

JOÃO BATISTA DA SILVA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM TRANSDUTOR
PIEZELÉTRICO DE POTÊNCIA PARA
PROCESSAMENTO DE TERMOPLÁSTICOS TÊXTEIS**

**Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.**

**São Paulo
2006**

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

JOÃO BATISTA DA SILVA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM TRANSDUTOR
PIEZELÉTRICO DE POTÊNCIA PARA
PROCESSAMENTO DE TERMOPLÁSTICOS TÊXTEIS**

**Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.**

**Área de Concentração:
Engenharia Mecatrônica**

**Orientador:
Prof. Titular
Julio Cezar Adamowski**

**São Paulo
2006**

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, de março de 2006.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Silva, João Batista da

Análise numérica de um transdutor piezelétrico de potência para processamento de termoplásticos têxteis / J.B. da Silva. – ed.rev. -- São Paulo, 2006.

153 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1. Transdutor piezelétrico 2. Método dos elementos finitos 3. Otimização paramétrica 4. Corte ultra-sônico 5. Soldagem ultra-sônica I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II. t.

*Dedico este trabalho aos meus pais
por me apoiarem e darem todas as
condições de realizá-lo*

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Julio Cezar Adamowski, pela atenção, encorajamento, apoio, paciência e orientação.

À CAPES (Conselho de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pela bolsa de mestrado concedida para a realização deste trabalho.

A Roger Teng, da empresa Zulai Comercial, que cedeu os protótipos e uma máquina de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som para a realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Marcílio Alves, do Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, que cedeu um Vibrômetro Laser para a realização das medições de deslocamento.

Aos técnicos Gilberto Garcia e Adilson Félix, que fabricaram os dispositivos mecânicos essenciais para a montagem dos protótipos.

Aos Prof. Dr. Emilio Carlos Nelli Silva e Prof. Dr. Flávio Buiochi do Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, aos meus amigos Daniel Verga Boeri, Marco Aurélio Brizzotti Andrade, Gilder Nader, Nilson Noris Franceschetti e Ronny Calixto Carbonari pela ajuda e incentivo.

Aos meus pais, pela ajuda e paciência nos momentos difíceis.

E por fim, a todos aqueles que, de forma direta ou indireta, contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo de transdutores piezelétricos de potência usados em máquinas de estampagem e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som, através de modelos de elementos finitos implementados no software ANSYS e verificações experimentais. O transdutor é do tipo sanduíche e está acoplado a um amplificador mecânico e a um sonotrodo. Os comportamentos elétrico e vibracional do transdutor tipo sanduíche foram analisados em relação à quantidade de discos de piezocerâmicas em modelos axi-simétricos com quatro e oito discos. Comparam-se os resultados numéricos da resposta em frequência da impedância elétrica e do coeficiente de acoplamento eletromecânico com resultados experimentais de protótipos. Apresentam-se também análises numéricas do comportamento vibracional do amplificador mecânico e de dois tipos de sonotrodos, um cilíndrico e outro com o formato de uma lâmina larga, usados no processo de corte e soldagem de tecidos por ultra-som. É feita uma análise da distribuição de amplitude de vibração ao longo da face de trabalho dos dois sonotrodos. Os resultados simulados são comparados com os resultados experimentais de uma varredura feita na superfície de trabalho de cada protótipo usando-se um vibrômetro laser Doppler. Mostra-se que a vibração na face do sonotrodo cilíndrico ocorre com maior amplitude em uma região na sua borda. Considerando que para o processamento adequado do tecido é necessário que todos os pontos ao longo da face de trabalho do sonotrodo vibrem com a mesma amplitude, verifica-se a necessidade de modificar a forma do sonotrodo visando obter uma distribuição uniforme de deslocamentos em sua face. Para isso utiliza-se a modelagem do sonotrodo com a técnica de otimização paramétrica disponível no ANSYS, com o objetivo de se obter uma distribuição de vibração uniforme ao longo de sua face de trabalho. Os resultados experimentais do protótipo do sonotrodo cilíndrico otimizado são comparados com os resultados numéricos da distribuição de vibração ao longo de sua face de trabalho mostrando uma boa concordância e, portanto, validando o modelo numérico.

ABSTRACT

This work presents a study of high power piezoelectric sandwich transducers used in ultrasonic cutting and welding of thermoplastic textiles using finite element models with ANSYS and experimental verifications. The electrical/vibrational behaviour of transducers with four and eight piezoceramics is analysed using axisymmetric models. The numerical results of electrical impedance frequency response and electromechanical coupling factor are compared with experimental results of prototypes. There are presented the numerical analysis of the vibrational behaviour of an acoustical amplifier and two types of sonotrodes, a cylindrical and an wide blade shape, used in the ultrasonic cutting and welding of thermoplastic textiles. It is performed an analysis of the distribution of vibration amplitude along the work surface of both sonotrodes and the simulated results are compared with experimental measurements of the prototypes using a laser Doppler vibrometer. The results show that the amplitude of vibration of the cylindrical sonotrode is not uniform on its working surface. A maximum of amplitude occurs in its border. In order to guarantee the process quality it is necessary that all points along the working surface vibrate with the same amplitude. It is used the parametric optimization technic of ANSYS in order to obtain an uniform amplitude of displacement on the working surface of the cylindric sonotrode. The simulated and experimental results optimized prototype of the cylindric sonotrode are compared showing good agreement and therefore validating the numerical model.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.2 Objetivos.....	7
1.3 Justificativa.....	10
1.4 Metodologia.....	12
1.5 Organização do Trabalho.....	13
2 O EFEITO PIEZELÉTRICO.....	15
2.1 Piezeletricidade e Ferroeletricidade.....	15
2.2 Cerâmicas Piezelétricas.....	16
2.3 Equações Fundamentais da Elasticidade.....	19
2.4 Equações Constitutivas para um Material Piezelétrico.....	24
3 RESSONADORES DE MEIO COMPRIMENTO DE ONDA	28
3.1 Transdutores Piezelétricos do Tipo Sanduíche.....	29
3.1.1 Perdas.....	32
3.1.2 Funcionamento.....	33
3.1.3 Modelagem Teórica.....	33
3.1.4 Pré-Tensionamento Mecânico.....	35
3.1.5 Comportamento Não-Linear.....	37
3.1.6 Comportamento Sob Carga.....	38
3.1.7 Comportamento Vibracional.....	39

3.2 Amplificadores Mecânicos.....	40
3.2.1 Amplificadores Mecânicos Escalonados.....	42
3.3 Sonotrodos.....	44
3.3.1 Sonotrodos do Tipo Lâmina-Larga.....	45
4 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	49
4.1 Introdução.....	49
4.2 Teoria de Elementos Finitos Piezelétricos.....	50
4.3 Amortecimento.....	54
4.4 Coeficiente de Acoplamento Eletromecânico.....	56
4.5 Aplicação do Método de Elementos Finitos.....	58
4.5.1 Modelos Bidimensionais.....	60
5 OTMIZAÇÃO.....	65
5.1 Variáveis de Projeto.....	66
5.2 Função Objetivo.....	66
5.3 Restrições ou Variáveis de Estado.....	67
5.4 Otimização Usando o Software ANSYS.....	69
5.5 Otimização do Sonotrodo Cilíndrico.....	70
5.6 Medição de Vibração.....	74
5.6.1 Vibrômetro Laser Doppler.....	75
6 MODELAGEM DO TRANSDUTOR DE ULTRA-SOM E DE SEUS ELEMENTOS.....	81
6.1 Modelos Axi-Simétricos do Transdutor.....	81
6.2 Modelo Axi-Simétrico do Amplificador Mecânico.....	85
6.3 Modelo do Sonotrodo Cilíndrico.....	87
6.4 Modelo do Sonotrodo do Tipo Lâmina-Larga.....	88
6.5 Modelos em Conjunto.....	90
6.5.1 Modelo do Transdutor Montado com o Amplificador Mecânico.....	91

6.5.2 Modelo do Transdutor Montado com o Amplificador Mecânico e o Sonotrodo Cilíndrico.....	92
6.5.3 Análise da Distribuição de Vibração ao Longo da Face de trabalho do Sonotrodo do Tipo Lâmina-Larga.....	94
6.6 Número Ótimo de Elementos.....	95
7 RESULTADOS.....	96
7.1 Pré-Tensionamento Mecânico do Transdutor.....	96
7.2 Montagem dos Transdutores.....	98
7.3 Resultados Numéricos e Experimentais.....	99
7.3.1 Transdutor Piezelétrico de Potência.....	99
7.3.1.1 Transdutor Piezelétrico de Potência Montado com Quatro Cerâmicas.....	100
7.3.1.2 Transdutor Piezelétrico de Potência Montado com Oito Cerâmicas.....	103
7.3.2 Amplificador Mecânico.....	106
7.3.3 Sonotrodo Cilíndrico.....	107
7.3.4 Sonotrodo do Tipo Lâmina-Larga.....	108
7.3.5 Transdutor Montado com o Amplificador Mecânico.....	110
7.3.6 Transdutor Montado com o Amplificador Mecânico e o Sonotrodo Cilíndrico.....	112
7.3.6.1 Distribuição de Vibração na Face de Trabalho do Sonotrodo Cilíndrico.....	114
7.3.6.2 Otimização do Projeto do Sonotrodo Cilíndrico.....	116
7.3.7 Distribuição de Vibração na Face de Trabalho do Sonotrodo Lâmina-Larga.....	124
7.3.8 Comportamento Sob Carga.....	126
8 CONCLUSÕES.....	133
8.1 Propostas de Trabalhos Futuros.....	134
ANEXO A: PROPRIEDADES DOS MATERIAIS.....	136

ANEXO B: RESULTADOS LISTADOS PELO ANSYS PARA CADA ITERAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO.....	138
ANEXO C: FOTOGRAFIAS DA MÁQUINA DE CORTE E SOLDAGEM DE TECIDOS SINTÉTICOS POR ULTRA-SOM.....	140
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	142

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Representação esquemática do processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som.....	2
Figura 2.3.1. Sistema de coordenadas.....	19
Figura 2.3.2. Orientação das tensões em um elemento de volume infinitesimal.....	20
Figura 3.1. Ressonador de meio comprimento de onda.....	28
Figura 3.1.1. Transdutor piezelétrico tipo sanduíche visto em corte.....	29
Figura 3.2.1. Amplificadores mecânicos usados na indústria. (a) cilíndrico; (b) escalonado; (c) cônico; (d) exponencial.....	41
Figura 3.2.1.1. Amplificador mecânico escalonado.....	43
Figura 3.3.1.1. Representação esquemática de um sonotrodo do tipo lâmina-larga...45	
Figura 3.3.1.2. Sonotrodo do tipo lâmina-larga, $w = 2L$	46
Figura 4.5.1.1. Estado plano de tensões mecânicas.....	60
Figura 4.5.1.2. Estado plano de deformações mecânicas.....	61
Figura 4.5.1.3. (a) sistema axi-simétrico em coordenadas cilíndricas; (b) sistema em coordenadas cartesianas.....	61

Figura 4.5.1.4. Cerâmicas piezelétricas montadas com a direção da polarização em sentidos opostos.....	63
Figura 5.4.1. Fluxograma de um processo de otimização no ANSYS.....	70
Figura 5.5.1. Sonotrodo cilíndrico usado no processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som.....	71
Figura 5.5.2. Representação do sonotrodo cilíndrico com os parâmetros de projeto.	71
Figura 5.6.1.1. Representação do caminho dos sinais elétricos no vibrômetro.....	75
Figura 5.6.1.2. Configuração óptica do interferômetro do vibrômetro laser Doppler da Polytec.....	76
Figura 5.6.1.3. Arranjo experimental usado na varredura da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho dos sonotrodos.....	79
Figura 6.1.1. Modelo axi-simétrico do transdutor com quatro cerâmicas.....	82
Figura 6.1.2. Dimensões em mm do modelo do transdutor com quatro cerâmicas....	84
Figura 6.1.3. Modelo axi-simétrico do transdutor com oito cerâmicas.....	84
Figura 6.1.4. Dimensões em mm do modelo do transdutor com oito cerâmicas.....	85
Figura 6.2.1. Modelo axi-simétrico do amplificador mecânico.....	86
Figura 6.2.2. Dimensões em mm do amplificador mecânico.....	86
Figura 6.3.1. Modelo axi-simétrico do sonotrodo cilíndrico.....	87

Figura 6.3.2. Dimensões em mm do sonotrodo cilíndrico.....	88
Figura 6.4.1. Desenho tridimensional do sonotrodo com fendas.....	89
Figura 6.4.2. Modelos Tridimensionais do Sonotrodo. (a) sem fendas internas; (b) com fendas internas.....	89
Figura 6.4.3. Dimensões em mm do sonotrodo lâmina-larga.....	90
Figura 6.5.1.1. Modelo do transdutor acoplado ao amplificador mecânico.....	91
Figura 6.5.2.1. Modelo do conjunto transdutor-amplificador-sonotrodo cilíndrico...	92
Figura 6.5.2.2. Modelo usado na verificação da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho e na otimização do projeto do sonotrodo cilíndrico.....	93
Figura 6.5.3.1. Modelo usado no estudo da distribuição de vibração na face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga.	94
Figura 7.1.1. Esquema do dispositivo usado para a verificação do torque de aperto para o pré-tensionamento mecânico das cerâmicas.....	97
Figura 7.2.1. Dispositivo usado na montagem dos transdutores.....	98
Figura 7.3.1.1.1. Curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com quatro cerâmicas.....	100
Figura 7.3.1.1.2. Curvas da fase da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com quatro cerâmicas.....	101
Figura 7.3.1.1.3. Modo vibracional do transdutor montado com quatro cerâmicas na frequência de ressonância.....	102

Figura 7.3.1.2.1. Curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com oito cerâmicas.....	104
Figura 7.3.1.2.2. Curvas da fase da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com oito cerâmicas.....	104
Figura 7.3.1.2.3. Modo vibracional do transdutor montado com oito cerâmicas na frequência de ressonância.....	105
Figura 7.3.2.1. Modo de vibração do amplificador mecânico.....	106
Figura 7.3.3.1. Modo de vibração do sonotrodo cilíndrico.....	107
Figura 7.3.4.1. (a) Modo de vibração longitudinal do sonotrodo lâmina-larga simulado sem fendas internas. (b) Modo de vibração longitudinal do sonotrodo lâmina-larga simulado com fendas internas.....	108
Figura 7.3.4.2. Distribuição de vibração na face de trabalho dos sonotrodos obtida a partir da análise modal.....	109
Figura 7.3.5.1. Curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico.....	110
Figura 7.3.5.2. Curvas da fase da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico.....	110
Figura 7.3.5.3. Modo de vibração do transdutor montado com o amplificador mecânico.....	111
Figura 7.3.6.1. Curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico.....	112

Figura 7.3.6.2. Curvas da fase da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico.....	113
Figura 7.3.6.3. Modo de vibração do transdutor montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico.....	114
Figura 7.3.6.1.1. Distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo cilíndrico.....	115
Figura 7.3.6.2.1. Modelo de sonotrodo construído com os parâmetros ótimos listados na Tabela 7.3.6.2.1.....	117
Figura 7.3.6.2.2. Dimensões do modelo de sonotrodo construído com os parâmetros ótimos listados na Tabela 7.3.6.2.1.....	118
Figura 7.3.6.2.3. Modo de vibração do sonotrodo construído com os parâmetros ótimos listados na Tabela 7.3.6.2.1.....	118
Figura 7.3.6.2.4. Dimensões do sonotrodo otimizado.....	119
Figura 7.3.6.2.5. Modo de vibração do sonotrodo otimizado.....	120
Figura 7.3.6.2.6. Distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo cilíndrico otimizado.....	120
Figura 7.3.6.2.7. Fotografias tiradas durante as medições com o vibrômetro da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo cilíndrico otimizado.....	122
Figura 7.3.6.2.8. Modelo usado para a verificação da distribuição de vibração na face do sonotrodo cilíndrico otimizado.....	123

Figura 7.3.6.2.9. Modo de vibração do modelo usado para a verificação da distribuição de vibração na face do sonotrodo cilíndrico otimizado.....	123
Figura 7.3.7.1. Distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga.....	124
Figura 7.3.7.2. Modo de vibração do transdutor de quatro cerâmicas montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo lâmina-larga.....	125
Figura 7.3.7.3. Fotografia tirada durante as medições com o vibrômetro da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga...	126
Figura 7.3.8.1. Curva de variação da frequência de ressonância do sistema obtida sem tecido.....	128
Figura 7.3.8.2. Módulo da impedância elétrica obtida para o sistema sem carga....	128
Figura 7.3.8.3. Fase da impedância elétrica obtida para o sistema sem carga.....	129
Figura 7.3.8.4. Curva de variação da frequência de ressonância do sistema obtida com tecido.....	130
Figura 7.3.8.5. Módulo da impedância elétrica obtida para o sistema com tecido sob uma carga de 4 bar.....	130
Figura 7.3.8.6. Fase da impedância elétrica obtida para o sistema com tecido sob uma carga de 4 bar.....	131
Figura 7.3.8.7. Variação da amplitude do deslocamento na face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga.....	132

LISTA DE TABELAS

Tabela 7.3.1.1.1. Resultados obtidos para o transdutor montado com quatro cerâmicas piezelétricas.....	101
Tabela 7.3.1.2.1. Resultados obtidos para o transdutor montado com oito cerâmicas piezelétricas.....	105
Tabela 7.3.5.1. Resultados obtidos para o transdutor montado com o amplificador mecânico.....	111
Tabela 7.3.6.1. Resultados obtidos para o transdutor montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico.....	113
Tabela 7.3.6.2.1. Valores obtidos para a otimização do projeto do sonotrodo cilíndrico.....	116
Tabela 7.3.8.1. Resultados obtidos para o comportamento sob carga e sem tecido.	127
Tabela 7.3.8.2. Resultados obtidos para o comportamento sob carga e com tecido.	129

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MEF	– Método de Elementos Finitos
PZT	– Titanato-Zirconato de Chumbo
A	– Amplitude de deslocamento
A0	– Função objetivo
<i>DIV</i>	– Relação entre amplitudes de deslocamento
He-Ne	– Hélio-Neônio
PBS1, PBS2	– Divisores de feixe polarizadores
BS1	– Divisor de feixe
DV	– Varáveis de projeto
SV	– Variáveis de estado
OBJ	– Função objetivo

LISTA DE SÍMBOLOS

U_{\min}	deslocamento de amplitude mínima
U_{\max}	deslocamento de amplitude máxima
\mathbf{x}	vetor posição
\mathbf{u}	vetor deslocamento
\mathbf{T}	tensor de tensões
\mathbf{S}	tensor de deformações
λ_L e μ	constantes de Lamé
Y	módulo de Young
σ	coeficiente de Poisson
\mathbf{e}	matriz piez-elétrica
$\boldsymbol{\varepsilon}^S$	matriz dielétrica para \mathbf{S} constante
\mathbf{c}^E	matriz de rigidez para \mathbf{E} constante
\mathbf{E}	campo elétrico
\mathbf{D}	densidade de cargas
i	corrente elétrica
ρ	densidade
t	tempo
Φ	potencial elétrico
λ	comprimento de onda
f	freqüência
f_r	freqüência de ressonância
f_a	freqüência de anti-ressonância
D_1	diâmetro traseiro
D_2	diâmetro da ponta
v	velocidade
ξ	amplitude de deslocamento
A	área da seção

L	comprimento
c	velocidade de propagação extensional
F	força mecânica
Q	carga elétrica
N	função de interpolação polinomial
\mathbf{B}_ϕ	matriz campo-potencial elétrico
\mathbf{B}_u	matriz deformação-deslocamento.
$\dot{\mathbf{u}}$	vetor de velocidades nodais
$\ddot{\mathbf{u}}$	vetor de acelerações nodais
\mathbf{K}_{uu}	matriz de rigidez mecânica
\mathbf{D}_{uu}	matriz de amortecimento mecânico
$\mathbf{K}_{u\phi}$	matriz de rigidez piezelétrica
$\mathbf{K}_{\phi\phi}$	matriz de rigidez dielétrica
\mathbf{M}	matriz de massa
α	coeficiente de amortecimento mecânico
β	coeficiente de amortecimento mecânico
Q_m	fator de qualidade mecânico
$\mathbf{D}_{\phi\phi}$	matriz de amortecimento dielétrico
ω	frequência angular
h^d	fator de perda dielétrica
k	coeficiente de acoplamento eletromecânico
E_m	energia mútua
E_{st}	energia elástica
E_d	energia dielétrica
RR1 e RR2	raios de curvatura
Y1 e Y2	alturas
φ	ângulo de fase
I	intensidade luminosa
Z_r	impedância elétrica na frequência de ressonância
Z_a	impedância elétrica na frequência de anti-ressonância

1. INTRODUÇÃO

Transdutores piezelétricos de potência têm sido utilizados em diversas aplicações (SHOH, 1975), tais como, limpeza de peças (SHUYU, 1995a), soldagem de plásticos (ANDO; KAGAWA, 1992); (KANEKO et al., 1996 e 1998); (TSUJINO et al., 2004a), soldagem de metais (PARRINI, 2001, 2003a e 2003b); (TSUJINO et al., 2004b), sonares (YAO; BJØRNØ, 1997); (IULA et al., 2002), perfuração de rochas (MINCHENKO, 1969); (JOHNSON; PAL, 2000); (SHERRIT et al., 2000a); (BAO et al., 2003), processamento de gases (GALLEGO-JUÁREZ et al., 1978); (GALLEGO-JUÁREZ et al., 2000), levitação acústica para transporte sem contato e motores ultra-sônicos (UEHA et al., 2000), atomização de líquidos (SINDAYIHEBURA et al., 1998), bombas de sucção de líquido (HASEGAWA et al., 2005), transmissão acústica de dados em colunas de perfuração de poços de petróleo (MATUDA, 1999), usinagem (DUBUS et al., 1991), etc.

Uma das aplicações de ultra-som de potência é o corte (ou estampagem) e a soldagem (ou cauterização) de tecidos sintéticos (CREEGAN, 1973 apud SHOH, 1975). Tecidos de fibras mistas, com no máximo 33 % de fibra natural e não-tecidos como nylon, cetim, poliéster, entre outros termoplásticos têxteis podem ser cortados e soldados por ultra-som. O corte dá a forma do padrão a ser produzido e a solda funciona como uma espécie de reforço para que o tecido não desfie. As vantagens incluem ausência de linhas de costura e seus problemas devido às cores, execução simultânea de vários pontos de solda e operações de corte, além de ser um processo sem fumaça, faísca, perigos de calor ou danos à saúde, no qual a produção pode ser contínua e/ou automatizada. As principais aplicações incluem decorações natalinas, acessórios para cabelo, rendas, bordados, filtros, capas para cadeiras, fita de embalagem, cortinas, edredons, capas de travesseiro, toalhas de mesa, roupas, capas de chuva, sacolas, cortinas de banheiro, acessórios para lingerie, embalagens plásticas, etc.

Nesse processo, a vibração em alta frequência de um transdutor de ultra-som (GALLEGO-JUÁREZ, 1989) transmitida a um sonotrodo (ENSMINGER, 1988);

(ADACHI; UEAH, 1990); (LUCAS et al., 1996); (GRAHAM et al., 1999); (CARDONI; LUCAS, 2002); (CARDONI et al., 2004) por um amplificador mecânico (HERBERTZ, 1976); (ENSMINGER, 1988); (AMIN et al., 1995); (SHUYU, 1997); (SHERRIT et al., 1999 e 2002); (ZHOU; LI, 2000); (BÉQUIN, 2001) corta o material, o calor produzido pela vibração na face do sonotrodo funde a borda do material onde ocorreu o corte realizando a cauterização, enquanto um cilindro de metal duro que possui o desenho final do acabamento gira, puxando o tecido. Esse cilindro é pressionado contra a face do sonotrodo através de um pistão pneumático, como mostra a Figura 1.1:

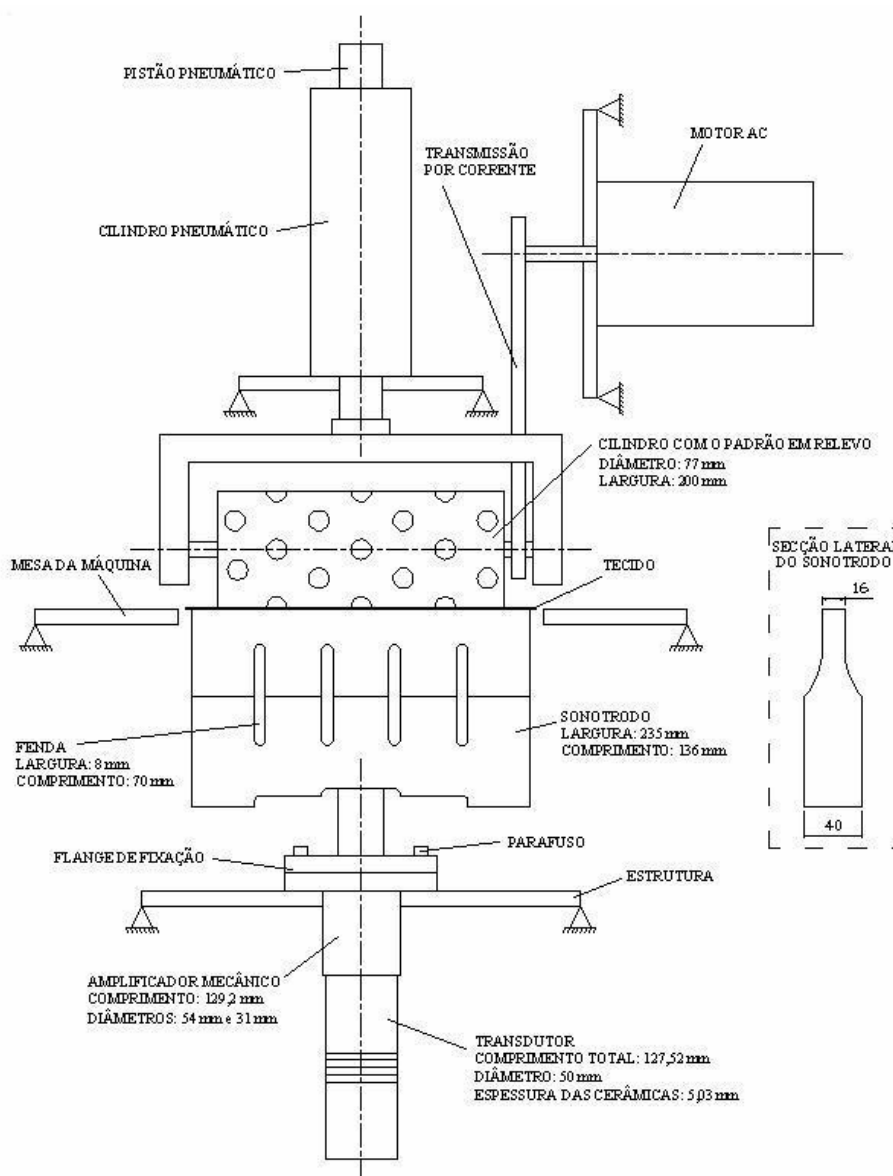


Figura 1.1. Representação esquemática do processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som.

Esse sistema opera em uma frequência de 20 kHz, a potência elétrica na entrada do transdutor é da ordem de 1 kW. O cilindro de metal duro pode girar a uma velocidade máxima de 10 m/min e a pressão máxima que o pistão pneumático exerce sobre o cilindro de metal duro é de 7 kgf/cm². A qualidade do corte e da soldagem depende principalmente da amplitude de vibração na face de trabalho do sonotrodo e da uniformidade dessa amplitude de vibração ao longo de sua face de trabalho, ou seja, é necessário que todos os pontos ao longo da face de trabalho do sonotrodo vibrem com a mesma amplitude, para garantir a qualidade do corte e da soldagem. Outros fatores que também influenciam na qualidade do processo são: a pressão aplicada pelo pistão pneumático, a qualidade do cilindro gravado e a eficiência do amplificador elétrico.

A espessura dos tecidos usados nessa aplicação varia entre 30 µm e 1 mm, os transdutores piezelétricos de potência podem gerar amplitudes de vibração da ordem de micrômetros. A adição de elementos como o amplificador mecânico e o sonotrodo aumentam essa amplitude de vibração que, para essa aplicação, pode chegar a 50 µm (SHOH, 1975) na face de trabalho do sonotrodo, sendo que, para um sistema que opera em uma frequência de 20 kHz, a velocidade de deslocamento da face do sonotrodo, seria da ordem de 1 m/s.

Outras vantagens do processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som são que o calor induzido pela vibração do sonotrodo pode ser gerado seletivamente, mais precisamente nas bordas das partes que estão sendo cortadas e soldadas sem aquecimento desordenado do material circundante. A pouca energia necessária à soldagem resulta em pouca distorção e degradação do material, já que o calor é gerado no próprio material, e não conduzido por uma ferramenta (SHOH, 1975).

Sistemas ultra-sônicos de alta potência utilizados na indústria são geralmente compostos de três elementos: um gerador de potência elétrica (amplificador elétrico), o qual fornece a energia elétrica, um transdutor eletromecânico (geralmente piezelétrico), que converte a energia elétrica em energia mecânica, produzindo a vibração do sistema, e um meio de propagação, fluido ou sólido, no qual a energia acústica é irradiada, ocorrendo o processo (DUBUS; CAMPOS-POZUELO, 2000). Para um sistema ultra-sônico de alta potência, há três modos fundamentais de

vibração que podem variar de acordo com a aplicação (ZHOU et al., 2002): modo longitudinal, modo flexional e modo torsional (SHUYU, 1994). Na maioria das aplicações, assim como no processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos, o sistema opera no modo longitudinal e todos os três componentes: transdutor, amplificador mecânico e sonotrodo são dimensionados para ressonarem na frequência de trabalho (GALLEGO-JUÁREZ et. al., 1978). Para que o sistema vibre na frequência de trabalho, não é estritamente necessário que cada um dos elementos vibre exatamente em tal frequência, mas sim que o conjunto vibre na frequência de trabalho. Na prática, cada um dos elementos que compõem o sistema possuem frequências ligeiramente diferentes, porém, próximas da frequência de trabalho, de forma que, o conjunto montado geralmente apresenta uma frequência muito próxima da frequência de trabalho.

Os transdutores piezelétricos de potência constituem uma forma eficiente de gerar vibrações com frequências na faixa entre 20 e 100 kHz (HEIKKOLA; LAITINEN, 2005). Esses transdutores são componentes sintonizados (YAO; BJØRNØ, 1997), respondem a uma excitação elétrica vibrando com máxima amplitude em uma faixa de frequência extremamente pequena, sendo por isso, chamados de banda estreita ou sintonizados. Transdutores de potência geralmente são projetados para vibrar em modo longitudinal (SHUYU, 1995b); (IULA et al., 2003), funcionando como ressonadores de meio comprimento de onda, ou seja, o comprimento total do transdutor é igual à metade do comprimento de onda longitudinal, dessa forma, o transdutor vibra com as faces em contra-fase, gerando altos deslocamentos nas pontas, enquanto que o deslocamento no centro é nulo. Esses transdutores são construídos na forma de um sanduíche, com um conjunto de cerâmicas piezelétricas empilhadas e pré-tensionadas mecanicamente entre duas massas metálicas por um parafuso de alta resistência mecânica (GALLEGO-JUAREZ, 1989). Como a frequência natural de ressonância no modo longitudinal é definida pelo comprimento do transdutor, o uso de massas metálicas ajusta esse comprimento, além disso, as massas agem como linhas de transmissão, transferindo energia acústica ao meio (HEIKKOLA; LAITINEN, 2005).

A piezeletricidade descreve o fenômeno da geração de uma carga elétrica em um material quando este sofre uma deformação mecânica e, de modo oposto,

descreve uma deformação mecânica no material quando neste é aplicado um campo elétrico (GALLEGO-JUAREZ, 1989). A piezeletricidade é um fenômeno não-linear (AURELLE et al., 1996); (SIMKOVICS et al., 1999), no entanto, é comum o uso de uma aproximação linear em seu estudo. Os materiais piezelétricos mais usados atualmente em sistemas ultra-sônicos de potência são as cerâmicas da família PZT, titanato zirconato de chumbo, (GALLEGO-JUAREZ, 1989), devido a sua alta eficiência de conversão eletromecânica (CAMPOLO et al, 2003); (HUANG et al., 2004); (MEZHERITSKY, 2004), e alta temperatura de Curie, que é a temperatura acima da qual as características piezelétricas são perdidas, fenômeno chamado de despolarização. Essas cerâmicas possuem uma resistência muito maior à compressão do que à tração mecânica, dessa forma, a montagem em sanduíche do transdutor também tem como objetivo evitar a ruptura das cerâmicas durante o semi-ciclo de tração (MAROPIS, 1969); (ZHANG; ZHAO, 1999); (ARNOLD; MÜHLEN, 2001a, 2001b e 2003). O PZT é o material mais usado para se produzir vibrações mecânicas a partir de energia elétrica. Em 20 kHz, deslocamentos produzidos pelo PZT na ressonância são tipicamente da ordem de micrometros para um campo elétrico de 400 kV/m, exigindo uma tensão elétrica de 2000 V para uma cerâmica piezelétrica de 5 mm de espessura (DUBUS et al., 2002). O empilhamento de cerâmicas é muito usado em aplicações que exigem deslocamentos maiores do que transdutores produzidos com um único elemento piezelétrico podem gerar, pois entre as cerâmicas são colocados eletrodos para a aplicação de potencial elétrico, e a redução da distância entre os eletrodos aumenta o campo elétrico, aumentando assim a deformação produzida nas cerâmicas (SHERRIT et al, 2000b).

Em sistemas onde são necessárias altas amplitudes de vibração, é comum o uso de amplificadores mecânicos (ENSMINGER, 1988); (AMIN et al., 1995); (SHUYU, 1997); (SHERRIT et al, 1999 e 2002). Esses elementos sintonizados, que são cilíndricos, têm como objetivo amplificar a vibração produzida pelo transdutor. Há várias formas geométricas de amplificadores mecânicos, sendo que a relação de amplificação desses elementos é geralmente uma função da relação entre as áreas nas pontas do amplificador, dessa forma, a relação de amplificação depende da geometria do amplificador. O amplificador mecânico mostrado na Figura 1.1 é um do tipo escalonado, basicamente, é formado por dois cilindros com diâmetros diferentes

onde a relação de amplificação é dada pela relação entre as áreas desses dois cilindros. Na ponta onde o diâmetro é maior, é acoplado o transdutor, e na ponta de menor diâmetro é acoplado o sonotrodo. O amplificador mecânico escalonado da Figura 1.1 também funciona como um ressonador de meio comprimento de onda, vibrando em modo longitudinal, sendo o deslocamento máximo nas pontas e nulo no centro, dessa forma, o ponto onde ocorre a mudança nos diâmetros do amplificador está localizado no centro, correspondendo a um ponto nodal e, conseqüentemente, a fixação do conjunto é feita neste ponto.

