRACT

Fatigue is responsible for a great share of all failures that occurs in components and structures in nowadays. A reliable project must consider as many factors as possible that have influence in the fatigue life, i.e. load histories and material data.

The data is not always available, being necessary to develop tests that represent as close as possible the real working conditions or the part.

This work details the development of a machine that uses the resonance principle to perform fatigue test. The advantages of the equipment are low manufacturing cost, low energy consumption, elevated durability, high test speeds and flexibility.

In the development of the resonance fatigue machine, specimens that represent valves of hermetic compressors were used. The valves are subjected to flexion during its operation and the knowledge of its behavior during time is essential in the project phase.

A prototype was built and a case study was carried out to determine the stress-life curve of a stainless steel commonly used to manufacture valves.

Based on this work machines to test several load types and specimens and even real components may be built.

Key words:

Fatigue test, resonance, valves, Finite element analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Válvulas de compressores herméticos comerciais (DOSSAT, 1963).....	32
Figura 1.2 - Corpo de prova para ensaio de fadiga.....	33
Figura 1.3 - Modelo do dispositivo para ensaio de fadiga.....	34
Figura 2.1 - Definições de falha - Funcional e Física (ROSA, 2002)	37
Figura 2.2 - Curva S-N típica (SCHON, 2010)	43
Figura 2.3 Tensão cíclica senoidal (ROSA, 2002)	44
Figura 2.4 - Diagramas de vida constante (9).....	46
Figura 2.5 - Dispositivo para ensaio de flexão (9).....	47
Figura 2.6 - Dispositivo eletromagnético de fadiga (13).....	48
Figura 2.7 - Comparação da vida em fadiga para diferentes acabamentos superficiais (9)	51
Figura 2.8 - Extensômetro de uma direção ou uniaxial	54
Figura 2.9 - Roseta de duas direções ou biaxial	54
Figura 2.10 - Roseta de três direções ou triaxial	55
Figura 2.11 - condições de contorno - viga em flexão.....	56
Figura 2.12 - Tensões principais em uma viga sob flexão (vista superior)	57
Figura 2.13 - Tensões principais em uma viga sob flexão (vista inferior)	57
Figura 2.14 - Ponte de wheatstone simples	58
Figura 2.15 - Sistema massa-mola-amortecedor de 1 grau de liberdade.....	60
Figura 2.16 - Diagrama de corpo livre do sistema (24).....	61
Figura 2.17 - Vibração amortecida livre de um sistema massa-mola-amortecedor.....	65
Figura 2.18 - Resposta de um sistema não amortecido na ressonância (28)	67
Figura 2.19 - Resposta de um sistema amortecido em ressonância (28).....	67
Figura 3.1- Ensaio de flexão com o corpo de prova no ponto inferior.....	69
Figura 3.2 - Base do equipamento	71
Figura 3.3 - Suporte da garra da bobina	71
Figura 3.4 - Garra de fixação da bobina	72
Figura 3.5 - Suporte da célula de carga	72
Figura 3.6 - Modelo CAD da montagem da estrutura da máquina	73

Figura 3.7 – Geometria dos corpos de prova.....	74
Figura 3.8 - Condições de contorno da simulação em elementos finitos	75
Figura 3.9 - Malha de elementos finitos.....	75
Figura 3.10 - Tensão equivalente no ponto de interesse	76
Figura 3.11 - Deslocamento do corpo de prova quando ocorre a tensão de 800 MPa.....	76
Figura 3.12 - Tensão de 1600 MPa no corpo de prova	77
Figura 3.13 - Deslocamento do corpo de prova quando ocorre a tensão de 1600 MPa.....	77
Figura 3.14 - Modelo CAD da célula de carga.....	78
Figura 3.15 - Detalhe da fixação do corpo de prova	79
Figura 3.16 - Tensões principais na célula de carga durante flexão do corpo de prova.....	80
Figura 3.17 - Tensão equivalente na célula de carga, quando ocorre máximo deslocamento do corpo de prova.....	81
Figura 3.18 - Célula de carga instrumentada.....	82
Figura 3.19 - Condição de contorno da análise modal	83
Figura 3.20 - Primeiro modo de vibração em 172 Hz	84
Figura 3.21 - Condições de contorno da análise harmônica.....	85
Figura 3.22 Deformação do corpo de prova para força de 1,7 N	85
Figura 3.23 - Reposta em frequência do deslocamento da ponta do corpo de prova.....	86
Figura 3.24 - Geometria da lâmina.....	87
Figura 3.25 - Modelo da bobina para simulação eletromagnética	88
Figura 3.26 - Resultado da simulação para corrente de 4 A e 400 espiras	89
Figura 3.27 - Detalhe da linha utilizada para cálculo do campo no entreferro.....	89
Figura 3.28 - Valor do campo magnético na região do entreferro	90
Figura 3.29 - Detalhe da simulação com ímã presente na ponta do corpo de prova.....	91
Figura 3.30 - Bobina montada no suporte	92
Figura 3.31 - Esquema elétrico simplificado da bobina (BOYLESTAD, 2004)	92
Figura 3.32 - Ligação dos extensômetros na ponte de <i>Wheatstone</i>	94
Figura 3.33 - Deformação na célula de carga no ponto de maior deslocamento do corpo de prova.....	96
Figura 3.34 - Esquema simplificado da Placa Amplificadora....	97

Figura 3.35 - Placa amplificadora.....	98
Figura 3.36 - Fonte simétrica de ± 15 V.....	99
Figura 3.37 Equipamento USB 6009 da NATIONAL INSTRUMENTS com conversor A/D de 16 bits.....	100
Figura 3.38 - Esquema simplificado do sinal de excitação da bobina.....	101
Figura 3.39 - Amplificador NCA	101
Figura 3.40 Diagrama de funcionamento do equipamento.....	103
Figura 4.1 Sinal de excitação.....	107
Figura 4.2 - Fluxograma do módulo FREQFINDER	108
Figura 4.3 Interface com o usuário do módulo FREQFINDER	108
Figura 4.4 Interface com o usuário do módulo LEITURA DO DESLOCAMENTO	110
Figura 4.5 - Fluxograma do módulo LEITURA DO DESLOCAMENTO	110
Figura 4.6 Fluxograma do módulo SINAL DE SAÍDA.....	111
Figura 4.7 - Interface do módulo SINAL DE SAÍDA.....	112
Figura 4.8 - Aba do sinal de controle	116
Figura 4.9 - Aba de leitura do deslocamento.....	116
Figura 4.10 Aba de controle automático.....	117
Figura 4.11 Aba de controle manual	117
Figura 4.12 Aba de dados.....	118
Figura 4.13 Interface do programa MÁQUINA RESSONANTE DE FADIGA	119
Figura 5.1 Montagem da bancada para análise modal experimental.....	122
Figura 5.2 - Ponto de excitação na análise modal experimental	122
Figura 5.3 - Resposta em frequência do corpo de prova	123
Figura 5.4 - Resposta em frequência do corpo de prova	124
Figura 5.5 - Modo de vibração em 538 Hz.....	124
Figura 5.6 - Modo de vibração em 1309 Hz.....	125
Figura 5.7 - Cálculo do amortecimento	126
Figura 5.8 - Resposta em frequência da célula de carga.....	127
Figura 5.9 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 1	128
Figura 5.10 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 2	128
Figura 5.11 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 3	129
Figura 5.12 Foto da calibração com lanterna estroboscópica 4	129
Figura 5.13 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 5	129

Figura 5.14 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 6	130
Figura 5.15 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 7	130
Figura 5.16 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 8	130
Figura 5.17 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 9	131
Figura 5.18 - Corpo de prova instrumentado com extensômetro	131
Figura 5.19 - Pontos de interesse para calibração da tensão	132
Figura 5.20 - Condições de contorno para calibração da tensão	133
Figura 5.21 - Malha utilizada na calibração da tensão	133
Figura 5.22 - Detalhe da malha do corpo de prova	134
Figura 5.23- Gráfico do deslocamento x deformação - posição 1	135
Figura 5.24 - Gráfico do deslocamento x deformação - posição 2	137
Figura 5.25 -Deslocamento na posição 1 obtido numericamente	138
Figura 5.26 - Deslocamento na posição 2 obtido numericamente	138
Figura 5.27 - Deformação numericamente na posição de interesse	139
Figura 5.28 - Resultado numérico - posição 1.....	140
Figura 5.29 - Resultado numérico - posição 2.....	141
Figura 5.30 – Comparação de resultados - pos 1.....	142
Figura 5.31 - Comparação de resultados - pos 2	143
Figura 5.32 - Gráfico do deslocamento x deformação na célula de carga.....	145
Figura 5.33 - Dados experimentais e regressão polinomial do ensaio	145
Figura 5.34 - Tensão Principal Máxima na célula de carga	146
Figura 5.35 - Dados numéricos e regressão polinomial do ensaio	147
Figura 5.36- Comparação da deformação numérica e experimental na célula de carga.....	148
Figura 6.1 – Pontos da curva ϵ_N obtida no estudo de caso	156
Figura 6.2- Regressão linear da curva SN.....	157
Figura A.0.1 Planificação do apoio da Bobina.....	165
Figura A.0.2 Planificação da torre 2.....	166

Figura A.0.3 Planificação da torre 1	167
Figura A.0.4 Planificação da base	168
Figura A.0.5 - Planificação da célula de carga	169
Figura B.0.1 Circuito da Placa Amplificadora	171
Figura C.0.1 - Planificação da lâmina	173
Figura C.0.2 Vista isométrica da lâmina	173
Figura D.0.1 – Microestrutura da secção transversal da amostra de aço inox. Ataque Nital 4%. Aumento 1000x.....	175
Figura D.0.2 - Microestrutura da secção transversal da amostra de aço inox. Ataque Nital 4%. MEV. Aumento 2260x.....	176

LISTA DE ABREVIATURAS

A/D	Analógico/Digital
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
EMBRACO	Empresa Brasileira de Compressores
FEMM	<i>Finite element Method Magnetics</i>
GRANTE	Grupo de Análise e Projeto
AWG	<i>Americam Wire Gauge</i>
PID	Proporcional Integral Derivativo
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
USB	<i>Universal Serial Bus</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

i	Corrente Elétrica
N_f	Número de ciclos da equação de Basquin
σ_{media}	Tensão média
$\sigma_{alternada}$	Tensão alternada
σ_{max}	Tensão máxima
σ_{min}	Tensão mínima
σ_u	Tensão limite de resistência do material
σ_y	Tensão de escoamento
ρ	Resistividade
K	<i>Gage Factor</i>
V_{in}	Tensão de alimentação da Ponte de <i>Wheatstone</i>
k	Constante elástica
c	Constante de amortecimento
$x(t)$	Posição no tempo
$\dot{x}(t)$	Velocidade no tempo
$\ddot{x}(t)$	Aceleração no tempo
m	massa
w_n	Frequência Natural
ζ	Coefficiente de amortecimento viscoso
L	Indutância
Z_L	Impedância indutiva
Z_t	Impedância total
ϵ	Deformação
R_g	Resistor de ganho

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	31
1.1	MOTIVAÇÃO.....	31
1.2	OBJETIVO DO TRABALHO.....	32
1.3	CONTRIBUIÇÕES.....	35
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	36
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	37
2.1	MODOS DE FALHA.....	37
2.1.1	<i>Modos de falha independentes do tempo.....</i>	<i>38</i>
2.1.2	<i>Modos de falha dependentes do tempo.....</i>	<i>39</i>
2.2	FADIGA.....	40
2.2.1	<i>A Fratura por fadiga.....</i>	<i>41</i>
2.2.2	<i>Curvas S-N.....</i>	<i>42</i>
2.2.3	<i>Influência da tensão média.....</i>	<i>44</i>
2.3	MÁQUINAS DE FADIGA.....	46
2.3.1	<i>Dispositivos eletromagnéticos.....</i>	<i>47</i>
2.4	FADIGA DE VÁLVULAS.....	49
2.4.1	<i>Influência das propriedades do material.....</i>	<i>50</i>
2.4.2	<i>Efeito do acabamento superficial.....</i>	<i>50</i>
2.4.3	<i>Efeito das tensões residuais.....</i>	<i>51</i>
2.5	EXTENSOMETRIA.....	51
2.5.1	<i>Princípio de funcionamento.....</i>	<i>52</i>
2.5.2	<i>Construção do extensômetro.....</i>	<i>53</i>
2.5.3	<i>Configuração de extensômetros.....</i>	<i>54</i>
2.5.4	<i>Escolha dos extensômetros.....</i>	<i>55</i>
2.5.5	<i>Posição de colagem dos extensômetros.....</i>	<i>55</i>
2.5.6	<i>Medição da deformação.....</i>	<i>58</i>

2.5.7	<i>Colagem dos extensômetros</i>	60
2.6	O FENÔMENO DA RESSONÂNCIA.....	60
2.6.1	<i>Sistema não amortecido em vibração livre</i>	62
2.6.2	<i>Sistema amortecido com oscilações livres</i>	63
2.6.3	<i>Carregamento harmônico</i>	65
3	PROJETO E CONSTRUÇÃO DO EQUIPAMENTO	69
3.1	PROJETO MECÂNICO	70
3.1.1	<i>Estrutura do equipamento</i>	70
3.1.2	<i>Corpo de prova</i>	73
3.1.3	<i>Célula de carga</i>	78
3.2	PROJETO ELETROMAGNÉTICO	82
3.2.1	<i>Análise modal numérica</i>	83
3.2.2	<i>Análise harmônica</i>	84
3.2.3	<i>Dimensionamento da bobina</i>	86
3.2.4	<i>Simulação eletromagnética da bobina</i>	88
3.2.5	<i>Fabricação da bobina</i>	91
3.2.6	<i>Potência do equipamento</i>	92
3.3	PROJETO ELETRÔNICO	94
3.3.1	<i>Sensor de deslocamento</i>	94
3.3.2	<i>Eletrônica para controle do equipamento</i>	100
3.4	MONTAGEM FINAL DO EQUIPAMENTO.....	101
4	CONTROLE DO EQUIPAMENTO	105
4.1	MÓDULO 1: FREQFINDER	106
4.2	MÓDULO 2: LEITURA DO DESLOCAMENTO.....	109
4.3	MÓDULO 3: SINAL DE SAÍDA.....	111
4.4	PROGRAMA PRINCIPAL: MÁQUINA RESSONANTE DE FADIGA	112
4.4.1	<i>Set up do ensaio</i>	113
4.4.2	<i>Definição da amplitude do ensaio</i>	113

4.4.3	<i>Ensaio de fadiga</i>	114
4.4.4	<i>Finalização do ensaio</i>	115
4.5	INTERFACE DO PROGRAMA PRINCIPAL	115
5	CALIBRAÇÃO DO EQUIPAMENTO	121
5.1	ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL	121
5.1.1	<i>Análise modal - Medição no Corpo de Prova</i>	123
5.1.2	<i>Análise Modal – Medição na Estrutura</i>	126
5.2	CALIBRAÇÃO DO MODO DE VIBRAÇÃO	127
5.3	CALIBRAÇÃO DA TENSÃO NO CORPO DE PROVA	131
5.3.1	<i>Resultados Experimentais</i>	134
5.3.2	<i>Resultados Numéricos</i>	138
5.3.3	<i>Comparação de Resultados</i>	141
5.4	CALIBRAÇÃO DO DESLOCAMENTO DINÂMICO MEDIDO PELA CÉLULA DE CARGA	144
5.4.1	<i>Resultados Experimentais</i>	144
5.4.2	<i>Resultados Numéricos</i>	146
5.4.3	<i>Comparação de Resultados</i>	148
6	ESTUDO DE CASO	151
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	159
7.1	CONCLUSÕES	159
7.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	160
8	BIBLIOGRAFIA	161
	APENDICE A – PLANIFICAÇÃO DAS PEÇAS	165
	APÊNDICE B – PLACA AMPLIFICADORA	171
	APÊNDICE C – PLANIFICAÇÃO DA LÂMINA	173
	APÊNDICE D - ANÁLISE DO MATERIAL DO CORPO DE PROVA	175

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Falhas mecânicas causam danos e perdas financeiras em diversas áreas. A falha é resultado de uma complexa interação entre diversos fatores como tempo, carregamento, ambiente, propriedades do material, dentre outros.

O carregamento, por exemplo, pode ser constante, ou variável no tempo. Os do segundo tipo podem ainda se desdobrar em várias outras classificações como de amplitude constante ou variável, frequência constante ou variável, composto por várias frequências ou até mesmo aleatório (FUCHS, et al., 1980).

Assim o estudo de falhas no projeto de componentes deve ser conduzido levando-se em conta o maior número de fatores possíveis, ficando o mais próximo da aplicação real. Torna-se importante em primeira instância a definição de falha.

Esta ocorre quando um produto deixa de realizar a função para qual foi projetado. A definição da funcionalidade do produto ao longo de todo seu ciclo de vida deve ser bem definida (ROSA, 2002).

A sinergia entre os diversos fatores podem gerar um complexo universo de modos de falhas. Uma classificação usual é: dependentes e independentes do tempo.

Dentro dos modos dependentes do tempo, a falha por fadiga é um dos mais comuns. A fadiga é definida pela norma ASTM E 1823 (ASTM, 2010a) como: “O processo de mudança localizada, permanente e progressiva na estrutura, que ocorre no material sujeito a flutuações de tensões e deformações que pode culminar em trincas ou completa fratura depois de um número suficiente de flutuações”.

Em compressores herméticos uma peça que está sujeita a carregamentos dinâmicos é o conjunto de válvulas de sucção e descarga, fabricadas em aço laminado.

Durante a operação de um compressor aparecem dois tipos de solicitações neste componente. O primeiro devido à flexão da válvula durante sua abertura e fechamento e outro devido ao impacto contra o assento quando esta se fecha ou para.

Aspectos como desempenho e ruído do compressor são afetados pelo projeto das válvulas sendo importante a caracterização da vida em fadiga (PENTEADO, 2009). A figura 1.1 mostra alguns tipos de válvulas comumente utilizadas no mercado.

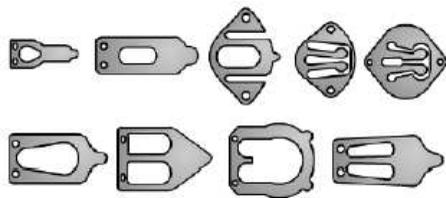


Figura 1.1 - Válvulas de compressores herméticos comerciais (DOSSAT, 1963)

Portanto, os principais modos de falha de válvulas são a fadiga de flexão e de impacto.

Um importante aspecto no levantamento das propriedades de fadiga é o alto custo e tempo que estes ensaios normalmente requerem. Por se tratar de um processo estatístico é necessário ensaiar diversos corpos de prova para se obter um resultado confiável, podendo este processo durar meses para um único produto.

Máquinas de fadiga cada vez mais rápidas são desejáveis, contanto que representem a situação real. Em (PENTEADO, 2009) é descrito o projeto de uma máquina para ensaios de impacto de válvulas.

Para testes de fadiga de flexão em geral existem diversos dispositivos no mercado, cada qual com suas vantagens e peculiaridades. Um estudo feito junto à empresa EMBRACO mostrou que existe a carência de máquinas específicas para flexão em válvulas, que possam realizar ensaios com grande número de ciclos, motivando o desenvolvimento de um dispositivo para testes de fadiga para esta aplicação, auxiliando no desenvolvimento de novas válvulas e no entendimento das propriedades mecânicas de materiais laminados.

1.2 Objetivo do Trabalho

A proposta deste trabalho é a construção de uma máquina de fadiga com princípio de funcionamento eletromagnético que consiga solicitar corpos de prova representativos de produção em altas frequências, de modo a se obter curvas de fadiga.

Os corpos de prova serão fabricados em um processo igual ao de fabricação da válvula. A figura 1.2 mostra a sua geometria.

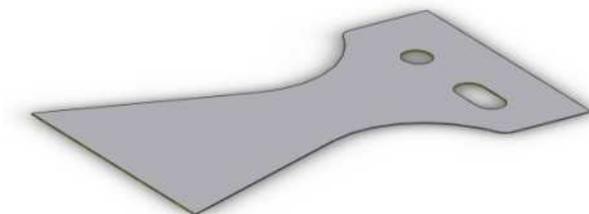


Figura 1.2 - Corpo de prova para ensaio de fadiga

Estavam disponíveis para confecção do corpo de prova dois materiais diferentes: aço carbono código 20C, e aço inox código 7C27Mo2, com espessura de 0,152 e 0,205 mm respectivamente, ambos do fabricante Sandvik.

As válvulas de aço inoxidável apresentam resistência à fadiga substancialmente melhor (DOSSAT, 1963), portanto apenas este material será utilizado no desenvolvimento do trabalho, no entanto os dois corpos de provas poderão ser ensaiados.

Foi realizada a caracterização deste material no laboratório de materiais da EMBRACO. O APÊNDICE D contém o relatório da análise contendo a dureza, a composição química e detalhes de sua microestrutura.

A máquina utiliza a força gerada por um campo magnético para flexionar o corpo de prova. Para que seja uma solitação dinâmica o campo deve ser alternado, fazendo com que ocorram ciclos com picos positivos e negativos de tensão.

De modo a se obter grandes deslocamentos com um valor baixo de campo magnético, este deve variar na frequência natural do corpo de prova. Daí surge o nome de dispositivo eletromagnético ressonante de fadiga.

A medição do deslocamento, importante para se conhecer o nível de tensão ou deformação imposta ao corpo de prova será feita através de extensômetros colados em uma peça que suporta o corpo de prova, especialmente dimensionada para este propósito. Com esta informação é possível realizar a observação do deslocamento, se necessário.

A figura 1.3 ilustra a máquina e seus componentes.

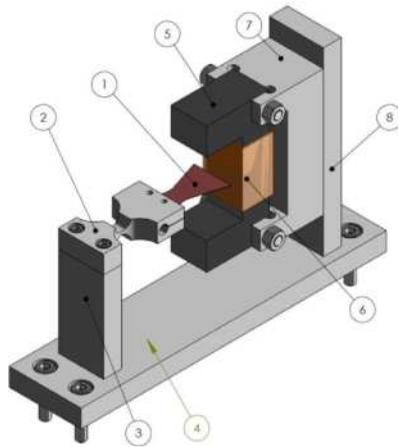


Figura 1.3 - Modelo do dispositivo para ensaio de fadiga

As peças da máquina como estão numeradas são:

1. Corpo de prova
2. Célula de carga para fixação do corpo de prova e medida do deslocamento.
3. Suporte da célula de carga
4. Base
5. Núcleo de chapas de aço
6. Enrolamento de bobina
7. Apoio da bobina
8. Suporte da bobina

Um programa será responsável por controlar todo o dispositivo. Um sinal senoidal de frequência controlável será gerado pelo programa e depois de amplificado será injetado na bobina, gerando o campo magnético.

O campo passará pelo entreferro e excitará o corpo de prova na frequência de ressonância. O dispositivo de fixação do corpo de prova

foi especialmente projetado com uma região de baixa rigidez onde serão colados extensômetros para se medir a deformação da fixação.

Essa deformação é diretamente proporcional ao momento de engaste, o qual por sua vez depende do deslocamento do corpo de prova. Por meio de calibrações será possível medir esta grandeza. O sinal do extensômetro será lido pelo programa que pode realizar o controle da amplitude atuando na corrente da bobina.

O programa fará ainda a contagem de ciclos baseado também no sinal do extensômetro, podendo desligar a máquina quando houver o surgimento de trincas no corpo de prova.

Serão desenvolvidas tanto a parte mecânica quanto a parte eletrônica necessária para o funcionamento do dispositivo, detalhando-se cada etapa do projeto para que seja possível a reprodução do equipamento para estudos similares.

1.3 Contribuições

No mercado existem diversas máquinas de fadiga, com diferentes princípios de funcionamento e velocidades de testes. O dispositivo eletromagnético ressonante proposto apresenta as seguintes vantagens:

- Alta frequência de funcionamento, o que leva a um tempo total do teste reduzido, trazendo inúmeras vantagens para o projeto de novos componentes.
- A simplicidade de construção, baixo custo de fabricação e aquisição dos componentes e sensores necessários para seu funcionamento, podendo ser montadas bancadas com vários dispositivos funcionando ao mesmo tempo com um pequeno investimento inicial.
- O baixo consumo de energia uma vez que a máquina trabalha utilizando o princípio de ressonância.
- A ausência de partes móveis, ou seja, livre de atrito, pois somente o corpo de prova é deslocado, resultando em uma máquina com vida bastante elevada.

Será possível se determinar algumas propriedades de fadiga como:

- Curvas SN;
- Influências de processos de fabricação e corte;
- Velocidade de propagação de trincas.

Desta maneira, se justifica o estudo e desenvolvimento do dispositivo, resultando em ganhos em tempo e custo para empresas e universidades.

Posteriormente o princípio de funcionamento da máquina poderá ser adaptado para outros materiais e propósitos.

1.4 Estrutura da dissertação

Esta dissertação está dividida em sete capítulos:

Este primeiro é uma breve introdução sobre o assunto, onde foi discutida a motivação, o objetivo e a justificativa da construção do equipamento.

O capítulo 2 (Revisão da Literatura) contém um estudo sobre as máquinas de fadiga existentes e posteriormente traz toda a fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do trabalho.

No capítulo 3 (Projeto e Construção do Equipamento) temos detalhadamente a construção da máquina de fadiga, desde sua concepção até a fabricação. Mostra as simulações e cálculos feitos na fase de projeto e dimensionamento da máquina.

Com o equipamento construído é necessário um *software* para realizar o controle. O capítulo 4 (Controle e Calibração do Equipamento) discute sobre este *software* programado em LABVIEW.

A última etapa consiste na calibração experimental do equipamento para validar os resultados numéricos utilizados, e é descrita no capítulo 5 (Calibração Experimental do Equipamento).

Para validação do equipamento foi levantada a curva de deformação vs vida para o corpo de prova de aço inoxidável através de ensaios de fadiga. O capítulo 6 (Estudo de Caso) detalha este ensaio, que é o resultado concreto desta dissertação.

O Capítulo 7 (Considerações Finais) tem uma discussão dos pontos positivos e negativos do equipamento, com base na fabricação do dispositivo e nos ensaios realizados. Contém ainda a indicação para trabalhos futuros que podem ser realizados sobre o tema.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Modos de falha

A falha nem sempre está associada à ruptura ou fratura de um componente. Ela ocorre quando o produto deixa de atender a funcionalidade para o qual foi projetado. Pode ser colocado como a perda da habilidade de executar a função requerida (ROSA, 2002). Esta situação engloba uma falha por colapso total do sistema, em que deixa de operar por completo, ou condições em que o sistema continua operando, mas fora de uma faixa tolerada, desviando-se assim do ponto desejado de operação e comprometendo sua funcionalidade.

O motivo da falha pode ser simplesmente uma pequena deformação plástica, uma perda de rigidez, a própria fratura do componente ou ainda outros motivos que comprometam a resposta do sistema.

Pode-se então falar em falha física, onde o sistema tem uma resistência R e sofre uma solicitação S . Quando a solicitação é superior a resistência, ou seja $S > R$, ocorre a falha. A resistência do sistema não se deve somente ao material, mas também a outros fatores como o ambiente. A figura 2.1 ilustra a definição de falha funcional e física.

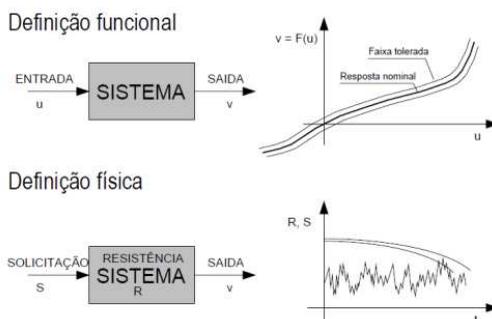


Figura 2.1 - Definições de falha - Funcional e Física (ROSA, 2002)

Dentro do conceito de falha física podemos definir os modos de falha. Estes podem ser classificados em duas categorias: dependentes e independentes do tempo.

2.1.1 Modos de falha independentes do tempo

Este tipo de falha ocorre quando existe uma sobrecarga no sistema em algum momento de sua vida, e esta sobrecarga leva a falha, independente do histórico de carregamentos anteriores, ou da utilização do sistema.

Os principais modos de falha independentes do tempo são:

- **Fratura dúctil** – Ocorre com uma excessiva deformação plástica, devido a uma tensão imposta superior a tensão de resistência do material. Pode ocorrer por cisalhamento ou por um mecanismo que contém três estágios: nucleação, crescimento e coalescimento de vazios.
- **Fratura frágil** - Nos materiais frágeis ocorre pouca deformação plástica e estes se rompem de maneira abrupta quando é aplicada uma tensão de superior ao limite de ruptura do material. O mecanismo que controla este fenômeno é a clivagem.
- **Início de escoamento** – Em certos sistemas não é permitida uma deformação plástica não recuperável, levando a falha do componente. Por exemplo, em sistemas de medição e posicionamento.
- **Plastificação generalizada** – Existem casos que podem tolerar uma pequena deformação plástica em pontos de concentração de tensões, então o critério de início de escoamento se torna muito conservador. Assim deve-se estabelecer uma quantidade de deformação tolerável no sistema.
- **Flambagem** – Modo de falha que normalmente ocorre em colunas esbeltas solicitadas axialmente. Existe uma carga

crítica de flambagem onde a estrutura se torna instável e ocorre a falha.

- Deformação elástica excessiva – O material não chega a sofrer deformação plástica, mas por uma baixa rigidez, por exemplo, ocorrem grandes deslocamentos que não podem ser tolerados no projeto.

2.1.2 Modos de falha dependentes do tempo

São os modos de falha que dependem do histórico do componente ao longo de sua vida. Ocorrem gradativamente com a diminuição de alguma propriedade do material devido a condições como carregamento e ambiente. Os principais modos de falha deste grupo são:

- Fadiga - É um processo de degradação das propriedades mecânicas de um material que se caracteriza pelo crescimento lento de uma trinca sob a ação de carregamento dinâmico, levando eventualmente à fratura (SCHON, 2010).
- Corrosão - A corrosão pode ser definida como a destruição de um corpo sólido por uma ação química ou eletroquímica não intencional, que invariavelmente inicia na superfície do corpo (ROSA, 2002).
- Desgaste – Desgaste é a remoção gradual do material por atrito com outra superfície. Pode ser classificado em adesivo e abrasivo. Depende das condições de lubrificação, do contato entre os materiais, da dureza entre outros fatores.
- Fluência- Modo de falha que ocorre em componentes que trabalham em temperaturas elevadas, mas inferiores a de fusão do material, em geral em uma faixa entre 30 e 70 % desta. Ocorre um novo

mecanismo de deformação que depende tanto da temperatura quanto do nível de tensão aplicados e pode levar a falha por excesso de deformação ou até mesmo a ruptura.

Dentre os modos de falha dependentes do tempo a fadiga é o tema estudado neste trabalho. Segue um breve histórico do estudo da fadiga e a descrição de alguns equipamentos de testes.

2.2 Fadiga

Historicamente grandes avanços na área de fadiga se originaram a partir de falhas em serviço de componentes que eram dimensionados supostamente para ter vida infinita. É o caso nos primeiros trabalhos conhecidos sobre fadiga como o de W. A. J. Albert, sobre as correntes de transportadoras nas minas, ou a falha de eixos de locomotivas, que motivaram o famoso trabalho de A. Wohler (SCHUTZ, 1996).

Outros exemplos podem ser citados também na indústria aeronáutica onde falhas levaram a acidentes catastróficos e a partir daí contribuíram para acelerar o estudo em áreas como a mecânica da fratura (SCHUTZ, 1996).

A. Wohler construiu por volta de 1860 máquinas de flexão rotativas para testes de eixos ferroviários, das quais obteve dados que relacionavam a quantidade de ciclos que o componente suportava a uma determinada tensão aplicada. Ele publicou em 1870 um artigo que continha as “leis de Wohler”:

- Um material pode ser induzido à falha pela múltipla repetição das tensões que isoladamente são menores que a resistência estática (limites de escoamento e resistência).
- A amplitude de tensão é decisiva para a destruição da coesão do metal.
- A tensão máxima influencia apenas no sentido de que quanto maior ela for, menores são as amplitudes de tensão que levam a falha (evidenciando a influência da tensão média na vida em fadiga).