Sonotrodos são elementos sintonizados utilizados em várias aplicações de potência onde eles geralmente operam como uma ferramenta agindo diretamente na superfície de trabalho (LUCAS; SMITH, 1997 apud CARDONI; LUCAS, 2002). A forma geométrica do sonotrodo costuma variar de acordo com a aplicação, podendo ser cilíndrico (PARRINI, 2001, 2003a, 2003b), na forma de um bloco (ENSMINGER, 1988); (LUCAS et al., 1996); (GRAHAM et al., 1999); (CARDONI; LUCAS, 2002); (CARDONI et al., 2004), ou do tipo lâmina-larga (ENSMINGER, 1988), como mostrado na Figura 1.1. Dois tipos de sonotrodos são geralmente usados no processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som. Esses sonotrodos podem ser cilíndricos ou, do tipo lâmina-larga, dependendo do padrão a ser produzido. A escolha do tipo de sonotrodo a ser usado depende basicamente da largura do cilindro de metal duro usado para produzir o acabamento. Os sonotrodos cilíndricos são usados em aplicações onde a largura do cilindro de metal duro é pequena, da ordem de 50 mm; nessas aplicações, o conjunto formado pelo transdutor, o amplificador e o sonotrodo cilíndrico gira durante o processo, dependendo da necessidade do acabamento. Os sonotrodos do tipo lâmina-larga são usados em aplicações onde o cilindro de metal duro é mais largo (200 mm). Tanto os sonotrodos cilíndricos quanto os do tipo lâmina-larga são projetados para vibrar em modo longitudinal, funcionando como ressonadores de meio comprimento de onda. Esses sonotrodos possuem geralmente um perfil escalonado, o qual produz uma relação de amplificação que é dada pela relação entre as áreas nas duas pontas do sonotrodo. Em sonotrodos do tipo lâmina-larga, utilizam-se fendas passantes (CARDONI; LUCAS, 2002) paralelas à direção de movimento longitudinal do sonotrodo. Elas têm como objetivo uniformizar a distribuição de vibração ao longo da face de

trabalho do sonotrodo quando o sistema se encontra em ressonância. Um sonotrodo produzido sem essas fendas teria um deslocamento muito elevado nas extremidades da face de trabalho, e ao mesmo tempo, um deslocamento muito pequeno no centro. O uso de fendas visa melhorar a distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo, pois, para garantir a qualidade do processo, é necessário que essa distribuição de vibração seja uniforme, isto é, os deslocamentos tanto no centro quanto nas extremidades da face de trabalho devem vibrar com a mesma amplitude.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é a análise numérica através do Método de Elementos Finitos (MEF) de transdutores piezelétricos de potência usados no processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som. O transdutor piezelétrico de potência é composto por um transdutor tipo sanduíche, um amplificador mecânico e um sonotrodo. As análises estão concentradas na resposta em frequência da impedância elétrica e no coeficiente de acoplamento eletromecânico dos transdutores.

O estudo aborda o comportamento vibracional do amplificador mecânico, do sonotrodo cilíndrico e do sonotrodo lâmina-larga usados no processo. Para os sonotrodos são feitos estudos da distribuição de vibração ao longo de suas faces de trabalho. O sonotrodo cilíndrico é modelado usando-se técnicas de otimização para a obtenção de amplitude uniforme ao longo de sua face de trabalho.

Cada um dos elementos que compõem o sistema, ou seja, o transdutor, o amplificador e os dois tipos de sonotrodos são estudados individualmente, e em conjunto. Os objetivos específicos com relação a cada um dos elementos e ao conjunto são descritos a seguir.

a) Transdutor Piezelétrico de Potência:

- Análise dos materiais piezelétricos e metálicos usados na fabricação de transdutores de potência;
- Estudo, através de modelos axi-simétricos em elementos finitos, do comportamento vibracional do transdutor, curvas de módulo e fase da impedância elétrica, além dos valores das frequências de ressonância e anti-ressonância, impedância elétrica e coeficiente de acoplamento eletromecânico. As simulações são comparadas com resultados experimentais de protótipos;
- Estudo do comportamento do transdutor com o aumento do número de cerâmicas piezelétricas em sua configuração;

b) Amplificador Mecânico:

- É estudado o amplificador mecânico escalonado, os materiais usados na fabricação, além do seu comportamento vibracional e relação de amplificação;

c) Sonotrodo do Tipo Lâmina-Larga:

- Estudo da relação de amplificação e do uso de fendas paralelas à direção de deslocamento longitudinal na configuração interna de sonotrodos do tipo lâmina-larga;

- Estudo da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo;

d) Sonotrodo Cilíndrico

- Estudo do comportamento vibracional;
- Estudo da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho;
- Otimização do projeto do sonotrodo cilíndrico, para que todos os pontos ao longo de sua superfície de trabalho vibrem com a mesma amplitude;

e) Conjunto Transdutor-Amplificador-Sonotrodo

- Estudo do comportamento vibracional do conjunto;
- Estudo da resposta em frequência, quando o conjunto encontra-se sem nenhuma carga, e com aplicação de carga imposta pelo pistão pneumático;
- Estudo da distribuição de deslocamento ao longo da face de trabalho do sonotrodo cilíndrico e do sonotrodo do tipo lâmina-larga. Esse estudo é feito através de análises harmônicas e a verificação experimental é feita usando-se medição com um vibrômetro laser.

1.3 Justificativa

Sistemas ultra-sônicos de alta potência, compostos por um transdutor piezelétrico de alta potência acoplado a um sonotrodo do tipo lâmina-larga ou cilíndrico, por um amplificador mecânico, são muito utilizados na indústria em aplicações de soldagem de plásticos, além do corte e soldagem de tecidos sintéticos. Sendo um sistema projetado para vibrar no primeiro modo longitudinal, possui um comportamento vibracional bem conhecido.

Transdutores piezelétricos de potência são utilizados em diversas aplicações e conseqüentemente, vários autores têm desenvolvido trabalhos a respeito desses elementos, seu comportamento vibracional, resposta em frequência, materiais utilizados em sua fabricação e influência do pré-tensionamento mecânico são bem conhecidos e estão bem difundidos na literatura.

Amplificadores mecânicos também são elementos fundamentais em sistemas ultra-sônicos de potência e vários autores têm se dedicado ao estudo desses elementos, que também são bem difundidos na literatura.

A grande dificuldade nesse desenvolvimento é o projeto do sonotrodo cilíndrico, que atualmente é baseado em técnicas de tentativas e erros. A vibração produzida ao longo da face de trabalho do sonotrodo incide com maior amplitude numa pequena região, localizada nas bordas do sonotrodo, reduzindo a qualidade do acabamento do corte e da soldagem, pois a parte do tecido que é cortada e soldada pela vibração na borda da face de trabalho do sonotrodo possui uma qualidade muito melhor do que a parte do tecido que é cortada e soldada na região mais próxima do centro do sonotrodo.

Para garantir a qualidade do processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som, é imprescindível que a distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo seja uniforme, ou seja, é necessário que todos os pontos ao longo da face de trabalho do sonotrodo vibrem com a mesma amplitude.

Um sonotrodo do tipo lâmina-larga como o mostrado na Figura 1.1 feito sem fendas internas na sua configuração apresentaria uma distribuição de vibração muito irregular na sua face de trabalho, mostrando um deslocamento bastante elevado nas

extremidades e um deslocamento muito baixo no centro. Esse comportamento é mostrado em Cardoni; Lucas (2002). Dessa forma, se o sonotrodo da Figura 1.1 fosse feito sem fendas internas em sua configuração, ele somente cortaria e soldaria a região do tecido que passa pelas extremidades da face de trabalho do sonotrodo.

Estudos têm mostrado que uma melhor uniformidade da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo pode ser obtida pela inclusão de fendas paralelas à direção de movimento longitudinal na configuração interna do sonotrodo (ADACHI et al, 1986 apud CARDONI; LUCAS, 2002); (ADACHI; UEHA, 1990); (O'SHEA, 1991 apud CARDONI; LUCAS, 2002). O uso dessas fendas também tem por objetivo melhorar a dissipação térmica, evitando-se a formação de “manchas de calor” durante a operação (ENSMINGER, 1988).

O'Shea (1991) aponta a exigência para que a distribuição de vibração ao longo da superfície de trabalho de um sonotrodo seja considerada uniforme. Segundo ele, a exigência para uniformidade da amplitude na face de trabalho de um sonotrodo é medida como a relação entre as respostas de amplitude mínima e máxima, ou seja, é a relação entre o menor e o maior deslocamento medidos na face de trabalho do sonotrodo (U_{\min}/U_{\max}), e deve ser maior do que 80 %.

Um sonotrodo do tipo lâmina-larga produzido sem fendas paralelas em sua configuração interna não atenderia essa exigência, o sonotrodo mostrado na Figura 1.1, que é vendido comercialmente, e possui fendas em sua configuração interna, apresenta uma uniformidade superior a 80 %.

O sonotrodo cilíndrico usado nesse processo possui uma uniformidade inferior a 80 %, dessa forma, o projeto de um sonotrodo cilíndrico otimizado, visando maximizar a distribuição de vibração, fazendo com que todos os pontos ao longo da face de trabalho do sonotrodo vibrem com a mesma amplitude, e a obtenção de uma uniformidade superior a 80 % pode trazer grandes benefícios para o projeto de sonotrodos cilíndricos e para o processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som.

1.4 Metodologia

Para o estudo do comportamento vibracional e da resposta em frequência do transdutor piezelétrico de potência, do amplificador mecânico, dos sonotrodos e do conjunto transdutor-amplificador-sonotrodo é usado o Método de Elementos Finitos (MEF) (BATHE, 1982) um método numérico geral, capaz de resolver problemas uni, bi ou tridimensionais. Em problemas mais complexos, o MEF é um dos métodos mais utilizados pela sua versatilidade, apesar do grande esforço computacional requerido (MATUDA, 1999). É utilizado o software comercial ANSYS, devido principalmente a sua versatilidade e facilidade de uso. Esse software permite simular esses elementos com boa aproximação de suas realidades. O MEF é uma ferramenta que pode ser usada com vantagens na análise desses elementos, pois permite obter as características vibracionais dos mesmos através de modelos que simulam o comportamento dinâmico da estrutura. Essa verificação pode ser feita através de análises modais e análises harmônicas, dessa forma, é possível reduzir a quantidade de protótipos. O ANSYS também possibilita a obtenção de valores dificilmente acessíveis experimentalmente, como o valor da tensão mecânica em um ponto interno da estrutura, deslocamentos, curvas de impedância elétrica, modos de vibração, frequências de ressonância e anti-ressonância, etc.

Na simulação do transdutor piezelétrico de potência, do amplificador mecânico e do sonotrodo cilíndrico, são utilizados modelos axi-simétricos, onde, através de análises harmônicas, são obtidas as curvas de módulo e fase da impedância elétrica, além dos valores de frequência de ressonância e anti-ressonância, impedância elétrica e coeficiente de acoplamento eletromecânico. Esses resultados são comparados experimentalmente com resultados obtidos a partir de protótipos, usando-se um analisador de impedância.

O sonotrodo do tipo lâmina-larga é estudado usando-se modelos tridimensionais. São apresentados dois modelos: um modelo que representa um sonotrodo disponível comercialmente e que possui fendas internas em sua configuração; e um modelo que não possui fendas internas em sua configuração,

mostrando a diferença na distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo devido ao uso de fendas.

A otimização do sonotrodo cilíndrico é feita usando-se o software ANSYS, o qual possibilita transformar os parâmetros tais como, largura, altura, raio de curvatura em variáveis de projeto que podem ser otimizadas, tornando possível obter os parâmetros ótimos que maximizam a distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo cilíndrico, fazendo com que todos os pontos ao longo de sua face de trabalho vibrem com a mesma amplitude. O ANSYS possui um módulo de otimização, o qual faz parte integral do software e foi usado para a determinação do projeto ótimo do sonotrodo cilíndrico.

A verificação experimental da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho dos sonotrodos é feita usando-se um vibrômetro laser Doppler, devido a sua alta precisão. Vibrômetros Laser Doppler são equipamentos para medição sem contato de vibrações em superfícies baseados na interferometria laser. O vibrômetro usado neste trabalho possui um interferômetro de Mach-Zehnder, que realiza medições de deslocamento e/ou velocidade.

Neste trabalho, também foram desenvolvidas metodologias para a montagem dos protótipos e a verificação da pré-tensão mecânica necessária para a montagem do transdutor.

1.5 Organização do Trabalho

No capítulo 2 apresentam-se a teoria de piezeletricidade, cerâmicas piezelétricas e as equações constitutivas para materiais piezelétricos e não-piezelétricos e as equações de equilíbrio que são resolvidas pelo ANSYS.

O capítulo 3 apresenta as características básicas dos transdutores piezelétricos de potência, o seu funcionamento, as perdas nos materiais, modelagem teórica e o pré-tensionamento mecânico. Também são apresentadas as características básicas de amplificadores mecânicos escalonados, sonotrodos do tipo lâmina-larga e sonotrodos cilíndricos.

No capítulo 4 é feita uma breve introdução ao Método de Elementos Finitos e sua aplicação à piezoelectricidade além do coeficiente de amortecimento dos materiais e o seu uso no MEF.

O capítulo 5 apresenta a teoria sobre otimização e o uso do módulo de otimização do software ANSYS. Apresenta-se o procedimento de otimização do sonotrodo cilíndrico. Nesse capítulo também é feita uma introdução sobre a teoria de medição de deslocamentos usando-se sistemas ópticos interferométricos.

O capítulo 6 apresenta os modelos em elementos finitos usados nesse trabalho.

No capítulo 7 são apresentados os resultados das análises numéricas e experimentais feitas para o transdutor, o amplificador mecânico e os sonotrodos, além do estudo da variação da carga exercida pelo cilindro na resposta em frequência do transdutor. Esse capítulo também apresenta a metodologia usada para a montagem dos protótipos e verificação da pré-tensão mecânica aplicada nas cerâmicas do transdutor.

No capítulo 8 são apresentadas as conclusões sobre os resultados obtidos e as perspectivas futuras.

2 O EFEITO PIEZELÉTRICO

2.1 Piezeletricidade e Ferroeletricidade

A piezeletricidade descreve o fenômeno da geração de cargas elétricas em um material quando este é deformado mecanicamente, chamado de efeito direto, e de modo oposto, descreve uma deformação mecânica em um material devido à aplicação de um campo elétrico, chamado de efeito inverso (GALLEGO-JUÁREZ, 1989); (RISTIC, 1983); (IKEDA, 1996).

O efeito piezelétrico ocorre devido a uma interação entre as forças de Coulomb e as forças restauradoras elásticas em uma célula unitária do material sujeita a um campo elétrico ou força mecânica. Pelo cálculo da deformação resultante e da polarização elétrica, a forma da relação constitutiva pode ser estabelecida. A piezeletricidade está intimamente relacionada às propriedades cristalográficas dos materiais. Dessa forma, um material é piezelétrico se, na ocorrência de uma deformação, os centros das cargas positivas deslocam-se em relação aos centros das cargas negativas, de modo que o efeito somado de todos os dipolos formados provoca o aparecimento de uma polarização no material. Os materiais cristalinos estão divididos em 32 classes cristalográficas. Usando argumentos de simetria, pode ser visto que o efeito piezelétrico não pode existir em materiais que possuem simetria central. Há 21 classes sem simetria central e o efeito piezelétrico é encontrado em 20 dessas classes (RISTIC, 1983); (GALLEGO-JUÁREZ, 1989).

Durante muito tempo, o quartzo foi o material mais usado para se gerar ondas acústicas. Após a Segunda Guerra Mundial, surgiram as cerâmicas ferroelétricas. A ferroeletricidade é a presença de dipolos elétricos espontâneos, os quais podem ser

orientados em uma direção escolhida pela aplicação de um campo elétrico externo, tratamento chamado de polarização. Esse processo de polarização faz com que cerâmicas ferroelétricas tornem-se piezelétricas (GALLEGO-JUÁREZ, 1989).

2.2 Cerâmicas Piezelétricas

O efeito piezelétrico tem sido utilizado em diversas aplicações em engenharia pois expressa conexão entre campos elétricos e mecânicos (HUANG et al., 2004). As cerâmicas piezelétricas da família PZT (titanato zirconato de chumbo) são largamente usadas em atuadores eletromecânicos, sensores, transdutores de ultrassom, entre outras aplicações (GALLEGO-JUÁREZ, 1989); (ZHANG; ZHAO, 1999) devido as suas fortes características piezelétricas. A polarização do PZT consiste no aquecimento do material a uma temperatura por volta de 100 °C, abaixo da temperatura de Curie, em seguida um intenso campo elétrico (20 kV / cm) é aplicado, o que faz com que os dipolos se alinhem. A orientação do campo determina a orientação das propriedades piezelétricas obtidas. Mantendo-se o campo e resfriando-se o material obtém-se um material piezelétrico, cujos dipolos mantêm-se alinhados mesmo retirando-se o campo elétrico (RISTIC, 1983).

A vantagem das cerâmicas como o PZT é que as suas características físicas, químicas e piezelétricas podem ser ajustadas conforme a aplicação. Elas podem ainda ser confeccionadas em uma infinidade de formatos, por causa do processo de fabricação por aglomeração de partículas. O PZT é um material piezelétrico muito utilizado, por causa de sua versatilidade, sua alta temperatura de Curie e de suas fortes características piezelétricas, entre outros fatores. Materiais como o PZT promovem o conceito de ajustar o material de acordo com a aplicação, o que não era possível com os cristais piezelétricos como o quartzo.

Embora as cerâmicas piezelétricas tenham um comportamento não-linear complexo, pode-se utilizar com sucesso uma aproximação linear, como a apresentada pelas equações (2.4.1a) e (2.4.1b), no estudo de suas propriedades, em muitas aplicações. A não-linearidade das cerâmicas piezelétricas (AURELLE et.al., 1996);

(SIMKOVICS et al., 1999); (DUBUS; CAMPOS-POZUELO, 2000) deveria ser levada em conta em aplicações de alta potência, pois as propriedades do material dependem da temperatura de operação, e das solicitações mecânicas e elétricas que as cerâmicas são submetidas (MATUDA, 1989).

Zhang; Zhao (1999) e Arnold; Mühlen (2001a; 2001b e 2003) discutem o efeito do pré-tensionamento sobre as propriedades das cerâmicas piezelétricas. Essas cerâmicas também apresentam piroeletricidade (GALLEGO-JUÁREZ, 1989), em que são geradas cargas elétricas quando o material é aquecido uniformemente. O comportamento sob carga estática das cerâmicas piezelétricas é caracterizado por fluência (creep), onde a deformação varia lentamente mesmo quando é aplicada uma tensão elétrica constante. Essas cerâmicas apresentam também histerese, que faz com que as curvas de deslocamento em função da tensão elétrica, por exemplo, apresentem caminhos diferentes para cada sentido de movimentação (AURELLE et al., 1996).

Dois problemas na utilização de cerâmicas ferroelétricas são as tolerâncias das propriedades mecânicas, elétricas e piezelétricas destes materiais, e o envelhecimento. As propriedades das cerâmicas são definidas pela mistura dos componentes no processo de fabricação e pela polarização. A tolerância padrão dos fabricantes de cerâmicas piezelétricas pode ser alta, por exemplo de $\pm 20\%$ (MORGAN a, apud MATUDA, 1999).

Estes materiais sofrem envelhecimento ou despolarização (ZHANG; ZHAO, 1999), onde ocorre a variação ou enfraquecimento de suas propriedades ao longo do tempo. A despolarização é acelerada por altas temperaturas, por altos níveis de tensão mecânica, e por fortes campos elétricos de sentido oposto ao do campo com o qual a cerâmica foi polarizada. Dependendo da intensidade destas condições, a despolarização pode ser rápida, ou até instantânea. Ou seja, em aplicações de potência, a resistência da cerâmica à despolarização é muito importante quando a cerâmica tem que vibrar por longos períodos.

Um material piezelétrico adequado para uso em transdutores de potência é o PZT-8, pois possui baixas perdas mecânicas, alta resistência mecânica, alta resistência à despolarização sob tensão mecânica, alta temperatura de Curie, baixas perdas dielétricas sob altos regimes de excitação elétrica e alto coeficiente de

acoplamento eletromecânico (MORGAN b, apud MATUDA, 1999). Neste trabalho, o material piezelétrico utilizado é o PZT-8 fornecido pela CeramTec (<<http://www.ceramtec.com>>). Esse material possui uma temperatura de Curie de 390 °C. O PZT-8 tem sido o material mais usado em aplicações de soldagem.

As propriedades dos materiais piezelétricos são em geral medidas em peças de geometria simples, utilizando-se equações constitutivas lineares como as equações 2.4.1a e 2.4.1b e aplicando-se as devidas condições de contorno e de carregamento (ANSI/IEEE 1996). Neste processo as constantes do sistema linear formado pelas equações 2.4.1a e 2.4.1b são medidas. O sistema de equações constitutivas pode ser rearranjado, portanto há outros sistemas equivalentes, com outras constantes de materiais. As tabelas de materiais de fabricantes contém as constantes, porém não todas, pois as referentes à sistemas de equações constitutivas diferentes podem ser convertidas por meio de relações simples (GALLEGO, 1989), e quando há simetria somente as constantes absolutamente necessárias são mostradas. Embora os sistemas de equações constitutivas rearranjadas sejam equivalentes, a conversão de constantes dos materiais aumenta os erros provenientes das medições. Por esse e outros motivos é vantagem a utilização do sistema mais adequado (ANSI/IEEE, 1996). Além das constantes do modelo linear, o material piezelétrico é selecionado também pelas perdas mecânicas e dielétricas; sensibilidade à temperatura, aos esforços mecânicos e à excitação elétrica; taxa de envelhecimento; características físicas, químicas; temperatura de Curie; etc. As constantes de materiais fornecidas pelos fabricantes são medidas em geral à temperatura ambiente, sob baixa solicitação.

Um importante parâmetro dos materiais piezelétricos é o coeficiente de acoplamento eletromecânico (GALLEGO-JUÁREZ, 1989); (NAKAMURA; KAWAMURA, 1999); (ARONOV, 2003), que pode ser definido pela raiz quadrada da razão entre a energia disponível na forma elétrica (ou mecânica) e a energia fornecida por uma fonte mecânica (ou elétrica). O coeficiente de acoplamento eletromecânico fornece uma medida da capacidade de um material piezelétrico converter uma forma de energia em outra, no entanto, não deve ser considerado uma medida da eficiência do transdutor, pois não considera as perdas no sistema. A eficiência de um transdutor é definida como a relação entre a potência mecânica na

saída e a potência elétrica na entrada do transdutor, sendo por isso chamada de eficiência eletro-acústica (YAN et al., 1997); (SHUYU; FUCHENG, 2000).

2.3 Equações Fundamentais da Elasticidade

Neste trabalho, considera-se a hipótese de que as deformações e os deslocamentos são pequenos, e a de que os materiais têm características lineares. Utiliza-se então a Teoria da Elasticidade Linear (AULD, 1973); (KINO, 1987); (ROSENBAUM, 1988). Esta seção trata de sólidos isotrópicos não-piezométricos.

Vetor posição

O vetor posição \mathbf{x} (equação 2.3.1) contém as coordenadas de um ponto no sistema de coordenadas da Figura 2.2.1.

$$\mathbf{x} = [x \quad y \quad z]^t = [x_1 \quad x_2 \quad x_3]^t \quad (2.3.1)$$

onde o sobrescrito t indica matriz transposta.

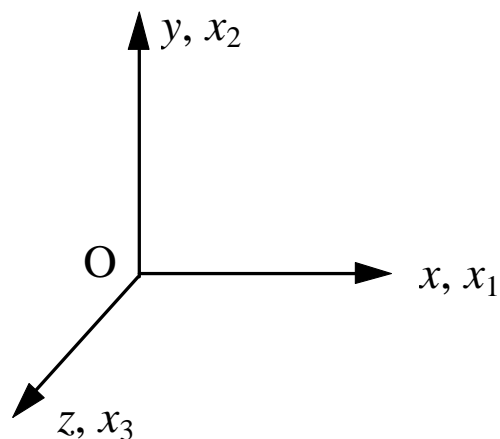


Figura 2.3.1. Sistema de coordenadas.

Vetor deslocamento

O vetor deslocamento \mathbf{u} (equação 2.3.2) é o vetor posição atual menos o vetor posição inicial.

$$\mathbf{u} = [u_x \quad u_y \quad u_z]^t = [u_1 \quad u_2 \quad u_3]^t \quad (2.3.2)$$

Tensor de tensões

Tensão mecânica é a força por unidade de área aplicada a um sólido. A variação das forças elásticas que atuam em um corpo fazem este vibrar. Uma força aplicada na superfície de um corpo produz três componentes de tensão mecânica, como mostra a Figura 2.3.2:

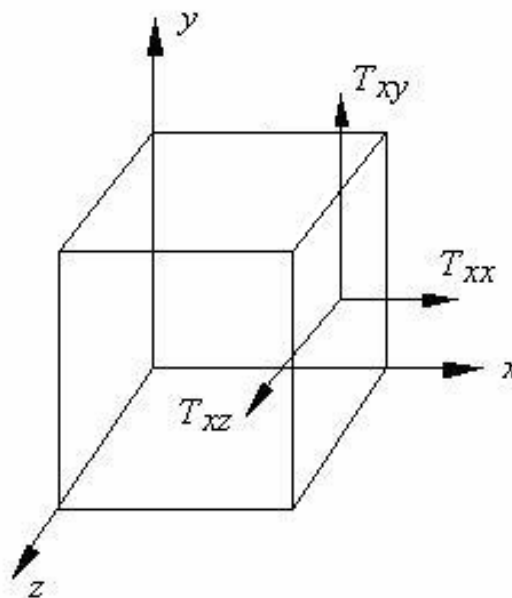


Figura 2.3.2. Orientação das tensões em um elemento de volume infinitesimal.

Na Figura 2.3.2 é tomado como exemplo a força aplicada na direção x , as componentes de tensão são T_{xx} , T_{xy} e T_{xz} , onde, T_{xx} é a tensão mecânica

longitudinal; T_{xy} e T_{xz} são as tensões mecânicas de cisalhamento que produzem distorções na superfície do corpo. O tensor de tensões é simétrico e pode ser escrito da seguinte forma:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_{xx} & T_{xy} & T_{xz} \\ T_{xy} & T_{yy} & T_{yz} \\ T_{xz} & T_{yz} & T_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} & T_{13} \\ T_{12} & T_{22} & T_{23} \\ T_{13} & T_{23} & T_{33} \end{bmatrix} \quad (2.3.3)$$

Por ser simétrico, esse tensor de nove componentes pode ser escrito usando-se uma notação reduzida (AULD, 1973); (KINO, 1987):

$$\mathbf{T} = [T_{xx} \quad T_{yy} \quad T_{zz} \quad T_{yz} \quad T_{xz} \quad T_{xy}]^t = [T_1 \quad T_2 \quad T_3 \quad T_4 \quad T_5 \quad T_6]^t \quad (2.3.4)$$

Nessa notação, os termos longitudinais da deformação correspondem aos índices: $xx = 1$; $yy = 2$; $zz = 3$. Os termos de cisalhamento da deformação correspondem aos índices: $yz = zy = 4$; $xz = zx = 5$; $xy = yx = 6$.

Tensor de deformações

A deformação mecânica é a variação dos deslocamentos numa determinada direção. As deformações em um corpo podem ser longitudinal ou de cisalhamento (ROSENBAUM, 1988). O tensor de deformações é dado por:

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} S_{xx} & S_{xy} & S_{xz} \\ S_{xy} & S_{yy} & S_{yz} \\ S_{xz} & S_{yz} & S_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} \end{bmatrix} \quad (2.3.5a)$$

onde

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (2.3.5b)$$

O tensor de formações também é simétrico e pode ser escrito na notação reduzida:

$$\mathbf{S} = [S_{xx} \quad S_{yy} \quad S_{zz} \quad S_{yz} \quad S_{xz} \quad S_{xy}]^t = [S_1 \quad S_2 \quad S_3 \quad S_4 \quad S_5 \quad S_6]^t \quad (2.3.6)$$

Lei de Hooke

A Lei de Hooke estabelece que a deformação é linearmente proporcional à tensão, ou inversamente, que a tensão é linearmente proporcional à deformação (AULD, 1973). As equações constitutivas para um sólido elástico linear que relacionam as componentes da tensão mecânica T_{ij} e da deformação S_{kl} são dadas por:

$$T_{ij} = c_{ijkl} S_{kl} \quad (2.3.7)$$

$$S_{ij} = s_{ijkl} T_{kl} \quad (2.3.8)$$

Onde $i, j, k, l = 1, 2, 3$. c_{ijkl} são as componentes da constante elástica de rigidez e s_{ijkl} são as componentes da tensão elástica de flexibilidade, que é inversa da matriz de rigidez. A rigidez é definida como a força necessária para produzir uma unidade de deslocamento em uma certa direção.

Corpos que são elasticamente equivalentes em todas as direções são chamados isotrópicos, para esses materiais, existem apenas duas constantes elásticas

independentes, que são as constantes de Lamé (KINO, 1987). A equação 2.3.7 escrita na forma matricial fica:

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ c_{12} & c_{11} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ c_{12} & c_{12} & c_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} \quad (2.3.9)$$

sendo: $c_{11} = \lambda_L + 2\mu$; $c_{12} = \lambda$; $c_{44} = \mu$; onde λ_L e μ são as constantes de Lamé. Essas constantes se relacionam com o módulo de Young Y e com o coeficiente de Poisson σ através das seguintes expressões (KINO, 1987):

$$\mu = \frac{Y}{2(1+\sigma)} \quad (2.3.10)$$

$$\lambda = \frac{\sigma Y}{(1+\sigma)(1-2\sigma)} \quad (2.3.11)$$

onde,

$$Y = \frac{S_1}{T_1} \quad (2.3.12)$$

$$\sigma = -\frac{S_2}{S_1} = -\frac{S_3}{S_1} \quad (2.3.13)$$

2.4 Equações Constitutivas para um Material Piezelétrico

Um material piezelétrico sofre deformações quando é submetido a um campo elétrico, e de modo oposto, gera um campo elétrico quando sofre uma deformação. Por esse motivo a lei de Hooke não descreve completamente a relação entre tensão e deformação mecânica em um material piezelétrico.

As equações constitutivas 2.4.1a e 2.4.1b definem o comportamento de um material piezelétrico linear (RISTIC, 1983); (GALLEGO, 1989):

$$\mathbf{T} = \mathbf{c}^E \mathbf{S} - \mathbf{e}^t \mathbf{E} \quad (2.4.1a)$$

$$\text{ou } T_{ij} = c_{ijkl}^E S_{kl} - e_{kij} E_k$$

$$\mathbf{D} = \mathbf{e} \mathbf{S} + \boldsymbol{\varepsilon}^S \mathbf{E} \quad (2.4.1b)$$

$$\text{ou } D_i = e_{ikl} S_{kl} + \varepsilon_{ik}^S E_k$$

onde \mathbf{e} é o tensor de coeficientes piezelétricos, com elementos e_{ijk} ($i,j,k=1,2,3$); $\boldsymbol{\varepsilon}^S$ o tensor de permissividades elétricas medido com deformação constante, com elementos ε_{ij}^S ($i,j=1,2,3$); \mathbf{c}^E é o tensor de rigidez mecânica medido com campo elétrico constante, com elementos c_{ijkl}^E ($i,j,k,l=1,2,3$); \mathbf{E} é o campo elétrico; \mathbf{D} é a densidade de cargas e está relacionada ao fluxo de corrente no material piezelétrico ($i = \partial D / \partial t$). Devido à aplicação de uma força externa em um material piezelétrico, os centros das cargas positivas deslocam-se em relação aos centros das cargas negativas produzindo uma polarização e mudando \mathbf{D} , assim, o valor de \mathbf{D} depende da deformação e do campo elétrico aplicado no material.

As matrizes \mathbf{e} , $\boldsymbol{\varepsilon}^S$, \mathbf{c}^E , \mathbf{E} e \mathbf{D} , são dadas por:

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} & e_{13} & e_{14} & e_{15} & e_{16} \\ e_{21} & e_{22} & e_{23} & e_{24} & e_{25} & e_{26} \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & e_{34} & e_{35} & e_{36} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 & 0 \\ e_{31} & e_{31} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.4.2)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}^S = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11}^S & \varepsilon_{12}^S & \varepsilon_{13}^S \\ \varepsilon_{21}^S & \varepsilon_{22}^S & \varepsilon_{23}^S \\ \varepsilon_{31}^S & \varepsilon_{32}^S & \varepsilon_{33}^S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11}^S & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{11}^S & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33}^S \end{bmatrix} \quad (2.4.3)$$

$$\mathbf{c}^E = \begin{bmatrix} c_{11}^E & c_{12}^E & c_{13}^E & c_{14}^E & c_{15}^E & c_{16}^E \\ c_{21}^E & c_{22}^E & c_{23}^E & c_{24}^E & c_{25}^E & c_{26}^E \\ c_{31}^E & c_{32}^E & c_{33}^E & c_{34}^E & c_{35}^E & c_{36}^E \\ c_{41}^E & c_{42}^E & c_{43}^E & c_{44}^E & c_{45}^E & c_{46}^E \\ c_{51}^E & c_{52}^E & c_{53}^E & c_{54}^E & c_{55}^E & c_{56}^E \\ c_{61}^E & c_{62}^E & c_{63}^E & c_{64}^E & c_{65}^E & c_{66}^E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11}^E & c_{12}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{12}^E & c_{11}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{13}^E & c_{13}^E & c_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{44}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66}^E \end{bmatrix} \quad (2.4.4)$$

onde $c_{66}^E = \frac{1}{2}(c_{11}^E - c_{12}^E)$.

$$\mathbf{E} = [E_1 \quad E_2 \quad E_3]^t \quad (2.4.5)$$

$$\mathbf{D} = [D_1 \quad D_2 \quad D_3]^t \quad (2.4.6)$$

Para um material com comportamento eletromecânico semelhante ao da cerâmica PZT-8, e com simetria no plano xy e polarização na direção z , as equações 2.4.1a e 2.4.1b podem ser simplificadas para:

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11}^E & c_{12}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{12}^E & c_{11}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{13}^E & c_{13}^E & c_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{44}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66}^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{33} \\ 0 & e_{15} & 0 \\ e_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (2.4.7a)$$

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 & 0 \\ e_{31} & e_{31} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_{11}^S & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{11}^S & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33}^S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (2.4.7b)$$

No caso de um material não-piezolétrico, como um metal, utiliza-se a eq. 2.4.7a, com constantes elétricas nulas, como equação constitutiva.

As equações 2.4.7a e 2.4.7b podem ser escritas ainda, definindo-se uma matriz 9x9 elasto-piezo-dielétrica, que é a equação constitutiva utilizada em problemas envolvendo simulação numérica, sendo assim a equação constitutiva no ANSYS, como mostrado a seguir (SILVA, 1993); (NADER 2002):

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11}^E & c_{12}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{31} \\ c_{12}^E & c_{11}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{31} \\ c_{13}^E & c_{13}^E & c_{33}^E & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{33} \\ 0 & 0 & 0 & c_{44}^E & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{44}^E & 0 & e_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 & \varepsilon_{11}^S & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 & 0 & 0 & \varepsilon_{11}^S & 0 \\ e_{31} & e_{31} & e_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \varepsilon_{33}^S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \\ -E_1 \\ -E_2 \\ -E_3 \end{bmatrix} \quad (2.4.8)$$

Equações de equilíbrio

O comportamento elástico de um material piezolétrico é governado pela segunda lei de Newton, dada por:

$$\nabla \cdot \mathbf{T} = \rho \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} \quad (2.4.9)$$

onde ρ é a densidade do material. Sendo o tensor de tensões simétrico, pode-se escrever (AULD, 1973):

$$\nabla \cdot \mathbf{T} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} \quad (2.4.10)$$

O comportamento elétrico do material piezelétrico é descrito pela equação de Maxwell, considerando o meio piezelétrico isolante (pois não há cargas livres), ou seja, não há fluxo de cargas elétricas:

$$\nabla \cdot \mathbf{D} = 0 \quad (2.4.11)$$

O campo elétrico \mathbf{E} é relacionado com o potencial elétrico Φ pela expressão:

$$\mathbf{E} = -\nabla \Phi \quad (2.4.12)$$

A deformação mecânica \mathbf{S} está relacionada ao deslocamento \mathbf{u} por:

$$\mathbf{S} = \nabla \mathbf{u} \quad (2.4.13)$$

sendo:

$$\nabla \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \partial/\partial x & 0 & 0 \\ 0 & \partial/\partial y & 0 \\ 0 & 0 & \partial/\partial z \\ \partial/\partial y & \partial/\partial x & 0 \\ 0 & \partial/\partial z & \partial/\partial y \\ \partial/\partial z & 0 & \partial/\partial x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad (2.4.14)$$

3 RESSONADORES DE MEIO COMPRIMENTO DE ONDA

Sistemas ultra-sônicos de alta potência usados na indústria são usualmente compostos de três elementos: um gerador de potência elétrica, o qual fornece a energia elétrica, um transdutor eletromecânico (geralmente piezoeletrico), que converte a energia elétrica em energia mecânica vibratória e um meio de propagação, fluido ou sólido, no qual a energia acústica é irradiada, ocorrendo o processamento do material (DUBUS; CAMPOS-POZUELO, 2000)

Na maioria desses sistemas, o transdutor eletromecânico pode ser dividido em três elementos principais: um transdutor de ultra-som; um amplificador mecânico, o qual amplifica o deslocamento produzido pelo transdutor de ultra-som; e um sonotrodo, o qual irradia a energia acústica.

Esses elementos são geralmente projetados para funcionarem como ressonadores de meio comprimento de onda, onde o seu comprimento é igual à metade do comprimento da onda longitudinal. Dessa forma, eles vibram com as faces em contra-fase gerando altos deslocamentos nas pontas, ao passo que o deslocamento no centro é nulo, como mostra a Figura 3.1:

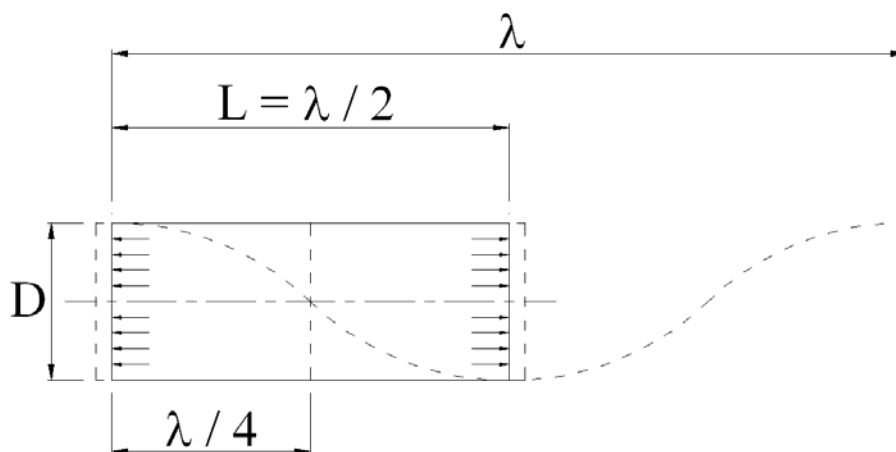


Figura 3.1. Ressonador de meio comprimento de onda.

Na Figura 3.1, L = comprimento; D = diâmetro; λ = comprimento de onda longitudinal.

3.1 Transdutores Piezelétricos do Tipo sanduíche

Um transdutor é um dispositivo que converte uma forma de energia em outra. Em aplicações de ultra-som de alta potência, a maioria dos transdutores usados são piezelétricos. Esses transdutores são elementos sintonizados, possuem uma largura de banda bastante estreita (YAO; BJØRNØ, 1997), e funcionam como um ressonador de meio comprimento de onda. Os transdutores piezelétricos de potência são construídos em geral na forma de um sanduíche, com as cerâmicas piezelétricas empilhadas e pré-tensionadas mecanicamente entre duas massas metálicas por um parafuso de alta resistência mecânica, como mostra a Figura 3.1.1. As cerâmicas são polarizadas na direção longitudinal e são montadas com os sentidos de polarização alternados a cada cerâmica para possibilitar a ligação em paralelo. Entre as cerâmicas e entre as massas metálicas há eletrodos, que são utilizados para a aplicação de tensão elétrica, ligados em paralelo (GALLEGO-JUÁREZ, 1989).

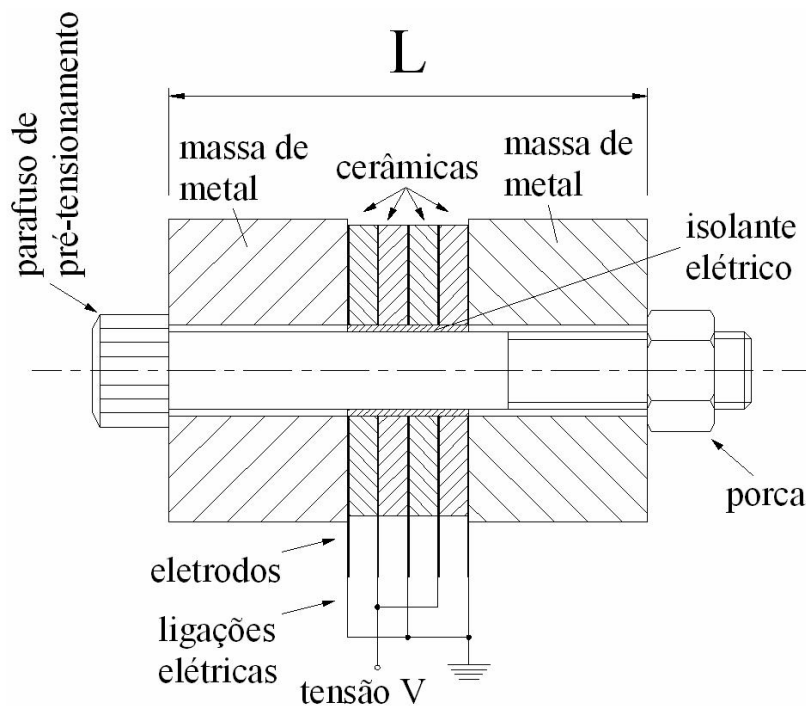


Figura. 3.1.1. Transdutor piezelétrico tipo sanduíche visto em corte.

Cerâmicas piezelétricas têm maior resistência à compressão do que à tração, portanto existe a necessidade de uma pré-tensão de compressão para se evitar a ruptura das cerâmicas durante a operação (ARNOLD; MÜLHEN, 2001a, 2001b e 2003). O parafuso de pré-tensão serve para manter as cerâmicas sempre sob compressão, com o transdutor em funcionamento, para se reduzir a possibilidade de ruptura das cerâmicas, devido a sua fragilidade. A pré-tensão tem um valor típico de 30 MPa (GALLEGO, 1989); (ARNOLD; MÜLHEN, 2001b). As cerâmicas usadas, geralmente possuem a forma de placas circulares, o diâmetro do transdutor é geralmente menor do que $\lambda/4$ para evitar acoplamento com modos radiais de vibração (GALLEGO-JUÁREZ, 1989).

Os elementos piezelétricos e metálicos que compõem o transdutor são conectados unicamente por pressão, e não por adesivos ou solda. O uso de adesivos entre as cerâmicas e as massas pode interferir no comportamento do transdutor, pois o adesivo funcionaria como uma mola entre as cerâmicas e as massas metálicas. Além disso, quando o transdutor está em operação, ele aquece, e a alta temperatura degrada o adesivo. O bom contato entre os vários componentes é vital, por isso, a pré-tensão também serve para garantir que as superfícies fiquem em contato acústico efetivo. Sem a pré-tensão, não há um contato acústico efetivo entre as partes, pois as superfícies das massas e das cerâmicas não são perfeitamente planas, (ARNOLD; MÜLHEN, 2001a, 2001b e 2003). Dubus et al., (1991) estudaram a necessidade de um limite de tolerância na fabricação das cerâmicas para um bom contato. Porém, não analisaram se o valor ideal da pré-tensão de compressão do transdutor pode variar devido à planicidade da superfície das cerâmicas

Materiais piezelétricos por si próprios, não constituem transdutores usuais para aplicações de alta potência, portanto, os transdutores usados nessas aplicações são montados na forma de um sanduíche (MAROPIS, 1969). As principais vantagens deste tipo de construção são que as perdas nos metais podem ser muito menores do que nas cerâmicas, dependendo dos materiais escolhidos, o que é importante em aplicações de potência. Como o comprimento do transdutor é determinado pela frequência de trabalho, o uso de massas metálicas baixa a frequência de ressonância das cerâmicas, ajustando a frequência do transdutor à frequência de trabalho. Outras vantagens: a dissipação térmica é favorecida; a pré-tensão pode ser melhor

distribuída na superfície das cerâmicas; as massas metálicas também amplificam o deslocamento produzido pelas cerâmicas. Além disso, as massas agem como linhas de transmissão para transferir energia ao meio, e são convenientes para acoplar o transdutor a outros componentes, tais como, os amplificadores mecânicos. Esse tipo de transdutor é robusto e fácil de fabricar, sendo por isso, utilizado em várias aplicações de alta potência (HEIKKOLA; LAITINEN, 2005). Essa configuração de transdutor em sanduíche tem comportamento bem conhecido e é adequada para se verificar os modelos em elementos finitos.

A rosca do parafuso de pré-tensão deve ter um raio nos sulcos para se minimizar problemas de fadiga. Deve ser utilizado um material isolante, como teflon ou fenolite, no furo da cerâmica para permitir uma boa isolamento elétrica em relação ao parafuso (MATUDA, 1999). As faces das massas metálicas devem ser lapidadas para permitir um bom contato mecânico entre as peças.

O empilhamento de cerâmicas é usado em várias aplicações nas quais é necessário um deslocamento maior do que uma única cerâmica piezométrica pode produzir (SHERRIT et. al., 2000b); (DUBUS et. al., 2002). O empilhamento das cerâmicas reduz a distância entre os eletrodos, aumentando-se o campo elétrico aplicado nas cerâmicas, o que produz uma maior deformação. Um transdutor produzido com apenas uma cerâmica necessitaria de uma tensão elétrica de acionamento muito elevada, no entanto, uma tensão elétrica de acionamento muito elevada pode conduzir a um colapso no semi-ciclo de tração (ARNOLD; MÜLHEN, 2003). A montagem em sanduíche diminui a impedância elétrica do transdutor, pois ocorre um aumento do número de elementos em paralelo, porém, um transdutor montado com, por exemplo, quatro cerâmicas, teria menos perdas do que um transdutor montado com seis ou oito cerâmicas. O volume de cerâmicas piezométricas está relacionado à potência a ser desenvolvida pelo transdutor.

3.1.1 Perdas

Os elementos cerâmicos piezelétricos e metálicos aquecem durante o funcionamento do transdutor em níveis de alta potência, reduzindo a eficiência de conversão eletromecânica. As perdas devido ao aumento da temperatura podem resultar em uma condição anormal, em alguns casos, produzindo a despolarização das cerâmicas e a destruição do transdutor (ANDO; KAGAWA, 1992); (SHUYU, 2004). Devido a sua boa condutividade térmica e por estar em contato com o ambiente externo, as peças metálicas ajudam a dissipar o calor. Pela escolha da espessura, área da seção e do material, o coeficiente de temperatura dos materiais piezelétricos pode ser compensado, e o coeficiente de temperatura total do transdutor pode ser melhorado (ATHIKOM et al., 1991 apud SHUYU, 2004).

Em aplicações de potência, a eficiência eletro-acústica do transdutor é um importante parâmetro. Para aumentar a eficiência eletro-acústica devem ser considerados os casamentos elétrico e acústico, as perdas dielétricas e mecânicas. Em um transdutor de potência, os elementos piezelétricos são a principal fonte de calor. Os eletrodos usados entre as cerâmicas para a aplicação de potencial elétrico também servem para ajudar a dissipar o calor. Shuyu (2004) estudou a influência da espessura desses eletrodos no valor do coeficiente de acoplamento eletromecânico do transdutor, porém, ele não aponta valores de espessura de eletrodos que possam maximizar o valor do coeficiente de acoplamento eletromecânico do transdutor quando essas espessuras são da ordem de décimos de milímetros.

Nesses transdutores, o amortecimento interno consiste de perdas mecânicas e dielétricas (MEZHERITSKY, 2004). As perdas dielétricas dependem das cerâmicas piezelétricas e da tensão elétrica aplicada ao transdutor. Já as perdas mecânicas, incluem o atrito nas interfaces entre os blocos metálicos e os elementos piezelétricos e o amortecimento interno nas massas metálicas dianteira e traseira. As perdas nas massas metálicas são menores do que as perdas causadas no vínculo das interfaces, portanto, o amortecimento interno nas massas dianteira e traseira pode ser desconsiderado (SHUYU, FUCHENG, 1994).

3.1.2 Funcionamento

Na frequência fundamental de ressonância, em um transdutor de meio comprimento de onda, os deslocamentos são máximos nas extremidades e nulos no centro, enquanto que as tensões são máximas no centro e pequenas nas extremidades.

A impedância elétrica, por causa dos efeitos piezelétricos, reflete as características de ressonância do transdutor (LERCH, 1990). Há dois grupos de ressonância elétrica em transdutores piezelétricos, são as chamadas frequências de ressonância e anti-ressonância. Nas frequências afastadas das frequências de ressonância, o transdutor comporta-se como um capacitor. Há pontos onde o módulo da impedância tem um valor mínimo local, nas chamadas frequências de ressonância (f_r), e pontos onde o módulo da impedância tem valor máximo local, nas chamadas frequências de anti-ressonância (f_a). As ressonâncias são excitadas por um pulso de potencial elétrico e as anti-ressonâncias por um pulso de carga elétrica. As ressonâncias são as frequências naturais para os eletrodos curto-circuitados, enquanto que as anti-ressonâncias são as frequências naturais para a condição de circuito aberto. Em geral, uma frequência de anti-ressonância vem logo após uma frequência de ressonância (HIROSE et al., 1996).

3.1.3 Modelagem Teórica

Devido à complexidade do projeto de um transdutor, métodos computacionais são utilizados na modelagem teórica. Há vários métodos analíticos e numéricos disponíveis, como o Método dos Elementos Finitos (MEF) (BATHE, 1982 e 1996), que é um método numérico de uso geral, capaz de resolver problemas uni, bi ou tridimensionais. Em problemas complexos, o MEF é um dos métodos mais utilizados, pela sua versatilidade, e pela facilidade de uso quando se tem um programa de computador adequado.

Outros métodos podem ser usados na modelagem do transdutor. O transdutor pode ser modelado por um circuito elétrico equivalente (KINO, 1987); (ZHONGYU; ZHONGMAO, 1992); (SHUYU, 1994, 1995a, 1995b, 2004 e 2005); (SHUYU; FUCHENG, 1994). Os circuitos mais simples só funcionam até o primeiro modo de ressonância, e para o transdutor sem carga e sem perdas. Com a adição de elementos no circuito, o modelo pode se tornar mais completo, porém, modelos baseados em circuitos elétricos equivalentes são carentes com relação a informações como deslocamento, deformação e tensão no transdutor (HUANG; DAI, 2001) . Já o Método das Matrizes em Cadeia (MATUDA, 1999) gera resultados como por exemplo as velocidades e forças nas seções do transdutor, além das variáveis elétricas.

Esses métodos unidimensionais são comumente usados para simular o comportamento mecânico e elétrico dos transdutores, no entanto, introduzem hipóteses simplificadoras, que nem sempre são válidas para as situações reais. O método de modelagem através de um circuito elétrico equivalente é baseado no modelo unidimensional de Mason (MASON, 1948 apud IULA et al., 2003) e é preciso somente quando as dimensões laterais do transdutor são menores do que $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda longitudinal. Esses modelos descrevem somente o modo de vibração de espessura e, portanto, não tomam no cálculo as vibrações laterais das cerâmicas e das massas (SHUYU, 1995b); (IULA et al., 2002 e 2003).

As geometrias dos transdutores usados na prática são normalmente bi ou tridimensionais, o que faz com que certas hipóteses unidimensionais fiquem distantes da realidade. Para a simulação bi ou tridimensional do meio piezelétrico, um conjunto completo de equações fundamentais que governam esses meios devem ser resolvidas. O Método de Elementos Finitos apresenta-se como uma boa opção, pois é suficientemente geral para resolver essas equações e permite manipular geometrias complexas bi e tridimensionais, constituindo um método geral de análise aplicável a qualquer configuração de transdutor. Assim, a utilização do Método de Elementos Finitos permite uma simulação rápida do transdutor com uma boa precisão, sendo utilizado com frequência no projeto de diferentes tipos de transdutores piezelétricos (NAILLON et al., 1983); (LERCH, 1990); (DUBUS, et al., 1991); (ANDO; KAGAWA, 1992); (SILVA, 1993); (YAO; BJØRNØ, 1997); (DESILETS et al.,

1999); (MATUDA, 1999); (SIMKOVICS et. Al., 1999); (JOHNSON; PAL, 2000); (PARRINI, 2001, 2003a e 2003b); (IULA, et al., 2002 e 2003); (HEIKKOLA; LAITINEN, 2005).

É interessante discutir as vantagens e desvantagens de cada método, em problemas mais simples, os métodos unidimensionais têm a seu favor a velocidade de processamento (MATUDA, 1999). Porém, o Método de Elementos Finitos, além de ser um método preciso, vem sendo bastante utilizado ultimamente graças à evolução dos computadores.

Na modelagem de um transdutor piezelétrico de potência, existe a necessidade de se realizar simulações que permitam variar os diferentes parâmetros de projeto. Existem muitos fatores que podem influenciar o comportamento de um transdutor, entre eles a escolha do material, construção mecânica e condições externas de cargas mecânicas e elétricas. Dessas, a construção mecânica é em geral o fator que mais influencia diretamente o desempenho, através de parâmetros como área da superfície, amortecimento mecânico e outras variáveis de construção física (SILVA, 1993).

3.1.4 Pré-Tensionamento Mecânico

O pré-tensionamento mecânico é necessário para evitar a fratura das cerâmicas piezelétricas durante a operação do transdutor (ARNOLD; MÜLHEN, 2003). Esses transdutores são alimentados com alta tensão elétrica, onde a deformação produzida pode conduzir à ruptura das cerâmicas no semi-ciclo de tração (ARNOLD; MÜLHEN, 2001b). O pré-tensionamento também reduz riscos de fadiga do transdutor e produz um aumento considerável na amplitude da tensão dinâmica admissível (GALLEGO-JUÁREZ, et al., 1978). Devido ao fato de as cerâmicas terem uma resistência mecânica muito mais alta à compressão (420 a 700 MPa) do que à tração (90 MPa) (DUBUS et al., 1991), a pré-tensão pode melhorar a confiabilidade do transdutor significativamente (ZHANG; ZHAO, 1999).

No entanto, o pré-tensionamento pode produzir variações no desempenho do transdutor, como por exemplo, alterações na frequência de ressonância, devido a

variações nos parâmetros característicos da cerâmica e no acoplamento acústico entre as peças.

As variações nas propriedades das cerâmicas dependem fortemente de sua composição química, do processo de fabricação e do nível de pré-tensionamento (ARNOLD; MÜLHEN, 2001a e 2003). Arlt (1990 apud ARNOLD; MÜLHEN, 2001a e 2003), mostrou que altos níveis de tensão mecânica podem conduzir a uma mudança nos grãos da cerâmica, e deste modo, a polarização é reorientada.

Quando uma tensão mecânica muito alta é aplicada à cerâmica, esta reorienta as direções da polarização em cada grão, o que pode conduzir à despolarização das cerâmicas. Isto impõe um limite máximo no nível de tensão mecânica que pode ser aplicada à cerâmica. O estudo do efeito da tensão mecânica em um transdutor também é importante para verificar que o envelhecimento desempenha um papel importante nas propriedades do material. O envelhecimento é um processo de evolução lenta e espontânea das propriedades do material com o tempo depois que este é forçado a um novo estado devido à polarização, forte mudança na temperatura ou altos níveis de tensão mecânica (ZHANG; ZHAO, 1999).

Arnold; Mühlen (2001a) estudaram a variação no comportamento de transdutores piezelétricos de potência em função da pré-tensão aplicada. Eles mostraram que, quando o pré-tensionamento é menor do que 30 MPa, o contato acústico entre as peças metálicas e cerâmicas do transdutor não é perfeito, o que acontece devido à imperfeição na superfície das peças, o que é estudado em Dubus et al. (1991). Segundo Arnold; Mühlen (2001a) O aperto do parafuso de pré-tensionamento produz uma compressão mais alta na parte central das peças (próximo ao furo) do que na periferia, deste modo, a transmissão da onda é concentrada nessa região, isso é mostrado numericamente por Dubus et al. (1991). Segundo Arnold; Mühlen (2001a), quando a pré-tensão aumenta, a região de casamento efetivo entre as partes é expandida, tal que, em um nível de pré-tensão de aproximadamente 30 MPa, obtém-se um casamento efetivo em toda a interface entre as peças. Eles mostraram que o aperto do parafuso de pré-tensão também aumenta o valor da frequência de ressonância do transdutor, assim, quando o pré-tensionamento é menor do que 30 MPa, a frequência de ressonância é mais baixa. No entanto, quando o valor da pré-tensão atinge 30 MPa, a frequência de ressonância se estabiliza e eles

atribuem esse fato somente ao casamento efetivo entre a superfície das peças. O aperto do parafuso de pré-tensão aumenta não só o contato acústico como também a rigidez da estrutura, e esse aumento da rigidez eleva o valor da frequência de ressonância até que, em 30 MPa, a frequência se estabiliza, sinal de que uma máxima rigidez foi alcançada.

Arnold; Mülhen (2001a) mostraram ainda que para um nível de pré-tensão de até 50 MPa, as propriedades físicas das cerâmicas permanecem inalteradas, dessa forma, o valor apropriado para a tensão de compressão do transdutor se encontra entre 30 MPa e 50 MPa. Níveis de tensão mecânica mais elevados podem conduzir a alteração nas propriedades das cerâmicas, além da ruptura das mesmas.

3.1.5 Comportamento Não-Linear

Em grande parte dos trabalhos encontrados na literatura, o transdutor, o meio de propagação e seu acoplamento são descritos pelo MEF. Esses modelos são lineares e baseiam-se na teoria da elasticidade e nas equações constitutivas lineares da piezeletricidade, dessa forma, o desempenho em condições reais de trabalho não são previstos. Dubus e Campos-Pozuelo (2000) discutem os modelos numéricos lineares padrão e suas limitações e apresentam uma formulação para solução de problemas não-lineares.

As principais limitações dos modelos padrão são devido a sua linearidade. Dispositivos ultra-sônicos de alta potência sempre envolvem mecanismos não-lineares que, não apenas modificam o desempenho do dispositivo, mas também constituem o fenômeno de interesse (cavitação, levitação, etc). A modelagem das não-linearidades no material piezelétrico é um tópico difícil em termos de modelagem numérica e a teoria macroscópica não-linear da piezeletricidade ainda não foi estabelecida, apesar de alguns trabalhos terem sido apresentados, como o de Aurelle et al. (1996), que apresentam um modelo baseado nas equações constitutivas piezelétricas extendidas até a segunda ordem. Já Simkovics et al. (1999) apresentam

uma formulação em elementos finitos para analisar efeitos não-lineares em materiais piezelétricos.

Um fenômeno que deveria ser considerado no estudo de materiais piezelétricos é a eletrostrição, um efeito de transdução eletromecânica não-linear. A teoria da piezeletricidade linear estabelece que a deformação produzida por um campo elétrico em um material piezelétrico gera tensões internas que são linearmente proporcionais ao campo elétrico. Porém, há um outro grupo de tensões induzidas eletricamente que, em contraste à tensão piezelétrica, é uma função quadrática do campo elétrico. Este fenômeno é chamado eletrostrição, é geralmente fraco e por isso considerado insignificante na teoria linear. Porém, em materiais ferroelétricos operando próximos à temperatura de Curie, a eletrosotrição pode ser significativa. Além disso, a deformação produzida por campos elétricos muito altos em altas temperaturas pode conduzir a uma inversão no dipolo, que pode ser considerado como um efeito eletrostrictivo (GALLEGO-JUÁREZ, 1989).

3.1.6 Comportamento Sob Carga

Shuyu (2005) estudou as características de transdutores piezelétricos de potência sob a influência de carga líquida, como em aplicações de limpeza; e sob a influência de carga sólida, como aplicações de usinagem e perfuração, mostrando que essas cargas afetam a frequência de ressonância do transdutor.

Shuyu (2005) mostrou que o aumento, ou a diminuição da frequência de ressonância do transdutor para uma carga líquida depende de uma relação complexa que compreende a altura da coluna de líquido, a área da seção do tanque e a frequência do transdutor.

Para cargas sólidas em aplicações de usinagem e perfuração, Shuyu (2005) estudou a diminuição na frequência de ressonância do conjunto formado pelo transdutor, o amplificador e o sonotrodo quando se aumenta o comprimento desse sonotrodo. Tal diminuição no valor da frequência do conjunto devido ao uso de um sonotrodo mais comprido é esperada, pois, como o sonotrodo vibra em modo

longitudinal, quanto maior for o seu comprimento, menor será sua frequência e, dessa forma, a frequência do conjunto também diminui. Portanto, em aplicações de usinagem e perfuração, Shuyu (2005) somente estudou a influência do comprimento do sonotrodo na frequência do conjunto, ele não estudou a influência da carga de usinagem ou perfuração exercida na ponta de um sonotrodo na frequência de ressonância do conjunto.

No processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som, a frequência de ressonância e a impedância elétrica do transdutor também são afetadas devido à carga exercida pelo cilindro de metal duro sobre a face do sonotrodo. Nesse cilindro é aplicada uma pressão que pode chegar a 7 kgf/cm^2 . Este trabalho apresenta resultados de verificações experimentais da variação da frequência de ressonância e da impedância elétrica do transdutor devido à pressão aplicada no cilindro.

3.1.7 Comportamento Vibracional

Transdutores piezelétricos de potência são geralmente projetados para vibrar em modo longitudinal, onde as vibrações laterais são geralmente desprezadas. Nesses transdutores, as dimensões laterais são menores do que $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda longitudinal. No entanto, em aplicações como soldagem de plásticos e metais, onde uma potência muito alta é necessária, as dimensões laterais são muitas vezes maiores do que $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda longitudinal e a influência de modos radiais no modo longitudinal não pode ser desprezada (IULA et al., 2002 e 2003). Por outro lado, um aumento na largura de banda do transdutor pode ser obtido pela exploração do acoplamento entre modos longitudinais e radiais (YAO; BJØRNØ, 1997).

Iula et. al. (2002) analisaram o comportamento vibracional nos três primeiros modos de transdutores de potência estudando a relação entre o comprimento e as dimensões laterais do transdutor e o acoplamento entre modos longitudinais e radiais. O acoplamento entre os modos ocorre quando dois modos diferentes possuem frequências correspondentes muito próximas. Eles mostram que um transdutor com uma relação entre as dimensões laterais e o comprimento de onda próxima a 0,25

apresenta modos de vibrar longitudinal e radial, no entanto, as frequências estão muito distantes, portanto não há acoplamento entre modos. Já para um transdutor onde a relação entre as dimensões laterais e o comprimento de onda é aproximadamente igual a 1, o transdutor apresenta acoplamento entre modos radiais e longitudinais, e o deslocamento máximo axial é comparável ao deslocamento máximo radial. E, para um transdutor onde a relação entre as dimensões laterais e o comprimento de onda é maior do que 1, o transdutor apresenta modo de vibrar puramente radial.

Iula et. al. (2003) também estudaram o comportamento vibracional de transdutores de potência analisando a relação entre a espessura e o diâmetro das massas metálicas. Mostraram que, quanto maior for essa relação, maior será o deslocamento axial produzido na ponta do transdutor, o que pode ser uma vantagem. No entanto, transdutores com comprimento muito grande em relação ao diâmetro apresentam um coeficiente de acoplamento eletromecânico mais baixo, pois possuem um volume de material piezolétrico muito pequeno, se comparado ao volume de massa metálica.

3.2 Amplificadores Mecânicos

Amplificadores mecânicos são usados em diversas aplicações de ultra-som de potência tais como usinagem, corte, soldagem, limpeza, motores, etc (SHUYU, 1997); (ZHOU; LI, 2000).

Nessas aplicações, a energia ultra-sônica é transmitida a partir do transdutor para um meio sujeito a tratamento através de linhas de transmissão de várias configurações. A amplitude da vibração na superfície de irradiação depende da geometria da linha de transmissão, suas perdas de energia e amplitude de vibração na ponta do transdutor. Uma linha de transmissão afilada produz uma amplificação, sendo que a amplitude de vibração na ressonância na superfície de radiação é maior do que na ponta do transdutor. Esses elementos afilados são chamados amplificadores mecânicos, transformadores mecânicos, amplificadores acústicos ou

concentradores ultra-sônicos (ENSMINGER, 1988); (AMIN, 1995); (ZHOU; Li, 2000), pois agem como amplificadores, aumentando a amplitude de vibração ou a velocidade de vibração, ou como concentradores, pois concentram a energia acústica em uma área pequena.

Nesses amplificadores, a deformação obtida é geralmente uma função da relação entre os diâmetros. A amplificação na ressonância é em geral determinada pela atenuação do material do amplificador e pelo amortecimento. O comprimento do amplificador determina a frequência de ressonância. O uso desses elementos têm por objetivo amplificar o baixo deslocamento produzido pelo material piezelétrico (AMIN, 1995); (SHERRIT, 2002).

Os tipos de amplificadores mecânicos utilizados na indústria (ENSMINGER, 1988); (AMIN et al., 1995) tais como, cilíndrico (que não fornece amplificação), escalonado, cônico e exponencial são mostrados na Figura 3.2.1:

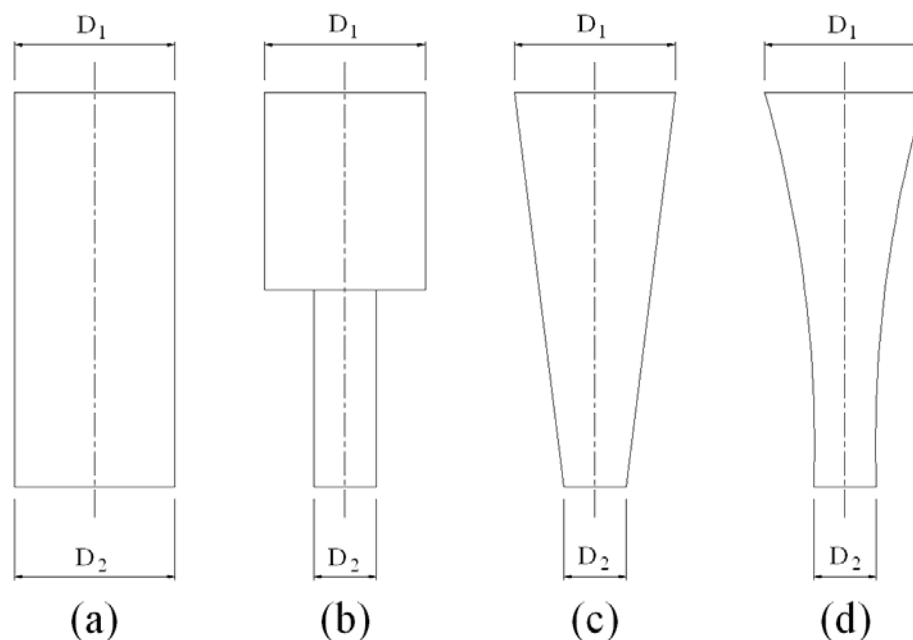


Figura 3.2.1. Amplificadores mecânicos usados na indústria. (a) cilíndrico; (b) escalonado; (c) cônico; (d) exponencial.

Nesses elementos, a ponta de maior diâmetro D_1 é acoplada ao transdutor e a ponta de menor diâmetro D_2 é geralmente acoplada a uma ferramenta, como por exemplo, um sonotrodo.

Para aplicações em alta potência, o amplificador mecânico deve ser feito usando-se materiais que possuem baixas perdas mecânicas, alta elasticidade, alta

resistência à fadiga e à corrosão, por isso, esses elementos são geralmente fabricados em ligas de aço, titânio ou alumínio (SHUYU, 1997); (SINDAYIHEBURA et al., 1998).

3.2.1 Amplificadores Mecânicos Escalonados

Amplificadores mecânicos escalonados constituem elementos importantes em sistemas ultra-sônicos de alta potência, onde geralmente operam em modo longitudinal, funcionando como um ressonador de meio comprimento de onda e consistem em duas seções cilíndricas paralelas de comprimento $\lambda/4$ (GALLEGO-JUÁREZ et al., 1978). Uma variedade de amplificadores mecânicos têm sido estudada. Porém, para uma relação do diâmetro traseiro (D_1) ao diâmetro da ponta (D_2), o amplificador mecânico escalonado tem a maior relação de amplificação: $(D_1/D_2)^2$ (ENSMINGER, 1988).

Um amplificador mecânico escalonado é mostrado na Figura 3.2.1.1, onde $D_1 > D_2$. A conservação de momento indicaria que, quando o amplificador mecânico está ressonando, a velocidade na ponta de menor diâmetro (D_2), denotada por v_2 deve ser maior do que a velocidade na ponta de maior diâmetro (D_1), denotada por v_1 , para o equilíbrio ser mantido. Já que o deslocamento é proporcional a velocidade v , a amplitude de deslocamento ξ_1 é menor do que a amplitude de deslocamento ξ_2 , dessa forma (ENSMINGER, 1988):

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\xi_2}{\xi_1} = \frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (3.2.1.1)$$

onde A indica a área da seção.