Desde a primeira publicação de Wohler até os dias de hoje, o assunto foi largamente estudado. Existem diversos artigos e publicações sobre o desenvolvimento dos estudos sobre fadiga, por exemplo, (SCHUTZ, 1996), (SCHIJVE, 2003) e (PUFF, 2002).

O fenômeno da fadiga ainda não é totalmente esclarecido em todos os campos, mas os conhecimentos atuais permitem um projeto de componentes com grande confiabilidade, tomando-se as devidas precauções, sendo que não existe uma fórmula ideal para todos os casos.

Para cada aplicação específica deve ser feito um estudo. É necessário se coletar a maior quantidade possível sobre os dados de entrada, como solicitação, dados dos materiais, ambiente de operação, funcionalidade, vida requerida entre outros.

É importante também um conhecimento sobre os mecanismos de fadiga, que aliado aos dados do problema podem ser utilizados para criar modelos de previsão de vida, estudos de confiabilidade, programas de manutenção e outras práticas para um projeto seguro.

Muitas vezes os dados disponíveis na literatura não são suficientes para determinada aplicação, tornando-se necessários testes específicos para levantamento de propriedades. Mesmo nas etapas finais de projeto ainda são realizados testes de vida nos componentes.

2.2.1 A Fratura por fadiga

Para que ocorra uma falha por fadiga é necessário que três fatores sejam aplicados simultaneamente no material: solicitações dinâmicas alternadas, solicitações de tração e deformação plástica (REGULY, et al.). A fratura por fadiga pode ser dividida em três fases distintas:

- Nucleação da trinca

O processo de fadiga se inicia com a nucleação da trinca em pontos de concentração de tensão. Ocorre então a deformação plástica localizada. O início da trinca é controlado pelo tamanho da região que sofre deformação plástica, que pode ir aumentando até atingir um tamanho crítico.

Hoje se sabe que a nucleação da trinca que inicia o processo de fadiga é um fenômeno que ocorre na superfície.

Uma vez que ocorre a nucleação, ela é irreversível (SCHIJVE, 2003). A influência do ambiente também é

marcante nesta fase, pois uma vez aberta a trinca, a parte interna desta é exposta ao ambiente, contribuindo para a ação de contaminantes que podem acelerar a falha.

- Propagação estável da trinca

Após a nucleação, se a aplicação da carga não cessa, a trinca começa a se propagar de maneira estável. A cada ciclo de tração a trinca cresce um determinado valor que depende do nível de tensão aplicado, sendo que o processo de fechamento da trinca não ocorre quando é aplicada uma tensão de compressão.

A propagação da trinca depende de vários fatores como estrutura cristalina, tamanho de grão, textura e obstáculos a propagação (zonas perlíticas, zonas de precipitação) (SCHIJVE, 2003).

- Propagação instável da trinca

Após atingir um tamanho crítico, a trinca não mais se desloca de modo estável, mas sim de modo abrupto levando à fratura do material em poucos ciclos.

2.2.2 Curvas S-N

A. Wohler publicou os resultados obtidos em seus ensaios em formas de tabelas. Somente seu sucessor, Spangenberg, plotou os dados em um gráfico onde o eixo das abscissas contém o número de ciclos e o eixo das ordenadas a tensão, ambos em escala ainda linear. Essas curvas ficaram conhecidas como curvas de Wohler ou curvas S-N.

Somente em 1910 Basquin utilizou a escala logarítmica no eixo das abscissas, tornando a curva largamente utilizada nos dias atuais (SCHON, 2010). A figura 2.2 mostra uma curva S-N típica.

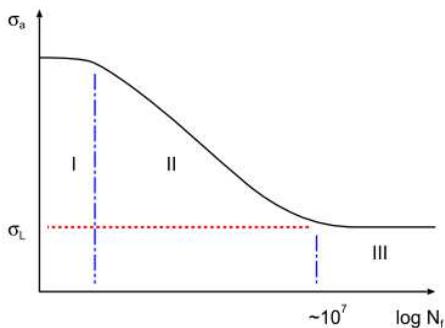


Figura 2.2 - Curva S-N típica (SCHON, 2010)

Podem-se perceber três regiões distintas na curva:

- Na primeira região à esquerda, a tensão está perto dos limites de resistência do material, sendo que o componente falha nos primeiros ciclos.
- A região central é conhecida como a região de vida finita. A equação 2.1 formulada por Basquin descreve a curva de maneira simplificada e é utilizada até hoje em diversas aplicações:

$$\sigma = AN_f^b \quad (2.1)$$

Onde:

- A e b são constantes determinadas experimentalmente;
- N_f é o número de ciclos até a falha.
- Na região mais a direita observamos que a tensão tende assintoticamente para um valor limite, conhecido como limite de fadiga, onde não ocorreria a falha independente do número de ciclos contanto que a tensão se mantenha abaixo desse valor.

Antigamente, devido ao alto número de ciclos necessários para se determinar experimentalmente o limite de fadiga, costumava-se adotar o valor de tensão correspondente a 10^6 ciclos. Se o componente não falhou até este número de ciclos seria considerado como tendo vida

infinita à fadiga. Esta é uma aproximação conveniente economicamente, mas não é rigorosa (MARINES, et al., 2003).

Hoje se sabe que em alguns casos a assíntota na terceira parte da curva de Wohler não é realmente horizontal, podendo o componente falhar após 10^6 ciclos.

A fadiga de componentes modernos está gradualmente assumindo valores como 10^9 ciclos para limite de fadiga (chamada fadiga de gigaciclos). Testes de fadiga até este elevado número de ciclos só são possíveis com o surgimento de novas máquinas de ensaios de alta velocidade como as máquinas de fadiga ressonantes ou ultra-sônicas.

2.2.3 Influência da tensão média

A solicitação cíclica de um componente pode ocorrer de diversas maneiras para uma mesma amplitude. A figura 2.3 ilustra dois tipos de carregamentos cíclicos senoidais.

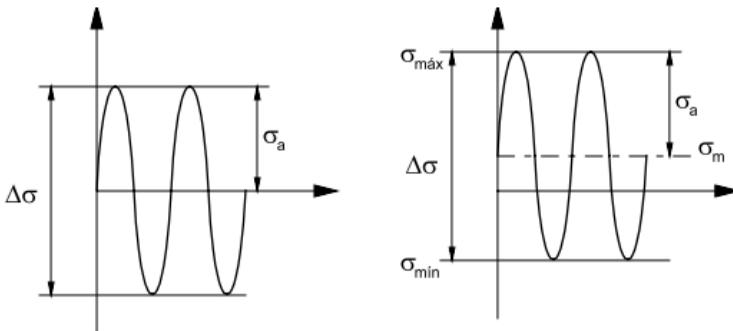


Figura 2.3 Tensão cíclica senoidal (ROSA, 2002)

Da figura 2.3 pode-se definir a tensão média, tensão alternada e o coeficiente de simetria através das equações 2.2, 2.3 e 2.4 a seguir:

- Tensão média $\sigma_{m\acute{e}dia} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$ (2.2)

- Tensão alternada $\sigma_{alternada} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ (2.3)

- Coeficiente de Simetria $R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}}$ (2.4)

Em geral as curvas S-N para metais são obtidas em ensaios com tensão média nula. Porém inúmeros componentes em operação estão sujeitos a tensão média diferente de zero. Quando estão disponíveis os dados da curva S-N para tensão média podem ser traçadas as curvas conhecidas como diagrama de vida constante. Estas apresentam a região segura para um carregamento cíclico de amplitude constante, variando-se a tensão média, dada a vida desejada.

Estes diagramas podem ser desenhados de maneiras diferentes, dependendo de qual parâmetro é selecionado para se descrever o carregamento cíclico de amplitude constante. Os mais comuns utilizam a tensão alternada versus a tensão média. Historicamente estes diagramas tem sido objeto de numerosas aproximações empíricas. As mais bem sucedidas aproximações resultaram em quatro correlações diferentes (PUFF, 2002), mostradas nas equações 2.5, 2.6, 2.7 e 2.8:

- Correlação linear de Goodman modificada

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1 \quad (2.5)$$

- Correlação parabólica de Gerber

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 = 1 \quad (2.6)$$

- Correlação linear de Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1 \quad (2.7)$$

- Correlação elíptica

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_N}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 = 1 \quad (2.8)$$

Onde :

σ_u - Tensão limite de resistência do material;
 σ_N - Tensão limite de fadiga para N ciclos;
 σ_y - Tensão de escoamento;
 σ_m - Tensão máxima.

A figura 2.4 ilustra as 4 relações acima.

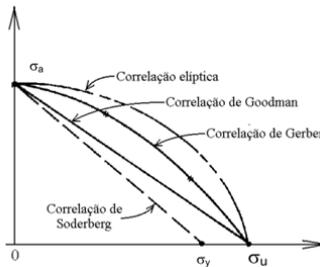


Figura 2.4 - Diagramas de vida constante (9)

Utilizando o modelo adequado em cada caso podemos ter a vida em fadiga com qualquer nível de tensão média a partir de dados de ensaios realizados com tensão média nula.

2.3 Máquinas de fadiga

Os dispositivos de fadiga podem ser classificados de várias maneiras, como propósito do teste, tipo de carregamento, meio de aplicação do carregamento, característica de operação entre outros.

Os tipos de carregamentos mais comuns são:

- Carregamento axial;
- Flexão rotativa;
- Flexão plana;
- Torção;
- Flexão e torção combinadas;
- Carregamento bi-axial e tri-axial;
- Impacto.

O dispositivo proposto neste trabalho será do tipo de flexão plana, mas posteriormente podem ser feitas adaptações para ensaios axiais ou de torção.

Quanto ao mecanismo de produção de carregamento os tipos mais comuns são:

- Forças hidráulicas
- Forças pneumáticas
- Dilatação térmica
- Forças Eletromagnéticas

Em (WEIBULL, 1961) encontra-se uma descrição da maioria das máquinas citadas acima. A seguir será detalhado um pouco mais sobre as máquinas que produzem o carregamento através de forças eletromagnéticas, que é o caso no presente trabalho.

2.3.1 Dispositivos eletromagnéticos

Os tipos mais comuns de dispositivos que usam a força eletromagnética utilizam motores elétricos para produzir rotação e através de mecanismos como biela-pistão convertem esta rotação em carregamentos axiais, de flexão ou torção.

Máquinas de flexão rotativa são muito comuns tanto na indústria quanto nas áreas de pesquisas. Tem algumas vantagens como facilidade de construção e projeto e o deslocamento com um valor fixo, se considerarmos a máquina como corpo rígido em relação ao corpo de prova. Uma desvantagem deste tipo de máquina é que os componentes da máquina normalmente sofrem desgaste e requerem uma manutenção periódica.

Podem ser construídas de diversas maneiras e utilizar sistemas eletrônicos como inversores para controle da frequência de teste, e outros circuitos para contagem de ciclos. A figura 2.5 mostra uma máquina utilizada por (PUFF, 2002) em ensaios de flexão rotativa.



Figura 2.5 - Dispositivo para ensaio de flexão (9)

Outro dispositivo utilizado como máquina de fadiga com princípio eletromagnético é um dispositivo que consiste em uma bobina que pode se mover através de um eixo e uma base com um ímã permanente. Quando é aplicada uma corrente na bobina esta sofre uma força eletromagnética que tem relação com o número de espiras, a intensidade do campo do ímã e a corrente elétrica, se deslocando para cima e para baixo conforme a variação da corrente. A figura 2.6 mostra um esquema desse tipo de máquina. Em (KIM, et al., 2009) é detalhada a construção de um equipamento que funciona com este princípio.

A partir do deslocamento axial da bobina podem ser realizados ensaios com carregamentos de vários tipos, dependendo da estrutura que se acopla acima da bobina.

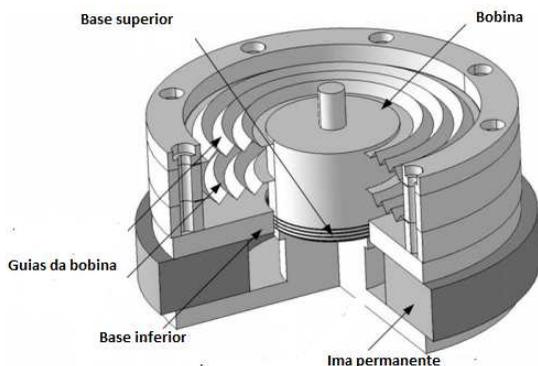


Figura 2.6 - Dispositivo eletromagnético de fadiga (13)

O último tipo de máquinas estudado é o dispositivo eletromagnético ressonante, tema desta dissertação. A grande diferença em relação aos dispositivos mencionados anteriormente é que o único corpo que se move é o próprio corpo de prova. A figura 1.3 mostra o dispositivo proposto.

O campo magnético de uma bobina gera uma força sobre o corpo. Com um campo alternado consegue-se variar o sentido da força, realizando os ciclos alternados de flexão.

A intensidade do campo magnético depende principalmente da geometria da bobina, do material usado como núcleo da bobina, do número de espiras, da resistência do fio e da corrente elétrica. Como a geometria e o número de espiras da bobina são fixos e determinados em

projeto, o valor da corrente pode ser variado para se controlar a amplitude do deslocamento.

Dispositivos com esta configuração normalmente utilizam o fenômeno da ressonância para que um valor pequeno de campo magnético seja capaz de produzir grandes deslocamentos no corpo de prova.

Existem no mercado dispositivos que utilizam este princípio para testes de fadiga, mas são complexos e de alto custo. Normalmente deve-se adquirir diversos equipamentos, tanto para funcionamento da máquina quanto hardware para controle e aquisição de dados, e também se pagar uma quantia considerável pelo software de controle da máquina.

A contribuição deste trabalho é o detalhamento do projeto de um dispositivo eletromagnético ressonante de fadiga de simples construção e baixo custo, para ser utilizado tanto em pesquisas quanto na indústria.

A aplicação do protótipo proposto se limita a testes de flexão em aços laminados, mas o projeto detalhado poderá ser facilmente adaptado para aplicar outro tipo de carregamento e outros tipos de corpos de prova.

2.4 Fadiga de válvulas

Em (COHEN, 1972), o autor faz uma interessante analogia do compressor com o coração em um corpo humano. Assim como no coração, falhas nas válvulas do compressor podem acarretar funcionamento incorreto ou até a perda de função de todo o equipamento.

A principal causa de falhas em válvulas no campo é a fadiga (DUSIL, 1976), que pode ser separada em fadiga por flexão e fadiga por impacto. O dimensionamento da válvula deve ser feito visando atender os requisitos funcionais e ao mesmo tempo a confiabilidade da mesma. Dessa maneira, entender os mecanismos e fatores que influenciam na falha é essencial para aplicação.

As tensões de flexão podem ser previstas com boa precisão através de métodos numéricos e também podem ser confirmadas experimentalmente através da utilização de extensômetros de dimensões reduzidas (COHEN, 1972), (KWON, et al., 2004), de modo que o carregamento de flexão durante a vida do componente é bem conhecido.

Assim, o carregamento e ambiente de operação da válvula são conhecidos na fase de projeto. Deve-se estudar então entre outros assuntos, a influência das propriedades do material considerado e dos processos de fabricação.

2.4.1 Influência das propriedades do material

A resistência à fadiga dos materiais das válvulas tende a aumentar com o aumento da tensão de ruptura do material, tanto para impacto quando para flexão (AUREN, et al., 2002) até certo ponto. Existem outros efeitos, como a diminuição da ductilidade, que podem sobrepor as vantagens de uma alta resistência à tração. Em (CHAI, et al., 2004) um valor de 1850 MPa é utilizado como referência para limite de resistência. A partir deste ponto melhorias na resistência à fadiga devem ser feitas reduzindo-se as concentrações de tensão.

A ductilidade também contribui nesse sentido, uma vez que aços mais dúcteis tendem a atenuar efeitos de concentração de tensão, sofrendo deformação localizada nos pontos críticos (AUREN, et al., 2002), propícios para a nucleação da trinca.

O módulo de elasticidade deve ser levado em conta no projeto das válvulas, pois uma vez que o deslocamento é praticamente prescrito, um módulo mais alto acarretaria em uma tensão de flexão mais alta.

2.4.2 Efeito do acabamento superficial

A fadiga por flexão se origina principalmente na superfície onde as tensões são mais altas, e a trinca normalmente se inicia em inclusões e defeitos mecânicos. Como os materiais utilizados atualmente na fabricação de válvulas são muito puros, falhas por fadiga que se iniciem por inclusões na superfície são muito raras (CHAI, et al., 2004).

Em (DUSIL, 1976) foi conduzido um estudo em compressores reais que apresentaram falhas em campo nas válvulas mostrando que a maioria das falhas foi por fadiga e que as trincas se iniciam preferencialmente em defeitos mecânicos introduzidos durante a laminação do aço, a estampagem das válvulas ou mesmo durante o manuseio destas.

Tratamentos superficiais como tamboreamento, polimento e *shot-peening* podem ser usados para reduzir ou eliminar defeitos superficiais, aumentando sensivelmente a vida em fadiga das válvulas. Na figura 2.7, podemos ver resultado obtido por (PUFF, 2002).

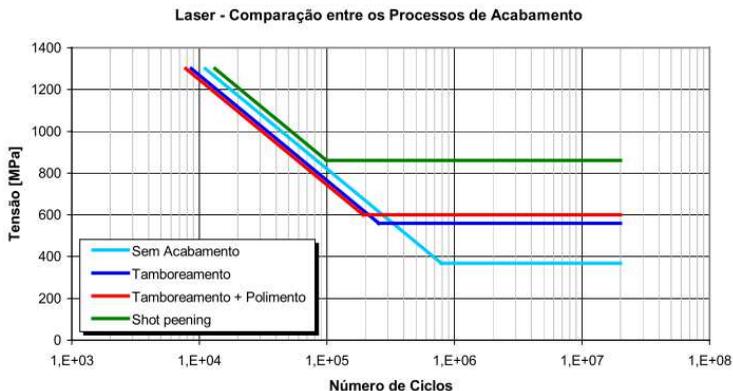


Figura 2.7 - Comparação da vida em fadiga para diferentes acabamentos superficiais (9)

2.4.3 Efeito das tensões residuais

As tensões residuais, sejam elas intencionais ou não, podem afetar a vida em fadiga em componentes de forma positiva ou negativa. As tensões residuais de tração diminuem a vida em fadiga do componente e as de compressão causam o efeito contrário.

Quando a peça sofre as solicitações normais de operação, a tensão residual se soma a estas tensões, influenciando na tensão média a qual o componente está sujeito. Dessa maneira, em peças com tensões residuais de compressão, as solicitações por tração devem superar a tensão residual para depois o componente realmente estar solicitado por tração. Como são as tensões de tração que influenciam no início e propagação da trinca, a vida em fadiga é aumentada.

Existem alguns meios de induzir tensões residuais em componentes intencionalmente para melhorar o seu desempenho como *shoot-peening*, tamboreamento e pré-deformação. O nível de tensão residual também deve ser controlado, pois pode também inserir defeitos no componente que por sua vez diminuem a vida em fadiga.

2.5 Extensometria

A extensometria é um método de medir a deformação em pontos ou regiões de interesse. A partir desta medida podem-se estimar

diversas grandezas físicas como pressão, tensão, deslocamento, força, aceleração e outros, transformando-se assim em um método bastante versátil. Com o equipamento adequado sua aplicação vai desde a medição experimental de tensões até equipamentos médicos de alta precisão (JUNIOR).

O tipo mais comum de extensômetros são os elétricos de resistência, que tem como principais vantagens as seguintes características:

- Aplicação direta sobre a peça;
- Interpretação simples dos resultados;
- Alta precisão;
- Baixo custo;
- Boa resposta em aplicações estáticas e dinâmicas;
- Pode ser utilizado submerso ou áreas classificadas, desde que se tomem as precauções necessárias.

2.5.1 Princípio de funcionamento

A resistência de um condutor de seção uniforme se comporta conforme a equação:

$$R = \rho \frac{L}{A} \quad (2.9)$$

Onde:

R = resistência do condutor;

L = comprimento do condutor;

A = área da seção transversal do condutor;

ρ = resistividade do material, que pode variar com a temperatura e deformação a qual o material está submetido.

Quando este condutor é submetido à tração ou compressão, ele apresentará uma variação positiva ou negativa de resistência, respectivamente, devido a variação de seu comprimento, a variação de sua seção transversal (devido ao efeito de Poisson), e também a variação do valor da própria resistividade ρ .

Levando em conta esses fatores, medindo-se a variação da resistência, podemos chegar ao valor da deformação do condutor no sentido longitudinal, através equação 2.10.

$$\frac{\Delta R}{R} = k \frac{\Delta L}{L} \quad (2.10)$$

Onde:

$\frac{\Delta R}{R}$ = variação da resistência do condutor;

$\frac{\Delta L}{L}$ = Deformação longitudinal do condutor;

K= *Gage factor*.

A obtenção da equação (2.10) pode ser encontrada em detalhes em diversas publicações especializadas sobre o assunto, como (JUNIOR) e (ROSA, et al., 2008).

O *gage factor* K pode ser definido como a sensibilidade do sensor e varia com o tipo de material do condutor e também com a construção do extensômetro. Valores típicos de K estão entre 1,8 e 2,1. Seu valor correto pode ser encontrado no *datasheet* da maioria dos extensômetros usados comercialmente, sendo calibrado lote a lote.

2.5.2 Construção do extensômetro

Para que a variação da resistência seja feita através de extensômetros é necessário que uma pequena deformação altere consideravelmente a resistência do condutor. Este não deve oferecer resistência significativa à deformação, de modo a interferir na medição. Deve apresentar também dimensões reduzidas para que se possa medir com melhor aproximação a tensão em um ponto de interesse, ao invés da média de tensões ao redor do ponto.

A partir dessas necessidades os extensômetros mais utilizados atualmente são os de lâmina que utilizam condutores muito finos, de espessura da ordem de 3 a 10 μm . Os materiais mais utilizados na fabricação da lâmina são as ligas de constantan, K-alloy, Karma e outros.

Esse condutor é montado sobre uma base flexível também muito fina, que serve para transmitir a deformação da peça ao elemento resistivo, possibilitado assim sua aplicação nas diversas superfícies. Os principais materiais de que são feitas as bases são: poliamida, epóxi, fibra de vidro reforçada, baquelita e poliéster.

Cada material utilizado na lâmina, combinado com o material da base, resulta em um extensômetro com características específicas para uma aplicação como: medição em altas temperaturas, alto ciclo, dinâmica, e outros.

2.5.3 Configuração de extensômetros

Existem diversas configurações de extensômetros resistivos. A utilização de uma ou outra depende do conhecimento acerca do estado de tensões no ponto.

O tipo mais comum de extensômetro resistivo é o de uma direção, mostrado na figura 2.8, utilizado quando se conhece a direção da deformação. O sensor é colado de modo que seu eixo de medição coincida com a direção da deformação.



Figura 2.8 - Extensômetro de uma direção ou uniaxial

Geralmente assume-se que não ocorrem deformações fora desse plano, o que causaria também uma variação de resistência que seria interpretada de forma errada.

Os extensômetros de lâmina podem ter mais de um elemento resistivo montado sobre a mesma base, e quando são construídos dessa maneira são chamados de roseta.

Existem rosetas de duas direções, mostrado na figura 2.9, usado quando se conhece as direções das deformações principais.

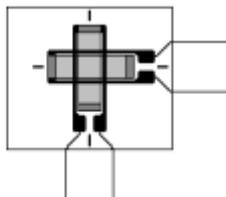


Figura 2.9 - Roseta de duas direções ou biaxial

E existem também rosetas de três direções, utilizado quando não se conhece a direção das deformações principais, mostrado na figura 2.10.

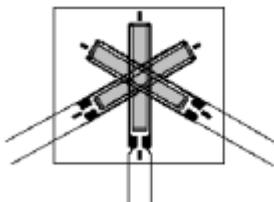


Figura 2.10 - Roseta de três direções ou triaxial

Existem ainda outras configurações de rosetas, e outros tipos de extensômetros para aplicações mais específicas, e podem ser encontradas em catálogos de fabricantes, como (Messtechnik).

2.5.4 Escolha dos extensômetros

Para a utilização de extensômetros deve-se escolher o tipo do material da grade e da base, o tipo de construção do extensômetro, o material adesivo e posteriormente a proteção que será aplicada após a colagem. Essas escolhas devem ser feitas com base na aplicação e dependem, entre outros fatores, da intensidade da deformação, da temperatura de trabalho, do número de ciclos, da velocidade necessária de resposta, do material e geometria onde será medida a deformação e também do ambiente onde está a peça.

Existem diversas literaturas que auxiliam na escolha, como (ANDOLFATO, et al., 2004), (Extensometria, 1999). Também no momento da compra dos extensômetros, os próprios fabricantes fornecem auxílio técnico.

2.5.5 Posição de colagem dos extensômetros

Outra escolha importante é a posição de colagem do extensômetro que depende do carregamento ao qual a peça está submetida. Os casos mais comuns são:

- **Tração pura**

Neste caso o carregamento é uniaxial, e para medir a deformação é colado um extensômetro nessa direção. Geralmente ocorre em ensaios de tração onde se deseja conhecer o módulo de elasticidade, resistência a tração e Coeficiente de *Poisson* de um material. Quando se deseja conhecer também o coeficiente de Poisson é colado ainda um segundo extensômetro na direção perpendicular ao carregamento.

- **Flexão**

Na flexão de uma viga, as fibras de um lado da peça estão sujeitas a tração, enquanto que as do lado oposto estão sujeitas a compressão. Como este é o caso utilizado neste trabalho para medição do deslocamento do corpo de prova, uma simulação simples utilizando o software ANSYS foi feita para demonstrar o que ocorre em uma viga sob flexão. A figura 2.11 mostra as condições de contorno do problema, onde uma viga está engastada à direita e sujeita a uma força aplicada no furo a esquerda.

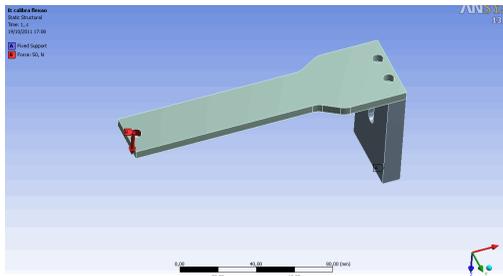


Figura 2.11 - condições de contorno - viga em flexão

As figuras 2.12 e 2.13 são vistas em perspectiva superiores e inferiores da peça, após a simulação, mostrando as tensões principais atuando na viga. A parte em vermelho está solicitada por tração e a azul por compressão. Podemos notar também a linha neutra, onde a peça não está sujeita a tensões.

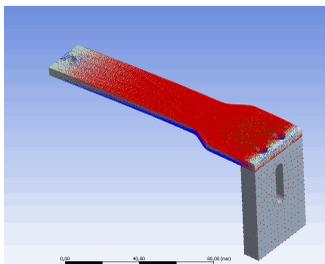


Figura 2.12 - Tensões principais em uma viga sob flexão (vista superior)

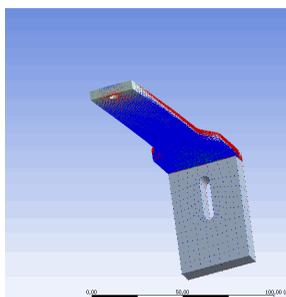


Figura 2.13 - Tensões principais em uma viga sob flexão (vista inferior)

Nesta configuração de carregamento é comum colar um extensômetro em cada lado da peça, de modo que um deles aumenta a resistência enquanto o outro diminui. São dispostos na ponte de wheatstone em posições opostas, de maneira que seus sinais de sentidos contrários se somem, duplicando a sensibilidade à deformação.

2.5.5.1 Torção

Neste caso as direções principais de deformação estão em um plano a 45° do eixo de torção para uma peça de seção circular. Podem-se colar então dois extensômetros neste ângulo, dispostos a 90° um do outro, de modo que um fique submetido à tração e outro a compressão, ocorrendo o mesmo efeito que na flexão.

2.5.6 Medição da deformação

Quando uma peça instrumentada é submetida a uma deformação ocorre mudança no valor nominal de resistência do extensômetro. Um método eficiente de medição de variações de resistência muito empregado neste tipo de aplicação é a ponte de *Wheatstone*, mostrada na figura 2.14.

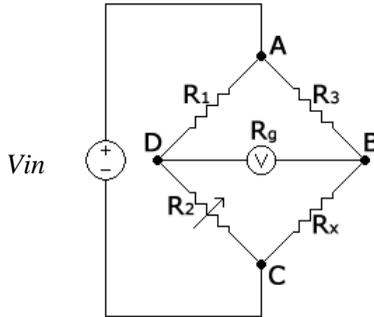


Figura 2.14 - Ponte de wheatstone simples

Uma tensão conhecida V_{in} é aplicada entre os pontos A e C. Mede-se então a tensão V entre os pontos D e B. Quando a tensão medida é zero, diz-se que a ponte está balanceada. Para que isso ocorra é necessário que a equação 2.11 seja satisfeita.

$$R_1 R_x = R_3 R_2 \quad (2.11)$$

Quando algum dos resistores apresenta resistência diferente dos demais aparece uma tensão V diferente de zero entre D e B, e diz-se que a ponte está desbalanceada. A tensão V pode ser calculada pela seguinte equação 2.12, obtida aplicando-se as Leis de Kirchhoff no circuito.

$$\frac{V}{V_{in}} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_3 + R_x} \quad (2.12)$$

Na aplicação em extensometria existem diversas configurações de montagem da ponte de *Wheatstone*, dependendo do número de extensômetros que se deseja utilizar.

Na mais simples, chamada medição com quarto de ponte, os resistores R_1 , R_2 e R_3 são resistores de precisão de valor nominal igual

ao valor nominal do extensômetro, tipicamente 120 ou 350 Ohms. Dessa maneira quando a resistência do extensômetro aumentar ou diminuir, ou seja, quando a peça instrumentada sofrer tração ou compressão respectivamente, a ponte se tornará desbalanceada e uma tensão será medida entre os pontos D e B. Como se conhece a relação entre a tensão e a variação da resistência e também entre a variação da resistência e a deformação aplicada ao extensômetros, podemos estimar a deformação sofrida pela peça.

Quando se utiliza dois extensômetros na ponte de *Wheatstone*, chama-se a aplicação de medição a meia ponte. A posição dos extensômetros e o estado de tensões da peça determinam a posição em que eles serão ligados na ponte.

Neste trabalho um extensômetro foi colado em cada lado da peça que está sendo solicitada por flexão. Desta maneira um sofre tração e aumenta sua resistência, e o outro sofre compressão e diminui sua resistência. Assim, eles devem ser ligados na ponte em “braços opostos”, por exemplo, na posição dos resistores R1 e R3. Como a variação de resistência dos dois é idêntica, trocando-se apenas os sinais, se analisarmos a equação 2.12, observamos que na verdade somamos duas vezes a variação da resistência no cálculo da tensão de saída, duplicando a sensibilidade à deformação.

Existe ainda a vantagem neste tipo de ligação de se diminuir o efeito de variação de temperatura da peça e do meio ambiente, uma vez que os dois extensômetros sofrem igual variação de resistência devido a este efeito, mas a variação ocorre na mesma direção, e quando seus sinais são subtraídos na ponte se anulam.

Na última configuração utilizam-se quatro extensômetros na ponte, ou seja, toda ela é formada por sensores. É utilizada quando se precisa de grande sensibilidade.

A variação de resistência no extensômetro é muito pequena, da ordem de miliOhms. Por isso é necessário utilizar amplificadores operacionais para se amplificar a tensão de saída. É comum se utilizar ganhos maiores que 1000 vezes nessas operações.

Existem diversos equipamentos comerciais onde podemos ligar o extensômetro e eles internamente completam a Ponte de *Wheatstone* e amplificam o sinal. Neste trabalho optou-se por desenvolver uma placa de circuito impresso para tais fins, por questões de alto custo dos equipamentos disponíveis no mercado.

2.5.7 Colagem dos extensômetros

A colagem do extensômetro na peça é um processo delicado e interfere diretamente na medição, por isso deve ser feita em ambiente controlado, utilizando-se equipamentos esterilizados.