O comprimento L do amplificador é dado por:

$$L = \frac{\lambda}{2} = \frac{c}{2f} \quad (3.2.1.2)$$

onde f é a frequência de trabalho e c é a velocidade de propagação extensional no material, dada por:

$$c = \sqrt{\frac{Y}{\rho}} \quad (3.2.1.3)$$

onde Y é o módulo de Young e ρ é a densidade do material.

A equação 3.2.1.1 mostra que as velocidades, e conseqüentemente os deslocamentos nas pontas do amplificador mecânico da Figura 3.2.1.1 são inversamente proporcionais às áreas das pontas. Portanto, para amplificadores mecânicos escalonados cilíndricos, se $D_1/D_2 = 2$, $v_2/v_1 = 4$. Em outras palavras, o fator de amplificação é a relação entre as áreas das pontas do amplificador, com a maior amplitude sendo na ponta de menor diâmetro (ENSMINGER, 1988).

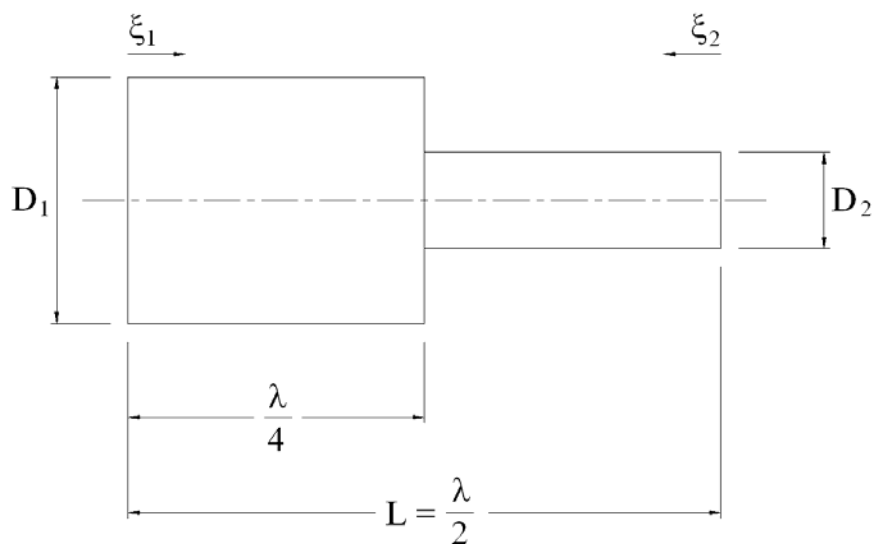


Figura 3.2.1.1. Amplificador mecânico escalonado.

As aplicações desses amplificadores são limitadas, pois, embora esses elementos possuam alta relação de amplificação, há uma elevada concentração de

tensão na região em que ocorre a mudança nos diâmetros ($\lambda/4$), que corresponde a um ponto nodal, onde o deslocamento axial é igual a zero (AMIN, 1995).

Um amplificador fabricado sem um raio na junção dos dois cilindros, como na Figura 3.2.1.1, estaria sujeito a uma concentração de tensão tão alta que, em altas intensidades, este poderia rapidamente falhar por fadiga. Arranhões ou marcas provenientes da usinagem do raio podem também causar falha pela mesma razão (ENSMINGER, 1988).

Em um sistema ultra-sônico de potência formado por um transdutor, um amplificador escalonado e um sonotrodo, o transdutor é acoplado à ponta de maior diâmetro (D_1) do amplificador e o sonotrodo é acoplado a ponta de menor diâmetro (D_2) do amplificador. Nesses sistemas, a fixação do conjunto é feita no ponto nodal ($\lambda/4$) do amplificador, onde o sistema é fixo através de uma flange (Figura 1.1), pois nesse ponto há nós longitudinais e o deslocamento axial é muito pequeno. Isso é feito para minimizar a perda de energia acústica devido à montagem do sistema. Porém, nesses nós longitudinais, existem anti-nós radiais e, dessa forma, essa região apresenta um deslocamento radial máximo. Assim, as perdas de energia acústica causadas pela montagem do sistema não podem ser removidas completamente. Isso constitui um problema importante para o projeto, pois os deslocamentos radiais se propagam dentro da flange e a amplitude de vibração longitudinal é reduzida (PARRINI, 2001a, 2001b, 2003).

3.3 Sonotrodos

Sonotrodos são elementos usados em muitos sistemas ultra-sônicos de potência, tais como corte e soldagem, onde eles operam como uma ferramenta agindo diretamente na superfície de trabalho (LUCAS; SMITH, 1997 apud CARDONI; LUCAS, 2002); ou como um componente intermediário, agindo como um elemento de transmissão entre o transdutor e a ferramenta (ENSMINGER, 1988); (LUCAS et al., 1996); (GRAHAM et al., 1999); (CARDONI; LUCAS, 2002).

Esses elementos são sintonizados para vibrarem no primeiro modo longitudinal e operam em uma faixa de frequência que varia entre 20 e 40 kHz (CARDONI; LUCAS, 2002).

Em aplicações tais como alguns tipos de corte, onde o sonotrodo funciona como um elemento de transmissão entre o transdutor e a ferramenta, é usado um sonotrodo do tipo bloco retangular (CARDONI; LUCAS, 2002). Já em aplicações como soldagem, onde o sonotrodo é usado como uma ferramenta, são utilizados basicamente dois tipos de sonotrodos: os cilíndricos (PARRINI, 2001a; 2001b e 2003), que se assemelham a amplificadores mecânicos escalonados; e os sonotrodos do tipo lâmina-larga (ENSMINGER, 1988).

3.3.1 Sonotrodos do Tipo Lâmina-Larga

Uma representação de um sonotrodo do tipo lâmina larga, que é comumente usado em aplicações de soldagem, é mostrado na Figura. 3.3.1.1:

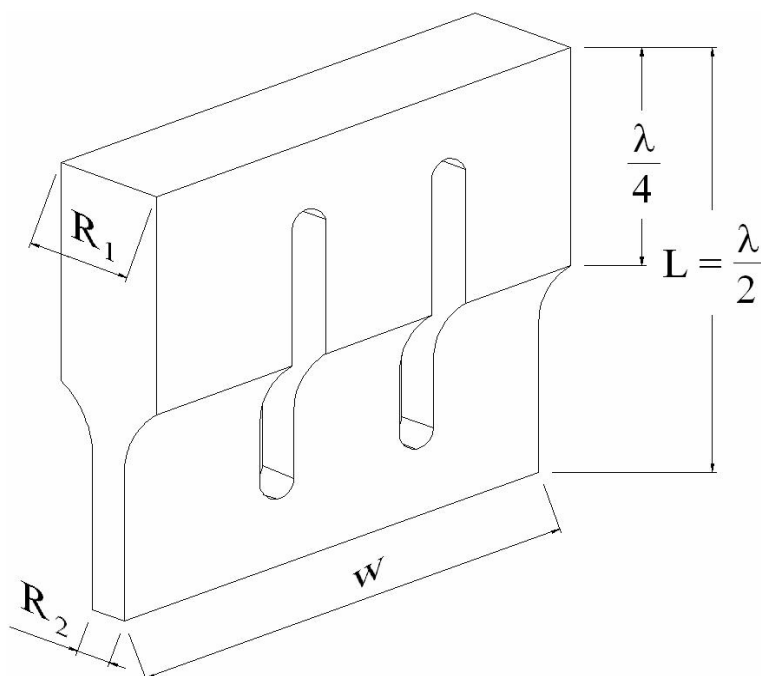


Figura. 3.3.1.1. Representação esquemática de um sonotrodo do tipo lâmina-larga.

Assim como amplificadores mecânicos escalonados, sonotrodos do tipo lâmina-larga possuem um perfil afilado, o que gera uma amplificação dada pela relação entre as larguras R_1 e R_2 . O comprimento L determina a frequência de ressonância, e é dado pela equação 3.2.1.2, enquanto que a largura w ($w = L$) é determinada pela largura de trabalho. Há aplicações em que larguras de trabalho mais altas são necessárias, nesse caso, são usados sonotrodos como o da Figura 3.3.1.2, onde $w = 2L$:

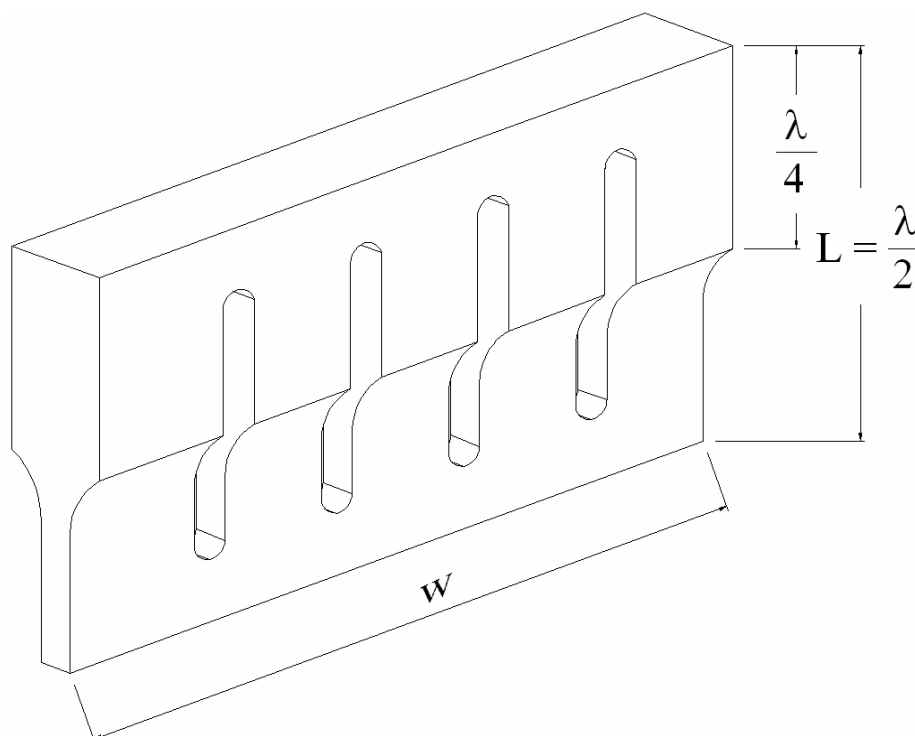


Figura 3.3.1.2. Sonotrodo do tipo lâmina-larga, $w = 2L$.

De um modo geral, o projeto de sonotrodos está focalizado em satisfazer três importantes critérios de desempenho (O' SHEA, 1991, apud CARDONI; LUCAS, 2002):

- Isolação da frequência de operação de outros modos próximos: por serem elementos sintonizados para vibrar no primeiro modo longitudinal, é importante que as frequências naturais provenientes de outros modos vibracionais não estejam próximas da frequência no modo longitudinal. Se houverem outros modos com frequências muito próximas da frequência de trabalho, estes modos podem ter influência no comportamento vibracional do sonotrodo, causando o

acoplamento de modos durante a operação. Essas interações modais ocorrem quando há relações entre uma ou mais frequências modais e a frequência de excitação. Essas interações podem conduzir a altos níveis de ruído, concentrações de tensão, além de afetar e prejudicar o desempenho durante a operação (CARDONI et al., 2004).

- Uniformidade da amplitude de deslocamento na superfície de trabalho: para que um sonotrodo tenha uma distribuição de amplitude de deslocamento uniforme, é necessário que todos os pontos ao longo da superfície de trabalho do sonotrodo vibrem com a mesma amplitude, o que garante a qualidade do processo.
- Alta amplitude de deslocamento no modo de operação: em aplicações como corte e soldagem de tecidos sintéticos, são necessárias altas amplitudes de vibração para cortar o tecido. Por isso, sonotrodos do tipo lâmina-larga usados nesse processo possuem um perfil afilado, o que gera uma amplificação.

Estudos têm mostrado que a uniformidade da amplitude e separação da frequência de operação da frequência de outros modos próximos pode ser obtida pela inclusão de fendas paralelas à direção de movimento longitudinal na configuração do sonotrodo (ADACHI, 1986 apud CARDONI; LUCAS, 2002); (ADACHI, UEAH, 1990); (O'SHEA, 1991 apud CARDONI; LUCAS, 2002). O uso dessas fendas também tem por objetivo melhorar a dissipação térmica, evitando-se a formação de “manchas de calor” durante a operação (ENSMINGER, 1988).

Sonotrodos como os das Figuras 3.3.1.1 e 3.3.1.2 produzidos sem fendas apresentariam distribuições de vibração em suas faces de trabalho bastantes irregulares devido ao efeito de Poisson. Essa diferença na distribuição de vibração devido à inclusão de fendas é mostrada em (CARDONI; LUCAS, 2002). O uso de fendas visa anular as vibrações laterais devido ao efeito de Poisson (ADACHI; UEAH, 1990). Isso é obtido mais facilmente em um sonotrodo como o da Figura 3.3.1.1, que possui uma largura aproximadamente igual ao comprimento. Já em um sonotrodo como o da Figura 3.3.1.2, mesmo com o uso de fendas, é difícil obter uma

distribuição uniforme da amplitude, pois esse sonotrodo é muito largo, e dessa forma, as vibrações laterais devido ao efeito de Poisson são muito mais fortes, o que piora a distribuição de vibração ao longo da face de trabalho (ADACHI; UEAH, 1990).

A aplicação simultânea dos critérios de desempenho é normalmente problemática e, como resultado, esses critérios não são satisfeitos em muitas aplicações de ultra-som. A exigência para uniformidade da amplitude na superfície de trabalho, medida como a relação entre as respostas de amplitude mínima e máxima, U_{\min}/U_{\max} deve ser superior a 80% (O'SHEA, 1991 apud CARDONI; LUCAS, 2002), enquanto que a separação da frequência de trabalho da frequência de modos próximos, para evitar acoplamento de modos deveria ser de no mínimo 1 kHz, (CARDONI, 2002).

4 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

4.1 Introdução

O uso do Método de Elementos Finitos (MEF) em análise estrutural é relativamente recente. Esse método depende do princípio variacional, e da divisão da estrutura em sub-áreas discretas chamadas elementos finitos. O princípio variacional estabelece em cada momento o equilíbrio das energias cinética e potencial em todos os pontos do volume considerado. A divisão da estrutura em áreas discretas (discretização) é uma aproximação, significando que a vibração é completamente determinada pela composição das vibrações individuais para um grupo de pontos finitos (NAILLON, 1983). Elementos finitos assemelham-se a fragmentos de uma estrutura e são compostos por linhas, áreas e nós, os quais servem como conectores para fixar os elementos adjacentes. Todos os elementos que compartilham um nó, têm uma mesma componente de deslocamento (NADER, 2002).

O MEF (BATHE, 1982 e 1996); (REDDY, 1993); (ZIENKIEWICZ; TAYLOR, 1994) é um método de transformação de um problema, apresentado na forma integral, em um problema aproximado de álgebra linear, onde os coeficientes são integrais avaliadas sobre os elementos finitos da estrutura ou meio. Geralmente, os problemas são expressos na forma diferencial (derivadas parciais), assim, a obtenção da forma integral é conseguida através da formulação variacional ou de métodos de resíduos ponderados (BATHE, 1982).

4.2 Teoria de Elementos Finitos Piezelétricos

As equações que são utilizadas na formulação do problema de elementos finitos já foram apresentadas no capítulo 2, consistindo basicamente das equações (2.4.1a), (2.4.1b), (2.4.9), (2.4.11), (2.4.12) e (2.4.13). As equações (2.4.1a) e (2.4.1b), que relacionam quantidades elétricas e mecânicas do meio piezelétrico, são a base para a derivação do modelo de elementos finitos piezelétrico. Essas equações constituem o conjunto completo de equações diferenciais do modelo que descreve uma estrutura piezelétrica.

Assim, o problema é apresentado na forma diferencial, sendo sua solução obtida pelo MEF aplicando-se o princípio variacional de Hamilton (formulação variacional) ou o método de Galerkin (BATHE, 1982). O procedimento de Galerkin para o qual é obtida a chamada solução fraca do problema é mostrado em (NAILLON et al., 1983). A aplicação do método variacional encontra-se em (ALLIK; HUGHES, 1970); (LERCH, 1990).

No Método de Elementos Finitos, o corpo é subdividido em pequenos elementos discretos. Os deslocamentos mecânicos \mathbf{u} , e as forças \mathbf{F} , bem como o potencial elétrico Φ e a carga \mathbf{Q} são determinados nos nós dos elementos. Os valores dessas quantidades mecânicas e elétricas em uma posição arbitrária do elemento é dada pela combinação linear de funções de interpolação polinomial $\mathbf{N}(x, y, z)$ e os valores no ponto nodal dessas quantidades como coeficientes. Para um elemento com n nós (coordenadas nodais: (x_i, y_i, z_i) : $i = 1, 2, \dots, n$), a função de deslocamento contínuo $\mathbf{u}(x, y, z)$, por exemplo, pode ser avaliada a partir de seus vetores no ponto nodal discreto como segue (as quantidades como o sinal $\hat{\mathbf{u}}$ são os valores no ponto nodal do elemento):

$$\mathbf{u}(x, y, z) = \mathbf{N}_u(x, y, z) \hat{\mathbf{u}}(x_i, y_i, z_i) \quad (4.2.1)$$

onde:

$\hat{\mathbf{u}}$ é o vetor de deslocamentos no ponto nodal;

N_u são as funções de interpolação para o deslocamento;

Todas as outras quantidades elétricas e mecânicas x são similarmente interpoladas com funções de interpolação apropriadas N_x . Com as funções de interpolação para o deslocamento (N_u) e o potencial (N_ϕ), as equações (2.4.12) e (2.4.13) podem ser escritas da seguinte forma:

$$\mathbf{E} = -\nabla\Phi = \nabla(N_\phi\hat{\Phi}) = -\mathbf{B}_\phi\hat{\Phi} \quad (4.2.2)$$

$$\mathbf{S} = \nabla\mathbf{u} = \mathbf{B}\mathbf{u} = N_u\hat{\mathbf{u}} = \mathbf{B}_u\hat{\mathbf{u}} \quad (4.2.3)$$

onde os termos \mathbf{B}_ϕ e \mathbf{B}_u são, respectivamente, matriz campo-potencial elétrico e matriz deformação-deslocamento.

O grupo de equações diferenciais lineares que descrevem um único elemento finito piezelétrico é dado por (LERCH, 1990):

$$\mathbf{m}\hat{\mathbf{u}} + \mathbf{d}_{uu}\hat{\mathbf{u}} + \mathbf{k}_{uu}\hat{\mathbf{u}} + \mathbf{k}_{u\phi}\hat{\Phi} = \hat{\mathbf{F}}_B + \hat{\mathbf{F}}_S + \hat{\mathbf{F}}_P + \hat{\mathbf{F}}_i \quad (4.2.4a)$$

$$\mathbf{k}_{u\phi}^t\hat{\mathbf{u}} + \mathbf{k}_{\phi\phi}\hat{\Phi} = \hat{\mathbf{Q}}_S + \hat{\mathbf{Q}}_P + \hat{\mathbf{Q}}_i \quad (4.2.4b)$$

onde:

$\hat{\mathbf{u}}$ e $\hat{\mathbf{u}}$ são os vetores de velocidades e acelerações nodais, respectivamente.

\mathbf{k}_{uu} é a matriz de rigidez mecânica:

$$\mathbf{k}_{uu} = \iiint \mathbf{B}_u^t \mathbf{c}^E \mathbf{B}_u dV \quad (4.2.5a)$$

\mathbf{d}_{uu} é a matriz de amortecimento mecânico, dada pela expressão de Rayleigh, que relaciona o amortecimento mecânico com as matrizes de massa e de rigidez mecânica através de constantes α e β pela seguinte equação:

$$\mathbf{d}_{uu} = \alpha^{(e)} \iiint \rho \mathbf{N}_u^t \mathbf{N}_u dV + \beta^{(e)} \iiint \mathbf{B}_u^t \mathbf{c}^E \mathbf{B}_u dV \quad (4.2.5b)$$

$\mathbf{k}_{u\phi}$ é a matriz de rigidez piezelétrica:

$$\mathbf{k}_{u\phi} = \iiint \mathbf{B}_u^t \mathbf{e}^t \mathbf{B}_\phi dV \quad (4.2.5c)$$

$\mathbf{k}_{\phi\phi}$ é a matriz de rigidez dielétrica:

$$\mathbf{k}_{\phi\phi} = \iiint \mathbf{B}_\phi^t \boldsymbol{\varepsilon}^S \mathbf{B}_\phi dV \quad (4.2.5d)$$

\mathbf{m} é a matriz de massa:

$$\mathbf{m} = \iiint \rho \mathbf{N}_u^t \mathbf{N}_u dV \quad (4.2.5e)$$

$\hat{\mathbf{F}}_B$ é a força mecânica no corpo:

$$\hat{\mathbf{F}}_B = \iiint \mathbf{N}_u^t \mathbf{N}_{FB} f_B^{(e)} dV \quad (4.2.5f)$$

$\hat{\mathbf{F}}_S$ é a força mecânica na superfície:

$$\hat{\mathbf{F}}_S = \iint \mathbf{N}_u^t \mathbf{N}_{FS} f_S^{(e)} dA \quad (4.2.5g)$$

$\hat{\mathbf{F}}_p$ são as forças mecânicas no ponto:

$$\hat{\mathbf{F}}_P = \mathbf{N}_u^t \mathbf{F}_P^{(e)} \quad (4.2.5h)$$

$\hat{\mathbf{Q}}_S$ são as cargas elétricas na superfície:

$$\hat{\mathbf{Q}}_S = -\iint \mathbf{N}_\Phi^t \mathbf{N}_{QS} \mathbf{q}_S^{(e)} \quad (4.2.5.i)$$

$\hat{\mathbf{Q}}_P$ são as cargas elétricas no ponto:

$$\hat{\mathbf{Q}}_P = -\mathbf{N}_\Phi^t \mathbf{Q}_P^{(e)} \quad (4.2.5j)$$

$\hat{\mathbf{F}}_i$ e $\hat{\mathbf{Q}}_i$ são as forças, e cargas internas, respectivamente.

$\alpha^{(e)}$, $\beta^{(e)}$ são os coeficientes de amortecimento do elemento;

$f_B^{(e)}$ é a força externa no corpo do elemento;

$f_S^{(e)}$ é a força externa na superfície do elemento;

$\mathbf{F}_P^{(e)}$ é a força no ponto externo do elemento;

$q_S^{(e)}$ é carga externa na superfície do elemento;

$\mathbf{Q}_P^{(e)}$ é a carga no ponto externo do elemento;

A subdivisão da área ou corpo em elementos finitos resulta em uma malha composta de vários elementos individuais. A malha completa de um meio piezelétrico é matematicamente descrita por um grupo de equações diferenciais lineares. As equações resultantes podem ser representadas na forma matricial pela montagem de todas as equações individuais. As equações são escritas em termos do deslocamento $\{\mathbf{u}\}$ e do potencial elétrico $\{\Phi\}$ nos pontos nodais. As funções escritas em termos das forças mecânicas $\{\mathbf{F}\}$ e cargas elétricas $\{\mathbf{Q}\}$, assim, as equações (4.2.4a) e (4.2.4b) podem ser reescritas da seguinte forma (LERCH, 1990):

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{D}_{uu}]\{\dot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{K}_{uu}]\{\mathbf{u}\} + [\mathbf{K}_{u\Phi}]\{\Phi\} = \{\mathbf{F}\} \quad (4.2.6a)$$

$$[\mathbf{K}_{u\Phi}]^t\{\mathbf{u}\} + [\mathbf{K}_{\Phi\Phi}]\{\Phi\} = \{\mathbf{Q}\} \quad (4.2.6b)$$

4.3 Amortecimento

O amortecimento de uma estrutura é determinado pela matriz de amortecimento $[\mathbf{D}_{uu}]$, a qual pode ser introduzida no ANSYS através de técnicas padrão. No caso geral, essas matrizes podem ser montadas a partir das propriedades de amortecimento da estrutura, que é geralmente dependente da frequência. Uma dependência arbitrária da frequência no amortecimento, porém, exige mais do que dois coeficientes de amortecimento. Isto resultaria em uma matriz de amortecimento cheia e conseqüentemente em uma quantidade significativa de esforço computacional. Na prática, é conveniente, portanto, aproximar o comportamento do amortecimento através da equação (4.2.5b).

Assim, quatro tipos de amortecimentos físicos podem ser modelados, de acordo com os valores dos coeficientes de amortecimento α e β : o caso não amortecido ($\alpha = 0$; $\beta = 0$); o amortecimento viscoso, quando a estrutura vibra em um meio fluido, como por exemplo ar, gás, água ou óleo ($\alpha = 0$; $\beta > 0$); o amortecimento proporcional à massa ($\alpha > 0$; $\beta = 0$) e o amortecimento de Rayleigh ($\alpha > 0$; $\beta > 0$). Os valores dos coeficientes de Rayleigh α e β dependem das características de dissipação de energia da estrutura considerada. Para manipular estruturas com amortecimento não uniforme, os valores de α e β podem variar de elemento para elemento (LERCH, 1990). Quando a estrutura que apresenta amortecimento está sujeita a uma excitação cíclica (harmônica) surge o efeito de histerese (MEIROVITCH, 1986) e, nesse caso, mostra-se que a estrutura pode ser tratada como estando sujeita a um amortecimento viscoso ($\alpha = 0$), dessa forma, a matriz de amortecimento torna-se:

$$[\mathbf{D}_{uu}] = \frac{1}{\omega Q_m} [\mathbf{K}_{uu}] \quad (4.3.1)$$

onde Q_m é o fator de qualidade mecânico do material piezelétrico, que pode ser determinado experimentalmente utilizando análises elétricas, como descrito em NADER, (2002).

Além do amortecimento estrutural mecânico, pode-se considerar também a matriz de amortecimento dielétrica, que caracteriza as perdas dielétricas e é dada pela equação:

$$[\mathbf{D}_{\Phi\Phi}] = \frac{1}{\omega} \int_V \mathbf{N}_{\Phi}^t \boldsymbol{\varepsilon}^d \mathbf{N}_{\Phi} dV \quad (4.3.2)$$

onde \mathbf{N}_{Φ} é a função de interpolação de potencial elétrico e a matriz $\boldsymbol{\varepsilon}^d$ está relacionada com a matriz $\boldsymbol{\varepsilon}^s$ através de:

$$\boldsymbol{\varepsilon}^d = -\tan \delta_E \boldsymbol{\varepsilon}^s \quad (4.3.3)$$

o fator de perda dielétrica é:

$$h^d = -\tan \delta_E \quad (4.3.4)$$

e obtém-se a solução para a equação (4.3.2):

$$[\mathbf{D}_{\Phi\Phi}] = -\frac{h^d}{\omega} [\mathbf{K}_{\Phi\Phi}] \quad (4.3.5)$$

Essas perdas dielétricas provocam uma alteração de fase entre a tensão e a corrente elétrica. Assim, considerando o amortecimento dielétrico, o sistema de equações (4.2.6a e 4.2.6b) fica (ANSYS); (SILVA, 1993):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{D}_{uu} & 0 \\ 0 & \mathbf{D}_{\Phi\Phi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{u}} \\ \dot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{u\Phi} \\ \mathbf{K}_{u\Phi}^t & -\mathbf{K}_{\Phi\Phi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \Phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{Q} \end{Bmatrix} \quad (4.3.6)$$

4.4 Coeficiente de Acoplamento Eletromecânico

O coeficiente de acoplamento eletromecânico k avalia a capacidade de conversão de energia elétrica e energia mecânica para um material piezoeletrico, esse parâmetro é definido em Naillon et al. (1983); Lerch (1990) e Ikeda (1996) como:

$$k^2 = \frac{E_m^2}{E_{st}E_d} \quad (4.4.1)$$

onde E_m é a energia mútua do sistema, E_{st} é a energia elástica e E_d é a energia dielétrica.

Em termos de matrizes de elementos finitos piezoeletricos, as energias são escritas:

$$E_m = \frac{1}{4} (\mathbf{u}^t \mathbf{K}_{u\Phi} \Phi + \Phi^t \mathbf{K}_{u\Phi}^t \mathbf{u}) \quad (4.4.2a)$$

$$E_{st} = \frac{1}{2} \mathbf{u}^t \mathbf{K}_{uu} \mathbf{u} \quad (4.4.2b)$$

$$E_d = \frac{1}{2} \Phi^t \mathbf{K}_{\Phi\Phi} \Phi \quad (4.4.2c)$$

A magnitude do coeficiente de acoplamento eletromecânico representa a importância relativa de um modo particular sobre os demais na resposta do transdutor.

O ANSYS não fornece o valor do coeficiente de acoplamento eletromecânico dado pela equação (4.4.1). Na prática, o coeficiente de acoplamento eletromecânico é obtido analisando-se as frequências de ressonância e anti-ressonância de um transdutor. A impedância elétrica de entrada revela as ressonâncias e anti-ressonâncias do dispositivo. A ressonância é a frequência natural para os eletrodos em curto-circuito, e a anti-ressonância para as condições de circuito aberto. As ressonâncias são excitadas por pulsos de potencial elétrico e a anti-ressonância por pulsos de carga elétrica. Deste modo, as frequências de ressonância (f_r) são representadas respectivamente pela mínima e as frequências de anti-ressonância (f_a) pela máxima impedância elétrica de entrada. Assim, o coeficiente de acoplamento eletromecânico pode ser determinado a partir das frequências de ressonância e anti-ressonância usando a seguinte fórmula aproximada (NAILLON et al., 1983); (LERCH, 1990):

$$k^2 = \frac{f_a^2 - f_r^2}{f_a^2} \quad (4.4.3)$$

Chang; Lin definem o coeficiente de acoplamento eletromecânico obtido através da equação (4.4.3) como coeficiente de acoplamento eletromecânico dinâmico, o qual é obtido apenas nas frequências onde há modos naturais de vibração. Esse parâmetro pode ser utilizado para avaliar a eficiência de conversão eletromecânica somente em intervalos que correspondem a frequências de ressonância seguidas por frequências de anti-ressonância, constituindo pontos discretos. Já o coeficiente de acoplamento eletromecânico da equação (4.4.1) é aplicável para qualquer frequência incluindo as frequências de ressonância e anti-ressonância, constituindo uma curva contínua.

4.5 Aplicação do Método de Elementos Finitos

Neste trabalho, as análises numéricas do transdutor piezelétrico de potência, do amplificador mecânico e do sonotrodo são realizadas utilizando-se o software comercial ANSYS. Esse pacote permite simular tais elementos com boas aproximações de suas realidades. O ANSYS é capaz de resolver problemas lineares e não-lineares em Engenharia, quando não-linearidades estruturais podem ocorrer devido ao comportamento não-linear dos materiais, grandes deformações ou condições de contorno envolvendo problemas de contato (NADER, 2002).

As simulações do transdutor, do transdutor acoplado ao amplificador e do conjunto transdutor-amplificador-sonotrodo cilíndrico são realizadas em duas dimensões através de modelos axi-simétricos, devido ao alto custo computacional dos modelos tridimensionais. Já as análises do conjunto transdutor-amplificador-sonotrodo do tipo lâmina-larga são realizadas usando-se modelos tridimensionais, devido à complexidade geométrica do sonotrodo. Nesse modelo, são aplicadas condições de simetria, dessa forma, usa-se apenas 1/4 do volume do conjunto, reduzindo-se assim o tempo de processamento. As simulações desses elementos são feitas através de modelos tridimensionais para possibilitar um levantamento da distribuição da vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo e assim, compará-la com uma varredura da distribuição de deslocamento na face de trabalho do sonotrodo, usando-se um vibrômetro laser.

A teoria apresentada no capítulo 2 aplica-se a materiais piezelétricos e não-piezelétricos. O ANSYS resolve as equações de equilíbrio desses materiais, e para isso é necessário inserir os valores das constantes das equações constitutivas apresentadas no capítulo 2. No MEF, a modelagem de um material piezelétrico ou não-piezelétrico obedece inicialmente às equações de equilíbrio (2.4.9 e 2.4.11). As constantes inseridas no ANSYS para um sólido não-piezelétrico são as relacionadas com a lei de Hooke, dada pela equação (2.3.7), e para um sólido piezelétrico insere-se as constantes das equações constitutivas 2.4.1a e 2.4.1b.

Os tipos de soluções possíveis no ANSYS para as equações piezelétricas incluem: análise estática, usada para a determinação de deslocamento ou potencial

elétrico; análise dinâmica, usada para a determinação da resposta do sistema a excitações harmônica ou transiente; e análise modal, usada para determinação das frequências naturais e modos de vibrar. Neste trabalho, o transdutor é analisado usando-se análises harmônicas, o amplificador mecânico e os sonotrodos são analisados através de análises modais, o conjunto transdutor-amplificador-sonotrodo cilíndrico é analisado através de análises harmônicas e o conjunto transdutor-amplificador-sonotrodo lâmina-larga é analisado através de análises modais e harmônicas.

Na análise modal, a equação do movimento para um sistema não amortecido é dada por (ANSYS):

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = 0 \quad (4.5.1)$$

A frequência natural é determinada por:

$$|[\mathbf{K}] - \omega^2 [\mathbf{M}]| = 0 \quad (4.5.2)$$

onde a frequência natural é dada por:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (4.5.3)$$

Na análise harmônica, resolve-se um problema do tipo :

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{D}]\{\dot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = \mathbf{F}(\mathbf{t}) \quad (4.5.4)$$

sendo:

$$\mathbf{F}(\mathbf{t}) = F_0 e^{j\omega t} \quad (4.5.5.a)$$

$$\mathbf{u} = u_0 e^{j(\omega t + \varphi)} \quad (4.5.5b)$$

4.5.1 Modelos Bidimensionais

O uso de modelos bidimensionais em simulações usando-se o Método de elementos finitos é bastante comum, pois além de reduzir o tempo de processamento, o uso desses modelos elimina problemas devido às limitações de memória com os quais os softwares de elementos finitos trabalham.

O software ANSYS trabalha basicamente com três tipos de modelos bidimensionais:

- Estado Plano de Tensões Mecânicas;
- Estado Plano de Deformações mecânicas;
- Axi-simétrico, que é comumente usado na simulação de estruturas cilíndricas;

O uso do estado plano de tensões ou de deformações mecânicas depende basicamente das dimensões dos materiais.

O estado plano de tensões mecânicas é usado em estruturas que possuem uma geometria onde as dimensões da largura (direção x) e do comprimento (direção y) são comparáveis, porém, muito maiores que a espessura, e as cargas são aplicadas uniformemente sobre a espessura da placa:

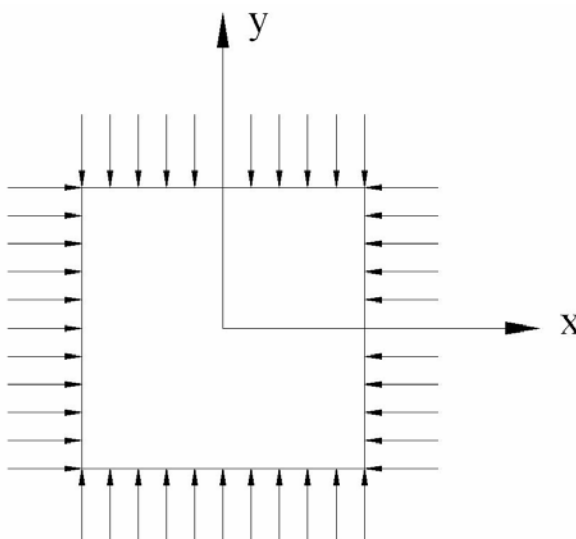


Figura 4.5.1.1. Estado plano de tensões mecânicas.

O estado plano de deformações mecânicas é usado em estruturas que possuem largura (direção z) muito maior do que o comprimento (direção x) e a espessura (direção y), as cargas são distribuídas uniformemente em relação à largura e atuam perpendicularmente a essa:

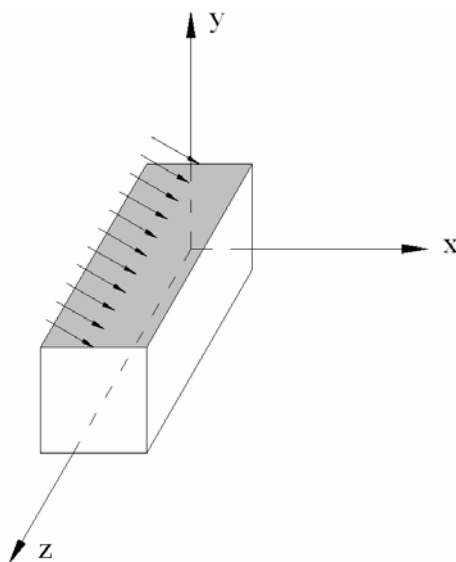


Figura 4.5.1.2. Estado plano de deformações mecânicas.

A transformação das propriedades do material do sistema tridimensional para um modelo bidimensional axi-simétrico, ou seja, do sistema de coordenadas cartesianas xyz para o sistema de coordenadas cilíndricas $r\theta z$, se dá como mostra a Figura 4.5.1.3 (NADER, 2002):

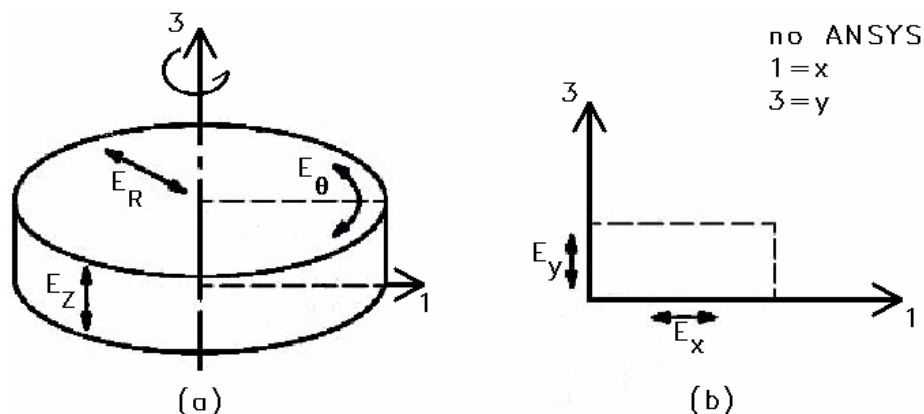


Figura 4.5.1.3. (a) sistema axi-simétrico em coordenadas cilíndricas; (b) sistema em coordenadas cartesianas.

A transformação das matrizes com as constantes de um material piezelétrico do modelo tridimensional para um modelo bidimensional axi-simétrico é mostrada

em Johnson; Pal (2000). Consiste em comutar as direções y e z e apagar as linhas e colunas que representam os termos z e yz. Nos modelos bidimensionais, o ANSYS considera a polarização na direção y, enquanto que nos modelos tridimensionais, a polarização pode ser considerada na direção z (equação 2.4.8). Os materiais isotrópicos não sofrem alterações nas matrizes devido à simetria (NADER, 2002).

Os fabricantes de materiais piezelétricos não publicam as propriedades do material em um formato que possa ser inserido diretamente no ANSYS. Os dados fornecidos pelos fabricantes precisam ser convertidos antes de serem introduzidos no ANSYS. Geralmente, as matrizes inseridas no ANSYS são: a matriz dielétrica ϵ^S , a matriz piezelétrica e e a matriz de rigidez c^E .

A matriz dielétrica ϵ^S define a permissividade elétrica, cuja unidade é tipicamente Farad/metro. Essa matriz é dada pela equação (2.4.3), constituindo uma matriz 3X3. Para um modelo bidimensional, essa matriz se reduz a uma matriz 2X2, dada por:

$$\epsilon^S = \begin{bmatrix} \epsilon_{11}^S & 0 \\ 0 & \epsilon_{33}^S \end{bmatrix} \quad (4.5.1.1)$$

onde ϵ_{33}^S corresponde à direção y, que é o eixo de polarização.

A matriz piezelétrica e relaciona o campo elétrico à tensão, cuja unidade é tipicamente dada em Coulomb/metro². Para um modelo 3D, essa matriz é dada pela equação (2.4.2), que é 6X3. Em um modelo bidimensional, essa matriz reduz-se a uma matriz 4X2:

$$e = \begin{bmatrix} 0 & e_{31} \\ 0 & e_{33} \\ 0 & e_{31} \\ e_{15} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.5.1.2)$$

Uma modificação adicional com relação à polarização pode ser feita na matriz piezelétrica (JOHNSON; PAL, 2000). Em um transdutor de potência, as partes são

montadas tal que cada par adjacente tenha as direções de polarização em sentidos opostos para possibilitar a ligação em paralelo, como mostra a Figura 4.5.1.4:

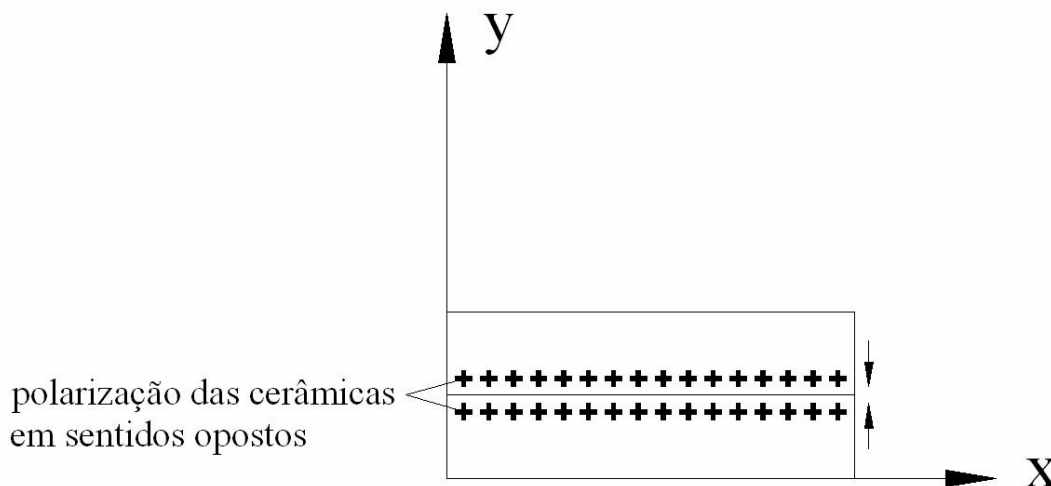


Figura 4.5.1.4. Cerâmicas piezelétricas montadas com a direção da polarização em sentidos opostos.

Isso tende a aumentar a resposta do transdutor, já que ambas as partes vão se contrair e expandir em direções opostas a partir de sua face, o que ocorre porque as polarizações estão invertidas em uma face comum. No ANSYS, essa definição pode ser tratada simplesmente pela mudança dos sinais dos termos da matriz piezelétrica. Como exemplo, a Figura 4.5.1.4 apresenta dois discos piezelétricos com a mesma polaridade, porém, empilhados com as direções de polarização em sentidos opostos. Para esses casos, é comum defini-los no ANSYS como sendo dois materiais distintos, os quais possuem a mesma matriz dielétrica ϵ^S e a mesma matriz de rigidez \mathbf{c}^E , porém, na matriz piezelétrica, cada termo possui um sinal invertido:

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} 0 & -e_{31} \\ 0 & -e_{33} \\ 0 & -e_{31} \\ -e_{15} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.5.1.3)$$

A matriz de rigidez \mathbf{c}^E é dada tipicamente em Newtons/metro², constituindo uma matriz 6X6 dada pela equação (2.4.4), em um modelo bidimensional, reduz-se a uma matriz 4X4:

$$\mathbf{c}^E = \begin{bmatrix} c_{11}^E & c_{13}^E & c_{12}^E & 0 \\ c_{13}^E & c_{33}^E & c_{13}^E & 0 \\ c_{12}^E & c_{12}^E & c_{11}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44}^E \end{bmatrix} \quad (4.5.1.4)$$

5 OTIMIZAÇÃO

A otimização de um projeto é um processo que consiste na busca racionalizada da solução ótima do mesmo, a qual é obtida de forma sistemática, segundo especificações de objetivo e limitações. Virtualmente, qualquer aspecto de um projeto pode ser otimizado: dimensões (tais como espessura), forma (como por exemplo um raio de curvatura), frequência natural, etc. (ANSYS). Para isso, são usados algoritmos numéricos de otimização, o que reduz o tempo para se encontrar a solução ótima, tornando o resultado independente do analista. O algoritmo numérico de otimização deve trabalhar em conjunto com um algoritmo de análise estrutural, o qual verifica se a solução proposta pelo primeiro é realmente melhor ou não (SILVA).

Atualmente, existem três abordagens básicas em otimização estrutural: otimização paramétrica, otimização de forma e otimização topológica.

Na otimização paramétrica são otimizadas as dimensões da estrutura, tais como largura, altura e espessura, mantendo-se sua forma pré-definida e alterando-se apenas as dimensões.

Na otimização de forma, são alterados os contornos (internos e externos) da estrutura, esses contornos são parametrizados por curvas splines e os parâmetros dessas curvas constituem as variáveis de projeto a serem otimizadas.

Já a otimização topológica (LIMA, 2002; CARBONARI, 2003), permite distribuir o material no interior da estrutura de forma a maximizar ou minimizar uma função custo especificada (como por exemplo, máxima rigidez e mínimo volume de material).

Na formulação de um problema de otimização estão presentes os seguintes conceitos: variáveis de projeto, função objetivo e restrições ou variáveis de estado (HAFTKA; GÜRDAL, 1992), (SILVA), cujos conceitos serão apresentados a seguir.

5.1 Variáveis de Projeto

As variáveis de projeto são as variáveis independentes que constituem os parâmetros do problema, e que podem ser alteradas para otimizar o projeto. Essas variáveis podem ser, por exemplo, uma área de seção, uma certa dimensão a ser alterada, uma propriedade do material etc.

Variáveis de projeto são classificadas em variáveis contínuas e discretas. As variáveis contínuas podem assumir qualquer valor, já as variáveis discretas estão limitadas a valores isolados. Assim, por exemplo, o diâmetro de uma viga tubular seria uma variável discreta, já que existem apenas alguns diâmetros de tubos disponíveis no mercado, já o seu comprimento pode ser uma variável contínua, uma vez que pode-se cortar o tubo em qualquer comprimento. Variáveis que indicam valores de materiais também são em geral discretas, já que temos um número limitado de materiais disponíveis.

5.2 Função Objetivo

A função objetivo é a variável dependente que se quer maximizar ou minimizar e é uma função dependente das variáveis de projeto escolhidas, pois, mudando-se o valor das variáveis de projeto muda-se o valor da função objetivo. A função objetivo deve ser usada como uma medida da eficiência do projeto.

Uma otimização com mais de uma função objetivo é chamada de multiobjetivo, ou multicritério.

O sucesso da otimização vai depender também da formulação da função objetivo. Assim, é importante encontrar uma função ou uma expressão matemática adequada que quantifique corretamente a eficiência do projeto, o que muitas vezes não é fácil.

É importante chamar a atenção para algumas equivalências clássicas de função objetivo que podem tornar o problema matematicamente mais simples. Assim,

maximizar f é a mesma coisa que minimizar $-f$ ou $1/f$, ou maximizar $k*f$ (onde k é uma constante), e maximizar $|x|$ pode ser substituído por maximizar x^2 , o que evita singularidades na derivada da função objetivo.

5.3 Restrições ou Variáveis de Estado

As variáveis de estado são as quantidades dependentes que restringem o projeto, constituindo limitações impostas para se obter a solução otimizada, e são tipicamente funções das variáveis de projeto. Essas restrições são classificadas em três tipos: laterais, igualdade e desigualdade.

Considerando um conjunto de variáveis de projeto $\mathbf{x} = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\}$, uma restrição é lateral se for do tipo:

$$x_{\min_i} \leq x_i \leq x_{\max_i} \quad i = 1, \dots, n, \quad (5.3.1)$$

uma restrição de desigualdade é do tipo:

$$g_j(x) \geq 0, \quad j = 1, \dots, n_g, \quad (5.3.2)$$

e uma restrição de igualdade é do tipo:

$$h_k(x) = 0, \quad k = 1, \dots, n_h. \quad (5.3.3)$$

Deve-se evitar, na medida do possível, um grande número de restrições no problema, pois isso encarece consideravelmente o custo computacional da otimização.

As restrições também são classificadas como locais e globais. Restrições locais se referem a um ponto localizado no domínio, como por exemplo, restrições de

tensão mecânica e deslocamento num ponto. A restrição global se refere à estrutura como um todo, como por exemplo, restrições de volume e frequência de ressonância.

Com relação ao estado, uma restrição é classificada em ativa e inativa. Uma restrição está ativa quando:

$$g_j(x) = 0$$

e uma restrição está inativa quando:

$$g_j(x) \geq 0$$

No final de uma otimização, espera-se que todas as restrições estejam ativas, caso contrário, as que estão inativas não seriam, inicialmente, necessárias no problema de otimização, pois não influenciam o problema. Por outro lado, existem restrições ativas que podem ser eliminadas sem alterar o resultado final. No entanto, é muito difícil saber de antemão quais as restrições que influenciam ou não o resultado da otimização, assim, todas devem ser consideradas.

Definido as variáveis de projeto, a função objetivo e as restrições, um problema de otimização é formulado como:

Minimizar $f(x)$

x

tal que $g_j(x) \geq 0, \quad j = 1, \dots, n_g,$

$$h_k(x) = 0, \quad k = 1, \dots, n_h,$$

onde x denota o vetor de variáveis de projeto com componentes $x_i, i = 1, \dots, n$. A formulação do problema como uma maximização, ou a utilização de $g_j(x) \geq 0$ ao invés de $g_j(x) \leq 0$, é apenas uma questão de notação.

5.4 Otimização Usando o Software ANSYS

No ANSYS, qualquer item que pode ser expresso em termos de parâmetro pode ser otimizado. Para a otimização do projeto, é usado o Método de Primeira Ordem (HAFTKA; GÜRDAL, 1992), (ANSYS); (SILVA), que se utiliza das derivadas da função objetivo para encontrar o ponto ótimo.

O algoritmo implementado no ANSYS realiza uma série de ciclos de análise-avaliação-modificação. Isto é, uma análise do projeto inicial é realizada, os resultados são avaliados junto a critérios de projeto especificados, e o projeto é modificado, se necessário. Este processo é repetido até que todos os critérios especificados sejam satisfeitos. O ANSYS permite ao usuário definir até 60 variáveis de projeto e 100 variáveis de estado, porém, somente uma função objetivo pode ser especificada. Em uma otimização, as variáveis de projeto, as variáveis de estado e a função objetivo são representadas por variáveis nomeadas pelo usuário, e que constituem os chamados parâmetros. O usuário deve identificar quais parâmetros no modelo são variáveis de projeto, variáveis de estado e função objetivo.

Um projeto (ou grupo de projetos) é simplesmente um único grupo de valores de parâmetros que representam uma configuração de modelo particular. Tipicamente, um projeto é caracterizado pelos valores das variáveis de otimização, porém, todos os parâmetros do modelo (incluindo aqueles não identificados como variáveis de otimização) são incluídos no grupo. Um projeto viável é aquele que satisfaz todas as restrições especificadas, se qualquer uma das restrições não é satisfeita, o projeto é considerado inviável. O melhor projeto é aquele que satisfaz todas as restrições e produz o valor mínimo da função objetivo.

Para a realização de uma otimização, o ANSYS precisa de um arquivo de análise, que pode ser feito de vários modos. Esse arquivo contém uma seqüência completa de análise (pré-processamento, solução e pós-processamento). O arquivo de análise deve conter um modelo definido parametricamente, usando parâmetros que representam todas as variáveis de projeto, variáveis de estado e a função objetivo. A partir desse arquivo, um arquivo de “loop” é criado e usado para realizar a análise.

Um “loop” é um passo através do ciclo de análise. Uma iteração é um ou mais ciclos de análise que resultam em um novo projeto.

A base de dados da otimização inclui as definições das variáveis de otimização, parâmetros, todas as especificações da otimização e os grupos de projeto acumulados.

Um fluxograma que representa o caminho da informação durante uma análise de otimização é mostrado na Figura 5.4.1:

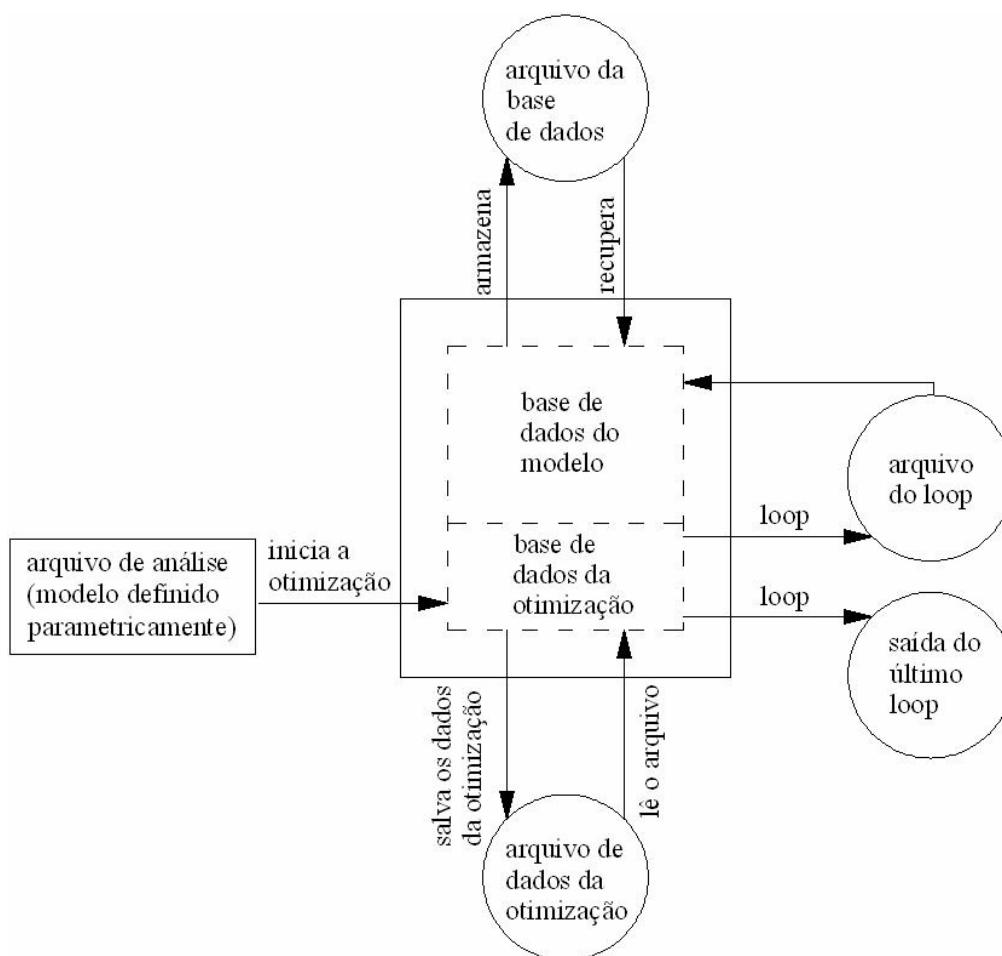


Figura 5.4.1. Fluxograma de um processo de otimização no ANSYS.

5.5 Otimização do Sonotrodo Cilíndrico

Uma representação de um sonotrodo cilíndrico usado no processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som é mostrado na Figura 5.5.1:

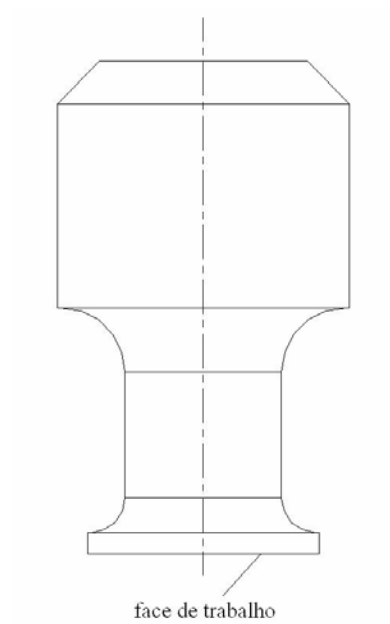


Figura 5.5.1. Sonotrodo cilíndrico usado no processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som.

A otimização do sonotrodo é feita com o objetivo de se maximizar a distribuição de vibração ao longo de sua face de trabalho, de forma que todos os pontos ao longo dessa face vibrem com a mesma amplitude.

A representação do sonotrodo cilíndrico com os parâmetros a serem otimizados é mostrada na Figura 5.5.2:

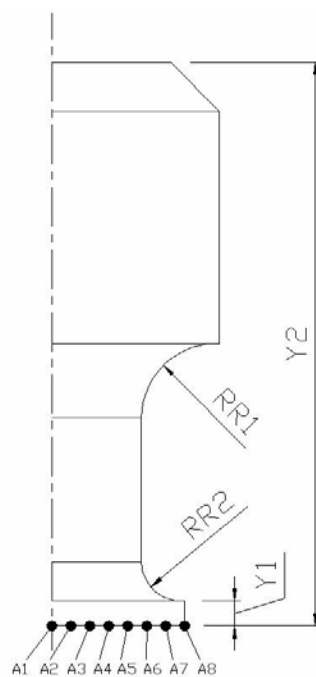


Figura 5.5.2. Representação do sonotrodo cilíndrico com os parâmetros de projeto.

Na Figura 5.5.2, as variáveis de projeto são representadas por RR1, RR2, Y1 e Y2, onde RR1 e RR2 são raios de curvatura, Y1 e Y2 são parâmetros que designam alturas. Dessas variáveis de projeto, a altura Y1 é a que mais afeta a distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo, uma altura Y1 muito pequena produz uma pequena dobra na borda da face de trabalho do sonotrodo quando este está em ressonância, e dessa forma, a vibração produzida na borda da face de trabalho do sonotrodo é maior do que a vibração produzida no centro. Esse sonotrodo ressona em uma frequência de 20 kHz, porém, uma alteração do parâmetro Y1, também altera a frequência de ressonância do sonotrodo, por isso, o comprimento total do sonotrodo Y2 também é parametrizado como uma variável de projeto, dessa forma, o parâmetro Y2 também deve ser encontrado, de modo que a frequência natural do sonotrodo permaneça em 20 kHz.

As restrições para a otimização do projeto do sonotrodo são designadas a partir dos deslocamentos A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7 e A8, essas variáveis representam a amplitude do deslocamento de cada ponto ao longo da face de trabalho do sonotrodo. Para que todos os pontos ao longo da face do sonotrodo vibrem com a mesma amplitude, é necessário que: $A1 = A2 = A3 = A4 = A5 = A6 = A7 = A8$. Assim, as restrições podem ser estabelecidas da seguinte forma:

$$DIV2 = \frac{A1}{A2}; DIV3 = \frac{A1}{A3}; DIV4 = \frac{A1}{A4}; DIV5 = \frac{A1}{A5}; DIV6 = \frac{A1}{A6}; DIV7 = \frac{A1}{A7}; DIV8 = \frac{A1}{A8}$$

A colocação das restrições é feita nessa forma com o objetivo de que todos os pontos vibrem com a mesma amplitude de A1, que corresponde ao deslocamento no centro do sonotrodo, e assim:

$$\frac{A1}{An} = 1$$

A função objetivo é maximizar o deslocamento A1, que consiste na mesma coisa que minimizar $1/A1$, no entanto, o ANSYS não aceita a entrada de $1/A1$ como função objetivo, por isso foi criada uma nova função, dada por: $A0 = 1/A1$. Assim, o problema de otimização fica:

Minimizar A_0

RR1 RR2 Y1 Y2

tal que $0,90 \leq DIV2 \leq 1,10$

$0,90 \leq DIV3 \leq 1,10$

$0,90 \leq DIV4 \leq 1,10$

$0,90 \leq DIV5 \leq 1,10$

$0,90 \leq DIV6 \leq 1,10$

$0,90 \leq DIV7 \leq 1,10$

$0,90 \leq DIV8 \leq 1,10$

O usuário deve especificar valores mínimos e máximos permissíveis para as variáveis de projeto e as variáveis de estado, para que o projeto ótimo seja obtido dentro desses limites. Os limites mínimos e máximos usados para as variáveis de projeto são listados abaixo:

$3mm \leq RR1 \leq 8,5mm$

$3mm \leq RR2 \leq 15,5mm$

$4mm \leq Y1 \leq 25mm$

$100mm \leq Y2 \leq 130mm$

A tolerância define a variação admissível para a convergência. Essa tolerância é dada por:

Função objetivo: $0,01 * (\text{valor inicial da função objetivo})$.

Variáveis de projeto: $0,01 * (\text{limite máximo} - \text{limite mínimo})$.

Variáveis de estado: $0,01 * (\text{limite máximo} - \text{limite mínimo})$.

5.6 Medição de Vibração

Técnicas ópticas são aplicadas em diversos campos da pesquisa e de engenharia de precisão. O método óptico de medição utilizado neste trabalho é a técnica interferométrica, que se baseia na medição da fase do padrão de interferência da onda de luz laser, sendo dessa forma, um sistema muito sensível para medição de pequenas vibrações. Esse princípio é bastante usado para medições de deslocamento estático, quasi-estático e dinâmico.

Chama-se de interferômetro o dispositivo no qual a luz proveniente de uma fonte luminosa é, de alguma forma, dividida. Uma parte da luz proveniente de uma fonte luminosa é, de alguma forma, refletida e dividida. A outra parte da luz é projetada sobre o objeto e após a reflexão, é unida novamente com a primeira parte da luz que é utilizada como onda de referência, produzindo-se assim, franjas de interferência (YATAGAI).

A técnica interferométrica utilizada neste trabalho para a medição da vibração na face de trabalho dos sonotrodos é a interferometria heteródina, onde os feixes que se interferem possuem frequências ligeiramente diferentes, e constituem sistemas bastante eficientes para medição de velocidade. Na interferometria heteródina é usado um interferômetro de Mach-Zehnder. A interferometria heteródina possui a vantagem de filtrar as vibrações ambientes através de uma modulação em frequência do sinal óptico.

Há também a interferometria homódina onde os feixes que se interferem possuem a mesma frequência óptica, esse sistema é bastante usado para medição de pequenos deslocamentos e geralmente utilizam um interferômetro de Michelson, como em Nader (2002).

5.6.1 Vibrômetro Laser Doppler

O equipamento utilizado neste trabalho é um vibrômetro laser Doppler fabricado pela empresa Polytec (POLYTEC). Basicamente, o vibrômetro consiste de um controlador (modelo OFV-3020), que contém um decodificador de velocidade e um decodificador de deslocamento, e um sensor (modelo OFV-323), o qual contém um interferômetro de Mach-Zehnder. O uso do decodificador de velocidade ou do decodificador de deslocamento é definido pelo usuário em função do parâmetro a ser medido. Uma representação do caminho dos sinais no vibrômetro é mostrada na Figura 5.6.1.1.

No vibrômetro, um feixe de laser hélio-neônio é focado de forma a incidir normal à superfície sob investigação. O feixe é refletido para o interferômetro no sensor. O interferômetro compara a fase φ_{mod} e a frequência f_{mod} do feixe do objeto com aquela da referência do feixe interno φ_0 e f_0 . A diferença de frequência é proporcional à velocidade instantânea e a diferença de fase é proporcional à posição instantânea do objeto.

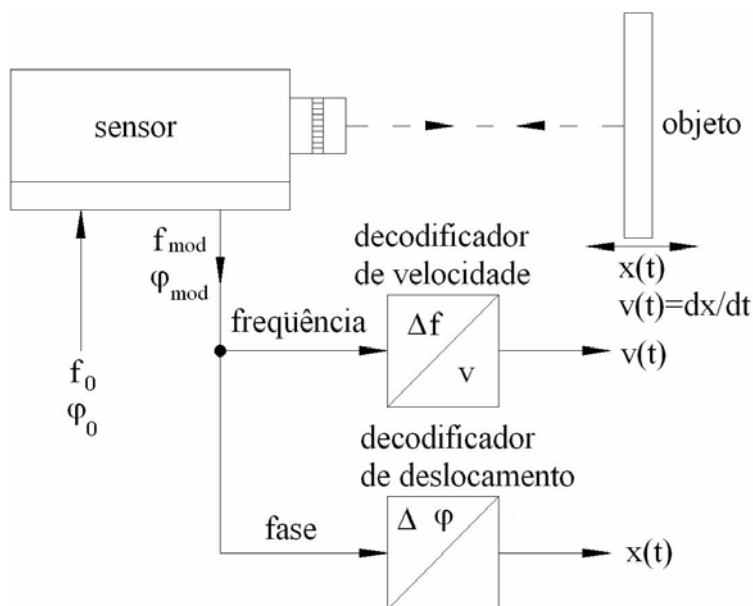


Figura 5.6.1.1. Representação do caminho dos sinais elétricos no vibrômetro.

No controlador, o sinal resultante é decodificado usando o decodificador de velocidade ou o decodificador de deslocamento. Dois sinais de tensão elétrica são

gerados, os quais são proporcionais à velocidade e ao deslocamento do objeto. Esses sinais são disponibilizados em saídas localizadas na parte da frente do controlador como um sinal analógico, que pode ser processado, ou medido através de um osciloscópio, e dessa forma, a medição do deslocamento ou da velocidade pode ser feita instantaneamente.

O vibrômetro fornece os sinais de deslocamento e velocidade de forma independente. No caso de vibrações harmônicas, os sinais da velocidade e do deslocamento fornecem a mesma relação dada por:

$$\hat{v} = 2\pi f\hat{x} \quad (5.6.1.1)$$

onde: \hat{v} = amplitude da velocidade; \hat{x} = amplitude do deslocamento;

A medição de velocidade e deslocamento é feita com o vibrômetro laser Doppler da Polytec. Esse equipamento utiliza um interferômetro de Mach-Zehnder cuja configuração óptica é mostrada na Figura 5.6.1.2:

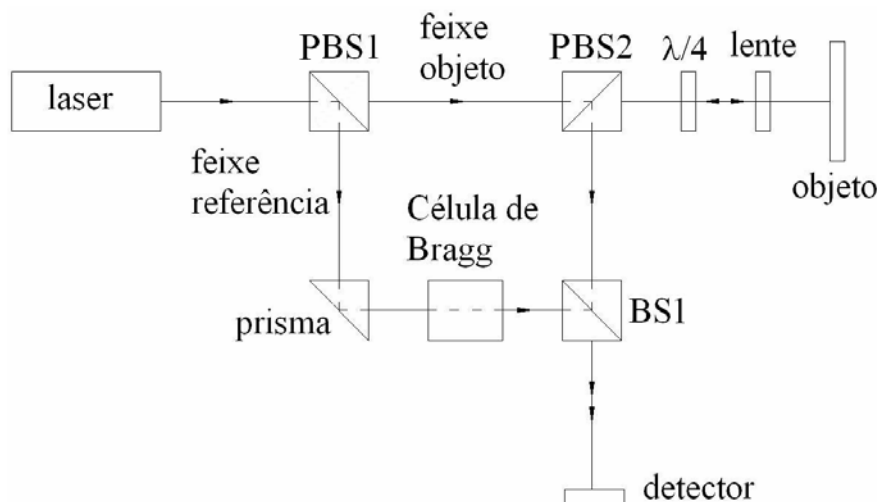


Figura 5.6.1.2. Configuração óptica do interferômetro do vibrômetro Laser Doppler da Polytec.

O laser He-Ne usado nesse interferômetro fornece um feixe polarizado linearmente. O divisor de feixes polarizador BS1 divide o feixe em feixe objeto e feixe de referência. Quando um feixe polarizado linearmente incide em um divisor de

feixes polarizador, este transmite a componente horizontal da polarização e reflete a componente vertical.

O feixe de referência, com polarização vertical, é refletido a partir de PBS1 para o prisma, em seguida passa pela célula de Bragg e é refletido a partir do divisor de feixes BS1 para o detector.

O feixe objeto, transmitido a partir de PBS1, com polarização horizontal, passa através do divisor de feixes polarizador PBS2 e pelo retardador de $\frac{1}{4}$ de comprimento de onda ($\lambda/4$) e é então focado pelas lentes no objeto e é refletido. Uma placa retardadora de $\frac{1}{4}$ de comprimento de onda produz uma diferença de fase de 90° na polarização óptica do feixe. Portanto, ao ser refletido e passar pelo retardador $\lambda/4$, o feixe objeto, que estava com polarização horizontal, passa a ficar polarizado verticalmente, assim, o feixe é refletido por PBS2 e se interfere com o feixe de referência após passar por BS1. O uso da placa retardadora de $\frac{1}{4}$ de comprimento de onda é importante para que o feixe objeto fique polarizado verticalmente, assim como o feixe de referência, essa condição é necessária para que haja interferência.

O divisor de feixes polarizador PBS2 funciona como um acoplador direcional óptico juntamente com o retardador $\lambda/4$ e reflete o feixe objeto ao divisor de feixes BS1. Como ambos os braços do interferômetro interno são simétricos, a diferença de caminho óptico entre o feixe objeto e o feixe de referência desaparece dentro do interferômetro. A diferença de caminho resultante é igual a duas vezes a distância entre o divisor de feixes polarizador BS2 e o objeto. A célula de Bragg no braço do feixe de referência gera o deslocamento adicional da frequência para determinar o sinal da velocidade.

O sinal de interferência resultante do feixe objeto e do feixe de referência é convertido em um sinal elétrico no fotodetector e subsequentemente decodificado no controlador.

A interferência óptica pode ser observada quando dois feixes de luz coerentes são feitos coincidir. A intensidade resultante em um fotodetector varia com a diferença de fase $\Delta\varphi$ entre os dois feixes de acordo com a equação:

$$I(\Delta\varphi) = \frac{I_{\max}}{2} (1 + \cos \Delta\varphi) \quad (5.6.1.2)$$

onde I é a intensidade luminosa.