O primeiro passo é a preparação da superfície onde será colado o extensômetro. Esta deve estar limpa e com a menor rugosidade possível. Para tal, ela deve ser limpa com álcool ou RMS (solução contendo 50 % de álcool isopropílico e 50 % de acetona). Depois deve ser lixada com cuidado. O tamanho da lixa depende do acabamento da superfície. Após o processo de lixamento, a superfície deve ser lavada com água e sabão em abundância e depois esterilizado novamente com álcool e RMS.

A colagem deve ser realizada em seguida na superfície preparada. Em (ANDOLFATO, et al., 2004) e (JUNIOR) podemos encontrar detalhadamente instruções sobre este processo, que pode variar devido à geometria das peças, o tipo de cola, o agente de proteção entre outros.

2.6 O Fenômeno da Ressonância

Para se entender de uma forma simplificada o fenômeno da ressonância é conveniente se fazer uma analogia com um sistema massa-mola-amortecedor de 1 grau de liberdade, mostrado na figura 2.15.

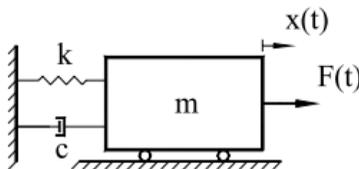


Figura 2.15 - Sistema massa-mola-amortecedor de 1 grau de liberdade

Para fins de estudos, a massa é considerada rígida; a mola sem massa; o amortecedor sem massa ou rigidez e o atrito com o piso é considerado nulo.

A mola exerce uma força F_k quando está fora da sua posição de equilíbrio. A força é linear e proporcional ao deslocamento segundo a equação (2.13):

$$F_k = kx(t) \quad (2.13)$$

Onde:

- k é a constante elástica da mola;
- $x(t)$ é o deslocamento da massa medido a partir da posição inicial de equilíbrio no tempo t .

O amortecedor exerce uma força F_d proporcional à velocidade da massa, segundo a equação (2.14).

$$F_d = c\dot{x}(t) \quad (2.14)$$

Onde:

- c é a constante de amortecimento;
- $\dot{x}(t)$ é a velocidade no tempo t .

O diagrama de corpo livre (D.C.L.) é mostrado na figura 2.16.

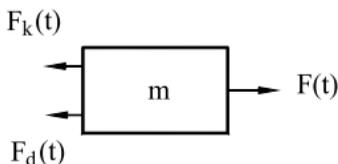


Figura 2.16 - Diagrama de corpo livre do sistema (24)

Aplicando a segunda lei de Newton no D.C.L. obtemos a equação (2.15)

$$F(t) - F_k(t) - F_d(t) = m\ddot{x}(t) \quad (2.15)$$

Onde:

- $\ddot{x}(t)$ é a aceleração da massa no tempo t .

- $F(t)$ é o carregamento aplicado no sistema no tempo t .

Substituindo as equações (2.13) e (2.14) em (2.15), temos:

$$F(t) = m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) \quad (2.16)$$

A equação (2.16) é uma equação diferencial ordinária de coeficientes constantes e representa o sistema físico idealizado mostrado na figura 2.15.

2.6.1 Sistema não amortecido em vibração livre

Quando a força externa $F(t)$ é nula diz-se que o sistema é não forçado. O movimento pode ocorrer por determinado tempo após a aplicação e retirada de uma força ou um deslocamento inicial.

Se assumirmos um sistema também sem amortecimento a equação (2.16) toma a seguinte forma:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2.17)$$

Uma solução para a equação (2.17) é:

$$x(t) = A\cos(w_n t) \quad (2.18)$$

Onde:

- A é a amplitude do movimento;
- w_n é a frequência natural do sistema;

A equação (2.18) indica que sistema realiza uma oscilação harmônica simples com frequência angular w_n e amplitude A .

Quer dizer, na prática, que o sistema se movimento para frente e para trás a partir da posição de equilíbrio $\frac{w_n}{2\pi}$ vezes por segundo.

A frequência natural w_n depende apenas da massa e da rigidez da mola, conforme a equação (2.19).

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.19)$$

Definindo as condições iniciais do sistema:

$$x(0) = x_0 \quad (2.20a)$$

$$\dot{x}(0) = v_0 \quad (2.20b)$$

Podemos calcular a amplitude e a fase através da equação (2.21).

$$A = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{\omega_n}\right)^2}, \quad \tan(\varnothing) = \frac{v_0}{x_0 \omega_n} \quad (2.21)$$

Esse exemplo não amortecido e sem forças externas é importante para entendermos de maneira simplificada que um sistema tende a oscilar na frequência natural quando é excitado e depois deixado livre.

No caso de não existirem forças de atrito ou amortecimento o sistema continua o movimento com a mesma amplitude e frequência indefinidamente.

A resolução das equações diferenciais descritas nessa seção foge do escopo desse trabalho, mas são bem conhecidas e podem ser encontradas em detalhes em (MENDONÇA, 2004), (NETO, 2008), (SODRÉ, 2003).

2.6.2 Sistema amortecido com oscilações livres

Em um sistema onde a força externa é nula, mas apresenta um amortecimento viscoso, a equação (2.16), toma a seguinte forma:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2.22)$$

Uma solução para a equação (2.22) é:

$$x(t) = Ae^{-\xi \omega_n t} \cos(\omega_d t + \varnothing) \quad (2.23)$$

Onde:

- A é a amplitude inicial do movimento;
- ω_n é a frequência natural do sistema;
- ω_d é a frequência natural amortecida;
- \varnothing é o ângulo de fase;
- ξ é o coeficiente de amortecimento viscoso.

O coeficiente de amortecimento por ser calculado a partir da equação (2.24).

$$\zeta = \frac{c}{2mw_n} \quad (2.24)$$

Dependendo do valor do coeficiente de amortecimento, o movimento pode até mesmo deixar de ser periódico, retornando a sua posição inicial sem realizar um único ciclo completo (SOEIRO, 2008). Podemos classificar os sistemas amortecidos em:

- Sub-amortecidos, onde $\zeta < 1$;
- Criticamente amortecidos, onde $\zeta = 1$;
- Super-amortecidos, onde $\zeta > 1$.

Estudando apenas os sistemas sub-amortecidos temos que a frequência natural amortecida é definida da seguinte maneira:

$$w_d = w_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.25)$$

Definindo um problema onde a condição inicial é um deslocamento prescrito x_0 , e a velocidade inicial é nula temos que:

$$A = \frac{x_0}{\sqrt{1 - \zeta^2}}, \quad \tan(\emptyset) = \frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}}, \quad (2.26)$$

Comparando as equações (2.18) e (2.23) (oscilações livres com e sem amortecimento) notamos duas diferenças principais. A primeira é que a frequência de vibração do sistema é menor que a frequência natural.

A segunda é a presença do termo $e^{-\xi w_n t}$, que representa exatamente o amortecimento do sistema. Este termo indica que o movimento não tem mais a amplitude constante e que esta decai ao longo do tempo até se tornar nula.

A figura 2.17 mostra o comportamento do deslocamento de um sistema amortecido com um deslocamento inicial x_0 .

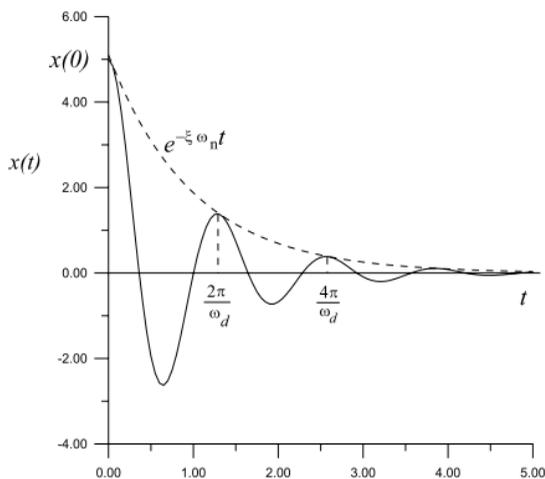


Figura 2.17 - Vibração amortecida livre de um sistema massa-mola-amortecedor

Podemos perceber que a amplitude diminui a cada ciclo, tendendo a um valor nulo.

2.6.3 Carregamento harmônico

Quando a força externa não é mais nula a equação diferencial deixa de ser homogênea. O tipo mais simples de carregamento externo é o harmônico, onde a força externa tem uma amplitude A e uma frequência w , mostrada na equação (2.27).

$$F(t) = A \cos wt \quad (2.27)$$

Substituindo (2.27) em (2.16) temos:

$$A \cos wt = m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) \quad (2.28)$$

A solução particular para esta equação tem a forma:

$$x(t) = X \cos(wt + \phi) \quad (2.29)$$

Onde:

- X é a amplitude do deslocamento;
- \emptyset é o ângulo de fase.

Substituindo (2.29) em (2.28) e fazendo as devidas manipulações matemáticas temos:

$$X = \frac{A}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\zeta w}{w_n}\right)^2}}, \quad \tan(\emptyset) = \frac{\frac{2\zeta w}{w_n}}{1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2} \quad (2.30)$$

Somando-se a solução particular com a solução homogênea obtida nas seções anteriores, considerando o ângulo de fase \emptyset nulo, temos a solução geral do sistema:

$$x(t) = (C_1 \cos(w_n t) + C_2 \text{sen}(w_n t))e^{-\xi w_n t} + \frac{A}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\zeta w}{w_n}\right)^2}} \cos(wt) \quad (2.31)$$

O termo $\frac{w}{w_n}$ é conhecido como fator de amplificação e pode ser representado por β .

Se considerarmos o sistema sem amortecimento, o coeficiente de amortecimento viscoso se torna nulo e a equação (2.31) se torna:

$$x(t) = C_1 \cos(w_n t) + C_2 \text{sen}(w_n t) + \frac{A}{1 - (\beta)^2} \cos(wt) \quad (2.32)$$

Aplicando condições iniciais nulas na equação (2.32) temos:

$$x(t) = \frac{A}{1 - (\beta)^2} (\cos(wt) - \cos(w_n t)) \quad (2.33)$$

Quando β é igual à unidade, diz-se que o sistema está em ressonância e a frequência da força harmônica de excitação é igual a frequência de vibração livre do sistema. Neste caso, analisando a equação (2.33) é possível notar que o denominador e o numerador tendem a zero. Aplicando a regra de L'Hospital, temos:

$$x(t) = t \left(\frac{A w_n \text{sen}(w t)}{2\beta} \right) \quad (2.34)$$

Quando β tem valor unitário a equação (2.34) toma a seguinte forma.

$$x(t) = t \left(\frac{A \cos(\omega t)}{2} \right) \quad (2.35)$$

Podemos notar que a presença do termo “t”, que representa o tempo, fora dos parênteses. Isto implica que a amplitude cresce a cada ciclo tendendo para um valor infinito. A figura 2.18 mostra um exemplo do deslocamento do sistema em ressonância.

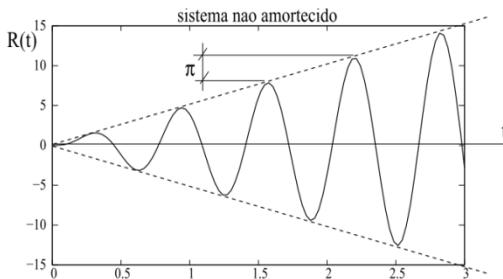


Figura 2.18 - Resposta de um sistema não amortecido na ressonância (28)

Na prática todos os sistemas são amortecidos, e a resposta de um sistema em ressonância é amplificada até um valor limite que depende do amortecimento. A figura 2.19 mostra essa resposta.

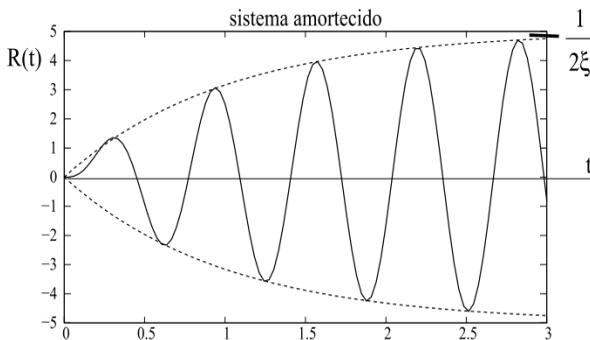


Figura 2.19 - Resposta de um sistema amortecido em ressonância (28)

O sistema de um grau de liberdade é uma simplificação da realidade, mas é de grande auxílio no entendimento do fenômeno da ressonância. No mundo real os sistemas possuem infinitos graus de liberdade.

Para fins práticos, uma viga, por exemplo, pode ser aproximada por um sistema massa-mola-amortecedor com n graus de liberdade, onde n depende da precisão requerida no problema. Para cada grau de liberdade existe uma frequência de ressonância associada.

Quando o sistema é excitado por uma força senoidal de frequência igual à frequência de ressonância, a amplitude máxima de resposta é sensivelmente maior quando comparada com a resposta de um sistema estático solicitado por uma força com amplitude igual a do seno.

3 PROJETO E CONSTRUÇÃO DO EQUIPAMENTO

O equipamento consiste basicamente em uma bobina construída para gerar um campo magnético senoidal alternado, que por sua vez gera uma força no corpo de prova, ocorrendo a flexão do mesmo. A figura 3.1 mostra o corpo de prova no ponto de máxima flexão durante um ensaio.

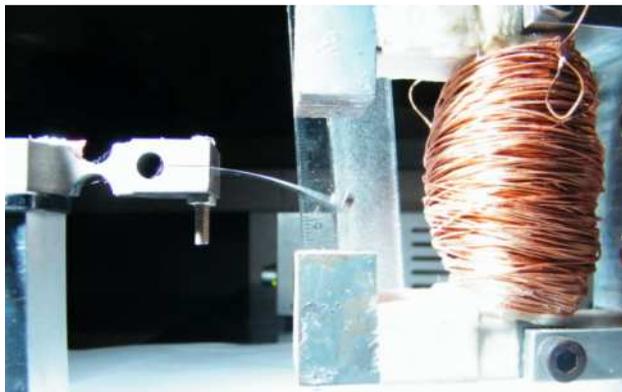


Figura 3.1¹ - Ensaio de flexão com o corpo de prova no ponto inferior

Na condição da foto, as fibras inferiores do corpo de prova estão sujeitas à compressão, enquanto as fibras superiores à tração.

Quando o campo magnético inverte o sentido, ocorre o mesmo com o deslocamento do corpo de prova, invertendo também as solicitações nas fibras superiores e inferiores, caracterizando um ensaio de fadiga por flexão alternada.

Para melhor eficiência da máquina a frequência da força alternada coincide com a primeira frequência de ressonância do corpo de prova, onde o modo de vibração é de flexão. Desta maneira uma pequena força consegue produzir um grande deslocamento devido ao efeito da ressonância. É utilizado ainda um ímã fixado na ponta do corpo de prova para maximizar o deslocamento.

Precisamos controlar a frequência da corrente de excitação da bobina de modo que esta coincida com a frequência de ressonância do corpo de prova. Deve-se também controlar a amplitude da corrente para que seja possível atuar na variação do deslocamento.

¹ A figura foi tirada durante um ensaio real ocorrendo em aproximadamente 120 Hz, com o auxílio de uma lâmpada estroboscópica operando na mesma frequência.

Torna-se necessário também medir o deslocamento do corpo de prova, o que neste trabalho foi feito através de uma célula de carga instrumentada com extensômetros. Esta foi uma maneira econômica e simples de se medir o deslocamento, mas nada impede que sejam desenvolvidos outros métodos de medição com outros equipamentos.

Falta ainda um elemento que consiga centralizar todas as informações e atuar como um controlador. Este elemento pode ser desenvolvido via hardware ou software. No presente trabalho, optou-se por controlar o equipamento via software obtendo-se maior flexibilidade.

Fica evidente que para a construção da máquina é necessário o conhecimento em diversos campos, que se complementam e interagem entre si, não podendo o equipamento ser construído de maneira isolada, sem uma visão do todo.

Dividiu-se por conveniência o projeto do equipamento em três grandes áreas:

- Projeto mecânico;
- Projeto eletromagnético;
- Projeto eletrônico.

O controle do equipamento é descrito no capítulo 4.

3.1 Projeto Mecânico

O projeto mecânico é o primeiro a ser feito e deve levar em consideração principalmente: os esforços de solicitação na estrutura; a disposição espacial e interface entre componentes como sensores e atuadores que devem estar presentes; nível de tensão desejado no corpo de prova e ambiente de operação.

Para simplificação, foi dividido em três partes:

- Estrutura do equipamento
- Corpos de prova
- Célula de carga

3.1.1 Estrutura do equipamento

A estrutura é a parte mais simples do projeto mecânico. No entanto, é de fundamental importância para funcionamento correto do

equipamento, e foi projetado utilizando o software CAD disponível na universidade, SOLID WORKS.

Deve ser dimensionada para suportar e posicionar todos os elementos corretamente. Os principais componentes presentes são a bobina e a célula de carga.

Consiste em uma base para o equipamento, mostrada na figura 3.2, dois suportes e uma garra que irão fixar a bobina e um suporte para a célula de carga.

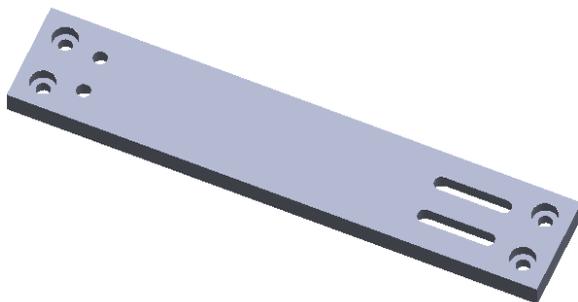


Figura 3.2 - Base do equipamento

Na base serão presos os dois suportes, figura 3.3. Pode-se ver que uma das fixações pode ter a posição ajustada, através de um furo oblongo.



Figura 3.3 - Suporte da garra da bobina

A figura 3.4 mostra a garra onde será fixada a bobina.

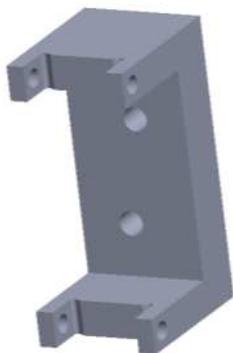


Figura 3.4 - Garra de fixação da bobina

A figura 3.5 mostra o suporte da célula de carga. Na extremidade inferior este componente é parafusado na base.



Figura 3.5 - Suporte da célula de carga

Todos estes componentes foram usinados em alumínio de modo a não interferir no campo magnético que deve passar preferencialmente no entreferro² da bobina, passando pelo corpo de prova.

² Espaço da bobina onde não contém aço, apenas ar. O campo magnético é direcionado para passar por esta região.

Na figura a seguir pode-se ver a montagem de todos os componentes da estrutura.

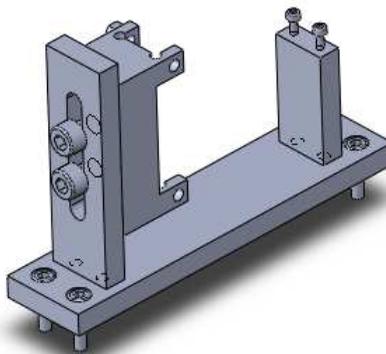


Figura 3.6 - Modelo CAD da montagem da estrutura da máquina

No APÊNDICE A pode-se encontrar a planificação dos quatro componentes, necessária para fabricação.

3.1.2 Corpo de prova

A geometria e a fabricação do corpo de prova são fundamentais em ensaios de fadiga, devendo se aproximar da condição de fabricação real do componente que ele representa.

A geometria depende principalmente do tipo de sollicitação e do tipo de aceleração do ensaio.

A sollicitação pode ser, por exemplo, de flexão, tração ou torção.

Para que a falha ocorra em tempo aceitável, o ensaio de fadiga deve acelerar a ocorrência da falha por meio de um dos seguintes fatores:

- Aumento da taxa de uso em relação à aplicação;
- Nível de tensão mais elevado que o nominal;
- Condições ambientes mais agressivas.

O presente equipamento utiliza os dois primeiros elementos para aceleração da falha. Deve-se ter o cuidado de verificar se ao acelerar o ensaio não foram introduzidos novos modos de falha.

A geometria dos corpos de prova utilizados já estava definida, pois foram utilizados em desenvolvimentos anteriores. Neste trabalho

foi feito o estudo da flexão do corpo de prova para utilizá-lo na máquina.

Para o desenvolvimento do equipamento, foram utilizados espécimes de aço inoxidável descrito anteriormente.

A figura 3.7 mostra o corpo de prova de aço inoxidável modelado em CAD.

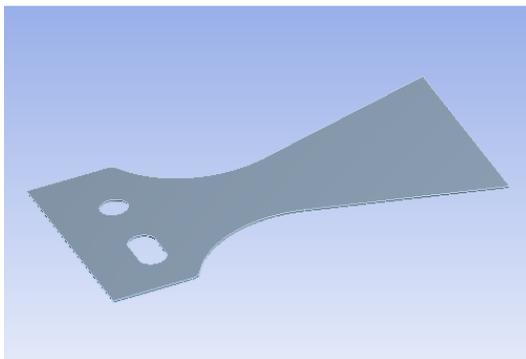


Figura 3.7 – Geometria dos corpos de prova

Na figura podemos ver dois furos que servem para fixação do corpo de prova e pode-se observar uma região de menor largura. Quando a ponta do corpo de prova sofrer um deslocamento para cima ou para baixo, ocorrerá nessa região a maior tensão.

A máquina e o corpo de prova devem ser dimensionados de modo que ocorra nessa região uma tensão superior a de operação da válvula para que ocorra a aceleração da falha.

A tensão limite de fadiga do corpo de prova de aço inoxidável é de aproximadamente 800 MPa (SANDVIK, 2011). O equipamento deve então ser capaz de produzir tensões em níveis acima deste para que ocorra a falha. Nos corpos de prova de aço carbono a tensão de resistência à fadiga é menor (SANDVIK, 2011), portanto o corpo de prova de aço inoxidável foi utilizado como referência. Desta maneira o equipamento atenderá aos dois materiais.

Utilizando o software de elementos finitos ANSYS foram feitas simulações estruturais para se estimar qual o deslocamento mínimo na ponta do corpo de prova para que ocorra a tensão de 800 MPa.

Na figura 3.8 podemos ver as condições de contorno da simulação, onde a célula de carga está fixa na posição dos parafusos

(região azul) e uma força é aplicada na ponta do corpo de prova (região vermelha).

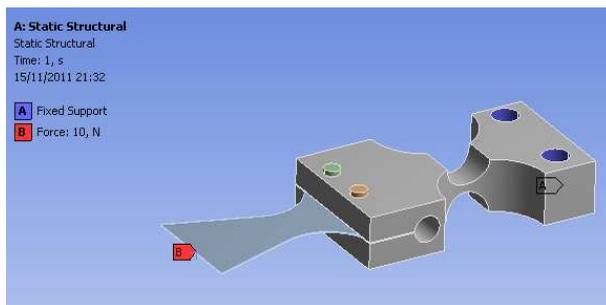


Figura 3.8 - Condições de contorno da simulação em elementos finitos

A opção de grandes deslocamentos está ativa no software, uma vez que ocorrem não linearidades geométricas, devido à grande amplitude de deslocamento do corpo de prova.

Foram utilizados diversos valores de força a fim de se determinar os níveis necessários de deslocamento.

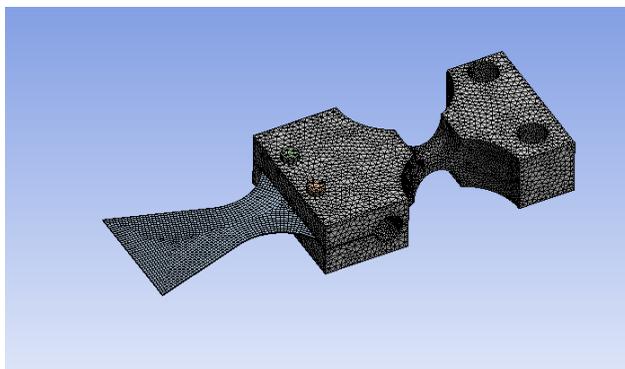


Figura 3.9 - Malha de elementos finitos

A figura 3.9 mostra a geometria discretizada para simulação em elementos finitos utilizada, contendo no corpo de prova três camadas de

elementos hexaédricos de segunda ordem³, para poder representar a tensão que ocorre no ponto de interesse.

Na figura 3.10 podemos ver que a tensão de 800 MPa ocorre na região de interesse.

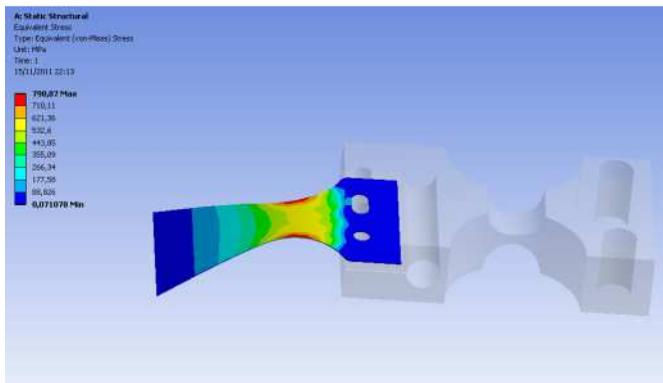


Figura 3.10 - Tensão equivalente no ponto de interesse

Na figura 3.11 a seguir, pode-se ver que esta tensão ocorre quando o deslocamento na ponta do corpo de prova é de aproximadamente 8,34 mm (região azul).

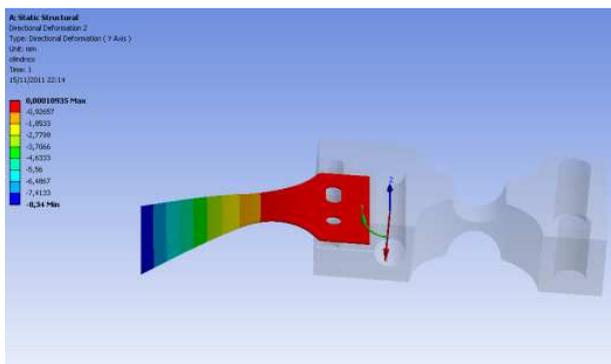


Figura 3.11 - Deslocamento do corpo de prova quando ocorre a tensão de 800 MPa

³ Elemento SOLID 186 do ANSYS. Para maiores detalhes consultar (FISH, et al., 2007).

Com a simulação foi possível determinar então que o deslocamento de pelo menos 8,34 mm deve ocorrer no corpo de prova. Para se determinar o deslocamento máximo do corpo de prova, foi estimado que deve-se ocorrer uma tensão próxima do limite de escoamento do material, que é de aproximadamente 1700 MPa (SANDVIK, 2011).

Na figura 3.12 pode-se observar em qual deformação ocorre uma tensão de aproximadamente 1600 MPa, valor definido como nível máximo de tensão para o ensaio.

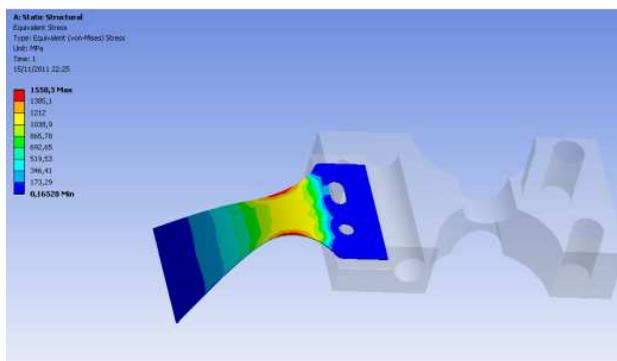


Figura 3.12 - Tensão de 1600 MPa no corpo de prova

Na figura 3.13 pode-se notar que quando ocorre a tensão de 1600 MPa o deslocamento na ponta do corpo de prova é de aproximadamente 15 mm.

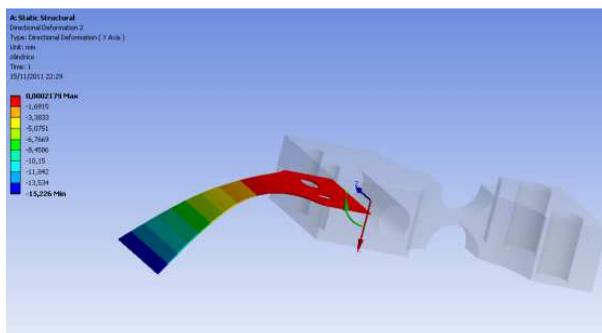


Figura 3.13 - Deslocamento do corpo de prova quando ocorre a tensão de 1600 MPa

Dessa maneira definiu-se um curso de ± 15 mm de deslocamento da ponta do corpo de prova para projeto do equipamento.

O desenho planificado do corpo de prova pode ser encontrado no APÊNDICE 2.

3.1.3 Célula de carga

A célula de carga foi projetada para servir de fixação do corpo de prova e ao mesmo tempo funcionar como um sensor de deslocamento utilizando-se extensômetros.

Na figura 3.14 podemos ver o modelo CAD deste componente.

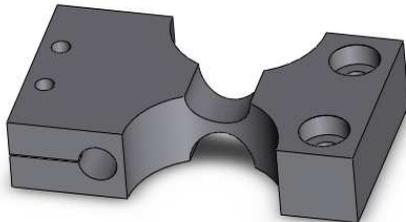


Figura 3.14 - Modelo CAD da célula de carga

Para fixação do corpo de prova foi feito um rasgo de espessura de 0,25 mm, onde o corpo de prova deve ser inserido. No final do rasgo existe um furo tornando a peça mais flexível. Dessa maneira, utilizando-se dois parafusos M2, pode-se fazer com que a célula de carga se deforme e aperte o corpo de prova, fixando-o corretamente.

Na figura 3.15 pode-se ver o detalhe da fixação no componente real.



Figura 3.15 - Detalhe da fixação do corpo de prova

Existe também uma região fragilizada no meio da célula de carga. Esta região tem uma espessura reduzida intencionalmente para se deformar mais que o resto do componente quando o corpo de prova sofrer flexão. Quando isto ocorre, pelo equilíbrio de forças, a célula de carga está sujeita à mesma força que o corpo de prova acrescida de um momento.

Assim a deformação da região fragilizada é proporcional ao deslocamento da ponta do corpo de prova. Utilizando-se extensômetros para se medir essa deformação, podemos fazer uma correlação direta com a tensão que está ocorrendo no corpo de prova no mesmo instante.

Na figura 3.16 abaixo, feita a partir de simulações estáticas utilizando o software ANSYS, podemos ver uma representação vetorial das tensões principais que estão atuando na peça no momento em que o corpo de prova sofre uma flexão.

Em azul, temos a região sujeita a compressão, e em vermelho a tração. Pode-se notar que existe uma concentração de tensões intencional no ponto de fragilização da peça. Outra característica importante é que as deformações principais ocorrem em igual intensidade nas fibras superiores e inferiores da região de interesse, diferindo apenas no sinal.

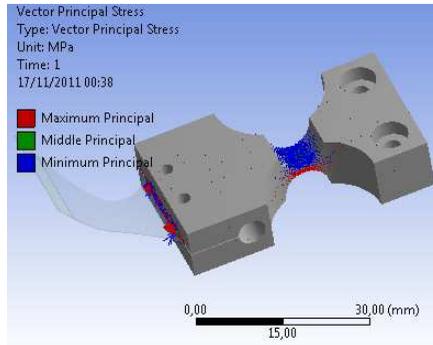


Figura 3.16 - Tensões principais na célula de carga durante flexão do corpo de prova

Esta configuração é indicada para utilização de extensômetros, uma vez que estes devem ser colados nos pontos em que ocorrem as máximas tensões principais. Existe ainda a vantagem de se colar um em cada lado da peça, e utilizar uma configuração em meia ponte, dobrando-se assim a sensibilidade da célula de carga e evitando efeitos negativos na medição como variações de resistência do próprio extensômetro devido às variações de temperatura.

Esta peça foi fabricada em aço ABNT 4140, temperado e revenido, indicado para construção em sensores que utilizam extensômetros. (JUNIOR, 2011)

Para dimensionamento da região fragilizada onde seria medida a deformação foi utilizado o software ANSYS e assumiu-se que a máxima tensão que poderia ocorrer na célula de carga deveria ser inferior a um quarto da tensão de escoamento do aço utilizado, que é de 450 MPa (VILLARES). Desta maneira temos que a máxima tensão admissível é de aproximadamente 112 MPa.

Na figura 3.17 podemos ver o resultado da simulação onde o corpo de prova se desloca na maior amplitude possível no projeto da máquina, ou seja, 15 mm na ponta.

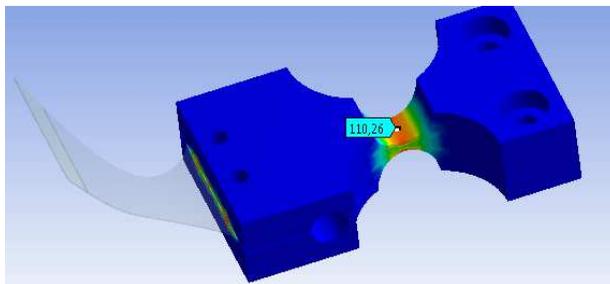


Figura 3.17 - Tensão equivalente na célula de carga, quando ocorre máximo deslocamento do corpo de prova

Podemos notar que a tensão equivalente na pior condição, vale aproximadamente 110 MPa na célula de carga, atendendo assim os requisitos de projeto impostos.

O APÊNDICE 3 contém a planificação necessária para a fabricação da célula de carga. O modelo contido neste trabalho foi dimensionado para esta aplicação específica. Para outra aplicação deve-se dimensionar novamente as regiões fragilizadas.

Depois de usinada a peça, deve ser feita a colagem dos extensômetros. Em (Measurements), (JUNIOR, 2011) e (ANDOLFATO, et al., 2004) podemos encontrar de forma detalhada esse importante procedimento, que envolve a preparação da superfície, a colagem e a cura dos extensômetros.

A célula de carga utilizada nesse trabalho foi instrumentada no laboratório de extensometria do Grupo de Análise e Projeto (GRANTE), da Universidade Federal de Santa Catarina, e é mostrada em detalhe na figura 3.18.

Os terminais dos extensômetros foram soldados na própria célula de carga, como se pode ver na figura abaixo. Nestes são soldados cabos que se comunicam com circuito eletrônico responsável por fazer o condicionamento do sinal, detalhado na seção 3.3 deste capítulo.

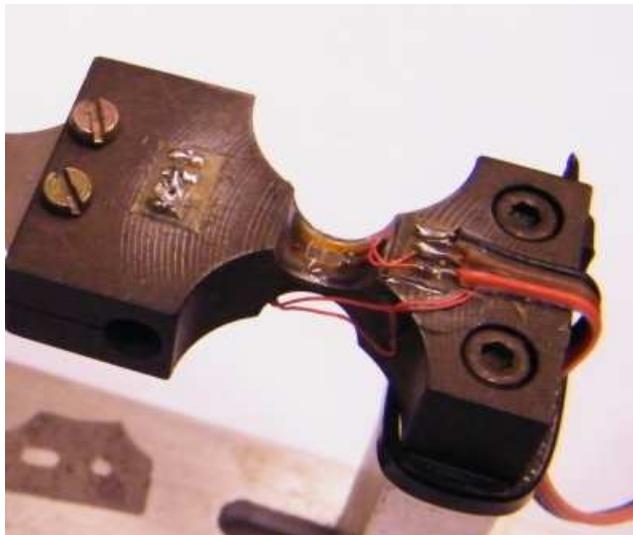


Figura 3.18 - Célula de carga instrumentada

No próximo capítulo encontra-se detalhada a calibração numérica e experimental da célula de carga.

3.2 Projeto Eletromagnético

O projeto eletromagnético consiste em dimensionar a bobina a ser utilizada no equipamento.

Com a informação do deslocamento máximo e mínimo da ponta do corpo temos o tamanho do entreferro da bobina, que foi definido como sendo 30 mm, permitindo um deslocamento de ± 15 mm do corpo de prova.

O próximo passo consiste em se determinar a força necessária para gerar tal deslocamento no corpo de prova. Para tal foram feitas duas simulações utilizando o *software* ANSYS, uma análise modal e uma análise harmônica.

Conhecendo-se o valor da força e do entreferro, é possível dimensionar a bobina através de quatro parâmetros:

- Geometria da lâmina;
- Número de espiras;
- Corrente elétrica (amplitude e frequência);

- Diâmetro do fio.

Para auxílio no dimensionamento da bobina foi utilizado o software FEEM, que realiza simulações eletromagnéticas pelo método dos elementos finitos.

3.2.1 Análise modal numérica

A análise modal foi realizada para se descobrir as primeiras frequências de ressonância do corpo de prova. A figura 3.19 mostra as condições de contorno da simulação.

Pode-se observar em azul que se utilizou um apoio fixo na região dos parafusos da célula de carga. Nenhuma outra condição de contorno foi aplicada na estrutura.

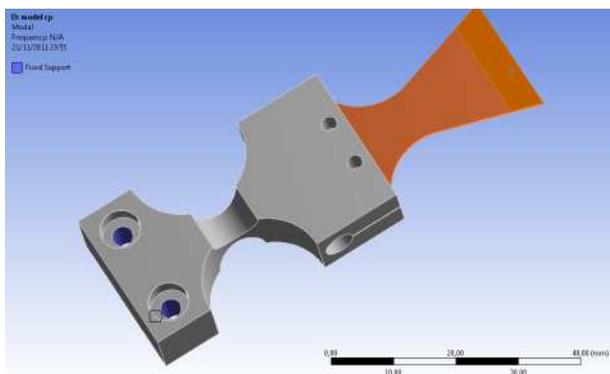


Figura 3.19 - Condição de contorno da análise modal

Na análise modal não é possível determinar a amplitude real de vibração dos componentes. O objetivo desta simulação é determinar as primeiras frequências de ressonância do corpo de prova, para servir como entrada para análise harmônica. Esta segunda, com estes dados e também o amortecimento é capaz de determinar o deslocamento do corpo de prova para uma dada força senoidal. Como a corrente será senoidal, assume-se que o campo magnético e a força por ele gerada também serão senoidais.

Na figura abaixo se pode ver o primeiro modo de vibração, que ocorre na frequência de aproximadamente 172 Hz para o corpo de prova de aço inoxidável.

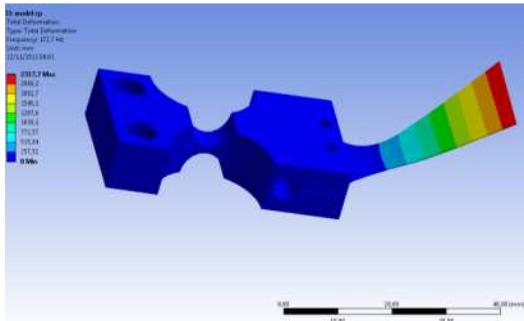


Figura 3.20 - Primeiro modo de vibração em 172 Hz

Conforme podemos observar o primeiro modo é de flexão, exatamente como desejado neste trabalho.

Posteriormente foi feita a verificação experimental desta simulação, discutida no próximo capítulo, que mostra que os resultados numéricos representam de forma satisfatória o que acontece na realidade.

No projeto final da máquina foram utilizados pequenos ímãs de neodímio com a intenção de reduzir a corrente elétrica necessária. Estes ímãs fixados ao corpo de prova tendem a abaixar a frequência de ressonância, mas para fins de cálculo da força, não são necessários na análise modal nem harmônica.

O próximo modo de vibração ocorre na frequência de 545 Hz aproximadamente, mas não é de interesse neste trabalho.

3.2.2 Análise harmônica

Com os dados fornecidos pela análise modal é possível realizar uma análise harmônica para se determinar qual a força necessária para se deslocar a ponta do corpo de prova de 15 mm, quando este é excitado por uma força senoidal.

Como esta análise foi realizada sem um protótipo físico, foi assumido um valor de $\zeta = 2\%$ para a constante de amortecimento, sendo este um valor usual quando o valor real é desconhecido. Na calibração, descrita no capítulo 4, foi realizada uma análise modal experimental, onde se obteve o valor experimental do amortecimento para o primeiro modo de vibração através do método da banda de meia potência, 2,6%.

Na figura 3.21 pode-se ver condições de contorno da análise.

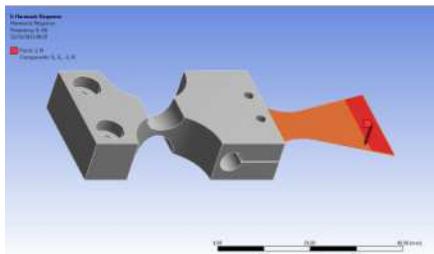


Figura 3.21 - Condições de contorno da análise harmônica

Na realização desta análise utilizando o *software* ANSYS, as condições de contorno e os resultados da análise modal são automaticamente utilizados como dados de entrada. Assim temos a célula de carga ainda fixada nos mesmos pontos. A condição de contorno adicionada é uma força na vertical na área indicada em vermelho, representando a força eletromagnética. Na primeira simulação foi utilizado o valor de 1 N, obtendo-se o deslocamento de aproximadamente 9 mm na ponta do corpo de prova.

Através de um processo iterativo, descobriu-se a força necessária para gerar o deslocamento requerido de 15 mm. A figura 3.22 mostra este resultado, obtido quando se aplica a força com amplitude igual a 1,7 N.

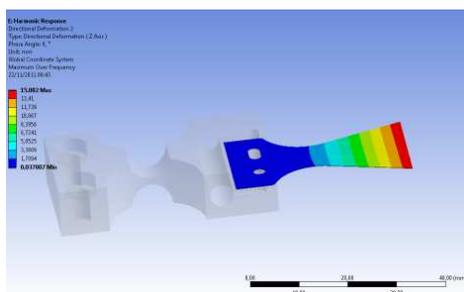


Figura 3.22 Deformação do corpo de prova para força de 1,7 N

A próxima figura mostra a resposta em frequência numérica do deslocamento na vertical de um ponto situado na ponta do corpo de prova até 300 Hz.

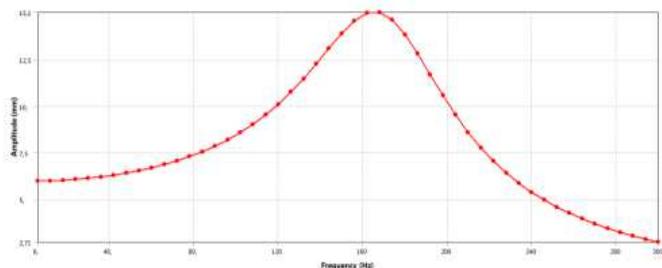


Figura 3.23 - Reposta em frequência do deslocamento da ponta do corpo de prova

Os resultados das simulações modais e harmônicas são fundamentais no dimensionamento da máquina. O software ANSYS é capaz de prever com boa precisão o comportamento dinâmico dos componentes através destas análises, o que foi comprovado experimentalmente.

3.2.3 Dimensionamento da bobina

Com o valor da força e do deslocamento necessários é possível dimensionar a bobina. Para se realizar esta tarefa foi usado o software de elementos finitos gratuito FEMM, utilizado para simulações eletromagnéticas.

O primeiro passo é desenhar a lâmina que será utilizada com entreferro suficiente para permitir o deslocamento máximo de 30 mm. Foram feitas mais duas considerações para dimensionamento da lâmina:

- Deve oferecer espaço suficiente para as espiras de cobre;
- O aço deve trabalhar na região linear da curva de magnetização.

O aço utilizado foi o ABNT 1006, disponível em chapas de 0,5 mm de espessura. O pacote foi montado com 50 lâminas empilhadas, totalizando 25 mm de espessura, valor suficiente para cobrir toda a largura do corpo de prova.

A figura 3.24 mostra a geometria da lâmina, em forma de “C”, para gerar um campo magnético aproximadamente constante na região do entreferro.

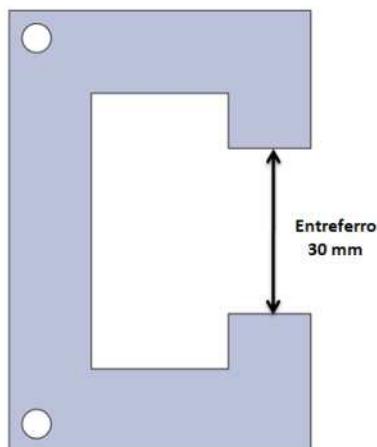


Figura 3.24 - Geometria da lâmina

Podem-se notar ainda dois furos na lâmina, utilizados para sua fixação na estrutura. No APÊNDICE 1 encontra-se a planificação da lâmina, necessária para sua fabricação.

Como este equipamento tem uma aplicação específica e não será produzido em larga escala, utilizou-se 500 gramas de aço e 300 gramas de cobre, aproximadamente; quantidades que podem ser reduzidas se necessário. Porém, para se realizar tal otimização seria preciso um estudo mais detalhado na área eletromagnética e térmica.

Com o desenho da lâmina definido foram feitas simulações numéricas para definição dos outros parâmetros da bobina que são: amplitude da corrente elétrica e número de espiras. Depois de obtidos estes valores uma bobina real foi construída.

3.2.4 Simulação eletromagnética da bobina

A figura 3.25 a seguir mostra as condições de contorno da simulação realizada no *software* FEMM utilizando a geometria de lâmina da figura 3.24.

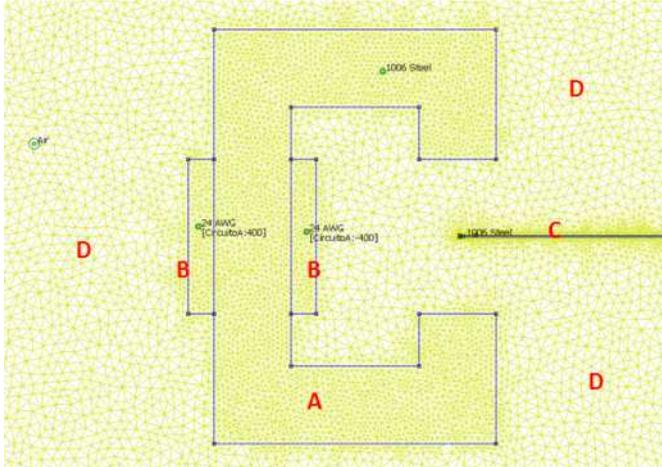


Figura 3.25 - Modelo da bobina para simulação eletromagnética

Se trata de uma simulação 2D, com malha triangular, onde a espessura é um parâmetro de entrada da simulação. A região **A** representa a lâmina; a região **B** representa as espiras de cobre e a região **C** representa o corpo de prova. Todos os corpos estão envoltos por ar nas regiões representadas por **D** e uma condição de fronteira do tipo prescrita foi utilizada em um local suficientemente longe da bobina, de modo que não influencie significativamente no resultado na região de interesse.

Os materiais utilizados na simulação foram cobre, nas espiras; aço 1006, nas lâminas e no corpo de prova e o ar no ambiente. Todos foram considerados lineares e estão presentes na própria biblioteca do *software* FEMM.

Resolvendo o problema utilizando 400 espiras e uma corrente de 4 A, obtemos a figura 3.26 que mostra distribuição do campo magnético, e também as linhas de fluxo.

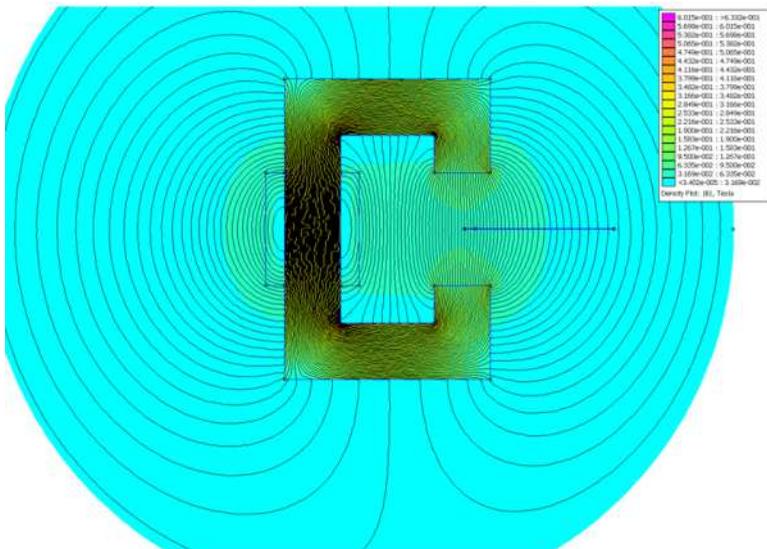


Figura 3.26 - Resultado da simulação para corrente de 4 A e 400 espiras

Podemos notar que a maioria das linhas de fluxo tende a passar pelo entreferro, existindo pouca dispersão e conseqüentemente pouca perda.

O máximo campo magnético no aço vale 0,633 T, o que mostra que este está realmente trabalhando na região linear, fora da saturação.

A figura 3.27 mostra a linha (em vermelho) onde foi realizado o cálculo do valor do campo magnético na região do entreferro.

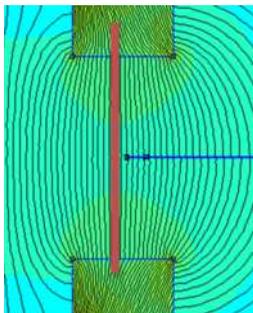


Figura 3.27 - Detalhe da linha utilizada para cálculo do campo no entreferro

Na figura 3.28 pode-se ver o módulo do campo magnético ao longo da linha mostrada anteriormente.

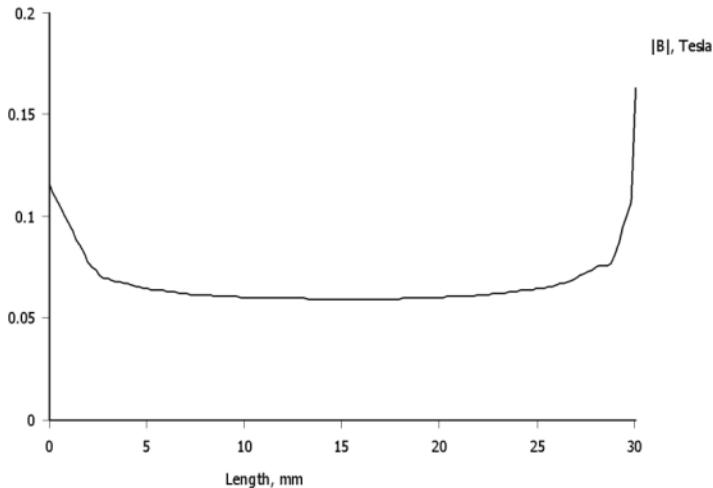


Figura 3.28 - Valor do campo magnético na região do entreferro

Pode-se notar que ele é aproximadamente constante em toda a sua extensão e vale aproximadamente 0,065 T.

O próprio software já conta com funções para calcular a força magnética que aparece nos corpos através do Tensor de Tensão de MAXWELL (MEEKER, 2009).

A força gerada para esta configuração no corpo de prova na direção y (vertical) foi praticamente nula, o que está correto, pois se o corpo de prova estiver no meio do entreferro ele será atraído pelos dois polos magnéticos igualmente.

Para se obter uma força significativa podemos deslocar o corpo de prova do centro do entreferro ou carregá-lo magneticamente, o que é conseguido através de um pequeno ímã de neodímio colado ao mesmo.

Na figura 3.29 vemos o detalhe da nova configuração da simulação, utilizando o ímã. Desta maneira não precisamos deslocar o corpo de prova do centro, o que acarretaria em um movimento com amplitudes diferentes e tensão média diferente de zero na região de interesse.

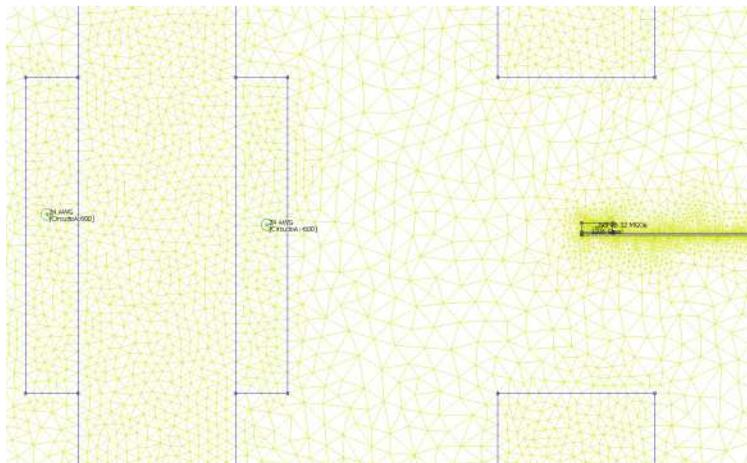


Figura 3.29 - Detalhe da simulação com ímã presente na ponta do corpo de prova

O número de espiras foi aumentado para 600, pois se tem espaço suficiente, e a corrente reduzida para três Ampêres.

Com esta nova configuração obtém-se uma força de 1,73 N quando o corpo de prova está no centro, o que atende as necessidades do projeto. Esta força tende a aumentar ainda mais à medida que o corpo vai sofrendo flexão, e vai se aproximando mais da extremidade do entreferro.

3.2.5 Fabricação da bobina

Após a simulação, uma bobina real foi fabricada. As lâminas foram cortadas em uma máquina de corte a *laser* e o pacote de 25 mm de espessura foi montado. Após o empilhamento das lâminas, uma fita especial, isolante e resistente à alta temperatura foi utilizada para cobrir a área destinada à bobina. A função deste material é isolar eletricamente o cobre do aço e também evitar danos físicos aos fios, uma vez que o pacote contém arestas cortantes.

As espiras de cobre foram enroladas neste pacote manualmente utilizando um fio 24 AWG, que deve trabalhar com a corrente máxima de 3,5 A. Este processo é trabalhoso e viável apenas para produção de poucas unidades ou na fase de prototipagem.

A figura 3.30 mostra a bobina pronta.

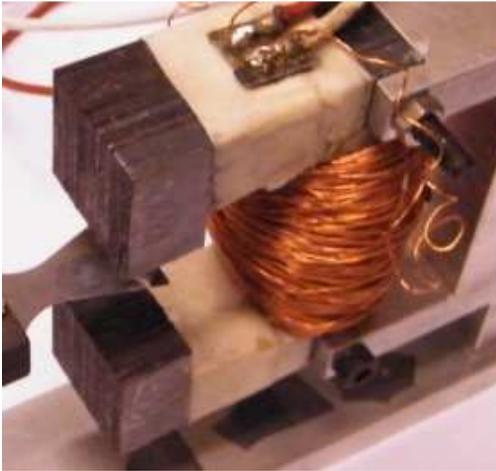


Figura 3.30 - Bobina montada no suporte

Foram soldados os terminais da bobina na própria lâmina e utilizado um cabo convencional para ligar estes terminais à saída do amplificador.

3.2.6 Potência do equipamento

A impedância do circuito é função da resistência do fio da bobina e da impedância. A figura 3.31 mostra o esquema elétrico simplificado.

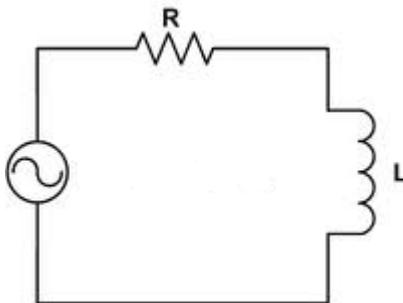


Figura 3.31 - Esquema elétrico simplificado da bobina (BOYLESTAD, 2004)

A corrente que passa pela bobina varia, pois a impedância Z_L devido ao indutor depende da frequência e pode ser calculada utilizando a equação 3.1.

$$Z_L = \omega L \quad (3.1)$$

Onde:

- ω – É a frequência da corrente multiplicada por 2π .
- L – É a indutância da bobina medida em Henrie.

A indutância da bobina foi obtida através do software FEEM que realiza este cálculo através de elementos finitos.

$$L = 0,035 \quad (3.2)$$

A impedância indutiva começa a se tornar importante a partir de frequências mais altas.

A resistência pode ser determinada conhecendo-se o comprimento, a seção circular e o material do fio através da equação 2.9. O valor calculado para a resistência foi de 3,8 Ohms.

A impedância total do circuito, para uma frequência de ensaio de 170 Hz (maior valor utilizado neste trabalho) é a soma da impedância resistiva e indutiva (BOYLESTAD, 2004). Dessa maneira a impedância total vale 9,75 Ohms.

Assumindo um máximo de 3,0 Ampêres para a corrente, pode-se calcular a potência aparente do equipamento através da equação (3.3).

$$P = Z_t i^2 \quad (3.3)$$

Onde:

- Z_t é a impedância total do circuito em Ohms
- i é a corrente do circuito em ampêres.

Utilizando os valores calculados acima na equação 3.3 temos que a potência aparente máxima da máquina vale 87,75 VA .

3.3 Projeto Eletrônico

A parte eletrônica é fundamental neste equipamento, atuando diretamente na instrumentação e controle. Para que possa ser efetuado um controle em malha fechada, deve-se medir a grandeza a ser controlada e conseguir atuar sobre a mesma.

O controle é feito via software, e a parte eletrônica descrita nesta seção consiste no hardware responsável por fornecer o sinal de deslocamento do corpo de prova ao software e controlar a corrente fornecida à bobina, que atua diretamente na amplitude do deslocamento.

3.3.1 Sensor de deslocamento

A célula de carga atua como sensor de deslocamento do equipamento. É instrumentada com dois extensômetros que variam sua resistência proporcionalmente ao deslocamento do corpo de prova. A eletrônica deve proporcionar um meio de medir essa variação de resistência e transformar em um sinal elétrico que possa ser enviado ao software.

Existem no mercado diversos hardwares que poderiam executar esta função automaticamente, apenas ligando-se os extensômetros a estes equipamentos.

Por questões de alto custo destes equipamentos e por ser uma aplicação específica, foi desenvolvida uma placa eletrônica de baixo custo capaz de realizar esta função em conjunto com um conversor de sinal analógico em digital.

Os extensômetros foram colados na célula de carga para formarem uma ligação em meia ponte. A figura 3.32 mostra um esquema de ligação simplificado dos extensômetros na ponte de *Wheatstone*.

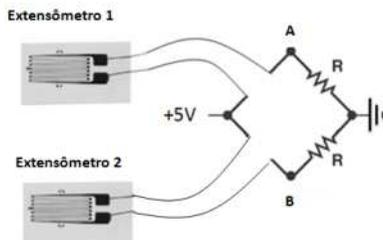


Figura 3.32 - Ligação dos extensômetros na ponte de *Wheatstone*

Como temos dois extensômetros ativos ligados em meia ponte, a tensão lida na ponte de *Wheatstone* entre os pontos A e B será:

$$\frac{V_{AB}}{V_{in}} = \frac{1}{4}k(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \quad (3.4)$$

Onde:

- V_{AB} é a saída de tensão da ponte em Volts;
- V_{in} é a tensão de alimentação da ponte;
- K é o *gage factor* do extensômetro;
- ε_1 é a deformação da peça na posição onde está colado o extensômetro 1 em mm/mm;
- ε_2 é a deformação da peça na posição onde está colado o extensômetro 2 em mm/mm.

Na célula de carga utilizada, a tensão de alimentação da ponte é de 5 Volts, o *gage factor* do extensômetro utilizado vale 2,01 e as deformações do extensômetro 1 e 2 têm módulo igual e sinais contrários, pois um está submetido a tração e outro a compressão.

Substituindo-se estes valores na equação 3.4 temos:

$$V = \frac{5}{4} \cdot 2,01 \cdot 2\varepsilon \quad (3.5)$$

Onde:

- ε é a deformação em valor absoluto da peça no ponto de interesse em mm/mm

A figura 3.33 mostra a deformação simulada via elementos finitos na região de interesse quando o corpo de prova sofre máxima tensão devido à flexão.

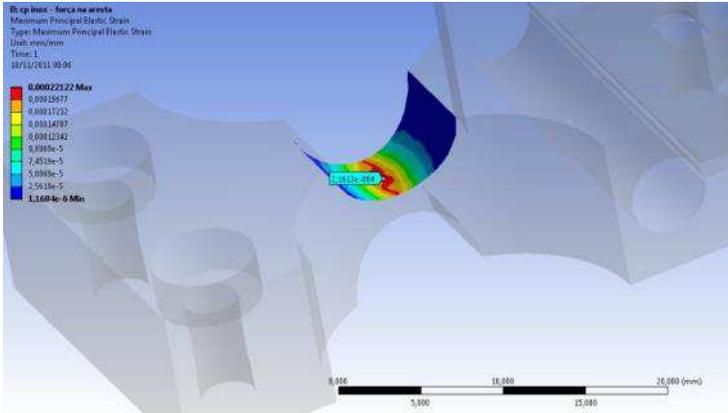


Figura 3.33 - Deformação na célula de carga no ponto de maior deslocamento do corpo de prova

Podemos notar que a deformação máxima é baixa, aproximadamente $0,000221 \text{ mm/mm}$. Por esta razão é comum expressar a deformação em $\mu\text{mm/mm}$ ou $\mu\text{m/m}$. Teríamos então $221 \mu\text{m/m}$, e a tensão de saída da ponte de *Wheatstone* seria aproximadamente $1,11 \text{ mV}$ para a máxima deformação.

Como a resolução dos conversores A/D não permite trabalhar com valores tão baixos de tensão é necessário utilizar um amplificador operacional com ganhos elevados para posteriormente digitalizar o sinal.

O circuito eletrônico deve então realizar as seguintes funções:

- Completar a ponte de *Wheatstone* utilizada para medir a variação de resistência dos extensômetros com resistores de igual valor a resistência nominal dos extensômetros.
- Alimentar a ponte de *Wheatstone* com 5 V .
- Amplificar o sinal de saída da ponte de *Wheatstone* para que possa ser lido por um conversor A/D convencional.

Foi projetada uma placa de circuito impresso chamada neste trabalho de placa amplificadora para realizar estas funções utilizando o *software* PROTEUS. Implementou-se ainda na mesma placa um filtro passa baixa *ButterWorth* de segunda ordem com frequência de corte em 600 Hz , para evitar ruídos de alta frequência no sinal.

A figura a 3.34 mostra um esquema simplificado das funções da placa.

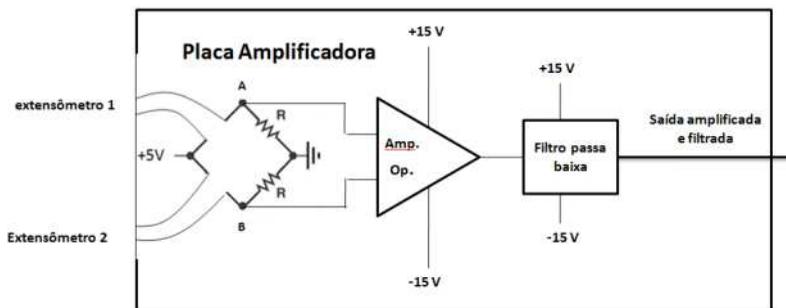


Figura 3.34 - Esquema simplificado da Placa Amplificadora

A placa necessita de alimentação externa de ± 15 V para alimentação do amplificador operacional de instrumentação, INA 114 AP, específico para aplicações desta natureza, necessitando apenas de um resistor para ajustar o ganho do sinal, calculado conforme a equação 3.6 (INSTRUMENTS, 2004).

$$G = 1 + \frac{50000}{R_g} \quad (3.6)$$

Onde:

- G é o ganho ou a amplificação do sinal de entrada;
- R_g é o resistor de ajuste do ganho.

Para alimentação da ponte de *Wheatstone* foi utilizado o regulador de tensão LM7805 que fornece uma saída estável de 5 V quando alimentado com os 15 V disponíveis na placa. É importante que a tensão de alimentação da ponte seja conhecida, pois a tensão de saída depende do valor da alimentação.

No filtro foram utilizados amplificadores operacionais convencionais, OPA 2227. Em (Filter Pro - Design Program User Guide, 2011) pode-se configurar filtros ativos que utilizam capacitores e resistores comerciais, os quais controlam o valor da frequência de corte. O filtro deve ser dimensionado com base em cada aplicação.