A diferença de fase $\Delta\varphi$ é uma função da diferença de caminho ΔL entre os dois feixes de acordo com:

$$\Delta\varphi = 2\pi \frac{\Delta L}{\lambda} \quad (5.6.1.3)$$

onde λ é o comprimento de onda do laser.

Se um dos dois feixes é refletido a partir de um objeto que se move (o feixe objeto), a diferença de caminho torna-se uma função do tempo $\Delta L = \Delta L(t)$. O padrão das franjas de interferência se altera no detector e o deslocamento do objeto pode ser obtido pela contagem de franjas.

Na reflexão a partir do objeto, o feixe objeto está sujeito a uma pequena variação na frequência, chamada de variação Doppler f_D e é uma função da componente de velocidade na direção do feixe objeto de acordo com:

$$f_D = 2 \frac{|v|}{\lambda} \quad (5.6.1.4)$$

Superpondo o feixe objeto e o feixe interno de referência, duas ondas eletromagnéticas com frequências levemente diferentes geram uma frequência de batimento no detector que é igual à variação Doppler. A equação 5.6.1.4 que determina a velocidade é, porém, independente do seu sinal. A direção da velocidade pode ser determinada pela introdução de uma frequência fixa adicional de variação f_B , para a qual a variação Doppler é adicionada com o sinal correto. Desse modo, a frequência resultante no detector f_{mod} é dada por:

$$f_{\text{mod}} = f_B + 2 \frac{v}{\lambda} \quad (5.6.1.5)$$

Um esquema do arranjo experimental usado para se fazer as medições da distribuição de vibração na face de trabalho dos sonotrodos é mostrado na Figura 5.6.1.3:

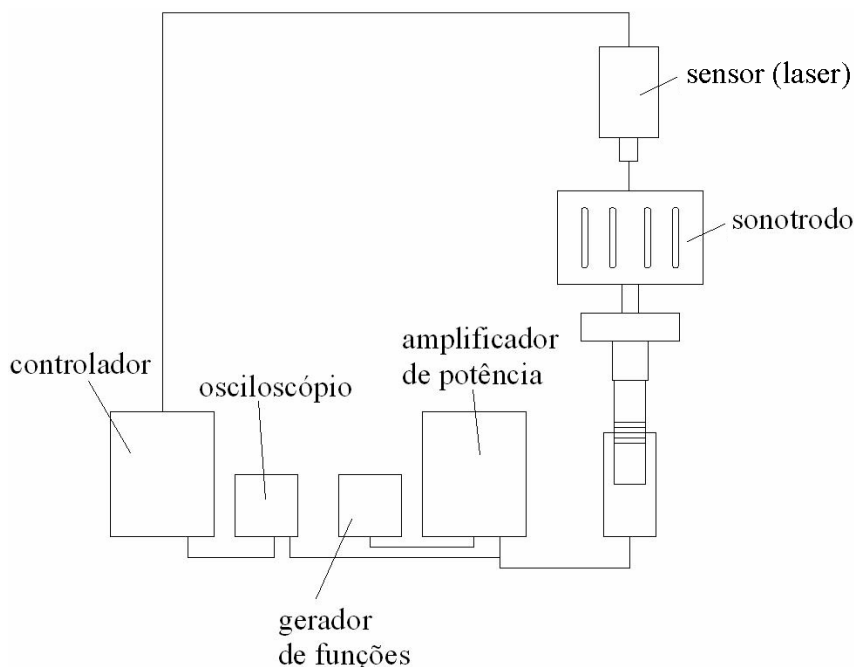


Figura 5.6.1.3. Arranjo experimental usado na varredura da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho dos sonotrodos.

Nesse arranjo, a excitação piezoelétrica do transdutor é feita através do amplificador de potência, que aciona o transdutor, e do gerador de funções, que manda o sinal de excitação na frequência de ressonância do transdutor. O canal 1 do osciloscópio é conectado à saída do controlador, para que se possa ver o sinal produzido devido à vibração na face do sonotrodo. Já o canal 2 do osciloscópio é conectado à saída do amplificador de potência, de forma a monitorar a amplitude do sinal enviado para o transdutor.

A medição da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho dos sonotrodos é feita medindo-se as velocidades de vibração ao longo da face de trabalho, e então, calcula-se o deslocamento. Isso é feito porque o transdutor é excitado com uma potência elétrica baixa, gerando deslocamentos muito pequenos, da ordem de nanômetros. A resolução do equipamento para medição de deslocamentos é 160 nm; já para medição de velocidades, o equipamento possui uma resolução de 1,6 $\mu\text{m/s}$, dessa forma, para essa aplicação, a medição de velocidade é mais apropriada do que a medição de deslocamento.

Quando o transdutor é excitado com uma potência alta, rapidamente surgem problemas devido ao rápido aquecimento do transdutor, dilatando o conjunto e alterando a frequência de ressonância. Como o conjunto é sintonizado, vibra com a máxima amplitude apenas na sua frequência natural de ressonância. Portanto, se o sistema fosse excitado com alta potência, seria inicialmente muito instável, no entanto, esses sistemas costumam se estabilizar após as primeiras horas de operação. Por isso, a varredura foi feita com excitação em baixa potência, de forma que o sistema permanecesse com a mesma frequência de ressonância durante todo o processo de varredura.

A verificação da frequência de ressonância pode ser feita através do amplificador de potência, que pode indicar tanto a potência que está sendo enviada para o transdutor, quanto a potência que está retornando. Transdutores de potência apresentam um valor mínimo local de impedância elétrica na frequência de ressonância, fora dessa frequência, a impedância é mais alta, portanto, quando nenhuma potência retorna para o amplificador, significa que o conjunto está sendo excitado em sua ressonância. Isso pode ser verificado da seguinte forma: excita-se o conjunto na sua frequência de ressonância, e observa-se que nenhuma potência está retornando para o amplificador; alterando-se o sinal de frequência enviado pelo gerador de funções, nota-se rapidamente que há um aumento da potência que retorna para o amplificador, isso também é percebido no canal 2 do osciloscópio, o qual mostra uma diminuição da amplitude do sinal que chega ao transdutor.

6 MODELAGEM DO TRANSDUTOR DE ULTRA-SOM E DE SEUS ELEMENTOS

Os modelos estudados nesse trabalho foram implementados com o Método de Elementos finitos utilizando o software ANSYS.

Para que um sistema ultra-sônico de alta potência opere numa dada frequência de trabalho, é necessário que o conjunto formado pelo transdutor, o amplificador e o sonotrodo vibre em tal frequência de trabalho. Para isso, geralmente, todos os elementos desse sistema, tais como, o transdutor, o amplificador e o sonotrodo são modelados individualmente, de forma a vibrarem na frequência de trabalho, dessa forma, a frequência do conjunto também deverá estar próxima da frequência de operação. Neste trabalho, o sistema ultra-sônico opera na frequência de 20 kHz, por isso, cada um dos elementos que compõem esse sistema é simulado separadamente, para verificar a frequência do primeiro modo de vibração longitudinal, e depois, os elementos são simulados em conjunto. Os modelos em elementos finitos usados nesse trabalho são apresentados a seguir.

6.1 Modelos Axi-Simétricos do Transdutor

Foram estudados dois modelos de transdutor, sendo um modelo montado com quatro cerâmicas piezelétricas, que corresponde aos transdutores geralmente usados em máquinas de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som; e um outro modelo com oito cerâmicas. Essa análise mostra que o número de cerâmicas piezelétricas na configuração do transdutor influencia fortemente nos valores da impedância elétrica e do coeficiente de acoplamento eletromecânico. O modelo axi-simétrico do transdutor com quatro cerâmicas é mostrado na Figura 6.1.1, enquanto que o modelo do transdutor com oito cerâmicas é mostrado na Figura 6.1.3. As

propriedades dos materiais podem ser vistas no anexo A. Todos os elementos metálicos que compõem o transdutor são representados por elementos estruturais sólidos triangulares de seis nós (elemento SOLID, PLANE 2 no ANSYS). Esse elemento é definido por seis nós, tendo dois graus de liberdade em cada nó: translações nas direções nodais x e y, e pode ser usado tanto como elemento plano (plano de tensão ou plano de deformação) ou como um elemento axi-simétrico. As cerâmicas são representadas por elementos piezelétricos axi-simétricos de quatro nós (PLANE 13, no ANSYS), (ANSYS).

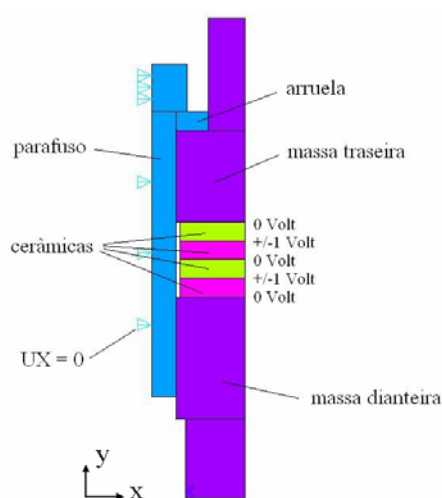


Figura 6.1.1. Modelo axi-simétrico do transdutor com quatro cerâmicas.

O parafuso e a arruela são de aço. O material das massas metálicas é uma liga de alumínio 7075 (AL 7075) usada em aviação. Esse material é usado em transdutores de potência devido à sua alta resistência mecânica. Uma outra razão para se usar alumínio como material das massas metálicas é que a deformação produzida nas extremidades do transdutor depende das propriedades do material das massas metálicas, e o alumínio possui um módulo de Young da ordem de 70 GPa, o que permite uma deformação muito maior do que o aço, por exemplo, que possui um módulo de Young da ordem de 210 GPa. O material das cerâmicas é o PZT-8, e as cerâmicas estão polarizadas na direção y, e são montadas com os sentidos de polarização alternados a cada cerâmica.

A ligação em paralelo dos contatos elétricos é feita acoplando-se os graus de liberdade dos nós localizados em cada interface entre as cerâmicas piezelétricas. Os graus de liberdade elétricos são acoplados num único nó, correspondente ao nó de

menor valor, isto é feito tanto para os nós que recebem o sinal de excitação, quanto para os nós que são aterrados. Este é um tratamento usado para estas partes porque os discos cerâmicos têm uma fina camada de prata para garantir o contato elétrico (JOHNSON; PAL, 2000).

Os modelos não consideram o material de isolamento elétrico entre as cerâmicas e a haste do parafuso porque este age contra o deslizamento radial das partes.

Neste trabalho são usados modelos lineares e, portanto, não são considerados os efeitos da pré-tensão de compressão e da temperatura. Segundo Adachi; Hasegawa (2001) e Adachi et al. (2004), um dos pontos mais difíceis na simulação de um transdutor de potência é a distribuição de tensão estática imposta nas interfaces entre as cerâmicas, pois uma margem suficiente de tensão estática acima da tensão vibratória deve ser mantida para garantir o contato estável nas interfaces entre as partes para operação em alta amplitude com o transdutor em ressonância. Além disso, há também geração de calor entre as partes devido ao atrito. A estimação da distribuição de tensão envolve problemas de contato elástico intrínseco com piezoelectricidade. Segundo Adachi et al. (1999), a pré-tensão também causa deformação das partes, o que exige tratamento não-linear do sistema.

No eixo central do parafuso de pré-tensão, é aplicado deslocamento $UX=0$, para que não haja deslocamento radial no centro do transdutor. Não foi aplicada nenhuma restrição estrutural no eixo y , dessa forma, o transdutor fica livre-livre. Isso é feito pois, a obtenção experimental das curvas de módulo e fase da impedância elétrica é feita com o transdutor apenas apoiado sobre uma bancada, sem nenhum vínculo estrutural. Para o modelo da Figura 6.1.1 foi feita uma análise harmônica na faixa de frequência entre 19 e 23 kHz, com uma discretização de 20 Hz na frequência, o tamanho do elemento usado foi 2 mm, essa análise foi feita aplicando-se uma tensão elétrica senoidal variando entre ± 1 Volt (2 Volts pico a pico) no segundo e no quarto contatos elétricos (que estão interligados). Enquanto que, no primeiro, terceiro e quinto contatos (que também estão interligados), foi aplicada uma tensão elétrica de 0 Volt. A partir da análise harmônica é possível obter as curvas do módulo e da fase da impedância elétrica do transdutor, as quais são comparadas com curvas obtidas experimentalmente através de um Analisador de

Impedância. A partir da análise harmônica também é possível visualizar o modo de vibração. As principais dimensões do modelo com quatro cerâmicas são mostradas na Figura 6.1.2:

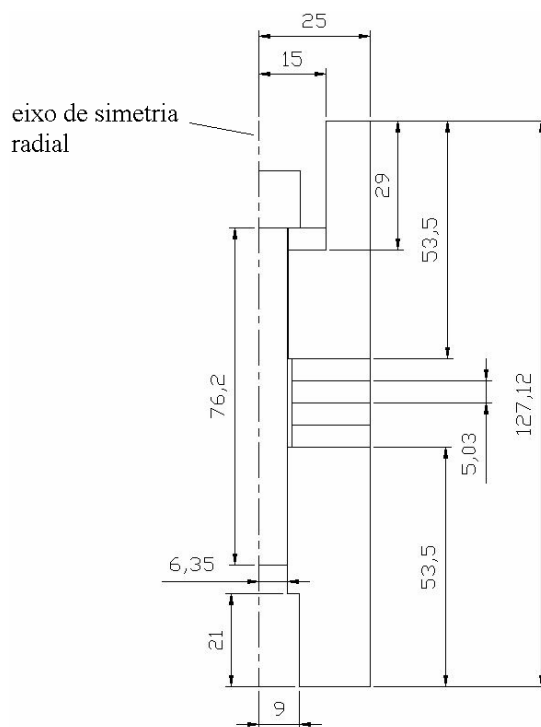


Figura 6.1.2. Dimensões em mm do modelo do transdutor com quatro cerâmicas.

A Figura 6.1.3 mostra o modelo do transdutor com oito cerâmicas piezelétricas:

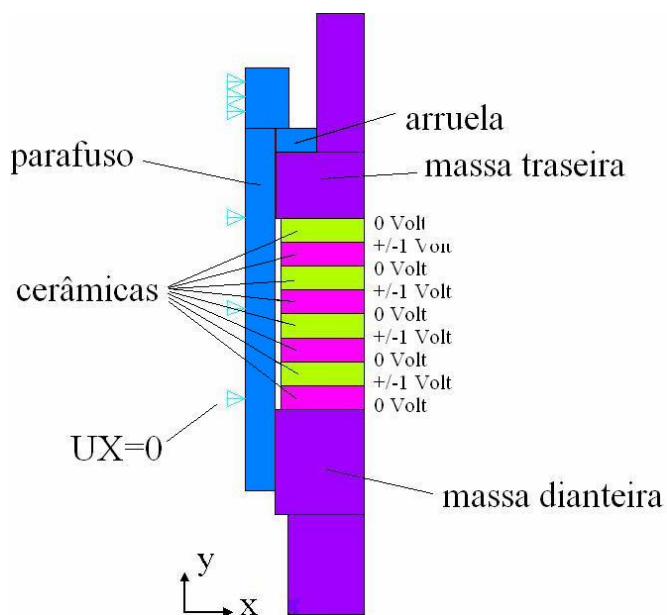


Figura 6.1.3. Modelo axi-simétrico do transdutor com oito cerâmicas.

As condições de contorno aplicadas nesse modelo foram as mesmas aplicadas no transdutor com quatro cerâmicas. As principais dimensões do modelo montado com oito cerâmicas são mostradas na Figura 6.1.4:

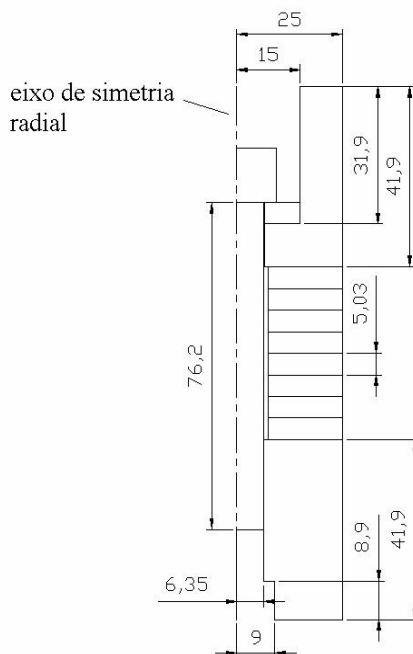


Figura 6.1.4. Dimensões em mm do modelo do transdutor com oito cerâmicas.

Para o modelo com oito cerâmicas, também foi feita uma análise harmônica na faixa de frequência entre 18 e 25 kHz, com uma discretização de 20 Hz na frequência, o tamanho do elemento usado foi 2 mm. As curvas do módulo e da fase da impedância elétrica do transdutor foram comparadas com curvas obtidas experimentalmente.

6.2 Modelo Axi-Simétrico do Amplificador Mecânico

Foi feito um modelo axi-simétrico do amplificador mecânico, usando-se elementos estruturais triangulares de seis nós (PLANE 2 no ANSYS). Esse elemento é apropriado para se trabalhar com formas irregulares (ANSYS), que possuem contornos com curvas.

Este modelo axi-simétrico foi simulado individualmente e depois juntamente com o transdutor de quatro cerâmicas. O modelo axi-simétrico do amplificador mecânico é mostrado na Figura 6.2.1:

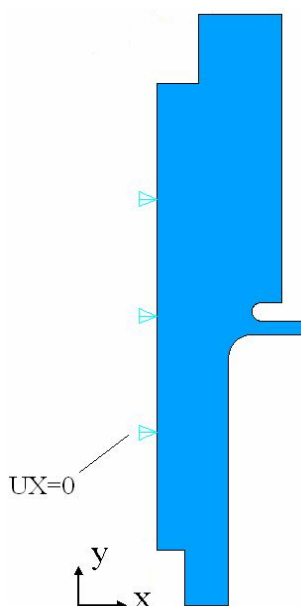


Figura 6.2.1. Modelo axi-simétrico do amplificador mecânico.

As dimensões do amplificador mecânico são mostradas na Figura 6.2.2:

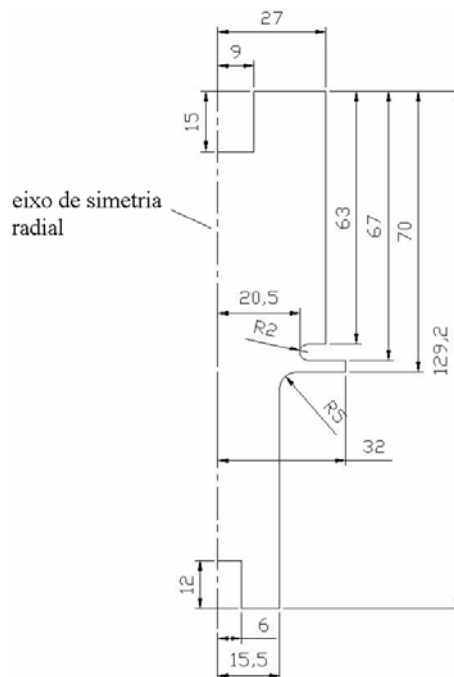


Figura 6.2.2. Dimensões em mm do amplificador mecânico.

O material usado é o aço 4340. Os diâmetros nas pontas do amplificador são: $D_1 = 54 \text{ mm}$ e $D_2 = 31 \text{ mm}$, o que produz uma relação de amplificação de $(54/31)^2 = 3$. Foi feita uma análise modal desse amplificador mecânico para a verificação da frequência de ressonância e do modo de vibração, o tamanho do elemento usado foi de 2 mm.

6.3 Modelo do Sonotrodo Cilíndrico

Foi feito um modelo axi-simétrico do sonotrodo cilíndrico usando-se elementos estruturais triangulares de seis nós (PLANE 2 no ANSYS). Esse modelo axi-simétrico foi simulado individualmente, e depois, juntamente com o transdutor de quatro cerâmicas e o amplificador mecânico. O modelo axi-simétrico do sonotrodo cilíndrico é mostrado na Figura 6.3.1. Foi feita uma análise modal desse sonotrodo cilíndrico para a verificação da frequência de ressonância e do modo de vibração, o tamanho do elemento usado foi 2 mm.

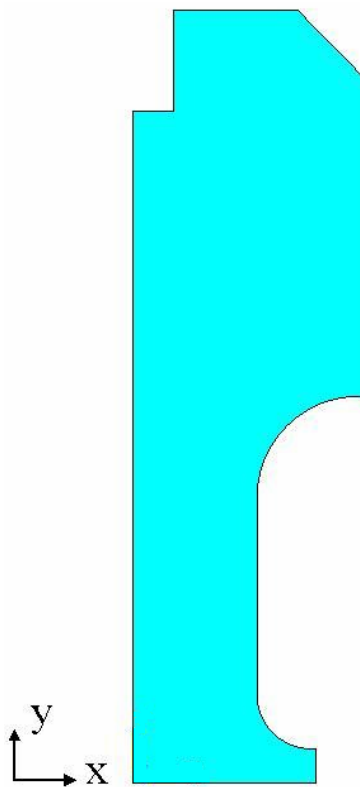


Figura 6.3.1. Modelo axi-simétrico do sonotrodo cilíndrico.

O material usado é o aço 4340. As dimensões do sonotrodo cilíndrico são mostradas na Figura 6.3.2:

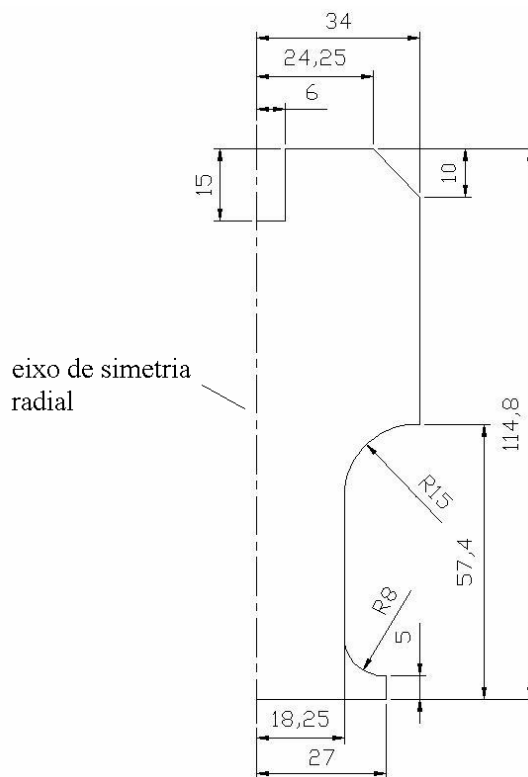


Figura 6.3.2. Dimensões em mm do sonotrodo cilíndrico.

6.4 Modelo do Sonotrodo do Tipo Lâmina-Larga

Devido à complexidade geométrica do sonotrodo lâmina-larga, este é analisado em um modelo tridimensional. As simulações do sonotrodo lâmina-larga estão divididas em duas partes. Na primeira parte, o sonotrodo é simulado sem fendas internas em sua configuração, mostrando a forte influência do efeito de Poisson na distribuição de vibração na face de trabalho do sonotrodo. Na segunda parte, o sonotrodo é simulado com fendas internas em sua configuração, mostrando a importância dessas fendas para melhorar a distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo. Esse modelo foi feito usando-se elementos estruturais tridimensionais de 10 nós (SOLID 92 no ANSYS). Este elemento é apropriado para se trabalhar com formas irregulares que possuem contornos com curvas. O elemento

possui três graus de liberdade por nó: translações nas direções x , y e z (ANSYS). O material usado é o aço 4340. O desenho tridimensional do sonotrodo com fendas pode ser visto na Figura 6.4.1. Foi feita uma análise modal para cada um desses sonotrodos, o tamanho do elemento usado foi 5mm. Os modelos são mostrados na Figura 6.4.2. Devido à simetria, a simulação foi feita utilizando-se apenas $\frac{1}{4}$ do volume total do sonotrodo e não foram aplicadas restrições estruturais além da simetria.

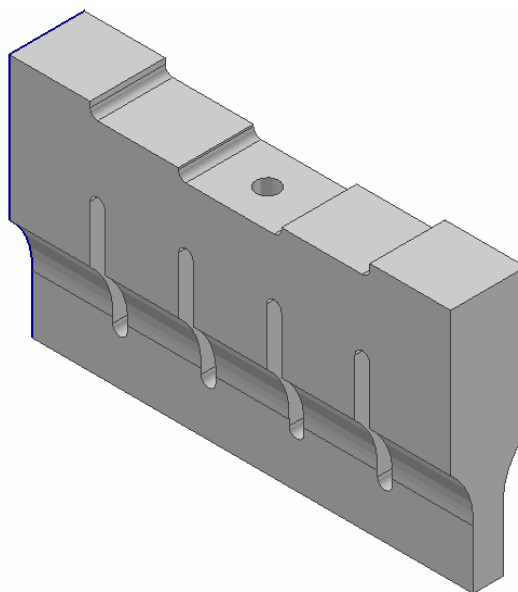


Figura 6.4.1. Desenho tridimensional do sonotrodo com fendas.

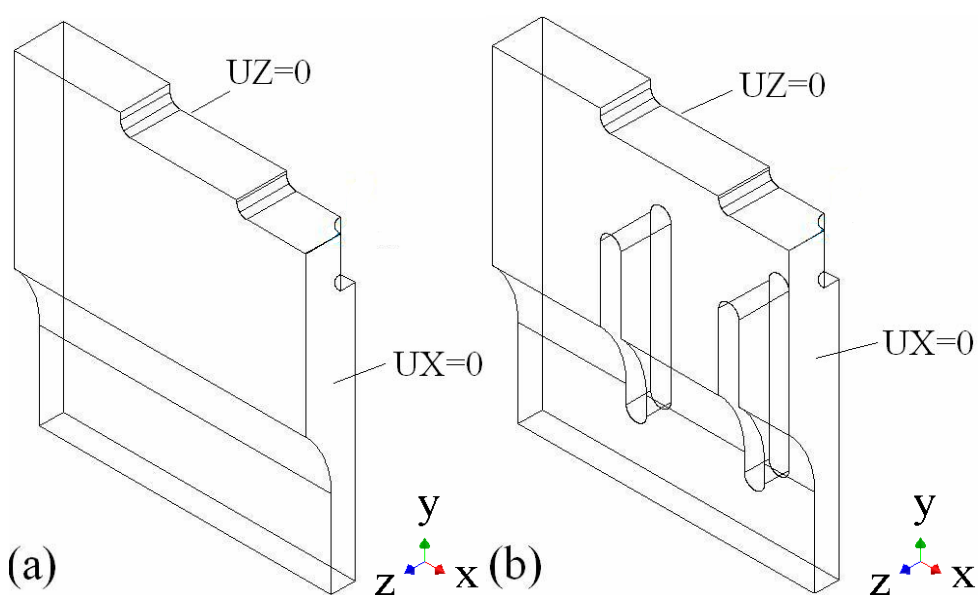


Figura 6.4.2. Modelos Tridimensionais do Sonotrodo. (a) sem fendas internas; (b) com fendas internas.

as restrições $UX = 0$ e $UZ = 0$ nas faces, representam as condições de simetria.

As dimensões do sonotrodo com fendas internas são mostradas na Figura 6.4.3. As mesmas dimensões externas foram usadas para o modelo sem fendas.

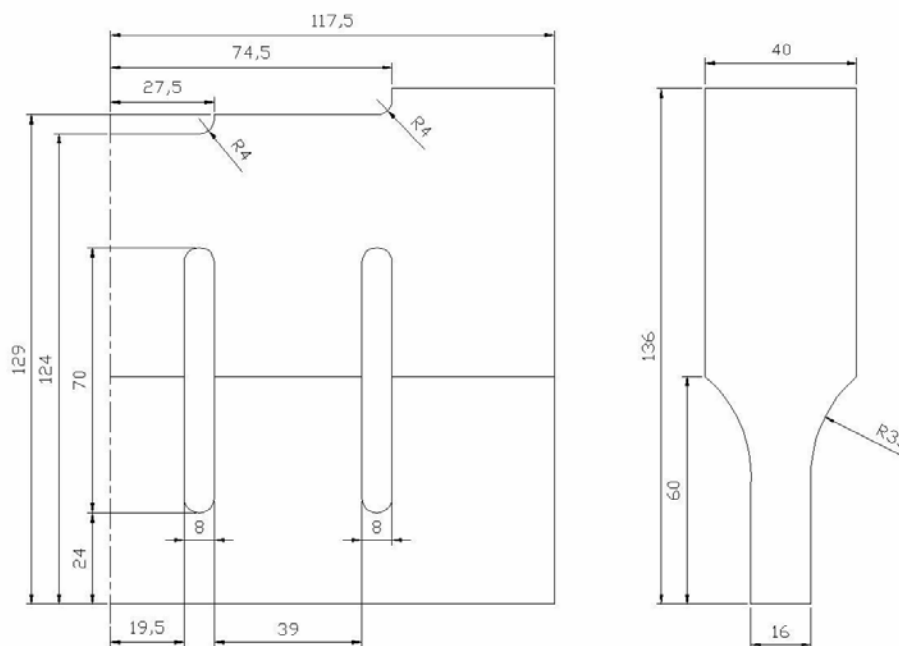


Figura 6.4.3. Dimensões em mm do sonotrodo lâmina-larga

O sonotrodo possui uma relação de amplificação, que é dada pela relação entre as áreas nas duas pontas, possui uma largura de 235 mm e um comprimento longitudinal de 124 mm. A espessura da parte superior do sonotrodo é de 40 mm e a espessura da parte inferior é de 16 mm, o que resulta em uma relação de amplificação de $(40/16) = 2,5$.

6.5 Modelos em Conjunto

Até a seção 6.4, foram apresentados os modelos individuais do transdutor, do amplificador e dos sonotrodos. Nas seções a seguir, são apresentados os modelos em conjunto.

6.5.1 Modelo do Transdutor Montado com o Amplificador Mecânico

O modelo do transdutor de quatro cerâmicas acoplado ao amplificador mecânico é mostrado na Figura 6.5.1.1:

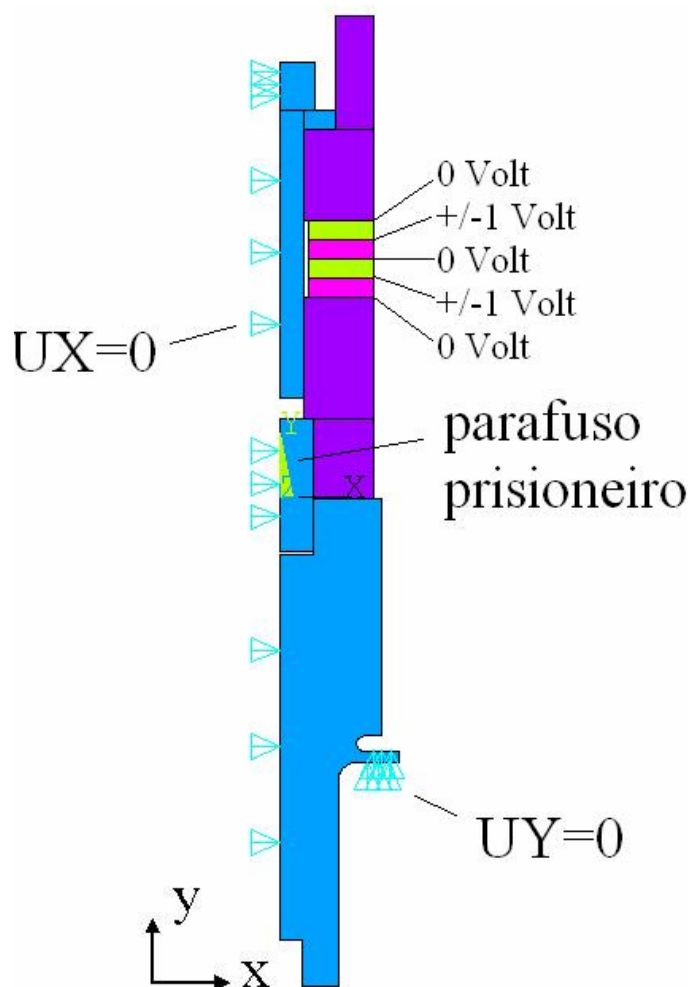


Figura 6.5.1.1. Modelo do transdutor acoplado ao amplificador mecânico.

Esse modelo inclui o parafuso que acopla o transdutor ao amplificador mecânico. A restrição estrutural $UY = 0$ no amplificador mecânico indica o ponto onde o conjunto é fixo em máquinas de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som. Para esse modelo foi feita uma análise harmônica na faixa de frequência entre 19,5 e 21,5 kHz, com uma discretização de 10 Hz na frequência, o tamanho do elemento usado foi 2 mm. Obtiveram-se as curvas de módulo e fase da impedância elétrica e o modo vibracional do conjunto na frequência de ressonância. As curvas de

módulo e fase da impedância elétrica foram comparadas com curvas obtidas experimentalmente.

6.5.2 Modelo do Transdutor Montado com o Amplificador Mecânico e o Sonotrodo Cilíndrico

A análise do conjunto formado pelo transdutor de quatro cerâmicas montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico está dividida em duas partes: Na primeira parte, é feita uma análise harmônica do conjunto para a obtenção do modo vibracional e das curvas de módulo e fase da impedância elétrica (Figura 6.5.2.1). A análise harmônica na faixa de frequência entre 19,5 e 20,5 kHz, com uma discretização de 5 Hz na frequência, Essas curvas são comparadas com curvas obtidas experimentalmente. O modelo usado na análise harmônica para a obtenção das curvas de módulo e fase da impedância é mostrado na Figura 6.5.2.1:

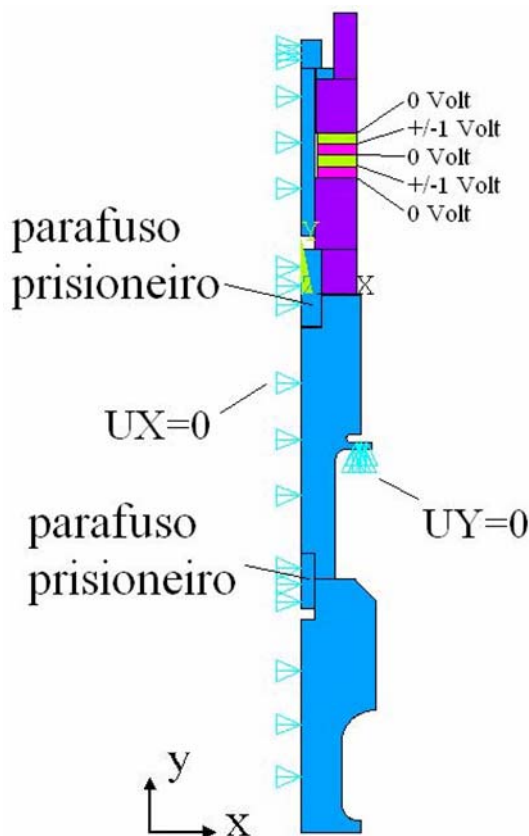


Figura 6.5.2.1. Modelo do conjunto transdutor-amplificador-sonotrodo cilíndrico.