Na figura 3.35 pode-se ver a placa amplificadora com os componentes soldados. Na direita temos os cabos provenientes dos

extensômetros. Na parte superior é a alimentação da placa e na parte inferior a tensão de saída já amplificada e filtrada.

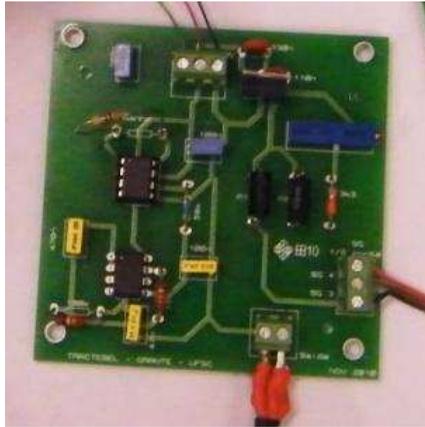


Figura 3.35 - Placa amplificadora

No anexo 3 encontra-se o diagrama elétrico da placa amplificadora e também a lista de componentes utilizados.

Foi construída também uma fonte simétrica, com alimentação de 220 V e saída de $\pm 15V$ para alimentação do placa amplificadora, mostrada na figura 3.36.

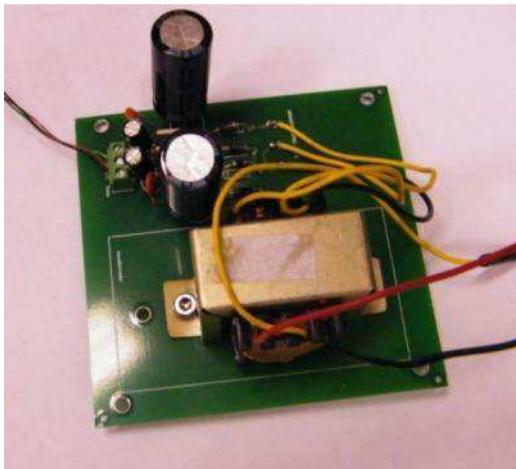


Figura 3.36 - Fonte simétrica de ± 15 V

Esta placa se mostrou uma grande fonte de ruídos devido ao transformador presente na placa, e também não apresentou vantagens em relação ao custo, sendo aconselhável para aplicações futuras a aquisição de fontes simétricas comerciais.

Utilizou-se na aplicação um resistor de ganho (R_g) de 10Ω . Substituindo na equação 3.6, temos que o ganho da placa amplificadora é de 5001 vezes.

A tensão de saída da placa amplificadora pode ser obtida pela equação 3.7 a seguir.

$$V_{saída} = V_{ponte}G \quad (3.7)$$

Onde:

- $V_{saída}$ é o sinal de tensão de saída da placa amplificadora em Volts;
- V_{ponte} é o sinal de tensão de saída da ponte de *Wheatstone* em Volts;
- G é o ganho do amplificador de instrumentação.

Substituindo-se todos os valores conhecidos na equação 3.7, chegamos a seguinte equação:

$$V_{saída} = 0,025067\varepsilon \quad (3.8)$$

Onde:

- ε é a deformação em valor absoluto da peça já convertida para a unidade usual $\mu\text{m/m}$.

Dessa maneira para pequenas deformações a saída da placa amplificadora apresenta um valor aceitável para se trabalhar em conversores A/D convencionais.

A última parte consiste em converter o sinal de saída analógico da placa amplificadora para um sinal digital, capaz de ser processado via software.

Para tal função foi utilizado o equipamento USB 6009 da NATIONAL INSTRUMENTS, que contém um conversor A/D de 16 bits e taxa de aquisição de até 50.000 amostras/s, sendo estas características suficientes para a aplicação, mostrado na figura 3.37.



Figura 3.37 Equipamento USB 6009 da NATIONAL INSTRUMENTS com conversor A/D de 16 bits

Este equipamento tem baixo custo e se mostrou adequado para aquisição dos sinais dos extensômetros. Porém ele não contém um conversor de sinais digital para analógico suficientemente rápido para gerar também o sinal de controle da corrente.

3.3.2 Eletrônica para controle do equipamento

O software de controle é responsável por gerar um sinal senoidal de frequência definida, porém esse sinal de controle precisa ser amplificado de modo a gerar um campo magnético suficientemente alto para gerar o deslocamento do corpo de prova com as amplitudes definidas no projeto, mesmo na ressonância.

Como um amplificador de sinal é um equipamento comum na eletrônica, optou-se por comprar um amplificador de uso geral de baixo custo com potência de 100 W, que recebe o sinal de controle e alimenta a bobina com o sinal amplificado.

A figura 3.38 mostra um esquema simplificado desta parte do trabalho.

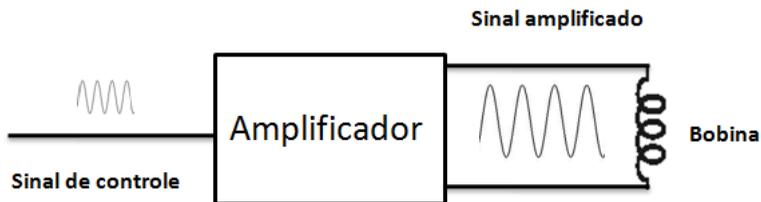


Figura 3.38 - Esquema simplificado do sinal de excitação da bobina

Na figura 3.39, vemos o amplificador adquirido para realização do projeto, do fabricante NCA, modelo AB 100-4R.



Figura 3.39 - Amplificador NCA

Para gerar o sinal de controle o software utiliza a própria placa de som do computador. Esta é uma solução simples e barata, pois a maioria dos computadores já tem esta placa disponível.

Como a frequência de trabalho da máquina é menor que 1 KHz, e a placa de som é projetada para trabalhar com sinais analógicos de até 20 KHz, ela atende as necessidades do projeto.

3.4 Montagem Final do Equipamento

Após o projeto e fabricação de todas as partes, é montado o equipamento completo.

O amplificador e a fonte simétrica são alimentados com tensão da rede em 220 volts.

A placa amplificadora é alimentada pela fonte simétrica, e por sua vez alimenta a Ponte de *Wheatstone* e mede sua saída em mV. Esse sinal, depois de amplificado e filtrado, é enviado ao conversor A/D UBS 6009 da NATIONAL INSTRUMENTS.

O conversor transforma a tensão analógica em um sinal digital de 16 bits e o envia ao computador através da porta USB.

O software feito em LABVIEW é responsável por processar esse sinal e enviar um sinal de controle para o amplificador NCA AB100R4.

O amplificador recebe o sinal de controle e o amplifica para alimentar a bobina, gerando um campo magnético que por sua vez gera uma força no corpo de prova, ocorrendo a flexão.

Quando isto ocorre, a célula de carga sofre uma deformação. Esta deformação gera uma variação da resistência dos extensômetros que é convertida em sinal elétrico através da ponte de *Wheatstone*.

Desta maneira fecha-se o ciclo de controle e o equipamento funciona continuamente até ocorrer a falha do corpo de prova.

A figura 3.40 mostra um diagrama das conexões entre as diversas partes do equipamento.

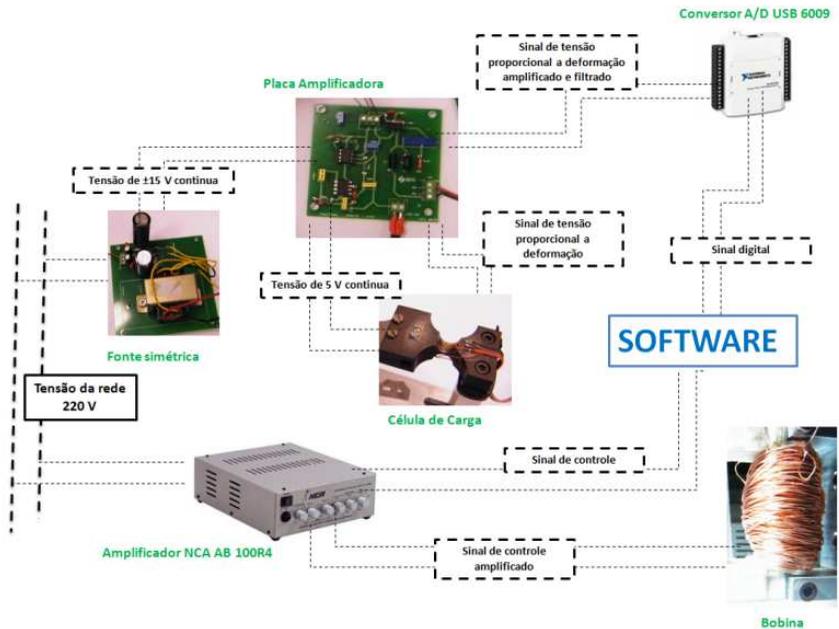


Figura 3.40 Diagrama de funcionamento do equipamento

Neste diagrama o software é mostrado como uma “caixa preta” e será detalhado no capítulo a seguir.

O corpo de prova não é mostrado para simplificar a figura.

Todos esses equipamentos são montados em uma bancada em local próprio para ensaios, o mais distante possível de fontes de ruído que possam interferir na medição e controle.

4 CONTROLE DO EQUIPAMENTO

O controle do equipamento é feito por meio de um software desenvolvido especificamente para esta aplicação. Este é responsável por receber o sinal de deslocamento do corpo de prova, processar e enviar um sinal de controle ao amplificador que alimenta a bobina, mostrar as variáveis do ensaio em tempo real ao usuário e salvar os dados necessários em um arquivo.

O *software* comercial LABVIEW foi usado para programação, pois contém diversas bibliotecas e funções implementadas para facilitar a aquisição e tratamento de sinais, auxiliando assim o controle.

A medição do deslocamento é feita através da célula de carga que transforma o deslocamento em um sinal de deformação e este posteriormente é convertido em sinal elétrico. O sinal é digitalizado para que possa ser trabalhado via *software*.

O *software* processa o sinal do deslocamento, extrai os dados e, se necessário, atua sobre o deslocamento através do sinal de controle que é amplificado e passa pela bobina.

Para facilitar o desenvolvimento, foram criados 4 módulos separados, que posteriormente foram agregados em um programa completo que realiza todo o processamento e controle.

O primeiro módulo chamado FREQFINDER é usado para descobrir a frequência de ressonância do corpo de prova. O segundo módulo chamado LEITURA DO DESLOCAMENTO é responsável por medir o sinal de deslocamento do corpo de prova quando o ensaio já foi iniciado e processar os dados. O terceiro módulo chamado SINAL DE SAIDA é responsável por enviar o sinal de controle com a frequência e amplitude correta ao equipamento. Os módulos e o programa final chamado de MÁQUINA DE FADIGA são detalhados nas próximas seções.

O primeiro módulo, na fase de desenvolvimento, fornece uma maneira rápida e precisa de se medir a frequência natural do ensaio, sem necessidade de uma análise modal numérica ou experimental para cada nova configuração.

O segundo módulo sozinho é importante para que seja possível realizar a calibração experimental do equipamento, verificando os resultados numéricos utilizados no projeto, pois conseguimos visualizar em tempo real um sinal que é proporcional ao deslocamento ou tensão imposta ao corpo de prova.

Com o último módulo conseguimos atuar diretamente na amplitude do deslocamento, verificar os limites da máquina e testar novas configurações.

Todos os módulos são importantes e tem a sua função quando usados individualmente para o desenvolvimento do equipamento.

Além disso, são a base para o programa funcional da máquina quando esta for utilizada no projeto de novos componentes.

O programa principal utiliza as funções oferecidas pelos módulos, com uma interface que mostra apenas os resultados relevantes em um ensaio de fadiga, deixando transparente ao usuário final funções e dados que são importantes apenas para funcionamento e calibração da máquina.

Trabalhando com módulos temos um programa mais limpo e fácil de ser entendido por futuros programadores que necessitem modificar funções ou até mesmo desenvolverem novas máquinas baseadas neste conceito.

4.1 Módulo 1: FREQFINDER

A frequência de ressonância do corpo de prova pode ser obtida através de ensaios práticos ou modelos numéricos com uma boa precisão. Mas devido a variações de diversos fatores inerentes ao ensaio como: composição do material do corpo de prova, dimensional do corpo de prova, posição de montagem, posição de colagem dos ímãs; essa frequência pode variar ligeiramente em cada ensaio.

Uma vez que o funcionamento do equipamento é através do método da ressonância, tornou-se importante o desenvolvimento de um método para medir a frequência com o corpo de prova já montado no dispositivo e pronto para o ensaio.

Este módulo usa o princípio da análise modal experimental, onde o corpo é submetido a uma excitação mecânica através de uma batida de curta duração com martelo especial. Essa excitação pode ser aproximada por um pulso que teoricamente contém todas as frequências do espectro.

Na prática este pulso excita o corpo que passa a vibrar em uma faixa de frequência e nas frequências de ressonância essa vibração tem maior amplitude. Desta maneira medindo-se o deslocamento do corpo de prova podem-se estimar as frequências de ressonância contidas em determinada faixa.

O procedimento usado pelo programa é similar. É emitido um sinal de controle de alta amplitude e baixa duração, mostrado na figura 4.1, que é amplificado e injetado na bobina.

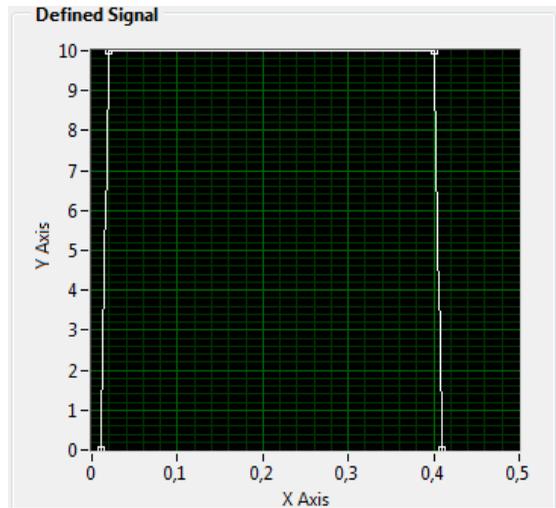


Figura 4.1 Sinal de excitação

A escala do eixo Y corresponde a porcentagem do volume de saída da placa de som, onde 10 corresponde ao volume máximo. A escala do eixo X está em décimos de segundo. Foram usados na geração do sinal 400 pontos, que posteriormente são convertidos em um sinal contínuo.

O corpo de prova passa a vibrar predominantemente no primeiro modo de ressonância, que é de flexão. Após um tempo de espera de 200 ms, para estabilização do corpo de prova o deslocamento do corpo de prova é medido por 500 ms com uma frequência de aquisição de 5 KHz. Deste sinal é extraída a frequência do deslocamento, que corresponde a frequência que deve ser utilizada no ensaio. O fluxograma mostrado na figura 4.2 mostra o resumidamente o funcionamento deste módulo.

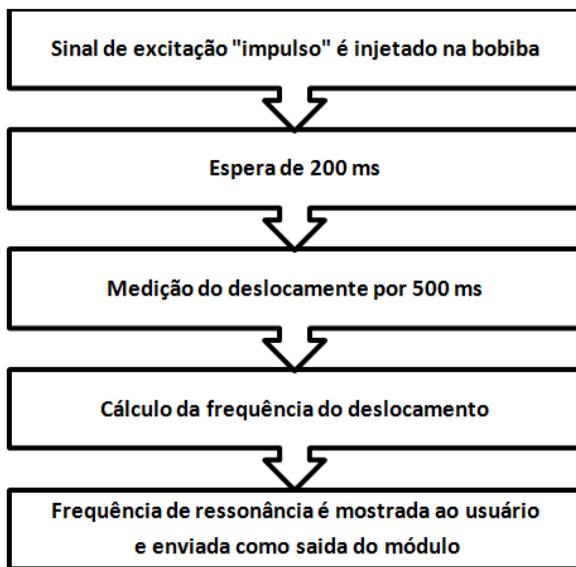


Figura 4.2 - Fluxograma do módulo FREQFINDER

Os tempos de excitação, espera e medição foram obtidos experimentalmente e podem variar para outras configurações de corpos de prova. A figura 4.3 mostra a interface com o usuário deste módulo.

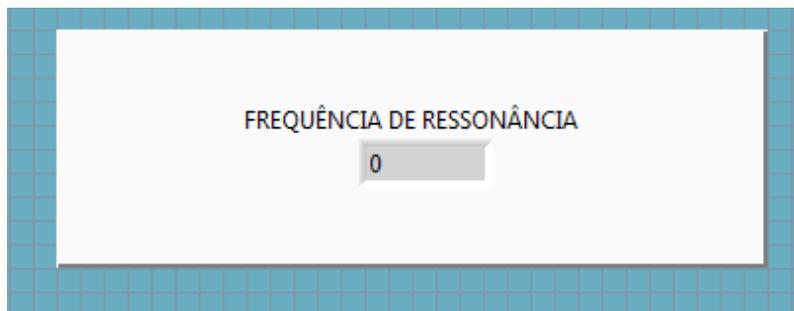


Figura 4.3 Interface com o usuário do módulo FREQFINDER

A interface é simples, o usuário tem a opção apenas de visualizar a frequência de ressonância do ensaio montado, que é mostrada após a

realização dos passos descritos no fluxograma; não sendo necessários dados ou controles adicionais.

4.2 Módulo 2: LEITURA DO DESLOCAMENTO

O sinal de tensão que advém da célula de carga é um sinal senoidal, onde a frequência do sinal é igual a frequência do ensaio e a amplitude é diretamente proporcional ao deslocamento do corpo de prova. A leitura do sinal de deslocamento é feita a uma taxa de aquisição de 10 KHz, com mil amostras por vez. Os dados são enviados para processamento e uma nova leitura é realizada.

O módulo realiza os seguintes cálculos a partir deste sinal:

- Estima o deslocamento instantâneo do corpo de prova;
- Estima o deslocamento máximo, mínimo e médio que esta ocorrendo no corpo de prova;
- Estima a frequência de operação do ensaio;
- Conta o número de ciclos.

Nesta etapa do desenvolvimento. o LABVIEW é de grande utilidade, pois contém funções prontas para se medir os valores máximo, mínimo, médio, *rms* e a frequência de um sinal senoidal qualquer. Desta maneira é necessário apenas a calibração do sinal de tensão da célula de carga para transformar o sinal de tensão em sinal de deslocamento máximo, mínimo e etc. A frequência do sinal de tensão independe da amplitude e é igual a frequência do deslocamento. A medida da frequência é redundante, uma vez que ele já foi medida pelo módulo FREQFINDER e é imposta pelo módulo SINALE SAIDA.

Existe ainda função para contagem de picos, usada na determinação do número de ciclos, que é igual ao número de picos positivos ou negativos. A figura 4.4 mostra a interface com o usuário deste módulo.

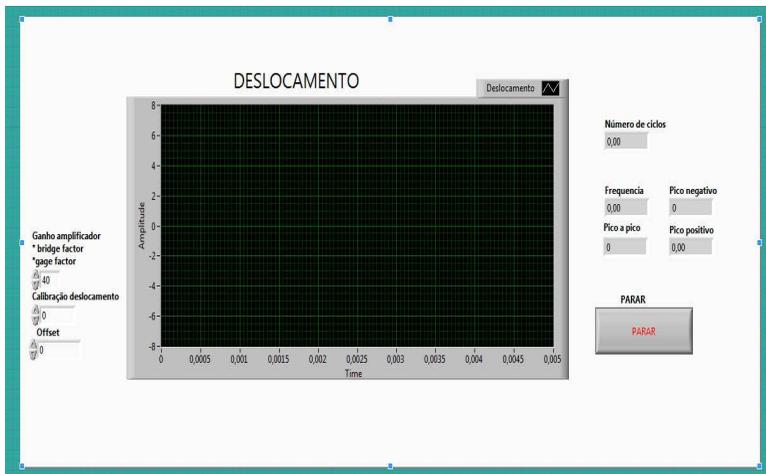


Figura 4.4 Interface com o usuário do módulo LEITURA DO DESLOCAMENTO

Esta interface mostra ao usuário o deslocamento instantâneo através de um gráfico, e os dados mais importantes em indicadores a direita. Na esquerda têm-se os controles de calibração. A figura 4.5 mostra o fluxograma do módulo.

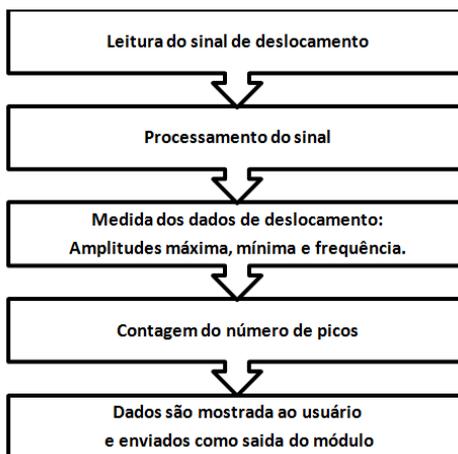


Figura 4.5 - Fluxograma do módulo LEITURA DO DESLOCAMENTO

Este módulo é o que extrai os dados úteis do ensaio. Conhecendo-se o deslocamento máximo, mínimo e o número de ciclos temos condições de levantar as curvas de fadiga de um material através da realização de diversos ensaios.

4.3 Módulo 3: SINAL DE SAÍDA

Este módulo é o mais simples, pois tem a função apenas de receber como entrada uma frequência e amplitude, montar um sinal senoidal com estas características e enviar este sinal de controle ao amplificador. A figura 4.6 mostra o seu fluxograma.

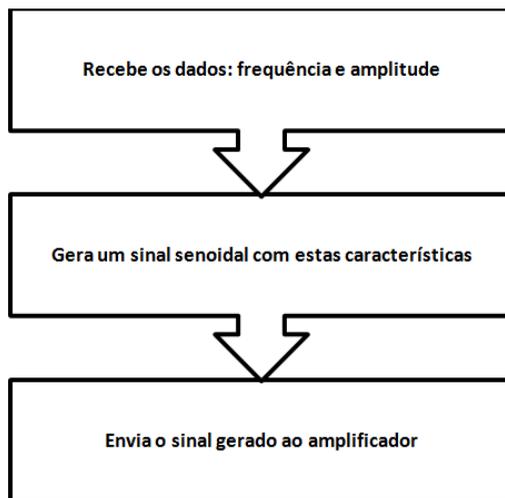


Figura 4.6 Fluxograma do módulo SINAL DE SAÍDA

Este módulo é importante para se simplificar o funcionamento do *software* principal, automatizando uma função que é simples a primeira vista, mas complexa do ponto de vista de programação. Aqui diversos parâmetros devem ser ajustados para o correto funcionamento da porta de saída do computador. Neste trabalho foi utilizada a própria placa de som do computador como meio de gerar o sinal de controle, por questões de simplicidade e disponibilidade de equipamentos. A figura 4.7 mostra a interface deste módulo.

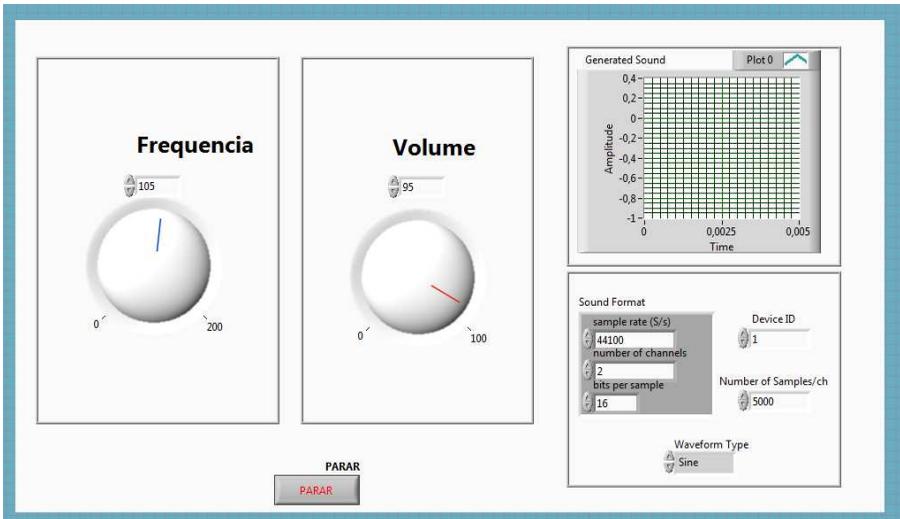


Figura 4.7 - Interface do módulo SINAL DE SAIDA

A amplitude e frequência podem ser definidas pelo usuário ou podem vir de outros módulos, dependendo da maneira de como o módulo será inserido no programa principal. O usuário pode ainda visualizar através de um gráfico o sinal gerado.

4.4 Programa Principal: MÁQUINA RESSONANTE DE FADIGA

O programa final desenvolvido nesta dissertação chamado de MÁQUINA RESSONANTE DE FADIGA utiliza as funcionalidades dos três módulos e realiza o ensaio completo de fadiga.

O seu funcionamento pode ser resumido em 4 etapas:

1 -*Set up* do ensaio, onde são definidas as variáveis utilizadas no ensaio;

2 - A etapa 2 consiste no ajuste da amplitude de deslocamento que será utilizado no ensaio;

3 - O próximo passo consiste no ensaio propriamente dito, onde o corpo de prova é solicitado até que ocorra o início da trinca, que é detectado automaticamente pelo programa. Neste passo também são salvos a cada 5 segundos os dados do ensaio em um arquivo no formato.txt;

4 - A última etapa ocorre depois que a trinca é detectada. Pode ser considerado como a finalização do ensaio. Neste passo é indicada a ocorrência da falha e o programa encerra o ensaio e finaliza o arquivo de dados.

Alguns passos são transparentes ao usuário enquanto outros requerem que este entre com dados para o ensaio. A seguir a descrição detalhada do funcionamento de cada passo, interessante para novos desenvolvimentos e modificação ou otimização da aplicação atual.

4.4.1 Set up do ensaio

Quando se inicia o ensaio, o primeiro módulo mede a frequência natural do corpo de prova. Esse dado juntamente com as configurações das portas de saída e entrada do computador é enviado ao resto do programa, onde é tratado como constante durante todo o ensaio.

Esse passo é totalmente transparente ao usuário e ocorre em poucos segundos.

4.4.2 Definição da amplitude do ensaio

O ajuste da amplitude pode ser feito de duas maneiras, a escolha do usuário:

- Automático, onde o usuário apenas informa a amplitude desejada (*set point*) e o programa tem um controlador PID implementado que realiza o controle em malha fechada e mantém o deslocamento do corpo de prova estável no ponto desejado. O ajuste dos parâmetros do controlador PID pode ser feito de diversas maneiras, o qual foge do escopo desse trabalho. Para maiores informações a respeito de calibração de controladores consultar (OGATA, 2003).

- Manual, onde o usuário verifica a amplitude atual do ensaio e varia através de um botão a amplitude do sinal de controle, até que seja obtido deslocamento desejado.

Os 10.000 primeiros ciclos do ensaio são reservados para o ajuste da amplitude e não são incluídos na contagem de ciclos. Este passo requer a interação do usuário com o programa. Caso não ocorra a interação, o ensaio irá ocorrer com amplitude inicial que é baixa. O sinal de saída por padrão se inicia em 50 % do volume máximo. A frequência permanece a mesma desde o início até o fim do ensaio.

4.4.3 Ensaio de fadiga

Neste passo, dois *loops for* estão rodando simultaneamente. Os *loops* funcionam independentes um do outro, mas compartilham entre si duas variáveis globais: a amplitude do sinal de saída e o sinal indicativo da falha.

O primeiro *loop for* contém o módulo SINAL DE SAÍDA que gera o sinal senoidal de controle que deve ser utilizado.

O segundo *loop for* realiza as funções restantes do programa que são:

- Medida dos deslocamentos máximo e mínimo do corpo de prova e da frequência do ensaio, utilizando o módulo LEITURA DO DESLOCAMENTO;
- Cálculo do número de ciclos;
- Controle da amplitude quando o modo automático é selecionado;
- Grava em um arquivo.txt a cada 5 segundos os seguintes dados:
 - Número de ciclos;
 - Amplitude máxima;
 - Amplitude mínima;
 - Frequência medida;
 - Tempo de ensaio;
- Detecção da falha.

Quando se inicia a trinca no corpo de prova e esta começa a se propagar, a rigidez do corpo de prova diminui. Consequentemente a frequência de ressonância também diminui. Como a frequência do sinal de excitação não é atualizada durante o ensaio, o deslocamento do corpo de prova diminui.

Assim a cada novo ciclo, a trinca se propaga de um novo valor, o que leva novamente a uma redução da rigidez e um maior afastamento entre a frequência de ressonância e a frequência de excitação. Dessa maneira defini-se um valor que é comparado constantemente com o valor do deslocamento. Quando este estiver abaixo do valor definido, é um indicativo de que se iniciou a trinca e ocorreu a falha por fadiga.

4.4.4 Finalização do ensaio

Quando a falha é detectada o programa salva todos os dados pela última vez, para de executar o *loop for* que emite o sinal de controle e indica ao usuário através de um aviso luminoso a ocorrência da falha.

Com os dados do ensaio é possível se retirar todas as informações necessárias para estudos de fadiga. Neste trabalho foi mostrado que através de calibrações o deslocamento pode ser convertido em deformação ou tensão no corpo de prova.

No futuro será interessante salvar o número final de ciclos até a falha e os deslocamentos máximos e mínimos apenas uma vez, assumindo que estes são constantes.

4.5 Interface do Programa Principal

A interface do programa principal foi desenvolvida para que o operador possa acompanhar em tempo real o que esta ocorrendo durante o ensaio, inserindo apenas os dados estritamente necessários. Pode ser dividida em cinco abas. A primeira, mostrada na figura 4.8, mostra ao usuário os dados referentes ao sinal de controle. A frequência e amplitude do sinal senoidal de controle podem ser vistos em um mostrador digital e também em um gráfico no tempo.

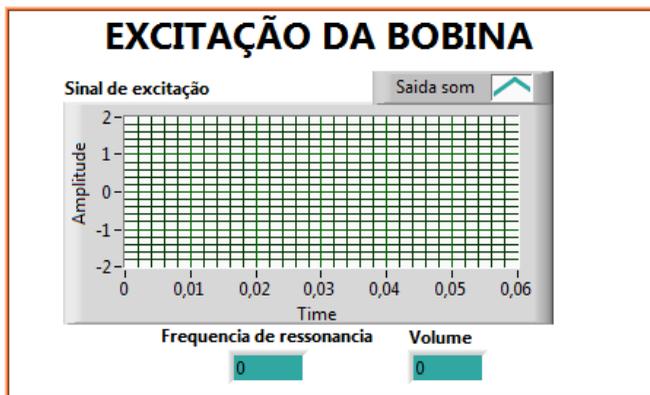


Figura 4.8 - Aba do sinal de controle

A segunda aba contém os dados referentes à leitura do deslocamento do corpo de prova. Contém um gráfico com o sinal do deslocamento do corpo de prova e mostradores digitais com a frequência, amplitudes de deslocamento máxima, mínima e de pico a pico do ensaio. Na figura 4.9 podemos ver esta aba.

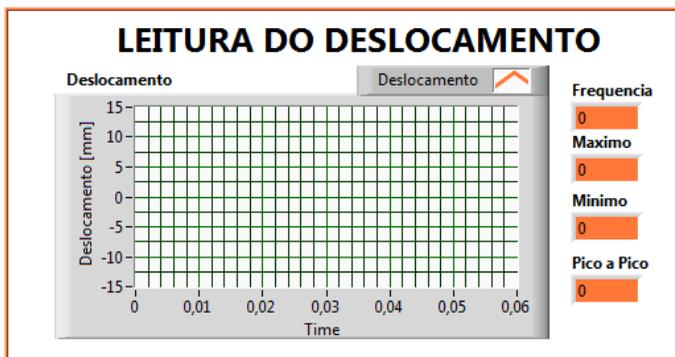


Figura 4.9 - Aba de leitura do deslocamento

A próxima aba é utilizada quando o ensaio é realizado no modo automático. Contém uma área onde o usuário pode digitar o valor da amplitude desejada e os parâmetros do controlador PID. Contém ainda uma chave onde se deve selecionar o controle manual ou automático.

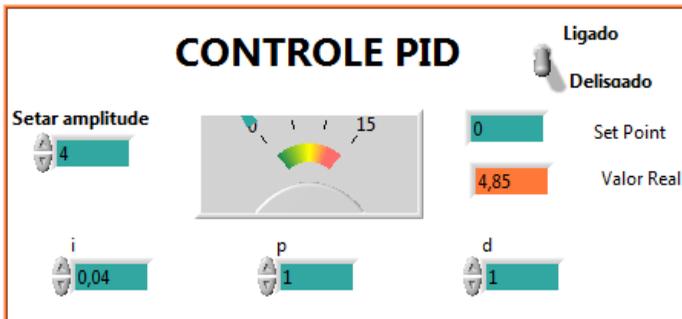


Figura 4.10 Aba de controle automático

Como se pode ver na figura 4.10, tem um mostrador de agulha onde se pode ver o valor desejado e o valor real do deslocamento, também mostrados em um *display* digital.

A quarta aba é utilizada quando o controle manual é selecionado. Nela podemos entrar com a amplitude do sinal de controle e visualizar através de um mostrador digital a amplitude real para que seja possível fazer o ajuste. Contém ainda um mostrador luminoso que indica se o controle manual está ativo. Na figura 4.11 é possível visualizar esta aba.

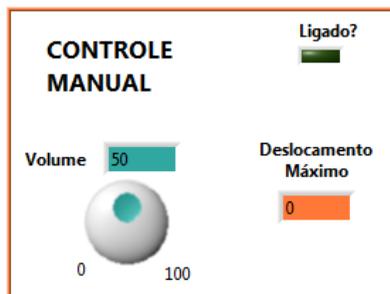


Figura 4.11 Aba de controle manual

A última aba mostra o número de ciclos do ensaio, o tempo decorrido e o horário de início do ensaio em mostradores digitais. Contém ainda um mostrador luminoso que indica quando ocorreu a falha. Na fase de desenvolvimento esta aba aparece com uma área para

entrado do valor contra o qual será comparada a amplitude para detecção de falha, como vemos na figura 4.12. Posteriormente, quando usada para um ensaio específico esse controle pode ser omitido do usuário.



Figura 4.12 Aba de dados

Todas as abas descritas acima podem ser visualizadas simultaneamente. A interface final do programa MÁQUINA RESSONANTE DE FADIGA pode ser vista na figura 4.13, mostrada em uma folha separada.

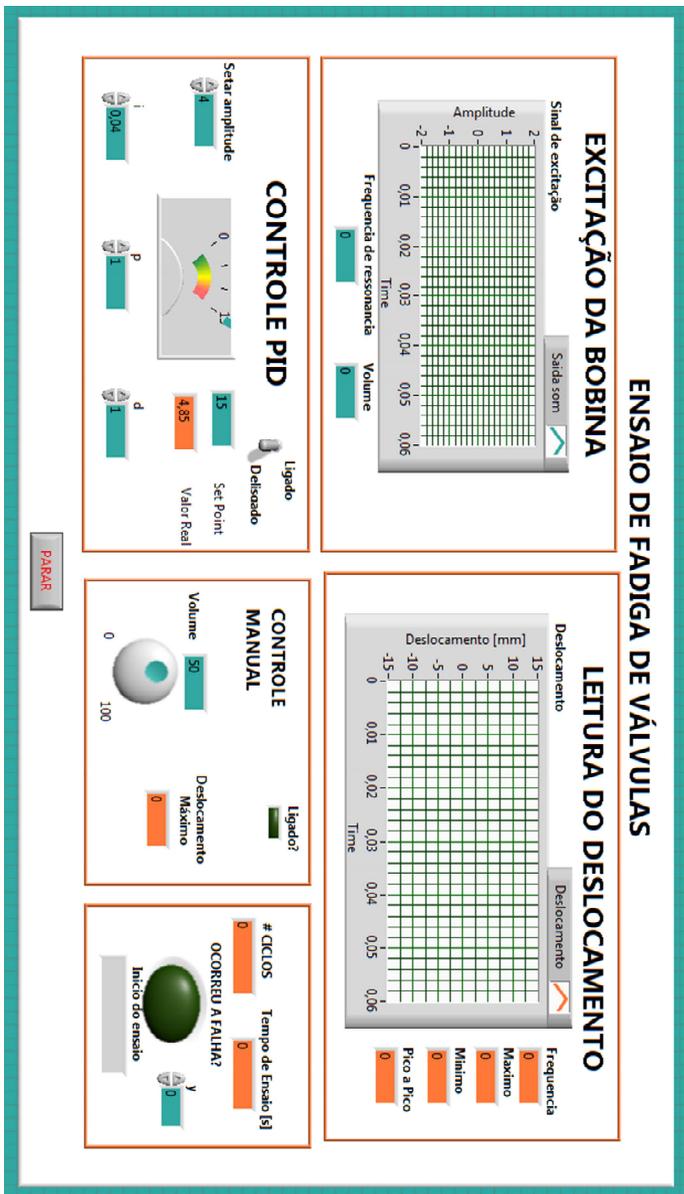


Figura 4.13 Interface do programa MÁQUINA RESSONANTE DE FADIGA

Podemos notar ainda que existe o botão “PARAR” que não está em nenhuma das abas e serve para cancelar o ensaio.

5 CALIBRAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Neste ponto do desenvolvimento a máquina de fadiga já está apta a realizar ensaios completos. A calibração numérica realizada desde o início do projeto permite estimar a frequência de ressonância e o deslocamento do corpo de prova.

As ferramentas de simulação reduzem em grande parte o tempo de projeto e confecção de protótipos. Porém todo novo projeto deve ser calibrado experimentalmente. Consiste em um meio de validar os resultados numéricos, para que possam ser utilizados em novos desenvolvimentos diretamente, sem necessidade de nova calibração para mudanças conhecidas.

Na máquina de fadiga ressonante foram realizadas quatro calibrações experimentais para verificar parâmetros do ensaio.

A frequência de ressonância foi verificada através de análises modais experimentais e posteriormente com a própria máquina de fadiga.

O modo de vibração foi validado utilizando uma lâmpada estroboscópica e uma câmera comum.

A deformação no corpo de prova devido ao deslocamento foi verificada através de um extensômetro colado no corpo de prova e um laser para medir o deslocamento.

Por último, a calibração da célula de carga como sensor de movimento foi realizada utilizando-se o mesmo laser para medir o deslocamento durante um ensaio.

5.1 Análise Modal Experimental

A primeira calibração experimental foi feita ainda na fase de desenvolvimento, sem necessitar do controle estar implementado. Foram feitas duas análises modais experimentais no laboratório de vibração e acústica (LVA) da UFSC. Os ensaios foram realizados com o corpo de prova já fixado na estrutura para se reproduzir o que acontece na situação real.

A análise experimental utilizou os seguintes equipamentos:

- Laser modelo VQ-500D do fabricante Ometron para medição do deslocamento;
- Martelo de impacto 8204 do fabricante B&K para excitação;

- Analisador LMS Scadas III e Software Test Lab 10, ambos do fabricante LSM, para aquisição e tratamento do sinal.

A aquisição de dados pelo software foi realizada a uma frequência de 6400 Hz, com uma resolução de 3.125 Hz. O intervalo de frequência medida vai de 0 até 3200 Hz. Na figura 5.1 podemos ver o ensaio montado.



Figura 5.1 Montagem da bancada para análise modal experimental

Nos dois ensaios a excitação ocorreu na célula de carga, como mostra a figura 5.2. O que difere entre as duas análises experimentais é o ponto de medição de deslocamento.

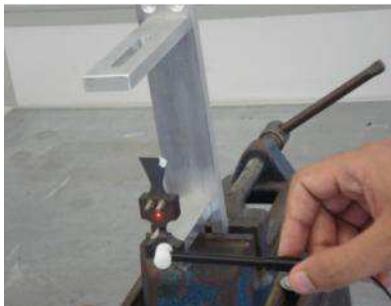


Figura 5.2 - Ponto de excitação na análise modal experimental

5.1.1 Análise modal - Medição no Corpo de Prova

No primeiro ensaio o laser é posicionado no centro do corpo de prova. Na figura 5.3 podemos ver a função de resposta experimental em frequência desse ponto em toda a faixa de frequência medida.

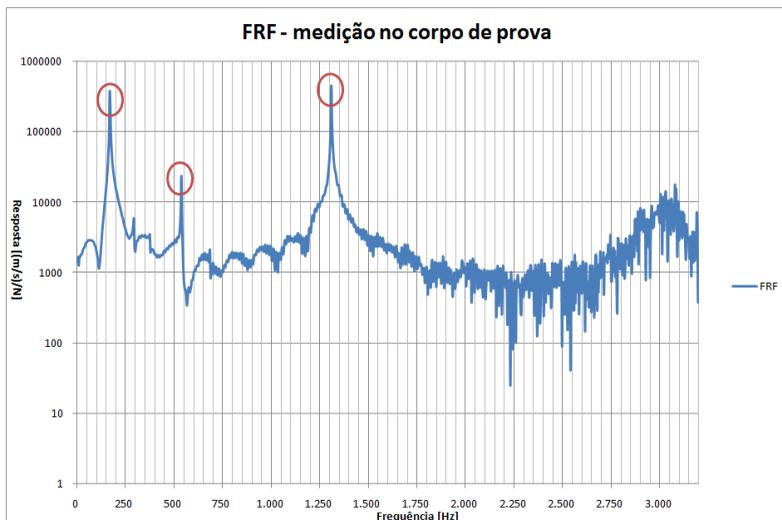


Figura 5.3 - Resposta em frequência do corpo de prova

Pode-se notar três picos, destacados com os círculos em vermelho, que correspondem as três frequências de ressonância dentro do intervalo que se destacam por serem modos de flexão, que são os medidos nesta configuração do ensaio. Existem outros modos de vibração de torção e de flexão que não se destacam nessa análise experimental por conta da posição do laser.

A primeira frequência de ressonância ocorre em 169 Hz e corresponde ao modo de vibração de flexão simples somente do corpo de prova, que é interessante neste trabalho. Na figura 5.4 podemos ver o gráfico com um *zoom* nesta área.

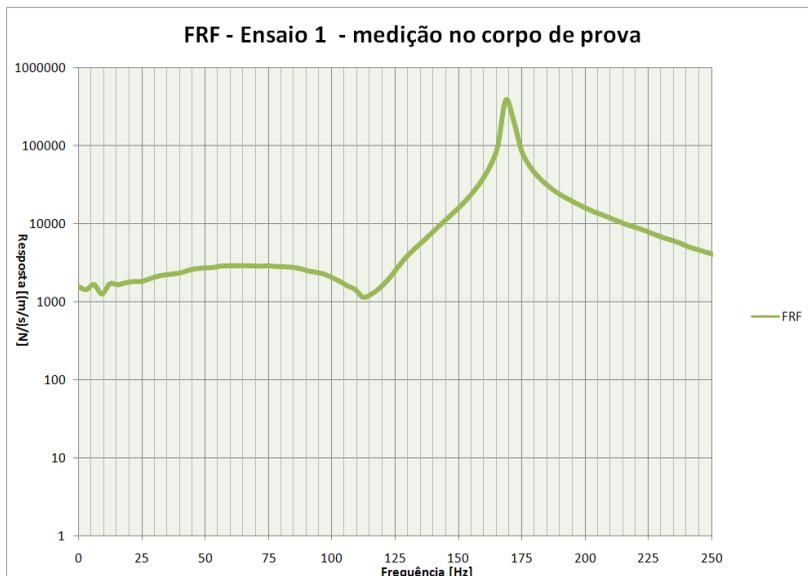


Figura 5.4 - Resposta em frequência do corpo de prova

O segundo pico corresponde ao modo de vibração de flexão do corpo de prova em conjunto com a célula de carga, em 538 Hz. Na figura 5.5 pode-se ver a representação do comportamento do conjunto utilizando os resultados numéricos.

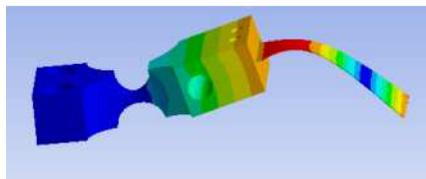


Figura 5.5 - Modo de vibração em 538 Hz

Este modo de vibração não é interessante, pois teríamos que gastar energia para movimentar também a célula de carga.

O terceiro modo ocorre em 1309 Hz e corresponde a um modo onde o corpo de prova sofre dupla flexão, conforme mostra a figura 5.6 obtida por simulação.

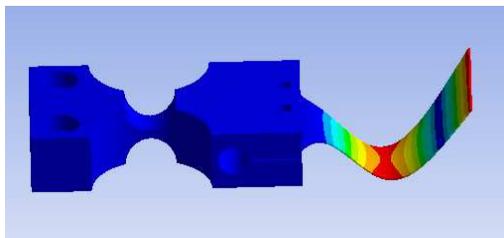


Figura 5.6 - Modo de vibração em 1309 Hz

Este modo de vibração também não é interessante para este trabalho, podendo ser útil em um novo projeto, pois o que ocorre no componente real deve se aproximar mais desta configuração do que uma flexão, devido ao impacto que a válvula sofre contra o assento.

Comparando-se estes resultados experimentais com os resultados numéricos vem-se que a simulação tem uma boa precisão quando se deseja conhecer as frequências de ressonância e modos de vibração, considerando-se que resolução da medição experimental é de aproximadamente 3 Hz. A tabela 5.1 mostra essa comparação com estes três modos vibração de flexão.

Tabela 5.1 - Comparação de resultados numéricos e experimentais

Resultado Experimental [Hz]	Resultado Numérico [Hz]	Erro
169	171,6	1,5 %
538	545,4	1,2 %
1309	1345	2,6%

5.1.1.1 Cálculo do Amortecimento

Outro importante dado que se pode retirar da análise modal experimental é o amortecimento do corpo de prova em cada modo de vibração utilizando o método da banda de meia potência.

Esse cálculo foi realizado apenas para o primeiro modo de flexão que ocorre em 169 Hz. Para se calcular o amortecimento, passamos o gráfico para decibéis (dB), e medimos as frequências 3 dB abaixo e 3 dB acima da frequência de ressonância. Na figura 5.7 podemos ver como foi realizado este processo.

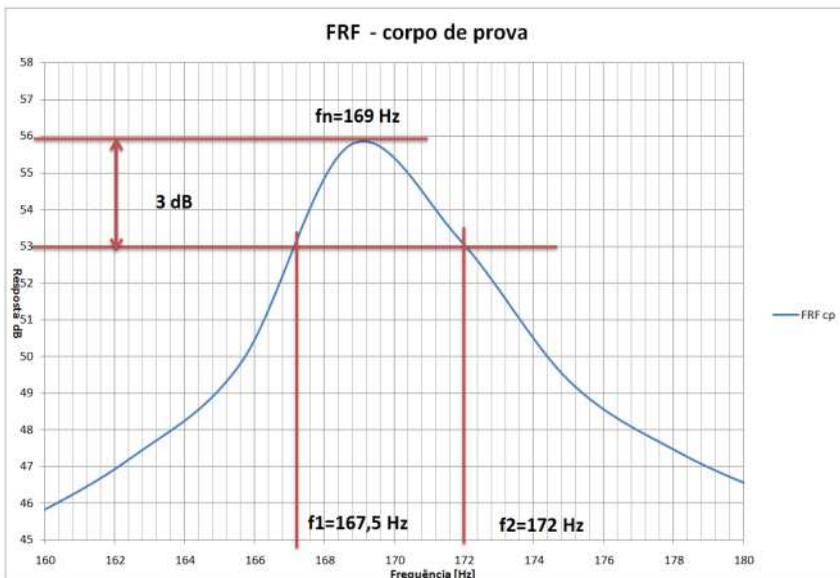


Figura 5.7 - Cálculo do amortecimento

O amortecimento pode ser obtido a partir da equação 5.1 abaixo.

$$\xi = \frac{f2-f1}{fn} \quad 5.1$$

Onde:

- f_n é a frequência de ressonância
- f_1 é a frequência 3 dBs abaixo da ressonância
- f_2 é a frequência 3 dBs acima da ressonância

Para obter informações mais detalhadas acerca deste método de calcula do amortecimento consultar (MEAD, 1999).

Utilizando os valores mostrados na figura temos um amortecimento modal de 0,026 ou 2,6%. Na fase de dimensionamento foi usado um valor de 2% para o amortecimento, próximo do valor real.

5.1.2 Análise Modal – Medição na Estrutura

No segundo ensaio o laser mede o deslocamento da própria célula de carga a fim de se verificar se a frequência de vibração da célula de

carga está relacionada com o corpo de prova. A figura 5.8 mostra a função de resposta em frequência deste ensaio.

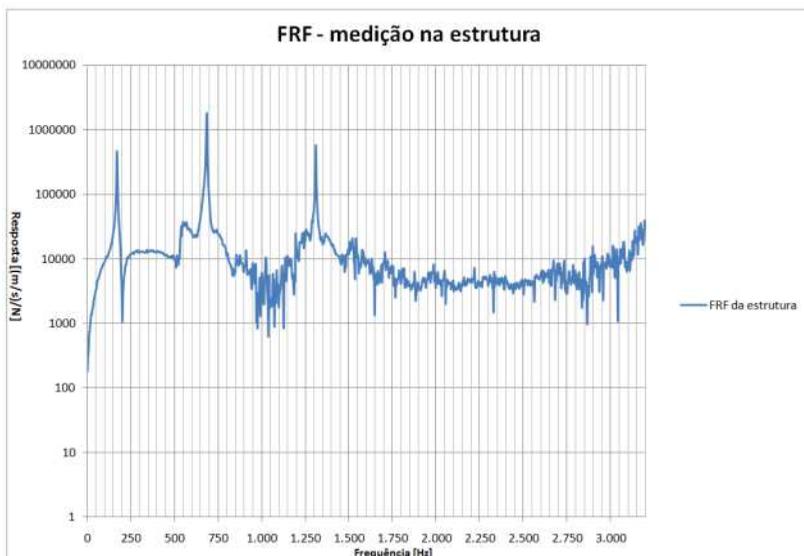


Figura 5.8 - Resposta em frequência da célula de carga

O modo de vibração mais pronunciado não está presente na resposta em frequência do corpo de prova, perto de 700 Hz. Os outros dois modos em 169 e 1300 Hz aparecem menos pronunciados.

5.2 Calibração do Modo de Vibração

Como a velocidade de ensaio é grande, não conseguimos visualizar sem o auxílio de equipamentos de medição o movimento real que está ocorrendo no corpo de prova. E para poder extrair resultados significativos do ensaio deve-se garantir que o movimento é de flexão, sem a influência de outros modos de vibração com torção ou dupla flexão.

Uma maneira simples encontrada para esta calibração foi utilizar uma lanterna estroboscópica modelo TMRS 1, do fabricante SKF, disponível no laboratório.

A lanterna estroboscópica contém uma lâmpada que pisca em frequência pré-selecionada. Dessa maneira, quando a luz da lanterna estroboscópica for a principal fonte de luz disponível no local, se ajustarmos a frequência de funcionamento para a frequência de ensaio da máquina pode-se ver o corpo de prova sempre na mesma posição.

Quando nos afastamos poucos Hz da frequência do ensaio, vemos o corpo de prova em posições próximas da posição inicial, mas sempre se movimentando, o que gera uma espécie de câmera lenta no movimento.

Nas figuras 5.9 até 5.17, pode-se ver uma sequência de fotos tiradas nesta calibração. A iluminação presente é apenas a da lanterna estroboscópica.

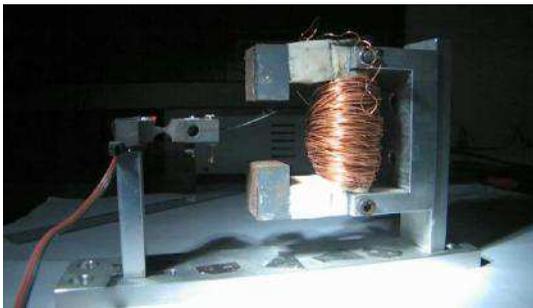


Figura 5.9 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 1

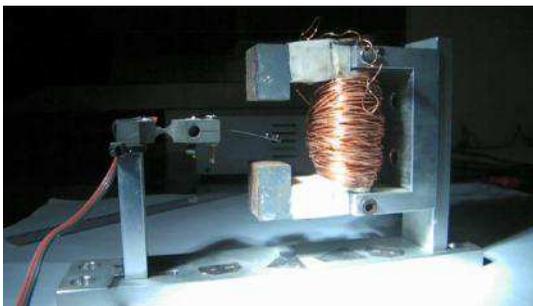


Figura 5.10 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 2

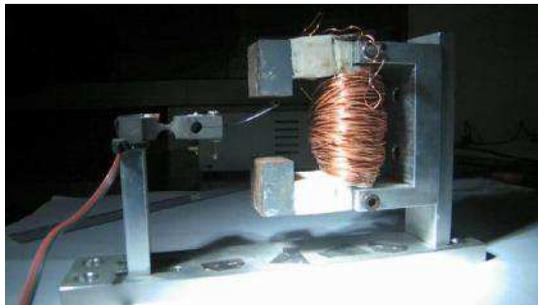


Figura 5.11 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 3

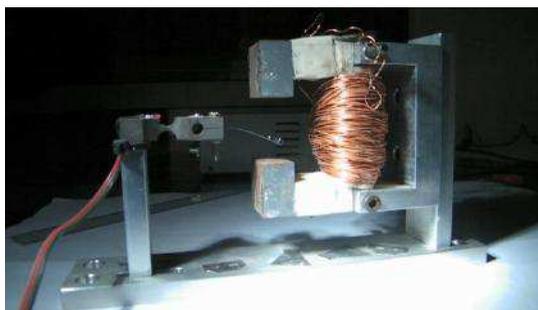


Figura 5.12 Foto da calibração com lanterna estroboscópica 4

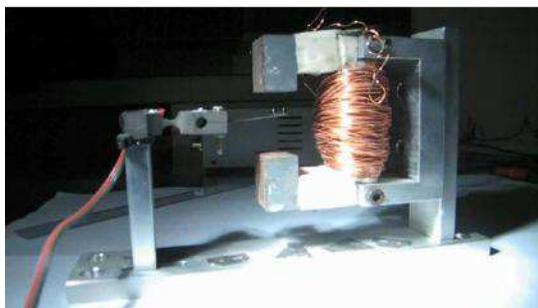


Figura 5.13 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 5

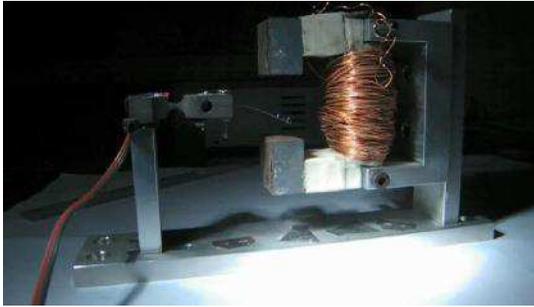


Figura 5.14 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 6

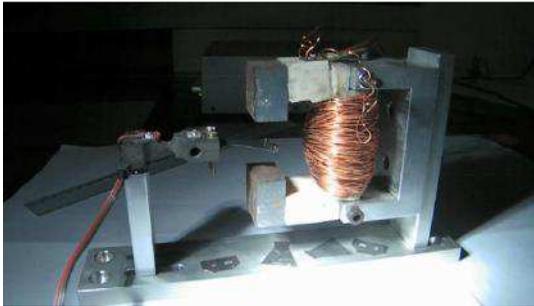


Figura 5.15 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 7

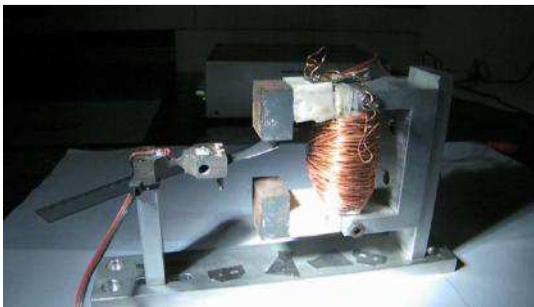


Figura 5.16 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 8

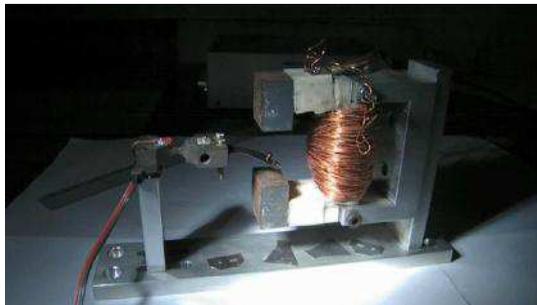


Figura 5.17 - Foto da calibração com lanterna estroboscópica 9

A partir da observação analítica das figuras acima e de um vídeo realizado da mesma maneira, pode-se perceber o movimento de flexão que ocorre no ensaio, confirmado a presença de apenas um modo de vibração.

5.3 Calibração da Tensão no Corpo de Prova

É necessário conhecer a tensão máxima que ocorre no corpo de prova para podermos levantar as curvas de deformação vida do material. Para se medir esta tensão experimentalmente foi colado um extensômetro no corpo de prova de aço inoxidável na região de maior tensão, mostrado na figura 5.18.

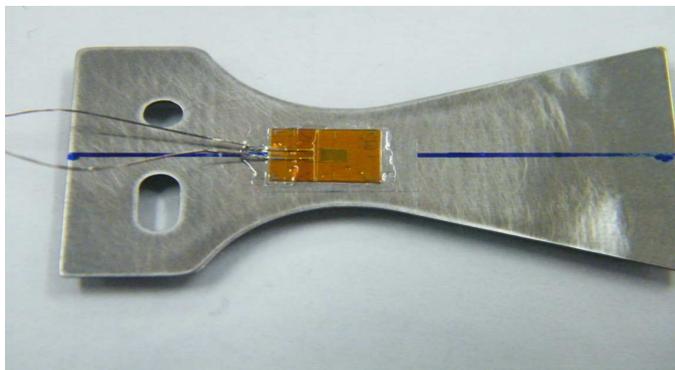


Figura 5.18 - Corpo de prova instrumentado com extensômetro

O extensômetro de 1 mm de comprimento ativo, 0,045 mm de espessura e 120 Ohms de resistência foi colado a 16 mm do lado esquerdo do corpo de prova, olhando-se no sentido da figura 5.18. Foi utilizado um equipamento comercial para leitura da deformação na configuração de um quarto de ponte.

Como a espessura do corpo de prova é de 0,203 mm, próximo da espessura do extensômetro, um fator de correção deve ser multiplicado pela deformação medida, para se obter a deformação real do corpo de prova.

Esse fator pode ser obtido dividindo-se a espessura do extensômetro pela metade da espessura do corpo de prova.

O deslocamento foi medido utilizando-se um laser em duas posições diferentes, a 0,6 mm e a 3 mm do lado direito do corpo de prova.

A figura 5.19 mostra um esquemático dos pontos de interesse no corpo de prova.

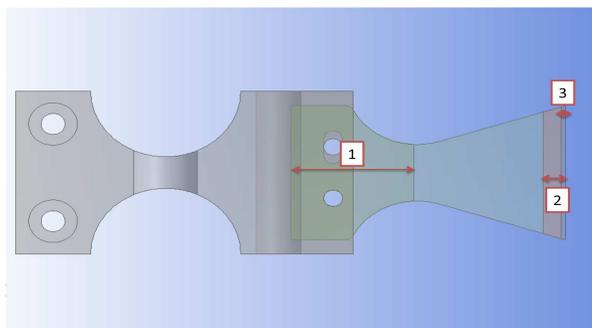


Figura 5.19 - Pontos de interesse para calibração da tensão

A cota 1 representa a posição do extensômetro. A cota 2 representa a posição do primeiro ponto de medição do deslocamento e a cota 3 a posição do segundo ponto de medição. Todas as medições foram realizadas na linha central do corpo de prova, as cotas indicam apenas a posição relativa às extremidades.

Uma simulação numérica utilizando esta configuração foi realizada para comparação dos dados experimentais. A figura 5.20 mostra as condições de contorno da simulação.

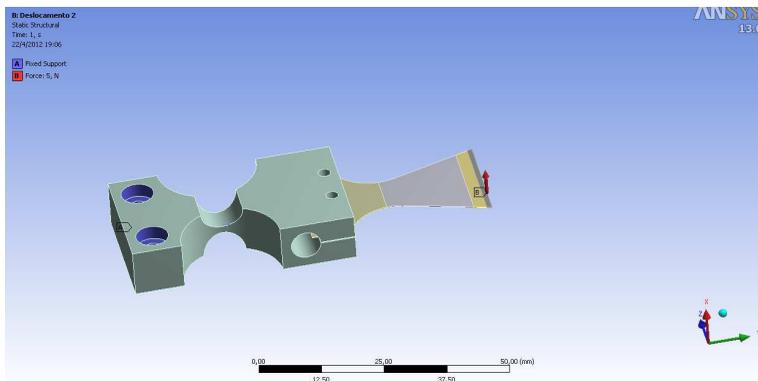


Figura 5.20 - Condições de contorno para calibração da tensão

As figuras 5.21 e 5.22 mostram detalhes da malha utilizada na simulação.

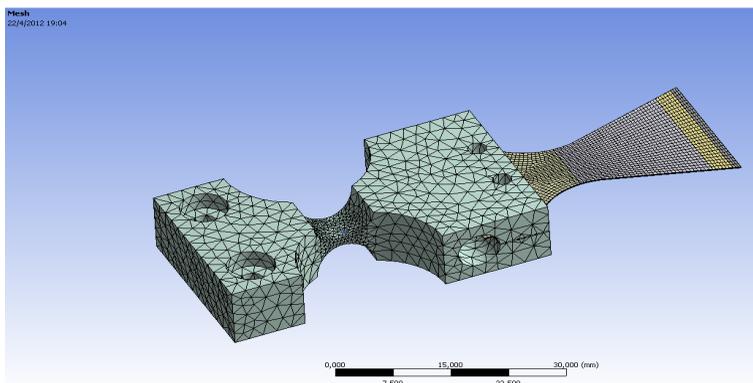


Figura 5.21 - Malha utilizada na calibração da tensão

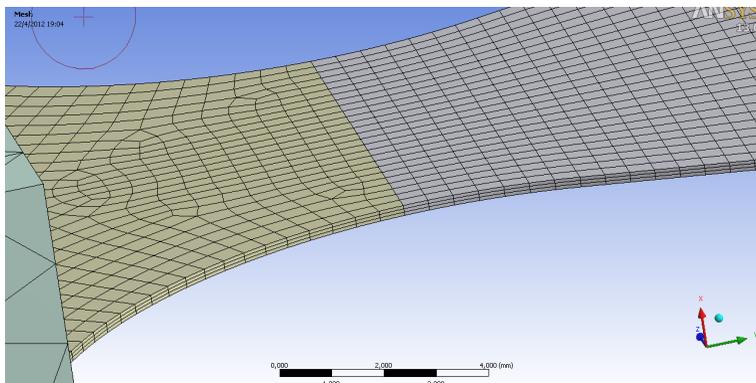


Figura 5.22 - Detalhe da malha do corpo de prova

Pode-se perceber a malha refinada nas regiões de interesse, como por exemplo, no corpo de prova que contém três elementos de segunda ordem na pequena espessura.

Com o ensaio preparado, é aplicado um deslocamento quase estático no corpo de prova, e depois é medido o deslocamento com o laser e a tensão no corpo de prova com o extensômetro.

5.3.1 Resultados Experimentais

Foram realizados dois ensaios em cada posição de leitura, com dez medidas em cada ensaio, a fim de se verificar a repetibilidade dos resultados.

5.3.1.1 Leitura do Deslocamento – Posição 1

A tabela 5.2 mostra os resultados dos dois ensaios realizados nesta configuração. O resultado é apresentado na forma de deformação, que é o efeito medido pelo extensômetro.