Na segunda parte (Figura 6.5.2.2), utiliza-se um outro modelo, mais simples, para o qual foi feito um estudo da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo cilíndrico, os resultados são comparados com medições feitas usando-se um vibrômetro Laser Doppler. A partir do modelo da Figura 6.5.2.2, também foi feita a otimização do projeto do sonotrodo cilíndrico.

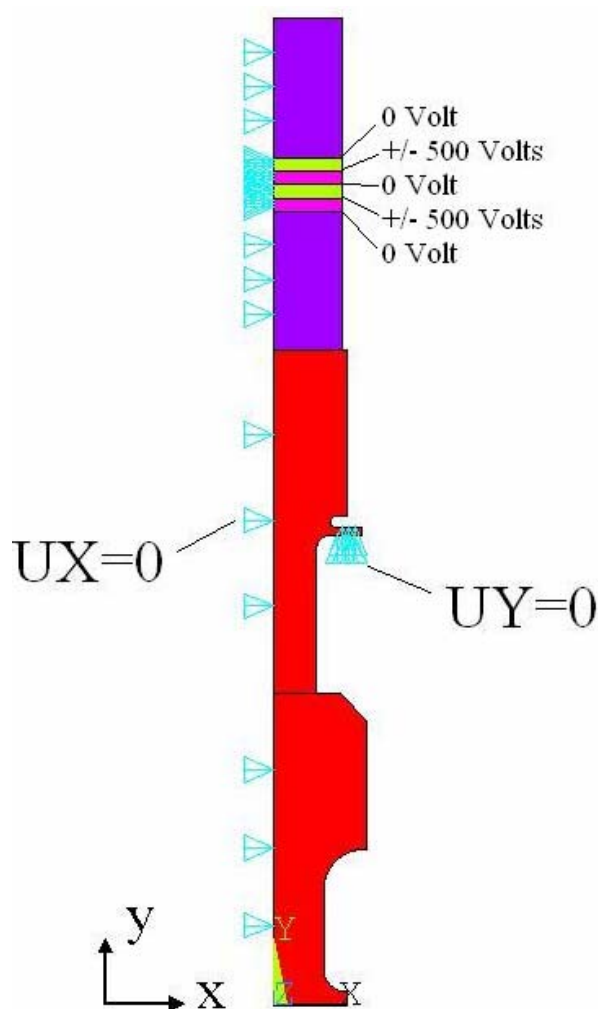


Figura 6.5.2.2. Modelo usado na verificação da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho e na otimização do projeto do sonotrodo cilíndrico.

As variáveis de projeto, as variáveis de estado e a função objetivo usadas na otimização do sonotrodo cilíndrico são descritas na seção 5.5. Aplica-se uma tensão elétrica senoidal variando entre +/-500 Volts para que se tenha um elevado deslocamento na face de trabalho do sonotrodo. O motivo do uso do modelo simplificado descrito mostrado na Figura 6.5.2.2 é que a otimização visa apenas melhorar a distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo.

6.5.3 Análise da Distribuição de Vibração ao Longo da Face de trabalho do Sonotrodo do Tipo Lâmina-Larga

Também foi feita uma análise da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga, Para essa análise, foi usado um modelo tridimensional, mostrado na Figura 6.5.3.1:

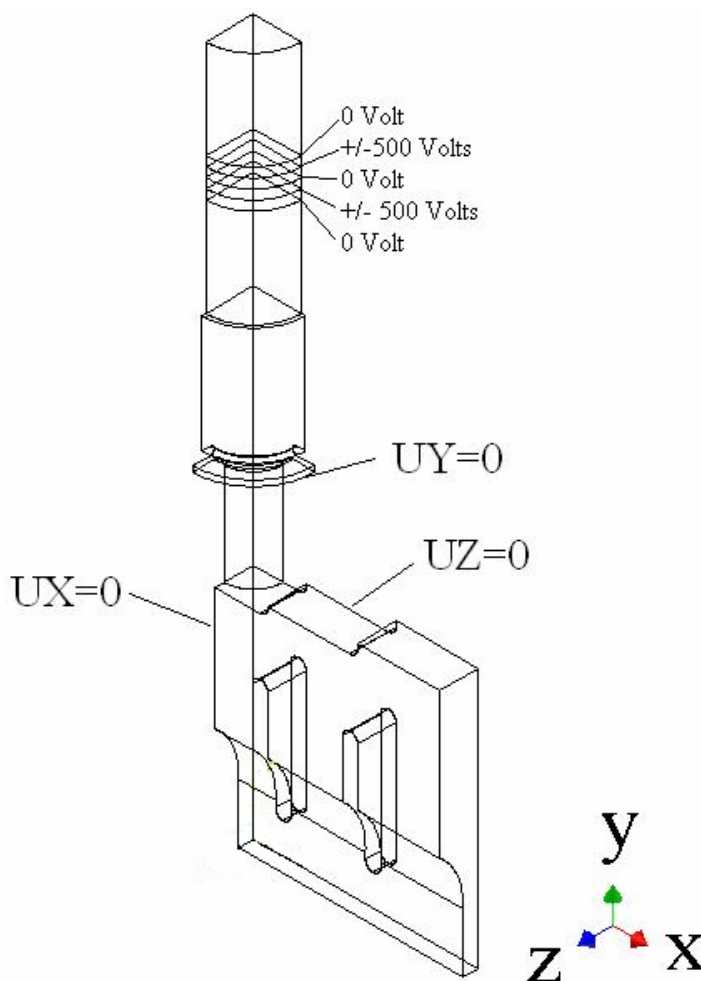


Figura 6.5.3.1. Modelo usado no estudo da distribuição de vibração na face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga..

Devido à simetria, a simulação foi feita utilizando-se apenas 1/4 do volume total do conjunto. As restrições $UX = 0$ e $UZ = 0$ nas faces, representam as condições de simetria e a restrição $UY = 0$ corresponde ao ponto onde o conjunto é fixo em máquinas de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som.

Para esse modelo, foram feitas duas simulações:

- Uma análise modal para a identificação da frequência de ressonância do conjunto no modo longitudinal;
- Uma análise harmônica na frequência de ressonância obtida na análise modal. A partir dessa análise harmônica, foi feita uma análise da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo, e os resultados foram comparados com uma varredura feita na superfície de trabalho usando-se um vibrômetro Laser Doppler.

6.6 Número Ótimo de Elementos

Uma das mais importantes considerações em análises envolvendo elementos finitos é a precisão da solução, sendo o problema determinar o número correto de elementos, ou o tamanho do elemento usado na discretização.

Dessa forma, pode-se realizar testes de convergência numérica para os modelos em elementos finitos apresentados neste capítulo.

Nesses testes, a discretização pode ser feita aumentando-se o número de elementos por comprimento na peça analisada, que corresponde a diminuir o tamanho do elemento usado na discretização. Pode-se então observar as variações ocorridas na frequência de ressonância no modo de vibrar de interesse. Foi observado que, quando poucos elementos são usados, pode ocorrer uma variação acima de 60 Hz na frequência de ressonância. Aumentando-se o número de elementos, diminui a variação na frequência de ressonância até que, a partir de uma certa discretização, a frequência de ressonância praticamente não sofre mais alterações, assim, tal discretização foi usada nas análises modais e harmônicas dos modelos em elementos finitos. Por isso, o tamanho do elemento usado nas análises envolvendo modelos axi-simétricos foi de 2 mm, enquanto que, nas análises envolvendo modelos tridimensionais, o tamanho do elemento usado foi de 5 mm. Procedimento semelhante foi adotado por Amin et al. (1995).

7 RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentados a metodologia usada para a verificação do torque de aperto do transdutor de potência, a metodologia usada para a montagem do transdutor e os resultados obtidos para os modelos apresentados no Capítulo 6.

7.1 Pré-Tensionamento Mecânico do Transdutor

O pré-tensionamento mecânico serve para evitar a fratura e a despolarização das cerâmicas piezelétricas com o transdutor em funcionamento. Para isso, é necessário aplicar uma pré-tensão de aproximadamente 30 MPa nas cerâmicas, o que é feito através de um parafuso. Portanto é necessário conhecer a relação entre o torque aplicado no parafuso e a pressão exercida na cerâmica. Devido ao atrito e deformações que ocorrem no parafuso, é difícil encontrar uma relação entre o torque aplicado no parafuso e a pré-tensão na cerâmica. Por isso, foi utilizado um dispositivo como o mostrado na Figura 7.1.1, que serve para determinar a constante que relaciona o torque e a força.

Esse dispositivo é composto por uma célula de carga de tração-compressão com capacidade de 50 kN, guias lineares, o parafuso de aperto e a arruela, que são os mesmos usados no transdutor, utiliza-se um torquímetro com capacidade de 800 Nm.

As cerâmicas piezelétricas usadas neste trabalho possuem um diâmetro externo de 50 mm e um diâmetro interno de 15 mm, portanto, a área das cerâmicas é de $0,0018 \text{ m}^2$. Para que se tenha uma pressão de 30 MPa nessas cerâmicas é necessário aplicar um força de 54 kN na superfície das cerâmicas, o que é feito através de um parafuso de aperto. Com o dispositivo esquematizado na Figura 7.1.1 é

possível medir o torque necessário para que o parafuso de aperto exerça uma força de 54 kN, que corresponde a uma pressão de 30 MPa na superfície das cerâmicas.

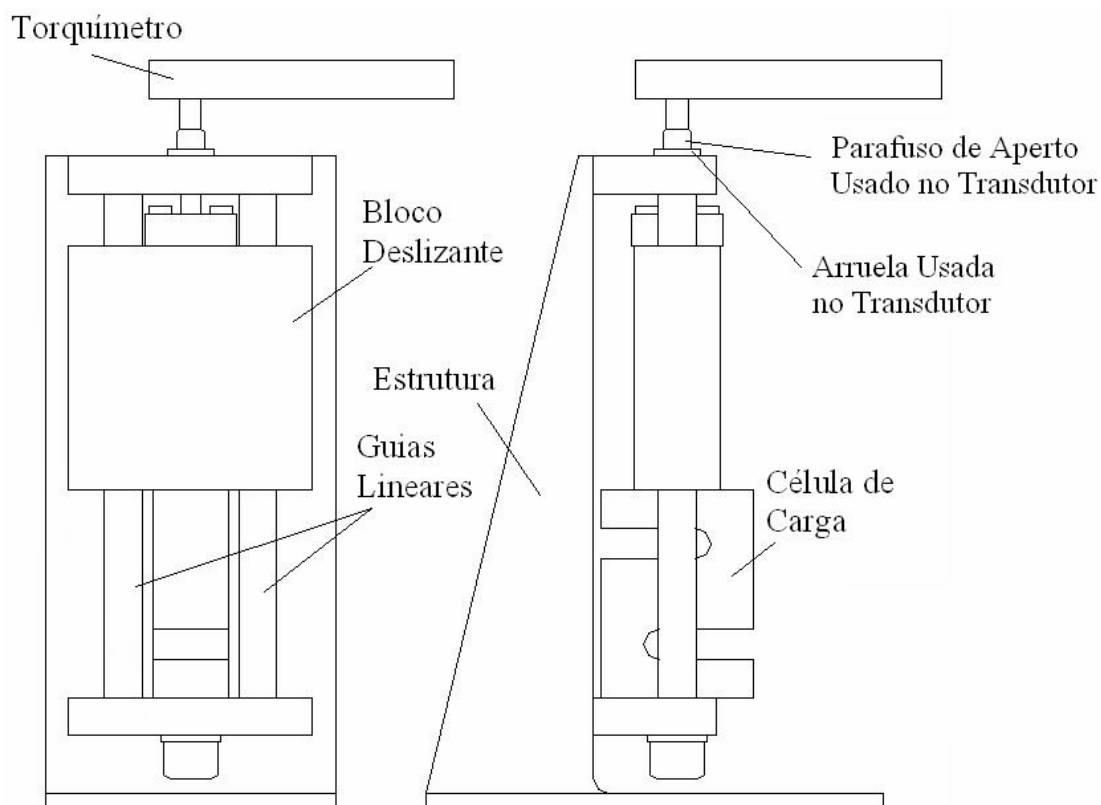


Figura 7.1.1. Esquema do dispositivo usado para a verificação do torque de aperto para o pré-tensionamento mecânico das cerâmicas.

Nesse dispositivo, há um bloco deslizante ligado à célula de carga através de um parafuso interno, dentro do bloco deslizante, há mancais de deslizamento, que permitem que o bloco se desloque ao longo das guias lineares; o parafuso de aperto usado no transdutor está ligado a esse bloco. Apertando-se o parafuso com o torquímetro, o bloco deslizante tende a subir, exercendo uma força de tração na célula de carga, essa força de tração é então medida. Aperta-se o parafuso com o torquímetro até que a força medida na célula de carga corresponda à força necessária para o pré-tensionamento mecânico das cerâmicas e observa-se o valor do torque necessário para se produzir essa força. Considerando que a relação entre o torque aplicado e a força medida na célula é linear, foram executadas medições de força até um pouco abaixo de 50 kN para não exceder o limite da célula de carga e extrapolou-

se essa curva para atingir o valor de 54 kN, necessário para produzir uma pré-tensão de 30 MPa.

Foram testados quatro parafusos, com seis medições por parafuso sob as mesmas condições, com e sem lubrificação nas roscas e arruela. Para atingir 30 MPa, obteve-se um torque de $150 \text{ Nm} \pm 22 \text{ Nm}$ para os parafusos não lubrificados e $100 \text{ Nm} \pm 8 \text{ Nm}$ para os mesmos parafusos lubrificados com vaselina.

7.2 Montagem dos Transdutores

Para a montagem dos transdutores, foi feito um dispositivo, o qual é mostrado na Figura 7.2.1. Esse dispositivo foi projetado para ser fixo em uma morsa e basicamente funciona como uma “chave fixa”, segurando o transdutor pela massa dianteira, que é fabricada com uma ranhura para possibilitar essa fixação.

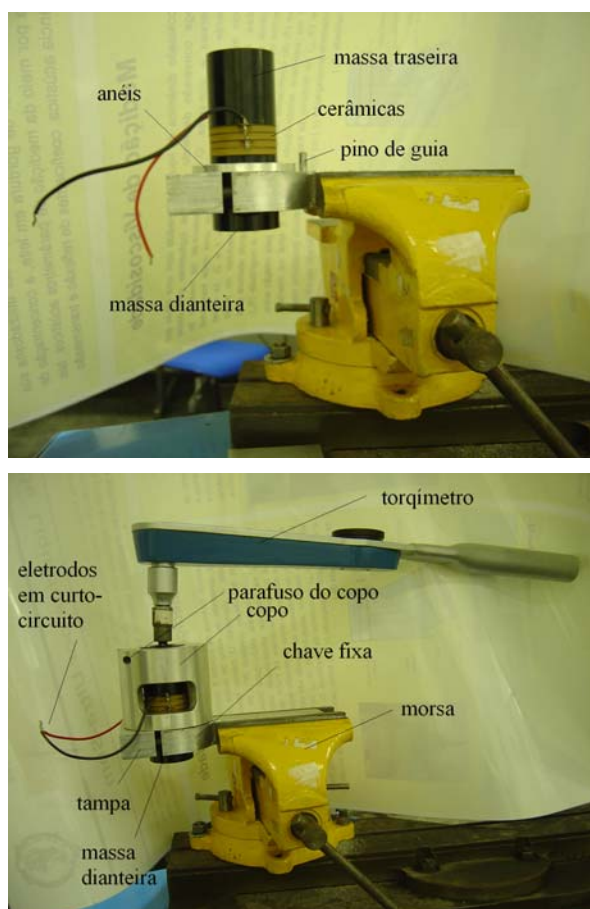


Figura 7.2.1. Dispositivo usado na montagem dos transdutores.

Na parte frontal da chave é montada uma espécie de tampa, à qual é parafusada na chave. Essa forma de fixação tem o objetivo de impedir que a massa dianteira tenha qualquer tipo de movimento durante o pré-tensionamento do transdutor. Esse dispositivo possui uma peça na forma de um copo, que serve para impedir que a massa traseira gire durante o aperto do transdutor. O eixo do furo central desse copo é alinhado axialmente ao eixo central da chave fixa, o que garante que, após a montagem, as massas dianteira e traseira fiquem alinhadas axialmente. O copo é acoplado à chave através de um pino de guia. Na parte superior do copo, existe um parafuso de aperto, apertando-se esse parafuso, impede-se que a massa traseira gire durante a montagem.

Em seguida, o parafuso de pré-tensão do transdutor é apertado usando-se um torquímetro. É necessário o uso de um trava-rosca no parafuso de pré-tensão para evitar riscos de desaperto durante o funcionamento do transdutor. O torque aplicado tem um valor de aproximadamente 150 Nm.

O parafuso de pré-tensão deve ser apertado com os eletrodos das cerâmicas em curto-circuito, dessa forma evita-se o surgimento de faíscas devido ao efeito piezométrico direto.

7.3 Resultados Numéricos e Experimentais

7.3.1 Transdutor Piezométrico de Potência

Esta seção apresenta os resultados da análise harmônica e os resultados experimentais obtidos para os transdutores montados com quatro e oito cerâmicas piezométricas, cujos modelos foram apresentados na seção 6.1. Apresentam-se as curvas de módulo e fase da impedância elétrica, além dos valores das frequências de ressonância e anti-ressonância, impedância elétrica na frequência de ressonância e impedância elétrica na frequência de anti-ressonância, e o coeficiente de acoplamento eletromecânico.

7.3.1.1 Transdutor Piezelétrico de Potência Montado com Quatro Cerâmicas

As curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com quatro cerâmicas piezelétricas são mostradas na Figura 7.3.1.1.1, enquanto que as curvas da fase da impedância elétrica são mostradas na Figura 7.3.1.1.2. Nessas figuras são apresentadas duas curvas, sendo uma obtida numericamente, e a outra obtida através de um dos protótipos montados (designado como protótipo 1). Nesses resultados, verifica-se que o valor da frequência de ressonância do modelo em elementos finitos é mais alto do que o valor das frequências obtidas para os protótipos. Isso se deve à forma de modelagem, que considera que os vínculos entre as peças metálicas e cerâmicas são rígidos, dessa forma, como o modelo é muito rígido, apresenta um frequência de ressonância mais alta.

Para essa comparação entre resultados numéricos e experimentais, quatro protótipos foram montados sob as mesmas condições, e de forma sistemática, seguindo o procedimento descrito na seção 7.2. A tabela 7.3.1.1.1 apresenta todos os valores obtidos para as frequências de ressonância e anti-ressonância, impedância elétrica e coeficiente de acoplamento eletromecânico.

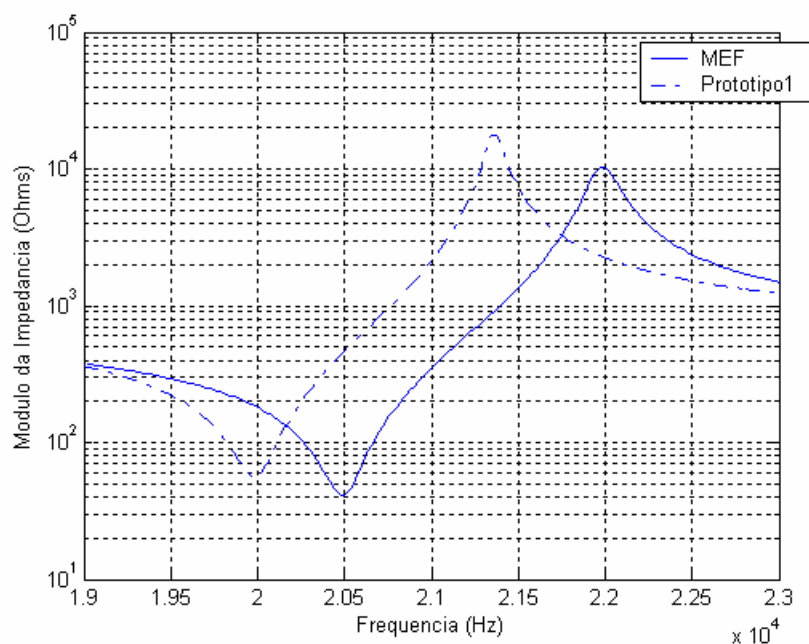


Figura 7.3.1.1.1. Curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com quatro cerâmicas.

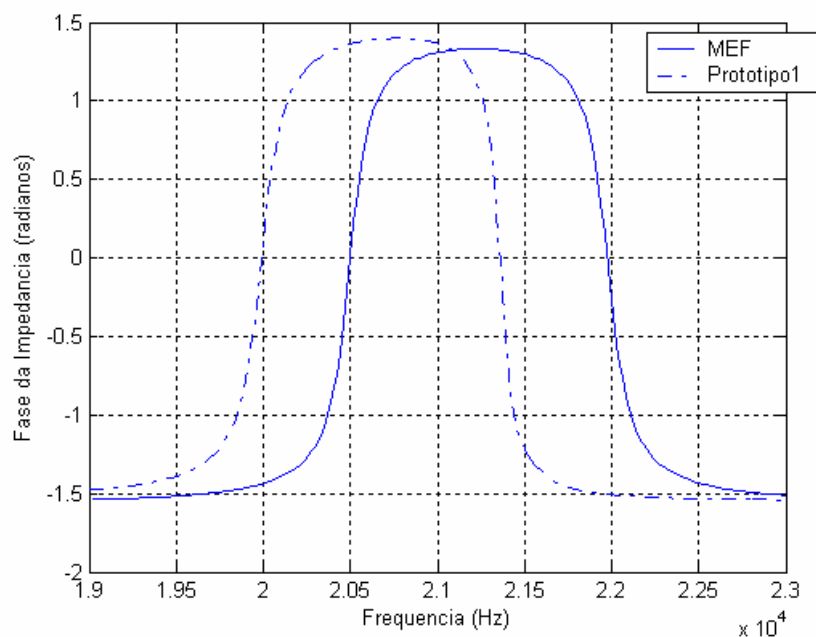


Figura 7.3.1.1.2. Curvas da fase da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com quatro cerâmicas.

Transdutor	f_r (kHz)	f_a (kHz)	Z_r (Ω)	Z_a (k Ω)	k_T (adimensional)
MEF	20,499	21,975	41,2	10,1	0,36
Protótipo1	19,990	21,358	54	17,7	0,35
Protótipo2	19,966	21,340	57,8	17,4	0,35
Protótipo3	19,887	21,207	44,4	16,4	0,35
Protótipo4	19,932	21,274	78	14,3	0,35

Tabela 7.3.1.1.1. Resultados obtidos para o transdutor montado com quatro cerâmicas piezelétricas.

onde: f_r = frequência de ressonância; f_a = frequência de anti-ressonância; Z_r = impedância elétrica na frequência de ressonância; Z_a = impedância elétrica na frequência de anti-ressonância; k_T = coeficiente de acoplamento eletromecânico, dado pela Equação 4.4.3.

Os resultados experimentais para os transdutores montados com quatro cerâmicas foram obtidos através de um Analisador de Impedância HP 4194A. Este equipamento mede a resposta do transdutor em tensões elétricas muito pequenas, em uma faixa de frequência selecionada pelo usuário, e mostra graficamente as

freqüências de ressonância e anti-ressonância, o ângulo de fase entre a entrada e a resposta, e a impedância elétrica do transdutor na freqüência de varredura.

O modo vibracional obtido através da simulação para o transdutor montado com quatro cerâmicas é mostrado na Figura 7.3.1.1.3, que possui uma malha com 1525 elementos e 3152 nós.

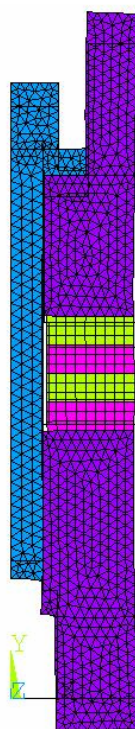


Figura 7.3.1.1.3. Modo vibracional do transdutor montado com quatro cerâmicas na freqüência de ressonância.

Durante a montagem dos protótipos, foi observado que o aperto do parafuso de pré-tensão influencia nos valores das freqüências de ressonância e anti-ressonância da seguinte forma: aumentando-se o valor do torque de aperto, aumentam os valores das freqüências de ressonância e anti-ressonância até um ponto em que estas se estabilizam. Este comportamento é descrito em Arnold; Mühlen (2001a). Segundo Arnold; Mühlen (2001a), o pré-tensionamento serve para garantir o contato acústico efetivo entre as massas metálicas e piezelétricas do transdutor, assim, para um nível baixo de pré-tensionamento, o contato acústico entre as peças metálicas e as cerâmicas não é perfeito. O aperto do parafuso de pré-tensão produz uma compressão mais alta na parte central das peças (próximo ao furo) do que na periferia, deste modo, a transmissão da onda é concentrada nessa região. Dessa

forma, o aumento do torque de aperto do parafuso de pré-tensão, aumenta a região de casamento acústico efetivo entre as partes. É observado que, quando o valor do torque de aperto do parafuso de pré-tensionamento atinge aproximadamente 150 Nm, o valor da frequência de ressonância do transdutor permanece praticamente inalterado, mostrando-se que foi obtido um casamento acústico efetivo entre as peças. Foi observado ainda que, para níveis de pré-tensionamento mais altos, como por exemplo, 180 Nm, a frequência de ressonância também permanece inalterada, no entanto, altos níveis de pré-tensionamento devem ser evitados, pois podem conduzir à ruptura do parafuso de pré-tensão, alteração das propriedades físicas das cerâmicas (ARNOLD; MÜHLEN, 2001a) e à ruptura das cerâmicas.

Os resultados apresentados na Tabela 7.3.1.1.1 foram obtidos um dia após a montagem dos transdutores. Isso foi feito pois se observou que, logo após a montagem dos transdutores, as curvas de impedância mudam ao longo do tempo, sendo as variações perceptíveis depois de alguns minutos. No dia seguinte após a montagem, as frequências de ressonância e anti-ressonância apresentavam um aumento de aproximadamente 200 Hz, esse comportamento também foi observado por Matuda (1999). No entanto, foi observado que, nos dias seguintes após a montagem, os valores das frequências praticamente não sofrem mais alterações, dessa forma, o critério seguido para a obtenção das curvas de módulo e fase da impedância foi: montar o transdutor em um dia, e obter as curvas no dia seguinte, 24 horas após a montagem.

7.3.1.2 Transdutor Piezelétrico de Potência Montado com Oito Cerâmicas

Foi montado um protótipo do transdutor com oito cerâmicas piezelétricas. As curvas do módulo da impedância elétrica obtidas são mostradas na Figura 7.3.1.2.1, enquanto que as curvas da fase da impedância elétrica são mostradas na Figura 7.3.1.2.2.

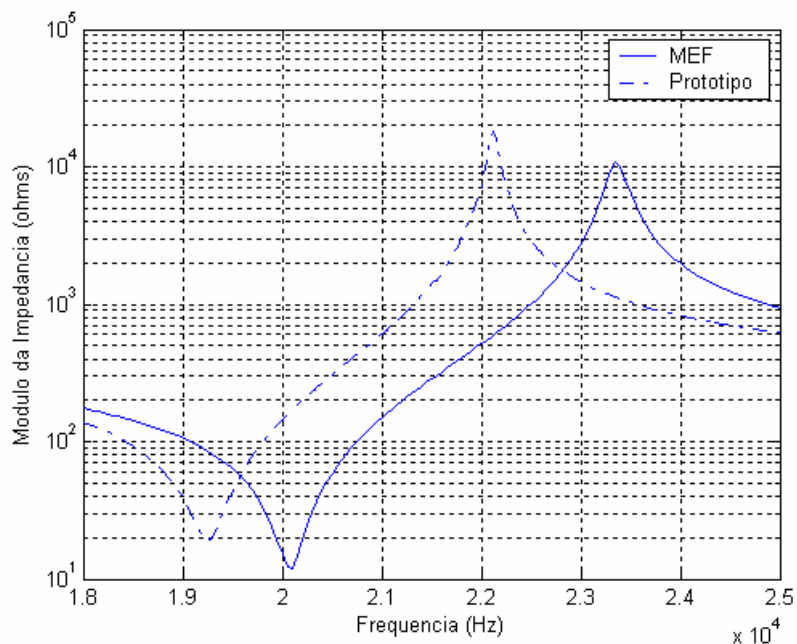


Figura 7.3.1.2.1. Curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com oito cerâmicas.

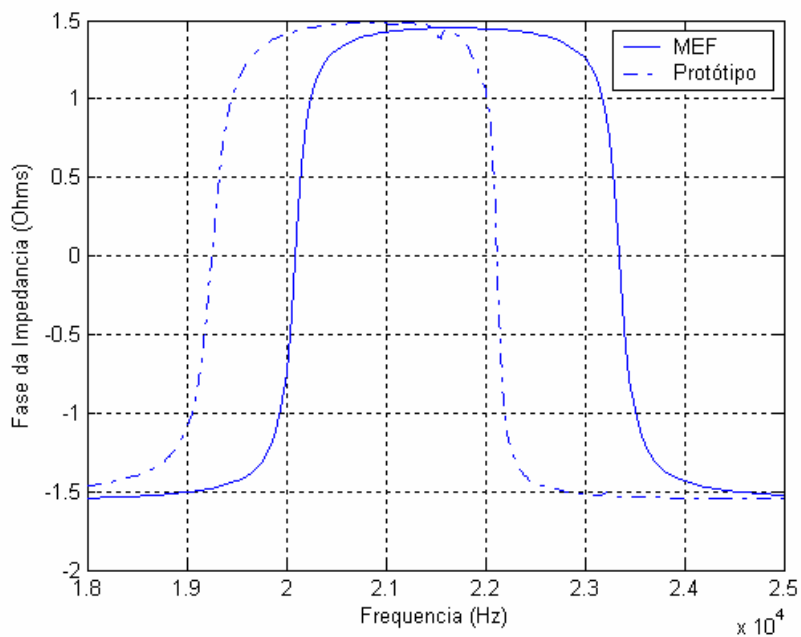


Figura 7.3.1.2.2. Curvas da fase da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com oito cerâmicas.

A tabela 7.3.1.2.1 apresenta todos os valores obtidos para as frequências de ressonância e anti-ressonância, impedância elétrica e coeficiente de acoplamento eletromecânico.

Transdutor	f_r (kHz)	f_a (kHz)	Z_r (Ω)	Z_a (k Ω)	k_T (adimensional)
MEF	20,086	23,349	12	10,7	0,51
Protótipo	19,254	22,117	19	17,6	0,49

Tabela 7.3.1.2.1. Resultados obtidos para o transdutor montado com oito cerâmicas piezelétricas.

O modo vibracional obtido através da simulação para o transdutor montado com quatro cerâmicas é mostrado na Figura 7.3.1.2.3, a malha possui 1378 elementos e 2743 nós.

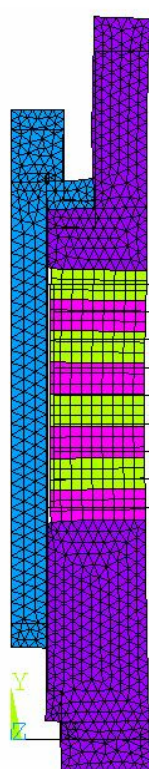


Figura 7.3.1.2.3. Modo vibracional do transdutor montado com oito cerâmicas na frequência de ressonância.

Em relação aos protótipos montados com quatro cerâmicas, observa-se que houve uma diminuição do valor da impedância elétrica na frequência de ressonância, isso acontece porque, quanto maior o número de cerâmicas, maior é o número de elementos ligados em paralelo, o que diminui a impedância elétrica do conjunto. Porém, um transdutor construído com oito cerâmicas apresentaria muito mais perdas do que um transdutor montado com quatro cerâmicas, devido ao aumento do número de massas em atrito.

Também se percebe um aumento no valor do coeficiente de acoplamento eletromecânico. Segundo o fabricante das cerâmicas piezelétricas usadas neste trabalho, a CeramTec (<<http://www.ceramtec.com>>), uma única cerâmica possui um fator de acoplamento eletromecânico, da ordem de 0.48, o que significa que uma única cerâmica pode converter até 48 % de energia elétrica em mecânica. No entanto, a adição de massas metálicas na montagem do transdutor reduz consideravelmente o valor do coeficiente de acoplamento eletromecânico. Portanto, quanto maior for a massa de material piezelétrico na configuração do transdutor, maior será o valor do coeficiente de acoplamento eletromecânico. Essas alterações no desempenho do transdutor devido ao número de cerâmicas foram estudadas por Shuyu (2004).

7.3.2 Amplificador Mecânico

O modo vibracional do amplificador mecânico é mostrado na Figura 7.3.2.1, a frequência de ressonância é de 20,121 kHz, a malha possui 1580 elementos e 3333 nós.

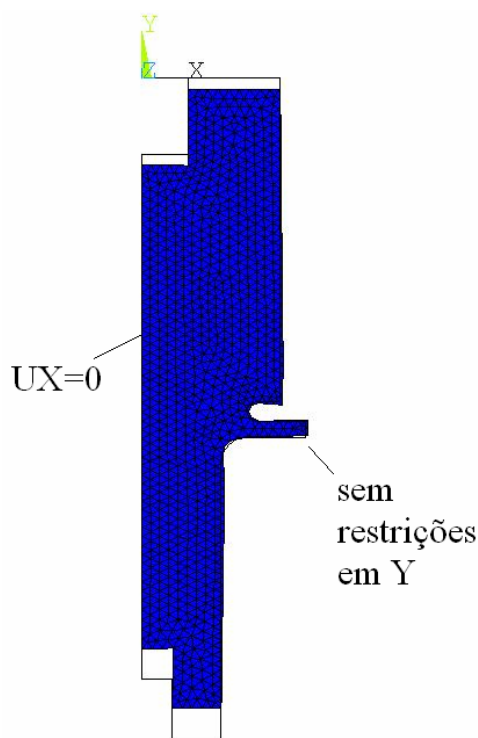


Figura 7.3.2.1. Modo de vibração do amplificador mecânico.

Esse modo corresponde ao modo longitudinal, onde o amplificador mecânico vibra com as faces em contra-fase gerando altos deslocamentos nas extremidades e deslocamentos nulos no centro. O modo de vibração mostrado na Figura 7.3.2.1 foi obtido aplicando-se restrições estruturais apenas no eixo X, enquanto que nenhuma restrição estrutural foi aplicada no eixo Y, no local que corresponde ao ponto nodal onde o amplificador mecânico é fixo em máquinas de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som. O mesmo amplificador mecânico simulado com restrição estrutural no eixo Y apresenta uma frequência levemente mais alta, 20,139 kHz. Isso mostra que a fixação do amplificador no eixo Y tem pouca influência no valor da frequência de ressonância do amplificador no modo longitudinal. Dessa forma, o amplificador pode ser simulado sem restrições estruturais no eixo Y.