Tabela - 5.2 - Deformação no corpo de prova - posição 1

Ensaio 1		Ensaio 2	
Deformação [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Deslocamento [mm]	Deformação [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Deslocamento [mm]
603,03	1,24	688,48	1,45
937,50	1,87	695,80	1,46
1000,98	2,09	861,82	1,81
1118,16	2,26	996,09	2,14
1477,05	2,95	1003,42	2,17
1774,90	3,55	1455,08	2,99
1850,59	3,70	1791,99	3,66
2043,46	4,15	2067,87	4,21
2199,71	4,44	2231,45	4,54
2341,31	4,71	2524,41	5,02

A figura 5.23 mostra o gráfico contendo os dois ensaios.

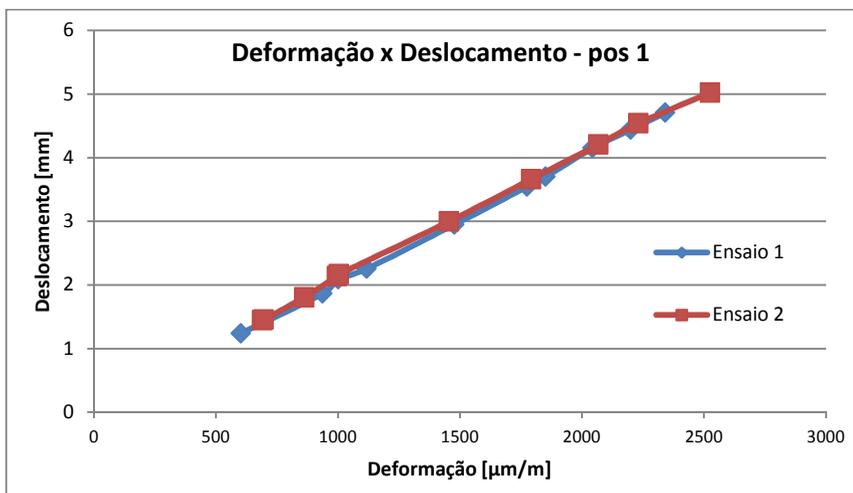


Figura 5.23- Gráfico do deslocamento x deformação - posição 1

Utilizando a regressão linear das duas curvas obtemos as equações 5.2 e 5.3.

$$y = 0,002x + 0,0257 \quad R^2 = 0.9993 \quad \text{equação 5.2}$$

$$y = 0,002x + 0,1396 \quad R^2 = 0.999 \quad \text{equação 5.3}$$

Onde:

y – Deslocamento em mm;

x – Deformação em $\mu\text{m/m}$;

R^2 – Coeficiente de correlação.

Analisando as duas equações, pode-se perceber que elas têm o mesmo coeficiente de inclinação angular e coeficientes de correlação bem próximo da unidade, indicando que uma reta ajusta bem a relação entre a deformação e o deslocamento nesta posição.

5.3.1.2 Leitura do Deslocamento – Posição 2

A tabela 5.3 mostra os resultados obtidos quando o laser esta posicionado a uma distância de 0,6 mm da extremidade direta do corpo de prova.

Tabela 5.3 - Deformação no corpo de prova - posição 2

Ensaio 1		Ensaio 2	
Deformação [$\mu\text{m/m}$]	Deslocamento [mm]	Deformação [$\mu\text{m/m}$]	Deslocamento [mm]
222,168	0,498	251,465	0,625
588,379	1,338	314,941	0,771
654,297	1,455	588,379	1,387
839,844	1,924	761,719	1,797
844,727	1,875	922,852	2,148
1064,453	2,461	1064,453	2,441
1174,316	2,598	1252,441	2,861
1416,016	3,154	1442,871	3,271
1557,617	3,437	1762,695	3,945
1914,062	4,18	1945,801	4,277

A figura 5.24 mostra o gráfico contendo os dois ensaios.

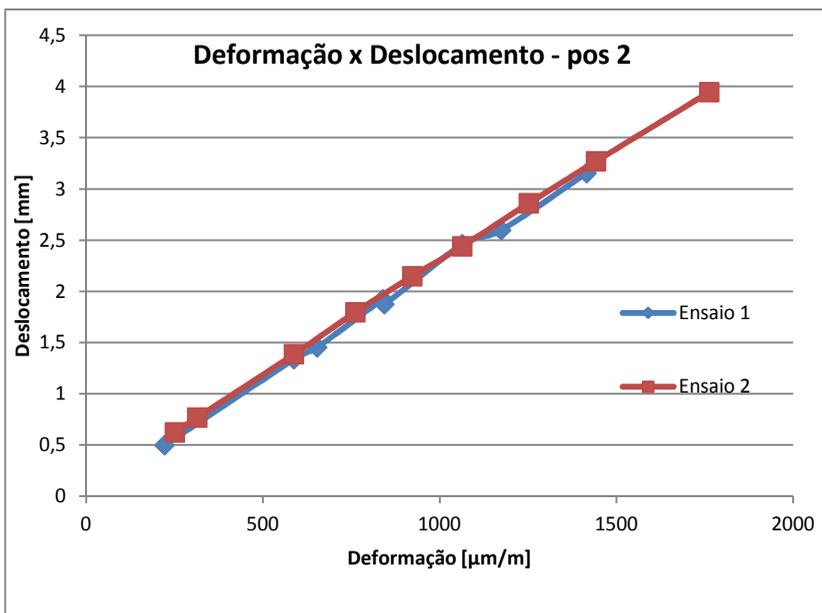


Figura 5.24 - Gráfico do deslocamento x deformação - posição 2

As equações 5.4 e 5.5 mostram a regressão linear dos dois ensaios.

$$y = 0,0022x + 0,0147 \quad R^2 = 0,9981 \quad \text{equação 5.4}$$

$$y = 0,0022x + 0,0926 \quad R^2 = 0,9997 \quad \text{equação 5.5}$$

Onde:

y – Deslocamento em mm;

x – Deformação em µm/m;

R^2 – Coeficiente de correlação.

Novamente pode-se perceber o mesmo coeficiente angular e coeficientes de correlação bem próximos da unidade.

5.3.2 Resultados Numéricos

A partir da simulação estática numérica foi medida a deformação média na região do extensômetro e o deslocamento nas posições 1 e 2. Nas figuras 5.25 e 5.26 pode-se ver o deslocamento estimado em um determinado instante de tempo.

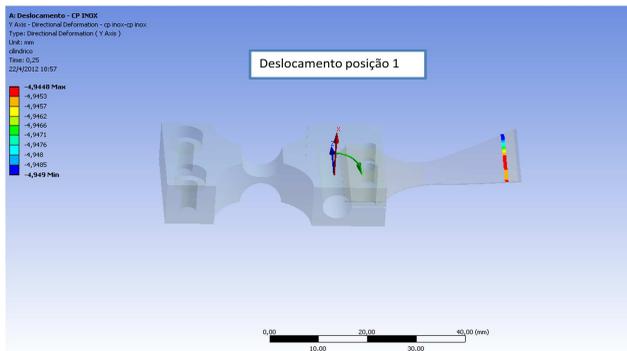


Figura 5.25 -Deslocamento na posição 1 obtido numericamente

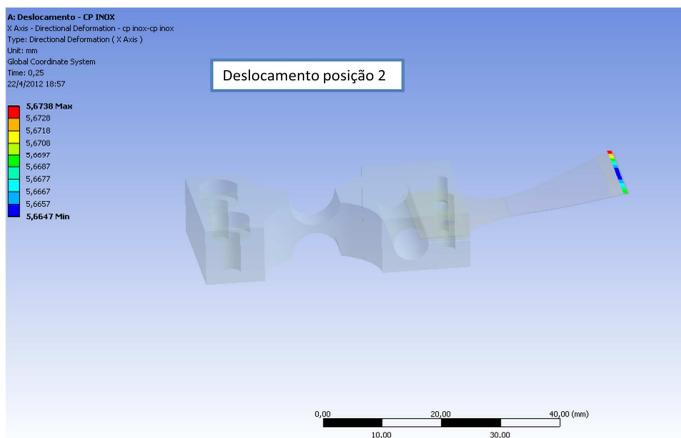


Figura 5.26 - Deslocamento na posição 2 obtido numericamente

Na figura 5.27 pode-se observar a medição da deformação numérica na região do extensômetro.

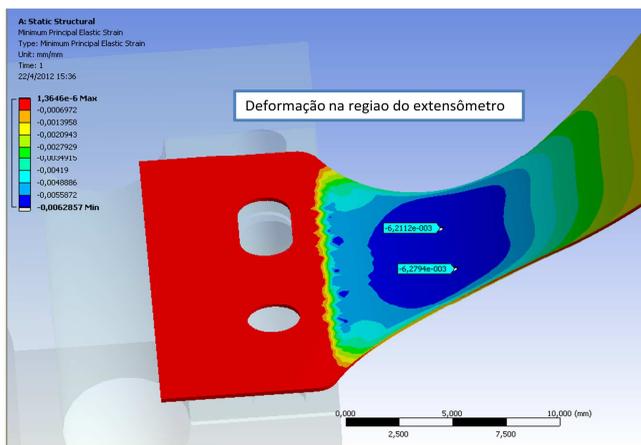


Figura 5.27 - Deformação numericamente na posição de interesse

A tabela 5.4 mostra os resultados obtidos a partir da simulação.

Tabela 5.4 - Resultados numéricos na posição de interesse

Deformação Principal [$\mu\text{m/m}$]	Deslocamento pos. 1 [mm]	Deslocamento pos. 2 [mm]
517,86	1,04	12,02
1015,19	2,04	23,67
1687,95	3,47	40,18
2275,81	4,80	55,55
3087,33	6,61	76,41
4191,90	8,89	10,27
5140,48	10,70	12,34
5960,00	12,14	13,96
6251,43	12,61	14,49
6529,52	13,04	14,98

Na figura 5.28 pode-se ver o gráfico do deslocamento x deformação para posição 1, juntamente com a reta de regressão linear que melhor aproxima os dados.

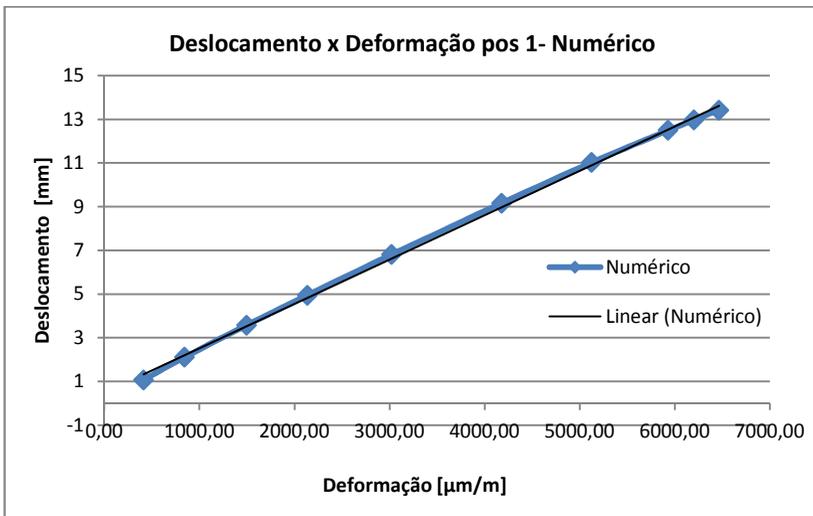


Figura 5.28 - Resultado numérico - posição 1

A equação 5.6 mostra a reta que melhor aproxima os dados do gráfico acima.

$$y = 0,002x + 0,1398 \quad R^2 = 0,9982 \quad \text{equação 5.6}$$

Onde:

y – Deslocamento em mm;

x – Deformação em µm/m;

R^2 – Coeficiente de correlação.

Na figura 5.29 podemos ver o gráfico do resultado numérico medido na posição dois.

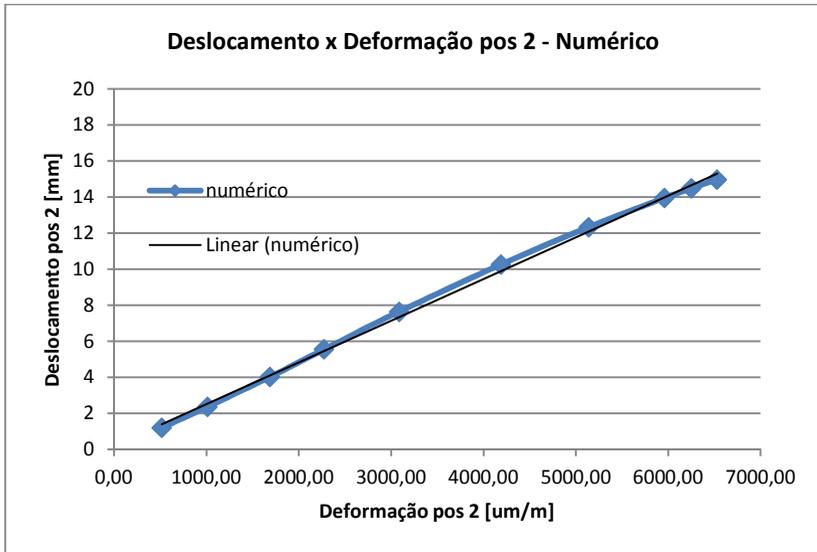


Figura 5.29 - Resultado numérico - posição 2

A equação 5.7 mostra a reta que melhor aproxima os dados do gráfico acima.

$$y = 0,0023x + 0,1945 \quad R^2 = 0,9979 \quad \text{equação 5.7}$$

Onde:

y – Deslocamento em mm;

x – Deformação em $\mu\text{m/m}$;

R^2 – Coeficiente de correlação.

5.3.3 Comparação de Resultados

5.3.3.1 Posição 1

Comparando-se os resultados experimentais e numéricos obtidos nas medições na posição 1, obtemos o gráfico mostrado na figura 5.30.

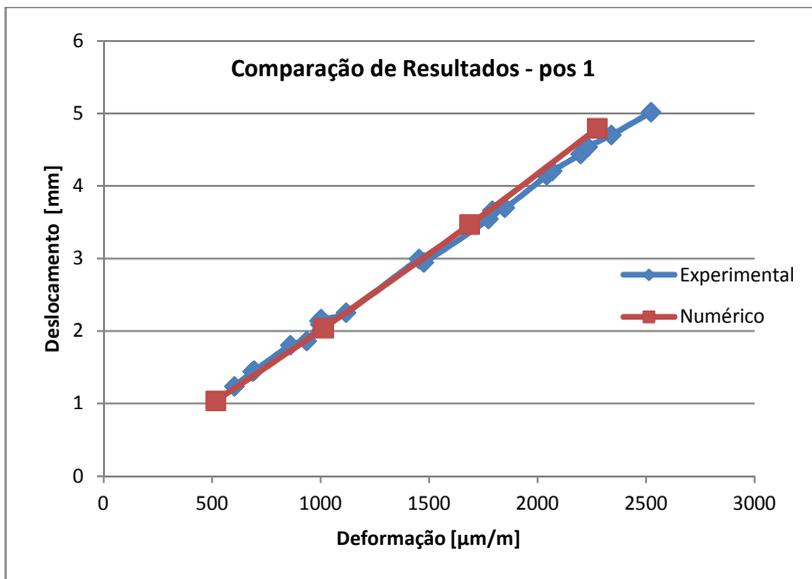


Figura 5.30 – Comparação de resultados - pos 1

Os dados experimentais dos dois ensaios foram plotados juntos no gráfico acima, ordenados por ordem crescente. Os dados numéricos foram apresentados somente em uma faixa próxima dos resultados experimentais.

Pode-se ver que a simulação numérica apresenta boa relação com o resultado experimental.

Se utilizarmos as equações obtidas a partir da regressão linear dos dois resultados como parâmetro de comparação teremos um erro de aproximadamente 0,05 mm no resultado numérico, uma vez que as retas tem o mesmo coeficiente angular, variando apenas no ponto em que deviam cruzar o eixo vertical.

Na prática, a reta cruza o eixo vertical em zero, pois quando não existe deslocamento não existe deformação.

Este erro é pequeno se comparado com as grandezas do ensaios e este pode ter sua origem em diversos fatores como variação nas condições de fixação do corpo de prova, imprecisões de instrumentação do extensômetro e do laser, imprecisões nos circuitos eletrônicos e até mesmo erros numéricos.

5.3.3.2 Posição 2

Comparando-se os resultados experimentais e numéricos obtidos nas medições na posição 2, obtemos o gráfico mostrado na figura 5.31.

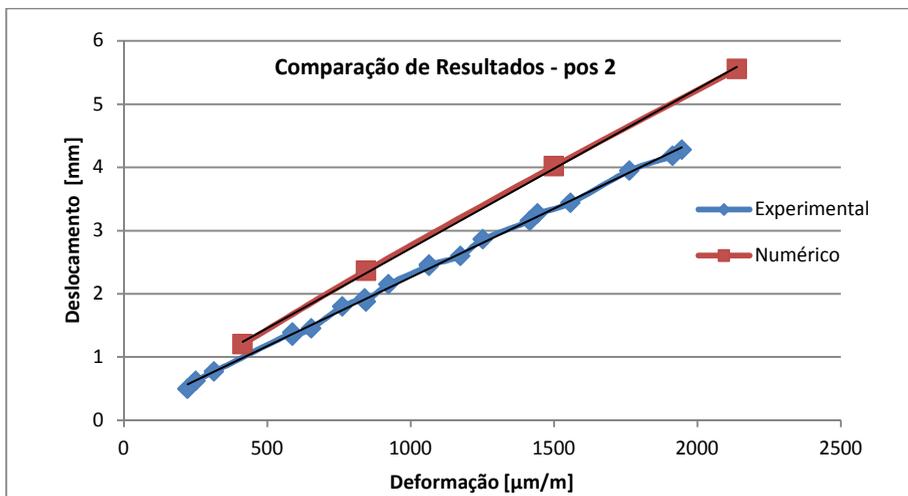


Figura 5.31 - Comparação de resultados - pos 2

No gráfico acima podemos ver que já existe uma diferença na inclinação das duas retas. Essa diferença tende a se acentuar e pode ser explicada pela curvatura que ocorre ao longo do corpo do prova durante a flexão. Assim quanto mais nos aproximamos da ponta, mais pronunciado é este efeito, influenciando na medição com o laser e na própria simulação.

Mesmo com a inclinação diferente, se usarmos por exemplo, o ponto onde a deformação vale $500 \mu\text{m}/\text{m}$ para calcular o valor do deslocamento nas duas retas de regressão teríamos um erro de aproximadamente $0,15 \text{ mm}$. Este erro tende a aumentar quando se aumenta a deformação.

Por essa razão, quando se for utilizar resultados numéricos para cálculo da deformação no corpo de prova recomenda-se utilizar pontos não muito próximos da extremidade do corpo de prova.

5.4 Calibração do Deslocamento Dinâmico Medido pela Célula de Carga

No desenvolvimento da máquina assumiu-se o resultado numérico como verdadeiro para projeto da célula de carga e dos deslocamentos máximos necessários. Com o dispositivo em funcionamento foi realizado uma medição experimental do deslocamento e da deformação na célula de carga simultaneamente.

Mediu-se com o mesmo laser utilizado na calibração anterior o deslocamento do corpo de prova a 3 mm da extremidade, região onde a medição se mostrou mais confiável. Simultaneamente mediu-se a deformação na célula de carga através do extensômetro já colado na mesmo.

5.4.1 Resultados Experimentais

Foram realizados dois ensaios experimentais na mesma configuração, medindo-se em cada ensaio seis pontos aleatórios.

A máquina estava em funcionamento, em 170 Hz. Variou-se então a tensão da bobina em diversos níveis e mediu-se o deslocamento no corpo de prova a 3 mm da extremidade e a deformação ocorrida na célula de carga.

Na tabela 5.5 pode-se ver os resultados dos dois ensaios realizados nesta configuração

Tabela 5.5 - Resultados experimentais de deslocamento x deformação na célula de carga

Ensaio 1		Ensaio 2	
Deformação [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Deslocamento [mm]	Deformação [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Deslocamento [mm]
184,09	4,90	72,02	2,69
184,57	5,01	89,14	3,17
208,19	5,64	108,25	3,75
224,03	6,54	128,32	4,38
245,27	7,24	157,90	4,41
260,74	7,87	16,92	5,02

A figura 5.32 mostra o gráfico contendo os dois ensaios.

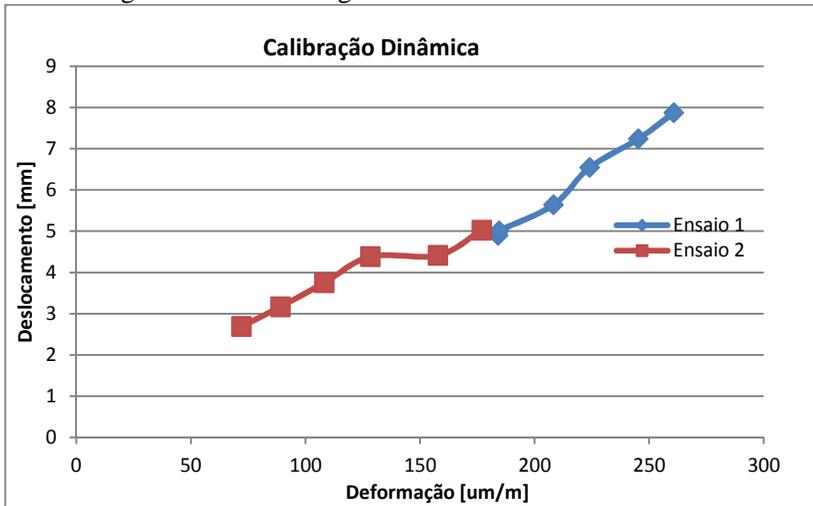


Figura 5.32 - Gráfico do deslocamento x deformação na célula de carga

Utilizando junto os dados dos dois ensaios e realizando a regressão polinomial de ordem 2 que melhor se aproxima dos dados que uma regressão linear, tem-se o resultado mostrado na figura 5.33.

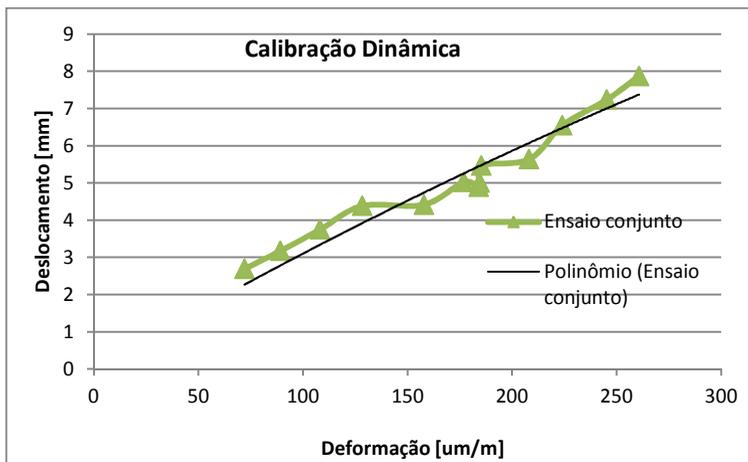


Figura 5.33 - Dados experimentais e regressão polinomial do ensaio

A regressão utilizada tem a equação 5.8 abaixo.

$$y = -0,00002x^2 + 0,0327x \quad R^2 = 0.931 \quad \text{equação 5.8}$$

Onde:

y – Deslocamento em mm;

x – Deformação em $\mu\text{m}/\text{m}$;

R^2 – Coeficiente de correlação.

5.4.2 Resultados Numéricos

A simulação utilizada foi semelhante à realizada no ensaio de calibração de tensão no corpo de prova e o objetivo é comparar o resultado da simulação estática com o comportamento dinâmico do sistema a fim de se assegurar que fatores como amortecimento e inércia são mínimos.

A figura 5.34 mostra a medição numérica da tensão na célula de carga em um determinado instante. Para comparação direta com a medição experimental o resultado utilizado é a deformação no mesmo ponto.

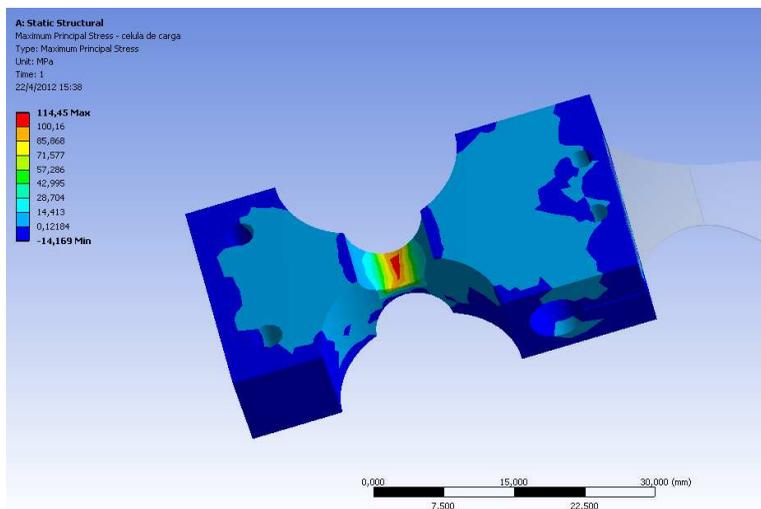


Figura 5.34 - Tensão Principal Máxima na célula de carga

A tabela 5.6 mostra o resultado da deformação na célula de carga e o deslocamento medido a 3 mm da extremidade do corpo de prova.

Tabela 5.6- Resultado numérico da deformação na célula de carga

Deformação [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Deslocamento [mm]
32,89	1,04
65,65	2,04
114,34	3,47
162,25	4,80
232,20	6,61
332,34	8,89
426,86	10,71
516,52	12,14
550,29	12,61
583,48	13,04

A figura 5.35 mostra o gráfico e a regressão polinomial também de ordem 2.

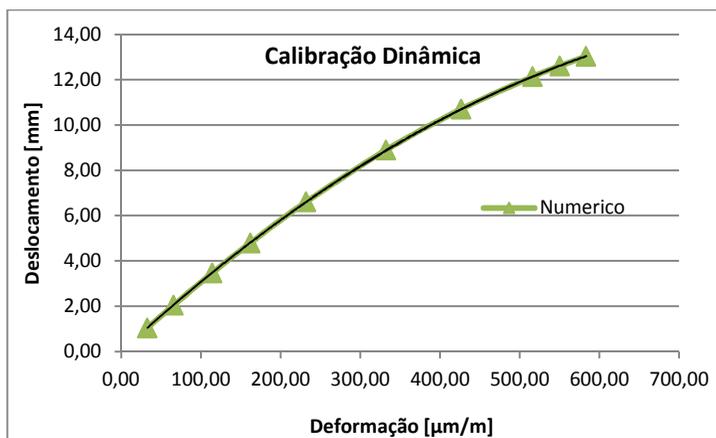


Figura 5.35 - Dados numéricos e regressão polinomial do ensaio

Pode-se ver que uma regressão polinomial de ordem 2 representa bem os resultados. A equação 5.9 mostrada a seguir representa a curva de regressão.

$$y = -0,00002x^2 + 0,0358x \quad R^2 = 0,999 \quad \text{equação 5.9}$$

Onde:

y – Deslocamento em mm;

x – Deformação em $\mu\text{m/m}$;

R^2 – Coeficiente de correlação.

5.4.3 Comparação de Resultados

Os resultados experimentais diferem pouco entre si, mas quando utilizados em conjunto para gerar uma equação que os represente, se aproximam bastante do resultado numérico.

A figura 5.36 mostra o polinômio gerado pelos resultados experimentais e o resultado numérico.

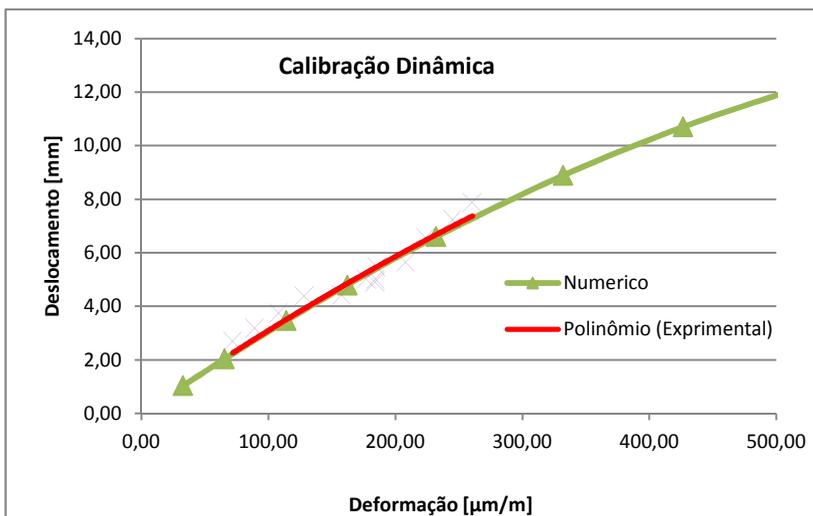


Figura 5.36- Comparação da deformação numérica e experimental na célula de carga

Pode-se que o resultado numérico (tracejado) se aproxima de forma satisfatória da curva experimental (contínua). A partir deste

ensaio pode-se concluir de forma satisfatória que o erro é aceitável se utilizarmos o resultado numérico para estimar o deslocamento do corpo de prova através da deformação da célula de carga.

6 ESTUDO DE CASO

O objetivo da construção de máquinas de fadiga é testar um determinado componente ou material solicitando-o até que ocorra a falha. Com as informações obtidas nestes ensaios é possível projetar com maior confiabilidade, segurança e economia.

A última etapa deste trabalho consiste em validar o funcionamento da máquina de fadiga ressonante desenvolvida. Para isso foram realizados diversos ensaios utilizando os corpos de prova de aço inox.

A partir desses ensaios levantou-se a curva ϵN ou curva Deformação-Vida para este material. Optou-se por utilizar a deformação nas curvas de fadiga no lugar de tensão, pois durante todo o desenvolvimento esta foi a variável medida.

Como o funcionamento da máquina se dá essencialmente na região elástica do material, caso seja necessário estimar-se a tensão basta multiplicar o valor de deformação pelo módulo de elasticidade do material.

O estudo da fadiga não é determinístico, mas sim um processo estatístico. Para se levantar um pontos da curva ϵN são necessários diversos ensaios em um mesmo nível de tensão a fim de se obter um resultado confiável.

Neste trabalho foram utilizados para levantar a curva de fadiga 17 ensaios, número este restrito pelo tempo, uma vez que a intenção é apenas verificar o funcionamento da máquina. Para se realizar uma caracterização mais rigorosa do material, um plano de ensaios mais detalhado e com maior número de amostras deve ser conduzido.

O programa tem como dado de saída o deslocamento máximo da ponta do corpo de prova. A tabela 6.1 abaixo mostra os dados de saída dos ensaios realizados.

Tabela 6.1 - Dados dos ensaios realizados

Ensaio	Deslocamento máximo [mm]	Deslocamento mínimo [mm]	Ciclos até a falha
1	8,3	-8,8	5,00E+6
2	10,64	-11,14	8,41E+05
3	11,2	-11,5	5,67E+05
4	9,6	-9,9	1,12E+05
5	11,7	-12,1	1,69E+05

6	12,5	-8,6	6,85E+05
7	10,5	-9,5	1,34E+05
8	11,6	-12,3	1,52E+05
9	11,9	-13,6	6,09E+05
10	13,8	-13,8	1,16E+06
11	9,8	-9,6	1,58E+06
12	10,9	-10,3	1,39E+06
13	13,2	-13,4	1,01E+05
14	12,7	-12	2,15E+05
15	8,3	-9	2,28E+06
16	10,2	-8,9	3,43E+06
17	9	-9,2	3,63E+06

A saída do *software* é a medida de deslocamento, sendo possível através das equações apresentadas anteriormente calcular a tensão e a deformação no corpo de prova e na célula de carga.

Essa calibração pode ser facilmente implementada no *software* de controle da máquina, ficando a cargo do programador selecionar qual a variável de saída.

Na tabela 6.2 temos os dados calculados para deformação em vez de deslocamento.

Tabela 6.2 - Dados calibrados para deformação

Ensaio	Deformação máxima [m/m]	Deformação mínima [m/m]	Ciclos até a falha
1	3,84E-03	-4,07E-03	5,00E+06
2	4,92E-03	-5,15E-03	8,41E+05
3	5,18E-03	-5,32E-03	5,67E+05
4	4,44E-03	-4,58E-03	1,12E+05
5	5,41E-03	-5,59E-03	1,69E+05
6	5,78E-03	-3,98E-03	6,85E+05
7	4,85E-03	-4,39E-03	1,34E+05

8	5,36E-03	-5,69E-03	1,52E+05
9	5,50E-03	-6,29E-03	6,09E+05
10	6,38E-03	-6,38E-03	1,16E+06
11	4,53E-03	-4,44E-03	1,58E+06
12	5,04E-03	-4,76E-03	1,39E+06
13	6,10E-03	-6,20E-03	1,01E+05
14	5,87E-03	-5,55E-03	2,15E+05
15	3,84E-03	-4,16E-03	2,28E+06
16	4,72E-03	-4,11E-03	3,43E+06
17	4,16E-03	-4,25E-03	3,63E+06

Nos ensaios a tensão média é diferente de zero. Isso ocorre devido ao posicionamento da bobina em relação ao corpo de prova. Esta pode ser ajustada através de um furo oblongo, de modo a se conseguir um carregamento simétrico com tensão média nula, se necessário.

Realizaram-se os ensaios nessas condições e pode-se utilizar as correlações mostradas na revisão bibliográfica para ajustar a curva para um ensaio normalizado.

A tabela 6.3 mostra os resultados em termos de ϵ_a e $\epsilon_{m\acute{e}dia}$ obtida utilizando-se as equações (2.2) e (2.3), adaptadas pra deformação.

Tabela 6.3 - Dados em termos de tensão média e tensão alternada

Ensaio	Deformação média [m/m]	Deformação alternada [m/m]	Ciclos até a falha
1	-1,16E-04	3,95E-03	5,00E+06
2	-1,16E-04	5,03E-03	8,41E+05
3	-6,95E-05	5,25E-03	5,67E+05
4	-6,95E-05	4,51E-03	1,12E+05
5	-9,24E-05	5,50E-03	1,69E+05
6	9,01E-04	4,88E-03	6,85E+05
7	2,31E-04	4,62E-03	1,34E+05
8	-1,62E-04	5,52E-03	1,52E+05
9	-3,93E-04	5,89E-03	6,09E+05
10	0,00E+00	6,38E-03	1,16E+06

11	4,62E-05	4,48E-03	1,58E+06
12	1,39E-04	4,90E-03	1,39E+06
13	-4,62E-05	6,15E-03	1,01E+05
14	1,62E-04	5,71E-03	2,15E+05
15	-1,62E-04	4,00E-03	2,28E+06
16	3,00E-04	4,42E-03	3,43E+06
17	-4,62E-05	4,21E-03	3,63E+06

A partir da correlação linear de Goodman modificada, novamente adaptada para deformação, mostrada no capítulo 2, realizamos o caminho inverso, para tornar o ensaio normalizado, ou seja:

$$\varepsilon_{m\acute{e}dia} = 0 \quad (6.1)$$

e

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{max} \quad (6.2)$$

Isolando σ_N na equação de Goodman (2.5) temos:

$$\varepsilon_N = \frac{\varepsilon_a}{\left(1 - \frac{\varepsilon_{m\acute{e}dia}}{\varepsilon_u}\right)} \quad (6.3)$$

Com esta equação podemos realizar um ensaio com deformação média diferente de zero e trazer o seu resultado para a mesma vida em fadiga de um ensaio normalizado.

Dado o valor de deslocamento do corpo de prova, podemos calcular o módulo da deformação máxima, seja de tração ou compressão, e uma das superfícies estará submetida à tração enquanto a outra a compressão de mesmo valor.

Nesta correção, o valor utilizado na equação (6.3) acima é o módulo da $\varepsilon_{m\acute{e}dia}$. De (Sandvik 7C27Mo2 Datasheet, 2011) temos que a deformação limite de fadiga para o material dos corpos de prova é aproximadamente 3857 $\mu\text{m/m}$ (800 MPa). A tabela 6.4 mostra os dados normalizados do ensaio, classificados por ordem crescente de deformação.

Tabela 6.4 Dados normalizados do ensaio de fadiga

Ensaio	Deformação alternada normalizada [m/m]	Ciclos até a falha
1	4,01E-03	5.00E+06
15	4,08E-03	2.28E+06
17	4,23E-03	3.63E+06
11	4,51E-03	1.58E+06
4	4,54E-03	1.12E+05
16	4,58E-03	3.43E+06
7	4,75E-03	1.34E+05
12	4,98E-03	1.39E+06
2	5,10E-03	8.41E+05
3	5,29E-03	5.67E+05
6	5,45E-03	6.85E+05
5	5,56E-03	1.69E+05
8	5,63E-03	1.52E+05
14	5,82E-03	2.15E+05
9	6,18E-03	6.09E+05
13	6,18E-03	1.01E+05
10	6,38E-03	1.16E+05

Na figura 6.1 podemos ver os pontos em um gráfico ϵN (Deformação x Vida) obtidos a partir dos dados da tabela 6.4

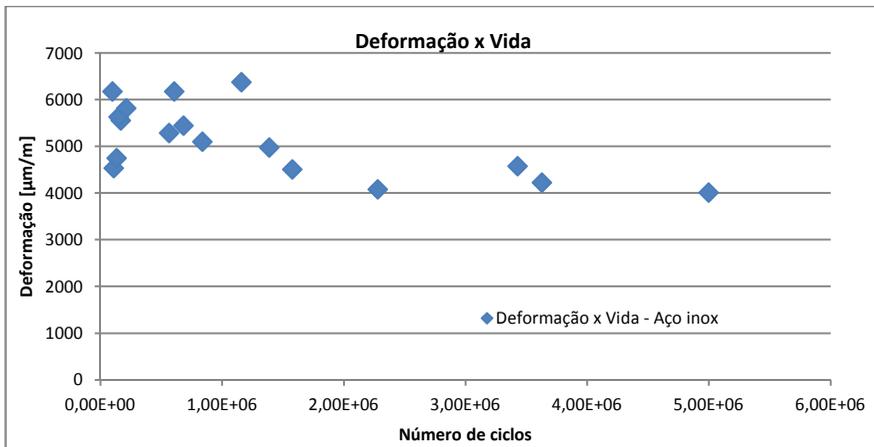


Figura 6.1 – Pontos da curva ϵN obtida no estudo de caso

Pode-se perceber uma dispersão dos dados que estão mais a esquerda, onde o nível de deformação é maior e o número de ciclos é reduzido. Nessa região o resultado deve apresentar valores mais próximos, e mais ensaios devem ser realizados para se obter um resultado conclusivo.

Porém podemos perceber a partir do pequeno número de ensaios realizados o comportamento da curva, tendendo para o limite de fadiga fornecido pelo fabricante.

Na figura 6.2 podemos ver que uma regressão logarítmica representa de forma satisfatória os dados do ensaio.

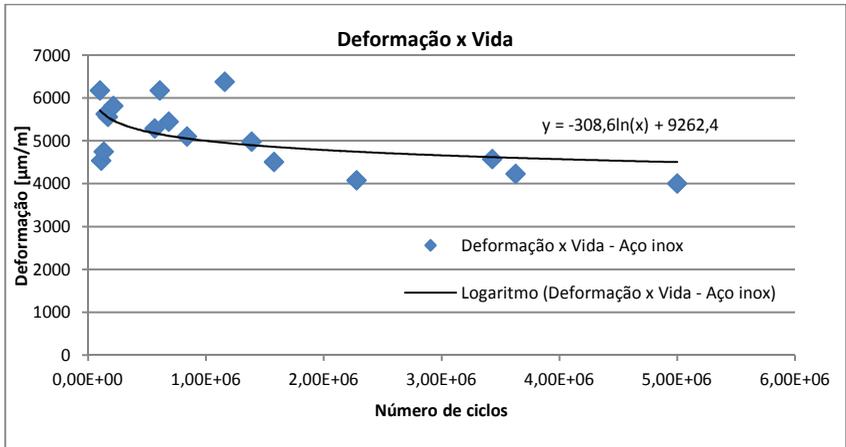
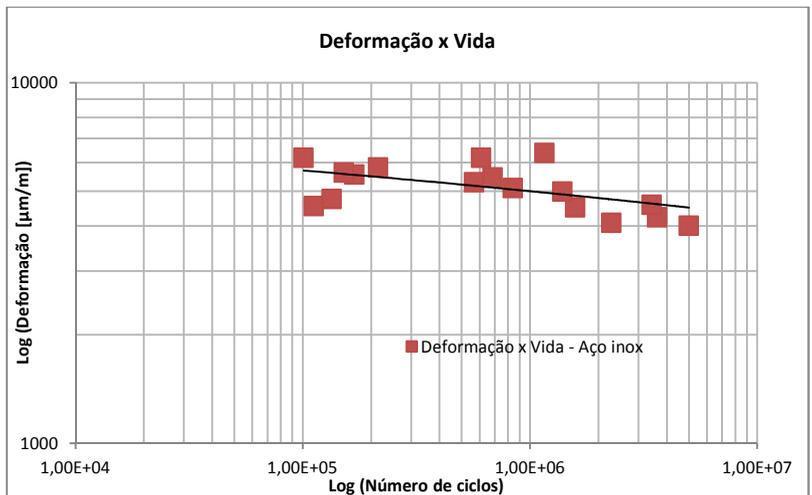


Figura 6.2- Regressão linear da curva SN

Na figura 6.3 pode-se ainda analisar os dados em um gráfico log-log, muito utilizado nas análises de dados de fadiga.



A partir da equação mostrada poderíamos identificar o nível de deformação adequado para um componente, dado o número de ciclos que ele deve suportar durante a vida.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

7.1 Conclusões

O desenvolvimento deste trabalho provou ser possível construir um equipamento eletromagnético ressonante de baixo custo, rápido e confiável para testes de fadiga de flexão de corpos de prova de aço laminado.

Mais que isso, este trabalho abre caminho para diversos outros tipos de ensaios relacionados à fadiga, resultando em grande auxílio em pesquisas e desenvolvimento de novos produtos.

Como os sensores e atuadores do dispositivo estão todos centralizados em um software, a máquina é bastante flexível. Pode-se automaticamente achar a frequência de ressonância do corpo de prova, iniciar o ensaio de fadiga de flexão, ajustar a amplitude do deslocamento, contar o número de ciclos, estimar a tensão instantânea no corpo de prova, detectar a falha, parar o ensaio e salvar todos os dados.

É possível realizar ensaios de aprovação de produto, testes de vida acelerados e caracterizar materiais em relação à fadiga e até mesmo levantar curvas onde a tensão média é diferente de zero.

Os métodos numéricos foram de grande auxílio durante todo o ciclo de desenvolvimento e apresentaram grande assertividade quando comparados com os resultados experimentais obtidos na calibração do equipamento. A simulação reduz os custos de desenvolvimento, o tempo de entrega e também a o número de protótipos para testar cada novo conceito. Uma vez calibrada a máquina, novas configurações de ensaio podem ser desenvolvidas virtualmente com confiança.

A placa eletrônica construída é simples, barata e funcional. Apresentou uma pequena variação na saída após algum tempo de funcionamento, o que se deve a mudança de comportamento de alguns componentes com a temperatura, como os resistores utilizados, o que pode ser corrigido utilizando resistores de maior precisão.

Por ser um trabalho pioneiro, o tempo de desenvolvimento do equipamento foi longo. Com os resultados e discussões aqui apresentados este tempo pode ser reduzido drasticamente, possibilitando a construção de equipamentos customizáveis a cada aplicação em tempo hábil para o desenvolvimento de um novo produto por exemplo.

As vantagens como baixo desgaste do equipamento, baixo custo de desenvolvimento, baixo custo dos componentes, alta velocidade de

ensaio e baixo consumo de energia tornam máquinas com este princípio atrativas.

Pode-se construir bancadas com diversas máquinas operando simultaneamente, resultando em grande agilidade e tempo reduzido para se obter curvas de fadiga de materiais e ensaios de confiabilidade em tempo reduzido.

Um ponto importante que deve ser verificado em cada novo projeto é o comportamento dinâmico do corpo de prova, que pode diferir de resultados numéricos quando utilizada uma simulação estática para estimação do deslocamento. No caso do presente trabalho o resultado numérico foi satisfatório, considerando-se as diversas fontes de ruído como posição de fixação, posição de medição e erros numéricos.

Ao final deste trabalho a máquina já estava apta a realizar ensaios com válvulas reais de compressores ao invés de corpos de prova, mediante pequenas adaptações nos dispositivos de fixação e na bobina.

7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

O objetivo deste trabalho é que novas máquinas mais rápidas, eficientes e confiáveis possam ser construídas a partir dos conceitos e teoria apresentados e dos testes realizados, de modo que a principal sugestão para trabalhos futuros é a concepção e construção de dispositivos capazes de realizar testes personalizados em um curto espaço de tempo e com baixo investimento.

Pode-se utilizar o princípio eletromagnético ressonante apresentado para desenvolver inúmeros tipos de máquinas, mas não limitados a:

- Ensaio de novos materiais, inclusive poliméricos.
- Ensaio de novas geometrias, componentes e até mesmo produtos.
- Ensaios com novos carregamentos como torção, flexão dupla ou impacto.
- Desenvolvimento de máquinas mais rápidas através de corpos de prova com frequências de ressonância maiores.

Pode-se também levantar curvas de fadiga de materiais até mesmo na região de giga-ciclos em tempo aceitável e verificar se realmente existe a tensão limite de fadiga para alguns materiais.

8 BIBLIOGRAFIA

ANDOLFATO, R. A., CAMACHO, J. S. e BRITO, G. A. 2004. *Extensômetria básica*. Universidade Estadual Paulista. Ilha solteira : s.n., 2004.

ANSYS. 2009. *ANSYS MECHANICAL APDL HELP*. 2009.

2006. *Apostila de Dinâmica*. Anápolis - GO : s.n., 2006.

ASTM. 2010a. *Designation E1823-11 - Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing*. s.l. : Annual Book of ASTM Standards, Volume 3.01, 2010a.

AUREN, B. e CHAI, G. 2002. Effect of Material Properties and SURface Treatment on the Performance of Stainless Flapper Valve Steel for Compressors. *International Compresso Engineering Conference*. 2002.

BOSCO JUNIOR, R. 2007. *Análise numérico-experimental de componentes sujeitos à fadiga por solicitações aleatórias : avaliação de modelos*. Dissertação (mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis : s.n., 2007.

BOYLESTAD, Robert L. 2004. *Introdução a análise de Circuitos*. s.l. : Prentice Hall, 2004.

CHAI, G. C., ZETTERHOLM, G. e WALDEN, B. 2004. Flapper Valve Steels with High Performance. *International Compressor Engineering Conference*. 2004.

COHEN, R. 1972. Valve stress analysis - for fatigue problems. *International Compressor Enginnering Conference*. 1972.

DOSSAT, R. J. 1963. *Princípios de refrigeração*. 1a. s.l. : Hemus, 1963. p. 967.

DUSIL, R. e APPELL, B. 1976. Fatigue and Fracture Mechanics Properties of Valve Steels. *International Compressor Engineering Conference*. 1976.

DUSIL, R. 1976. Studies of Faults in Used Valves, a Case Studies. *International Compressor Engineering Conference*. 1976.

Extensometria. **WINDLIN, F. L. e SOUZA, J. J. 1999.** Santa Cecília : s.n., 1999.

FADEL, J. G. C. 2010. *Automação de ensaios de compressores de refrigeraçãoo operando sob condições extremas*. dissertação (mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina. 2010.

Filter Pro - Design Program User Guide. **INSTRUMENTS, TEXAS. 2011.** 2011.

FISH, J. e BELYTSCHKO, T. 2007. *A FIRST COURSE IN FINITE ELEMENT ANALYSIS*. New York : John Wiley, 2007.

FUCHS, H.O. e STEPHENS, R.I. 1980. *Metal Fatigue in Engineering*. 1a. EUA : John wiley & sons, 1980.

INSTRUMENTS, TEXAS. 2004. *Precision Instrumentation Amplifier*. 2004.

JUNIOR, E. B. *Extensometria - Manual Prático*. Ilha Solteira - SP : s.n.

—, **2011.** *Extensometria - transdutores*. Apostila de extensometria. 2011.

—, **2011.** *Extensometria, manual prático*. 2011.

KIM, C.Y., SONG, J. H. e LEE, D. Y. 2009. Development of a fatigue testing system for thin films. *International Journal of Fatigue*. 2009, Vol. 31, pp. 736-742.

KWON, Y. K., GEON, H. L. e TAE, J. L. 2004. The design of compressor valve to consider flexibility and reliability. *International Compressor Engineering Conference*. 2004.

MARINES, I., BIN, X. e BATHIAS, C. 2003. An understanding of very high cycles fatigue of metals. *International Journal of Fatigue*. 2003, 25, pp. 1101-1107.

MEAD, D. J. 1999. *Passive Vibration Control*. Southampton, UK : John Wiley & Sons, 1999.

Measurements Grupo Inc. *Surface Preparation for Strain Gage Bonding*. Instruction Bulletin B-129 - 7.

MEEKER, D. 2009. *Finite Element Method Magnetics - User's Manual*. 2009.

MENDONÇA, Paulo de Tarso Rocha de. 2004. *Análise Dinâmica pelo Método de Elementos Finitos*. Florianópolis - SC : s.n., 2004.

Messtechnik, Hottinger Baldwin. *Strain Gauges and Accessories*. Catalog G 24.01.6 e.

NETO, J. A. O. 2008. *Sistema Massa Mola*. Natal, RN : s.n., 2008.

OGATA, KATSUHITO. 2003. *Modern Control Engineering*. Minnessota, EUA : Prentice-Hall, 2003. Vol. 1.

PENTEADO, P.M. 2009. *Desenvolvimento de uma bancada de ensaio de fadiga por impacto em válvulas de compressores de refrigeração*. Programa de Pós-Graduação em Metrologia Industrial, Dissertação (mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis : s.n., 2009.

PUFF, R. 2002. *Influencia do processo de corte e acabamento superficial na fadiga de aços para molas planas*. Dissertação (mestrado), UDESC. Joinville : s.n., 2002.

REGULY, A., et al. *Fadiga e Análise de Falhas*. Apostila da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre : s.n.

ROSA, Edison da. 2002. *Análise de Resistência Mecânica*. GRANTE, Apostila da disciplina de Mecânica da Fratura e Fadiga, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis : s.n., 2002. Apostila da disciplina de Mecânica da Fratura e Fadiga.

ROSA, Edison da e MEDEIROS, C. B. 2008. *Apostila de Extensometria*. Florianópolis - SC : s.n., 2008.

RUNE, J. e NORDBER, H. *Fatigue properties Of Stainless Steel Strip*.

Sandvik 7C27Mo2 Datasheet. **SANDVIK. 2011.** 2011.

SANDVIK. 2011. Tensile strength and thicknesses for Sandvik compressor valve steel. <http://www.smt.sandvik.com>. [Online] SANDVIK, 2011. <http://www.smt.sandvik.com/en/products/strip-steel-and-strip-based-products/strip-products/compressor-valve-steel/steel-grades/>.

SCHIJVE, J. 2003. Fatigue of structures and materials in 20th century and the stato of the art. *International Journal of Fatigue*. 2003, Vol. 25, pp. 679-702.

SCHON, C. G. 2010. *Mecânica dos Materiais*. Apostila da disciplina de Mecânica dos Materiais, Universidade de São Paulo. São Paulo : s.n., 2010.

SCHUTZ, W. 1996. *A history of fatigue*. 1996. Vol. 2.

SENDECKY, G. P. 2001. Constant Life Diagrams - a historical review. *International Journal of Fatigue*. 2001, Vol. 23, pp. 347-353.

SODRÉ, U. 2003. *Equações Diferenciais Ordinarias - notas de aula*. 2003.

SOEIRO, N. S. 2008. *Fundamentos de vibrações*. Belem- PA : s.n., 2008.

VILLARES, AÇOS. *Especificações Técnicas de Aços Para Beneficiamento e Aços Inoxidáveis*. Folhetos Técnicos.

WEIBULL, W. 1961. *Fatigue testing and analysis of results*. 1a . Suécia : Pergamon Press, 1961.

APENDICE A – PLANIFICAÇÃO DAS PEÇAS

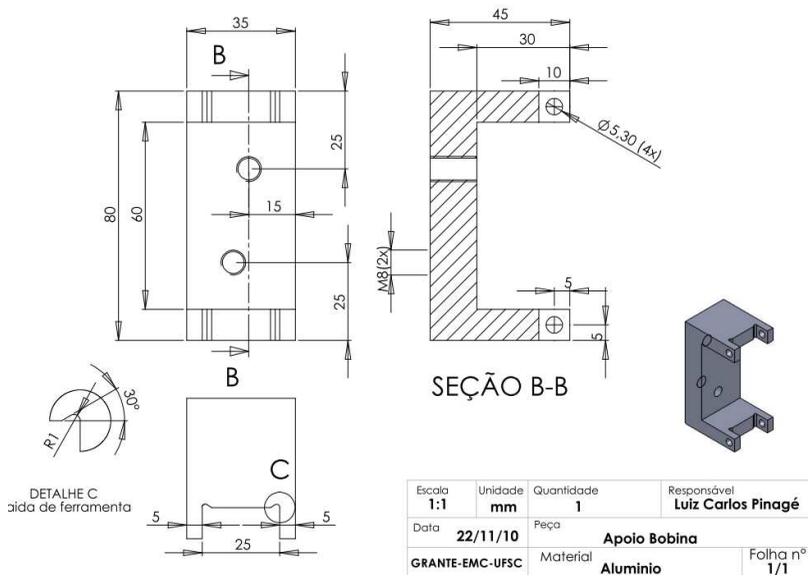


Figura A.0.1 Planificação do apoio da Bobina

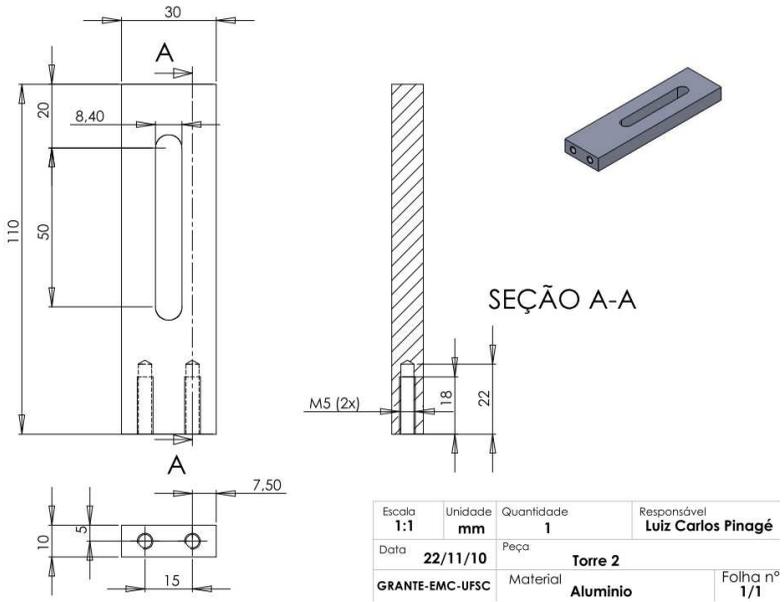


Figura A.0.2 Planificação da torre 2

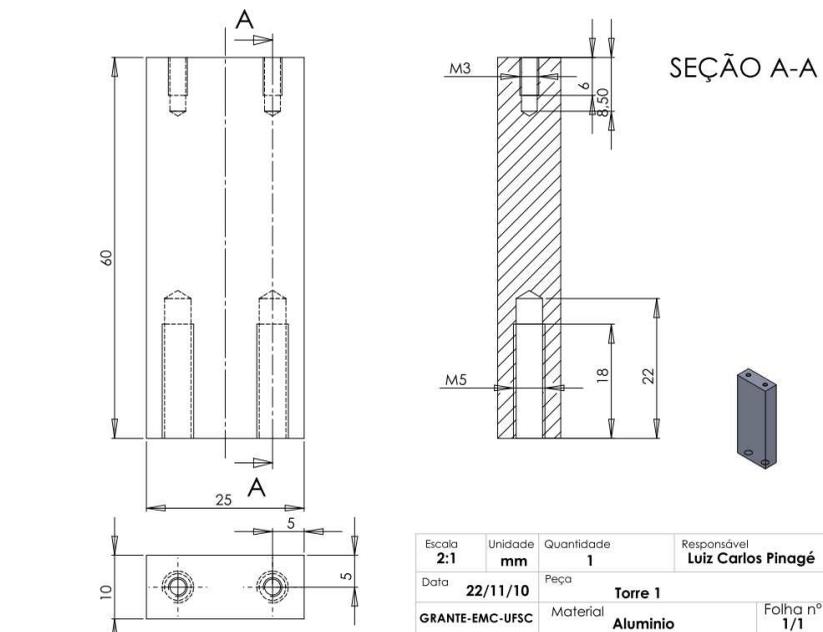


Figura A.0.3 Planificação da torre 1

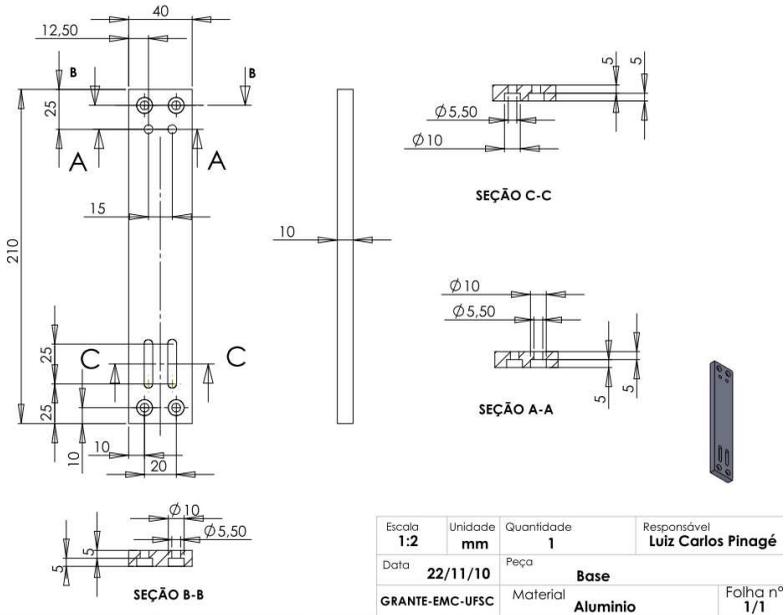


Figura A.0.4 Planificação da base

APÊNDICE B – PLACA AMPLIFICADORA

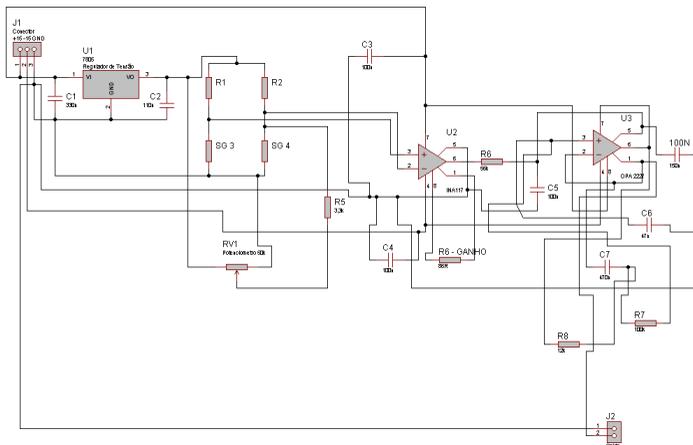


Figura B.0.1 Circuito da Placa Amplificadora

Tabela B.0.1 - Lista de componentes da placa amplificadora

Componente	Qtd.
CI REG 7805	1
CI - INA 114 AP	1
CI - OPA 2227	2
Potenciômetro 50 k	1
Capacitor Cerâmico 100 np	5
Capacitor 470n	5
Capacitor 47n	5
Capacitor 100n	5
Resistor 56k	5
Resistor 12k	5
Resistor 100k	5
Conector 3 Pinos	2
Conector 2 Pinos	2

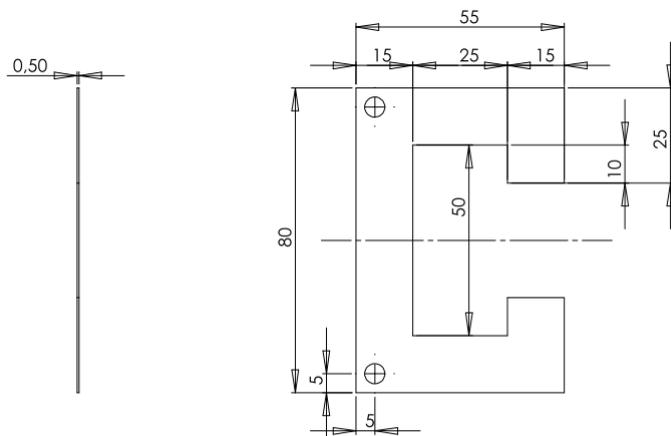
APÊNDICE C – PLANIFICAÇÃO DA LÂMINA

Figura C.0.1 - Planificação da lâmina

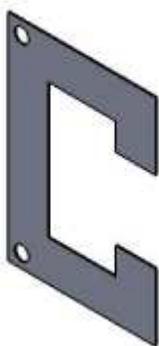


Figura C.0.2 Vista isométrica da lâmina

APÊNDICE D - ANÁLISE DO MATERIAL DO CORPO DE PROVA

- Introdução:

Três amostras de corpos de prova confeccionados em aço Inox, utilizados no desenvolvimento de máquina para ensaio de resistência à fadiga em válvulas, foram preparados metalograficamente e analisados em microscópio óptico a fim de analisar a microestrutura do material, além de medição de dureza e de composição química por EDS.

- Resultados:

Microestrutura

Na figura D.0.1 pode-se ver a microestrutura do material com aumento de 1000 vezes.



Figura D.0.1 – Microestrutura da secção transversal da amostra de aço inox. Ataque Nital 4%. Aumento 1000x.

Na figura D.0.2 pode-se ver a microestrutura do material com aumento de 2260 vezes.

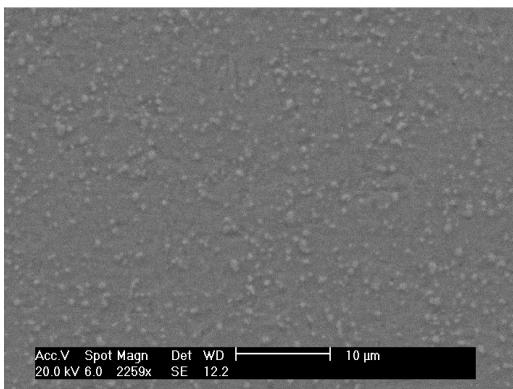


Figura D.0.2 - Microestrutura da secção transversal da amostra de aço inox. Ataque Nital 4%. MEV. Aumento 2260x.

Microdureza

Nas tabelas D.0.1, D.0.2 e D.0.3 pode-se ver o resultado do ensaio de microdureza em três amostras diferentes.

D.0.1

AMOSTRA 1	
Medida	HV
1	525
2	520
3	500
4	548
5	531
Média	524, 8 HV
Desv. Pad.	17,4 3

D.0.2

AMOSTRA 2	
Medida	HV
1	543
2	548
3	551
4	551
5	555
Média	549, 6 HV
Desv. Pad.	4,45

D.0.3

AMOSTRA 3	
Medida	HV
1	548
2	557
3	564
4	553
5	550
Média	554, 4 HV
Desv. Pad.	6,35

Análise Química

A tabela D.0.4 apresenta o resultado da análise química do material

D.0.4

Elemento	% em Peso
Fe	83,54
Cr	14,6
Mo	1,07
Si	0,79

Conclusão

As amostras apresentam dureza de cerca de 540 HV ou 52 HRC.

O material pode ser aço inox ferrítico ou martensítico, devido a ausência de Ni na composição química. O mais provável é que se trate mesmo de aço inox martensítico devido a elevada dureza, já que o aço inox ferrítico não pode ser temperado.