7.3.3 Sonotrodo Cilíndrico

O modo de vibração longitudinal do sonotrodo cilíndrico é mostrado na Figura 7.3.3.1. A frequência de ressonância é de 20,321 kHz, a malha possui 1719 elementos e 3594 nós.

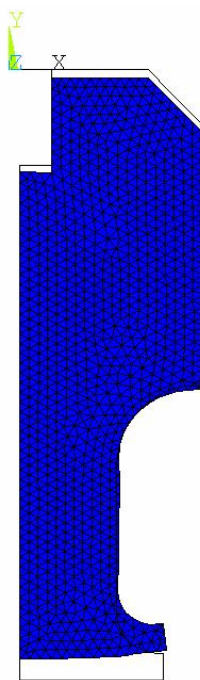


Figura 7.3.3.1. Modo de vibração do sonotrodo cilíndrico.

Pela Figura 7.3.3.1, verifica-se que a distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo não é uniforme, pois a borda da face de trabalho vibra com uma amplitude maior do que o centro, o que prejudica a qualidade do processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som.

7.3.4 Sonotrodo do Tipo Lâmina-Larga

O modo de vibração longitudinal do sonotrodo lâmina-Larga simulado sem fendas internas, e com fendas internas é mostrado na Figura 7.3.4.1. A frequência de ressonância para o sonotrodo sem fendas é de 21,291 kHz, a malha possui 16659 elementos e 26147 nós. Para o sonotrodo simulado com fendas, a frequência de ressonância é de 19,926 kHz, a malha possui 16472 elementos e 26285 nós.

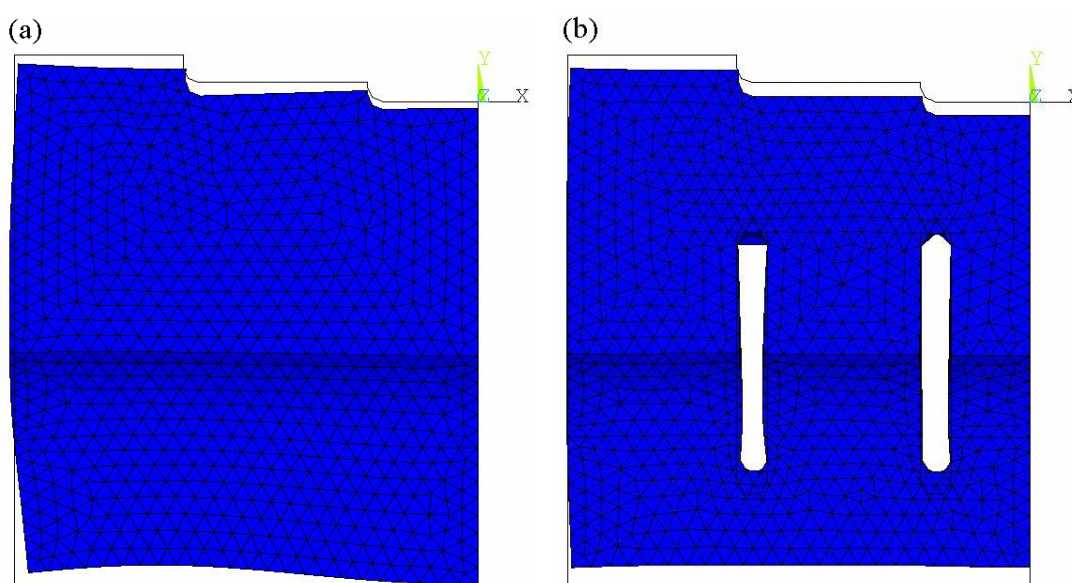


Figura 7.3.4.1. (a) Modo de vibração longitudinal do sonotrodo lâmina-larga simulado sem fendas internas. (b) Modo de vibração longitudinal do sonotrodo lâmina-larga simulado com fendas internas.

A Figura 7.3.4.1 (a) mostra que o sonotrodo produzido sem fendas não possui uma boa uniformidade de amplitude de vibração na face de trabalho. Nota-se que há uma forte vibração lateral devido ao efeito de Poisson, que influencia na uniformidade da distribuição de vibração na face de trabalho. O uso de fendas na

configuração do sonotrodo visa anular essas vibrações laterais, de forma a melhorar a distribuição de vibração na face de trabalho.

A Figura 7.3.4.2 mostra a distribuição de vibração na face dos dois sonotrodos obtidas a partir da análise modal, cujos resultados foram mostrados na Figura 7.3.4.1. Como os modelos são simétricos, somente a distribuição de vibração que corresponde à parte que foi simulada é mostrada.

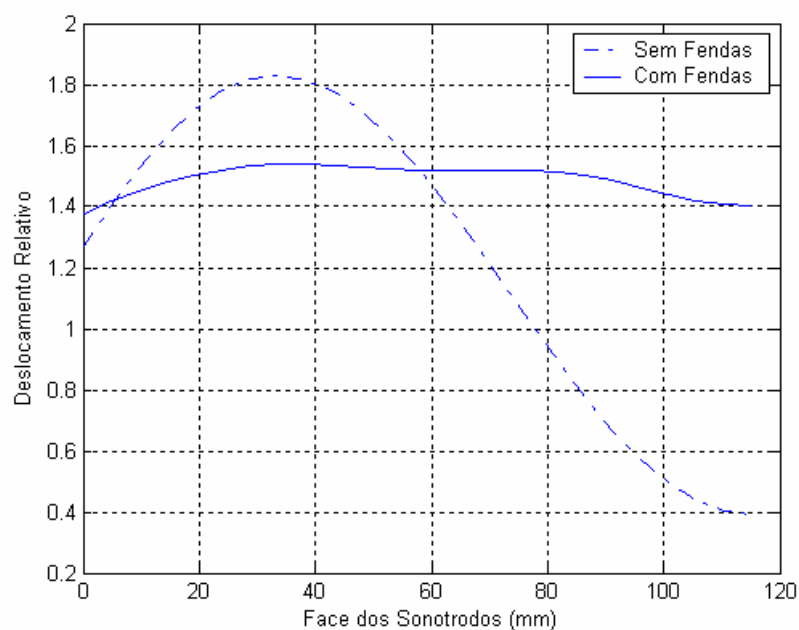


Figura 7.3.4.2. Distribuição de vibração na face de trabalho dos sonotrodos obtida a partir da análise modal.

A exigência para uniformidade da amplitude, dada como a relação entre os deslocamentos mínimo e máximo na face do sonotrodo (U_{min}/U_{max}) está estimada em no mínimo 80%. Pela Figura 7.3.4.2, o sonotrodo simulado sem fendas apresenta uma uniformidade de 21,4%, enquanto que o sonotrodo simulado com fendas apresenta uma uniformidade de 89,3%, e portanto, considerado uniforme.

7.3.5 Transdutor Montado com o Amplificador Mecânico

As curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico são mostradas na Figura 7.3.5.1, e as curvas da fase da impedância elétrica são mostradas na Figura 7.3.5.2.

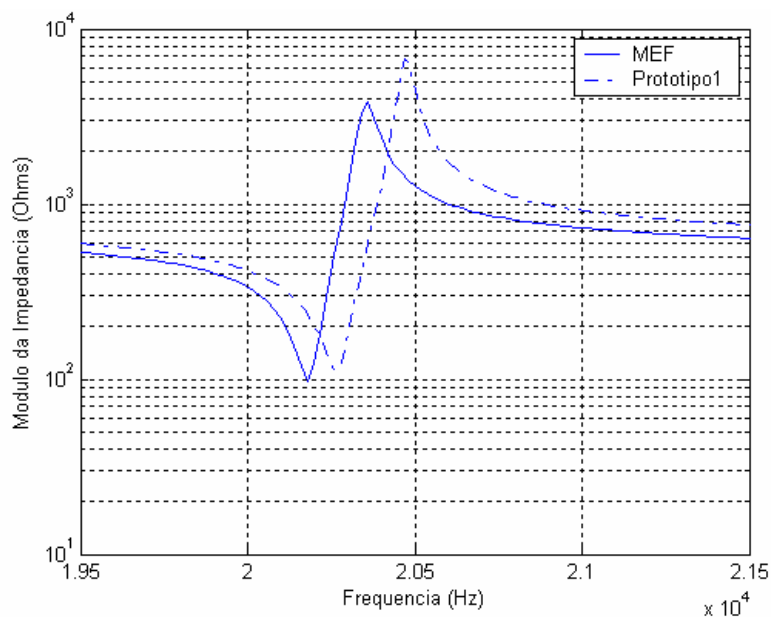


Figura 7.3.5.1. Curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico.

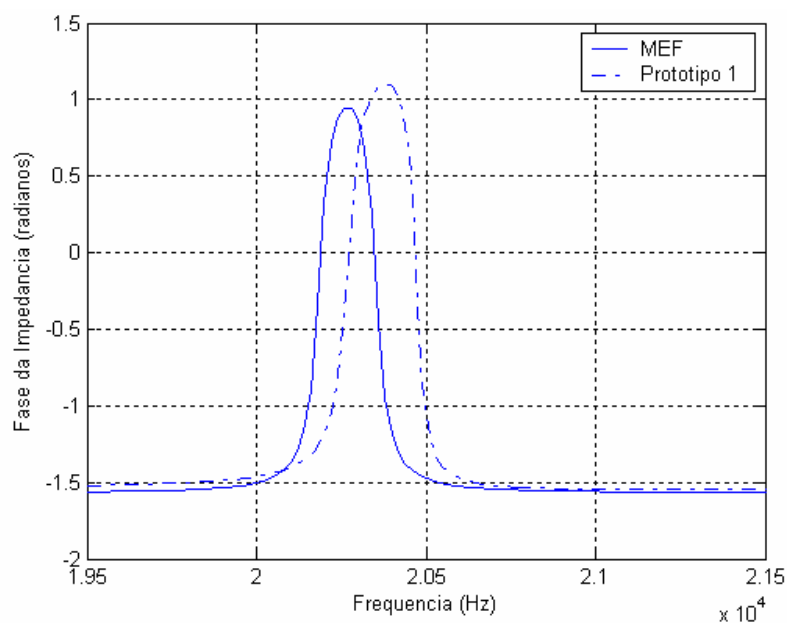


Figura 7.3.5.2. Curvas da fase da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico.

A tabela 7.3.5.1 apresenta todos os valores obtidos para as frequências de ressonância e anti-ressonância, impedância elétrica e coeficiente de acoplamento eletromecânico.

Transdutor	f_r (kHz)	f_a (kHz)	Z_r (Ω)	Z_a (k Ω)	k_T (adimensional)
MEF	20,190	20,347	109,1	3,5	0,12
Protótipo1	20,272	20,468	115,3	6,5	0,14
Protótipo2	20,254	20,452	117,5	7,03	0,14
Protótipo3	20,243	20,438	86,6	11,9	0,14
Protótipo4	20,135	20,330	115,6	10,8	0,14

Tabela 7.3.5.1. Resultados obtidos para o transdutor montado com o amplificador mecânico.

Os resultados experimentais apresentados aqui foram obtidos a partir da montagem do amplificador mecânico nos transdutores de quatro cerâmicas descritos na seção 7.3.1.1. O modo de vibração do transdutor montado com o amplificador mecânico é mostrado na Figura 7.3.5.3, a malha possui 3310 elementos e 6885 nós.

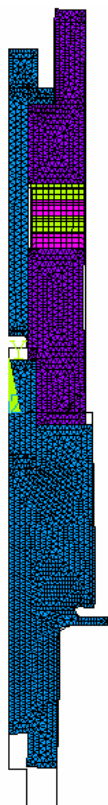


Figura 7.3.5.3. Modo de vibração do transdutor montado com o amplificador mecânico.

Os resultados da Tabela 7.3.5.1 mostram a influência do amplificador mecânico na frequência natural do conjunto. Os resultados das frequências de ressonância mostradas na Tabela 7.3.5.1 mostram que a frequência do conjunto é muito próxima da frequência natural do amplificador mecânico, pois este possui massa e rigidez mais altas do que o transdutor, portanto apresenta uma maior influência na frequência do conjunto. Nota-se uma redução bastante significativa no valor do coeficiente de acoplamento eletromecânico, pois a adição de peças metálicas como o amplificador mecânico, reduz a capacidade de conversão eletromecânica das cerâmicas.

7.3.6 Transdutor Montado com o Amplificador Mecânico e o Sonotrodo Cilíndrico

As curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico são mostradas na Figura 7.3.6.1, e as curvas da fase da impedância elétrica são mostradas na Figura 7.3.6.2.

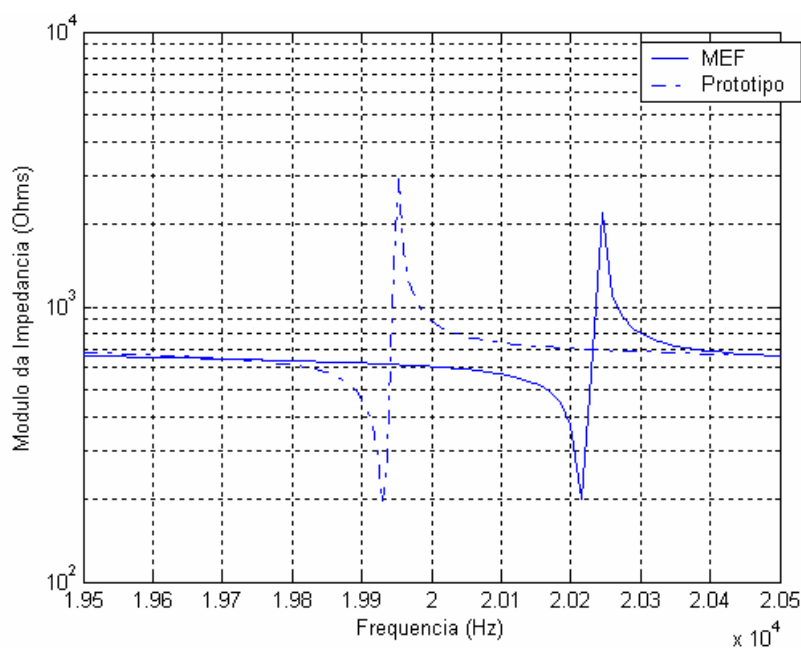


Figura 7.3.6.1. Curvas do módulo da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico.

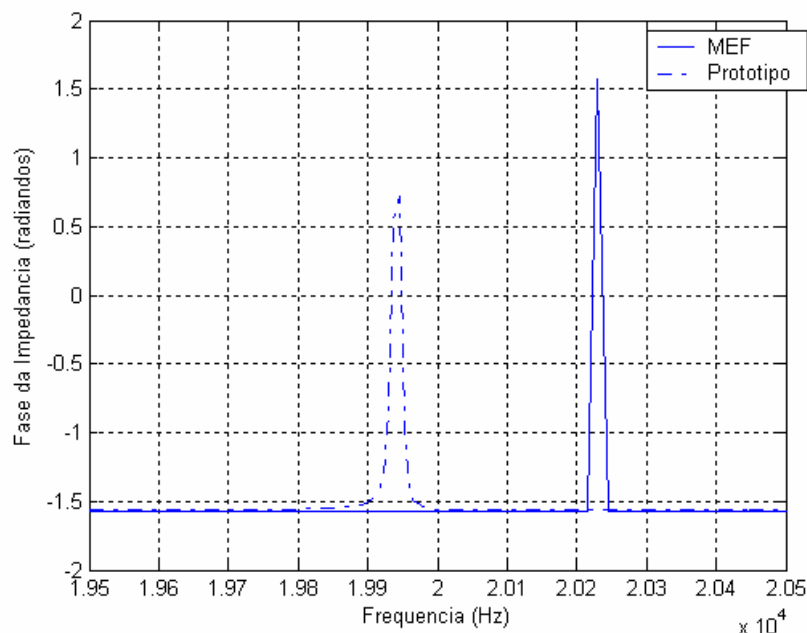


Figura 7.3.6.2. Curvas da fase da impedância elétrica obtidas para o transdutor montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico.

A tabela 7.3.6.1 apresenta os valores obtidos para as frequências de ressonância e anti-ressonância, impedância elétrica e coeficiente de acoplamento eletromecânico. Os resultados da simulação foram comparados com resultados experimentais obtidos a partir de um protótipo, sendo que, nesse protótipo, o conjunto formado pelo transdutor acoplado ao amplificador não corresponde a nenhum dos protótipos apresentados na seção 7.3.5. Nessas medições, foi usado um outro protótipo, que corresponde ao que foi usado nas medições com o vibrômetro laser Doppler.

Transdutor	f_r (kHz)	f_a (kHz)	Z_r (Ω)	Z_a (k Ω)	k_T (adimensional)
MEF	20,223	20,238	199	2,2	0,04
Protótipo	19,936	19,949	183	3,8	0,04

Tabela 7.3.6.1. Resultados obtidos para o transdutor montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico.

Os resultados mostrados na Tabela 7.3.6.1 mostram uma redução bastante elevada no valor do coeficiente de acoplamento eletromecânico devido à montagem

do sonotrodo cilíndrico, mostrando que a adição deste reduz a capacidade de conversão eletromecânica das cerâmicas.

O modo de vibração do conjunto é mostrado na Figura 7.3.6.3, a malha possui 5166 elementos e 10743 nós.



Figura 7.3.6.3. Modo de vibração do transdutor montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo cilíndrico.

7.3.6.1 Distribuição de Vibração na Face de Trabalho do Sonotrodo Cilíndrico

Os resultados numéricos e experimentais da análise da distribuição de vibração na face de trabalho do sonotrodo cilíndrico são mostrados na Figura

7.3.6.1.1. Foram feitas medições em 15 pontos ao longo da face do sonotrodo, como a face do sonotrodo possui um diâmetro de 54 mm, foi feita uma medição a cada 3,6 mm, aproximadamente.

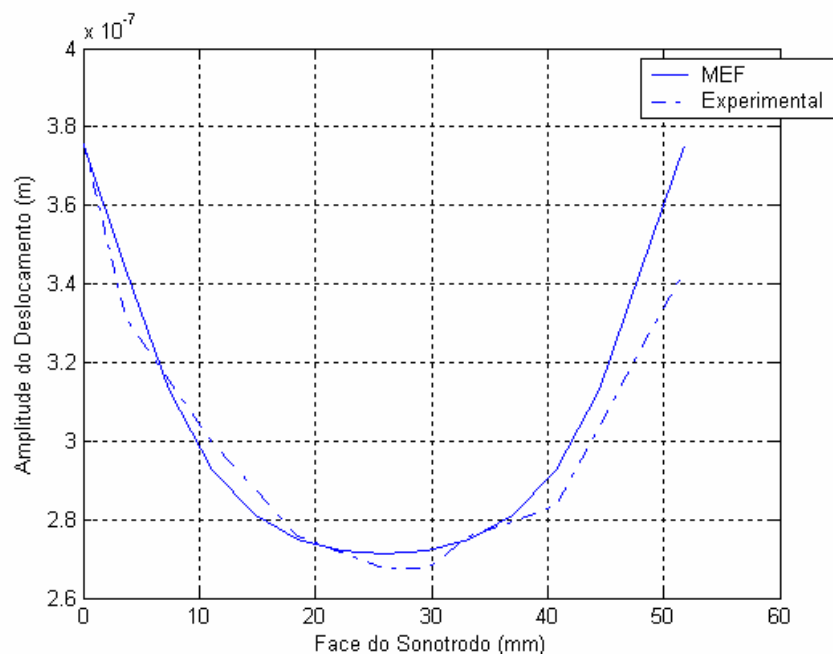


Figura 7.3.6.1.1. Distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo cilíndrico.

Os resultados experimentais mostrados na Figura 7.3.6.1 foram obtidos usando-se um vibrômetro laser Doppler conforme descrito na seção 5.6.1. A frequência de excitação do sistema usada nas medições foi 19,924 kHz. Pela Figura 7.3.6.1, o modelo em elementos finitos apresenta uma uniformidade de amplitude de 72,3 %, enquanto que as medições feitas na face do sonotrodo usando o vibrômetro mostram uma uniformidade da amplitude de 77,9 %.

Esses resultados experimentais foram obtidos excitando-se o sistema com uma tensão elétrica baixa, por isso, os valores de deslocamento apresentados são da ordem de nanômetros. Já o modelo em elementos finitos foi excitado com uma tensão elétrica mais alta, gerando um deslocamento da ordem de micrômetros na face de trabalho. Considerando que o modelo em elementos finitos é linear, os resultados da distribuição de vibração obtidos a partir do modelo foram multiplicados por um fator comum, dessa forma, podem se comparar os resultados da distribuição de vibração quantitativamente, conforme mostrado na Figura 7.3.6.1.1, este mesmo

procedimento foi adotado para a comparação dos resultados mostrados nas secções a seguir.

7.3.6.2 Otimização do Projeto do Sonotrodo Cilíndrico

Os resultados da otimização do projeto do sonotrodo cilíndrico fornecidos pelo ANSYS são mostrados abaixo na Tabela 7.3.6.2.1. Todos os resultados da otimização listados pelo ANSYS para cada iteração da otimização são mostrados no Anexo B. Na Tabela 7.3.6.2.1, os parâmetros designados por DV representam as variáveis de projeto; SV, as variáveis de estado; OBJ, a função objetivo. O valor da função objetivo é dado em metro⁻¹, pois como descrito na seção 5.5, a função A0 corresponde ao inverso da amplitude do deslocamento no centro do sonotrodo.

	Projeto inicial	Projeto otimizado
DIV2 (SV)	0,99679	0,99343
DIV3 (SV)	0,98634	0,97523
DIV4 (SV)	0,96525	0,95097
DIV5 (SV)	0,92724	0,92514
DIV6 (SV)	0,86627	0,90436
DIV7 (SV)	0,78946	0,89817
DIV8 (SV)	0,72267	1,0030
RR1 (DV)	15,0 mm	14,948 mm
RR2 (DV)	8,0 m	8,4972 mm
Y1 (DV)	5,0 mm	15,234 mm
Y2 (DV)	114,8 mm	112,62 mm
A0 (OBJ)	$4,3705 \times 10^5 \text{ m}^{-1}$	$5,5006 \times 10^6 \text{ m}^{-1}$

Tabela 7.3.6.2.1. Valores obtidos para a otimização do projeto do sonotrodo cilíndrico.

Na tabela 7.3.6.2.1 são mostrados os parâmetros que constituem as variáveis iniciais do projeto do sonotrodo. O ANSYS analisa o projeto inicial, e a partir deste inicia a busca pelos parâmetros ótimos.

Os resultados do melhor projeto encontrado pelo ANSYS listados na Tabela 7.3.6.2.1 são importantes para se discutir as limitações mostradas pelo ANSYS para a otimização do projeto do sonotrodo.

O modelo usado na otimização do sonotrodo foi o descrito na seção 6.5.2. Esse modelo foi excitado na sua frequência natural de ressonância, a qual corresponde a 20 kHz. O tipo de análise usada para se fazer a otimização foi a análise harmônica, dessa forma, para cada iteração, o ANSYS realiza uma análise harmônica na frequência de 20 kHz e verifica se a função objetivo foi alcançada e as restrições estão dentro dos limites especificados.

Como pode se observar, no projeto ótimo, as variáveis de estado estão dentro dos limites especificados, porém, a função objetivo A0 não foi minimizada em relação ao projeto inicial, o valor de A0 para o projeto otimizado é muito maior do que o valor de A0 do projeto inicial. Isso mostra uma limitação do ANSYS para otimização de projetos usando-se análises dinâmicas, esperava-se que a função objetivo A0 fosse minimizada, que as restrições fossem satisfeitas e que o sonotrodo feitos com os valores otimizados de RR1, RR2, Y1 e Y2 tivesse uma frequência natural próxima de 20 kHz. Foi feito um modelo de sonotrodo com os parâmetros do projeto otimizado listados na Tabela 7.3.6.2.1, esse modelo é mostrado na Figura 7.3.6.2.1. Os valores usados para os parâmetros foram: RR1 = 8,5 mm; RR2 = 15 mm; Y1 = 15,2 mm; Y2 = 112,6 mm.

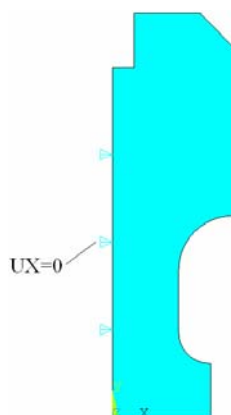


Figura 7.3.6.2.1. Modelo de sonotrodo construído com os parâmetros ótimos listados na Tabela 7.3.6.2.1.

As dimensões do modelo da Figura 7.3.6.2.1 são mostradas na Figura 7.3.6.2.2. O modo de vibração é mostrado na Figura 7.3.6.2.3, a malha possui 1739 elementos e 3632 nós.

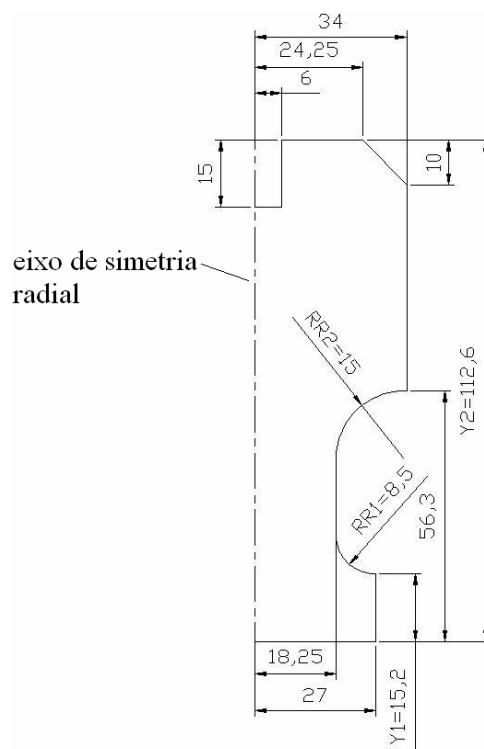


Figura 7.3.6.2.2. Dimensões do modelo de sonotrodo construído com os parâmetros ótimos listados na Tabela 7.3.6.2.1.

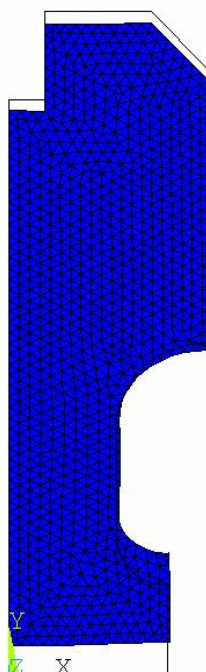


Figura 7.3.6.2.3. Modo de vibração do sonotrodo construído com os parâmetros ótimos listados na Tabela 7.3.6.2.1.

O sonotrodo construído com os parâmetros ótimos listados na Tabela 7.3.6.2.1 mostra uma frequência de ressonância de 18,694 kHz, que está abaixo da frequência de trabalho de 20 kHz. Dessa forma, o comprimento Y2 do sonotrodo teve que ser ajustado, de forma que a frequência no modo longitudinal ficasse próxima de 20 kHz. As dimensões do sonotrodo com o comprimento Y2 ajustado são mostradas na Figura 7.3.6.2.4:

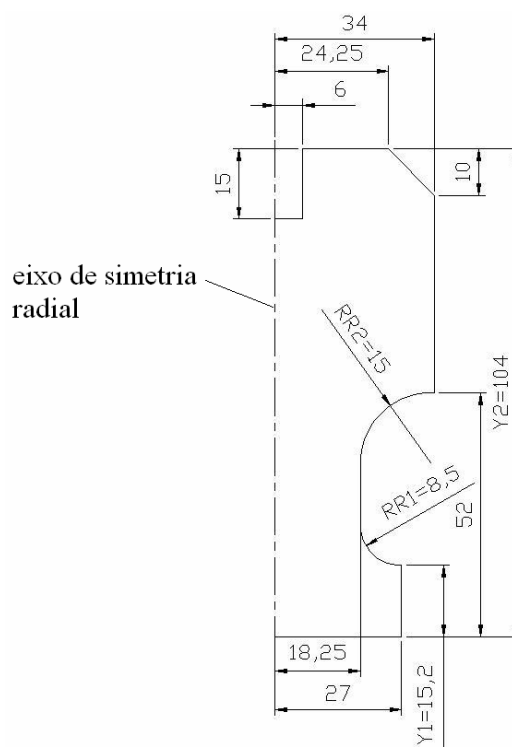


Figura 7.3.6.2.4. Dimensões do sonotrodo otimizado.

O modelo em elementos finitos construído com as dimensões mostradas na Figura 7.3.6.2.4 apresentou um frequência de ressonância de 20,027 kHz. O modo de vibração do sonotrodo otimizado é mostrado na Figura 7.3.6.2.5, a malha possui 1598 elementos e 3341 nós.

Foi construído um protótipo de sonotrodo otimizado com as dimensões mostradas na Figura 7.3.6.2.4. Foi construído um modelo em elementos finitos do conjunto montado com o transdutor, o amplificador e o sonotrodo cilíndrico otimizado, para o qual foi feita uma análise da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo e os resultados foram comparados com uma varredura feita na face de trabalho do protótipo usando-se um vibrômetro laser Doppler. Os

resultados numéricos e experimentais da análise da distribuição de vibração são mostrados na Figura 7.3.6.2.6.

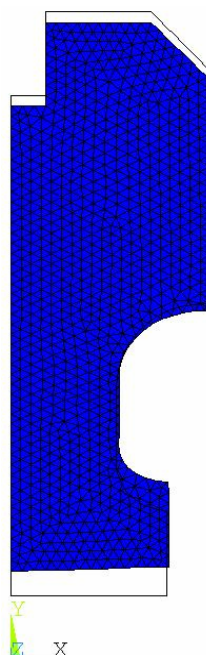


Figura 7.3.6.2.5. Modo de vibração do sonotrodo otimizado.

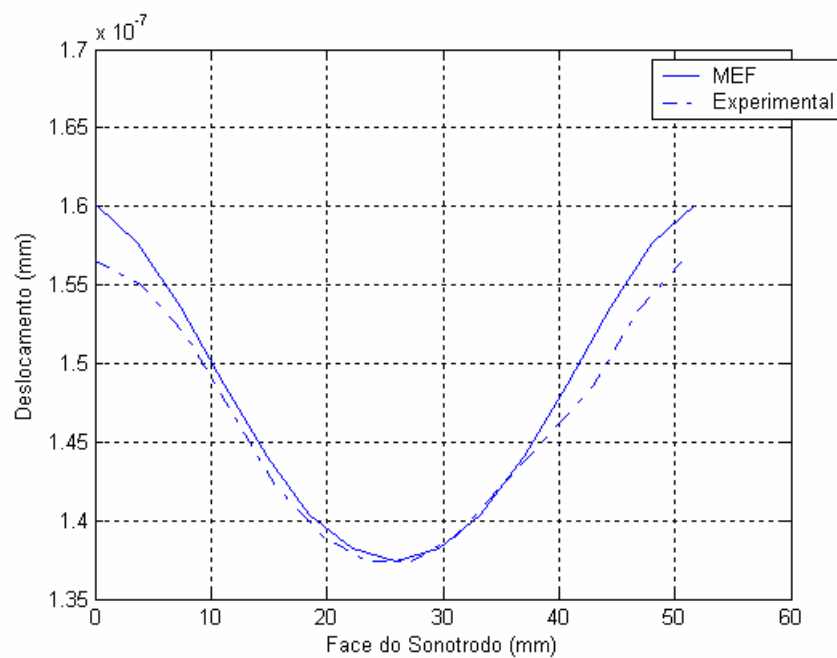


Figura 7.3.6.2.6. Distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo cilíndrico otimizado.

Algumas fotografias tiradas durante as medições com o vibrômetro laser são mostradas a seguir:

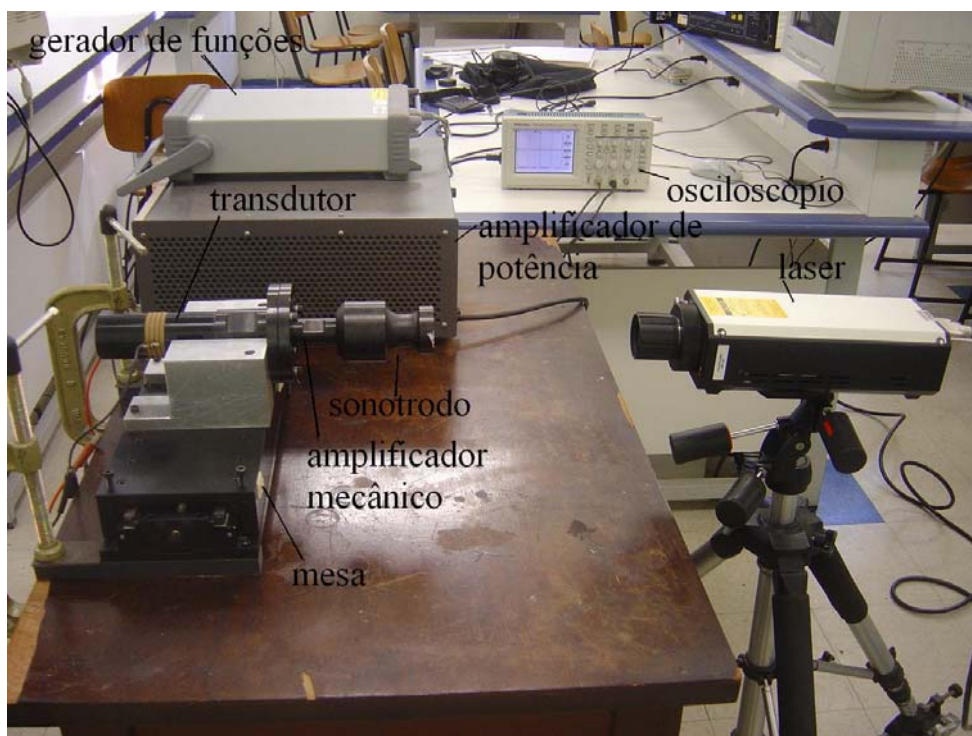




Figura 7.3.6.2.7. Fotografias tiradas durante as medições com o vibrômetro da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo cilíndrico otimizado.

A mesa onde o conjunto transdutor-amplificador-sonotrodo é fixado possui guias lineares e um fuso de esferas recirculantes. Girando-se a manopla, o conjunto se desloca, permitindo que, durante as medições, o laser fique parado e a varredura seja feita deslocando-se o conjunto.

A frequência de excitação do sistema usada nas medições foi de 19,922 kHz, que produz a máxima amplitude de vibração, sendo considerada a frequência de ressonância. Pela Figura 7.3.6.2.6, o modelo em elementos finitos apresenta uma uniformidade de amplitude de 85,8 %, enquanto que as medições feitas na face do sonotrodo usando o vibrômetro mostram uma uniformidade da amplitude de 87,8 %. Também foram feitas medições em 15 pontos ao longo da face do sonotrodo, sendo uma medição a cada 3,6 mm, aproximadamente

Esses resultados mostram que o sonotrodo otimizado apresenta uma uniformidade da amplitude acima de 80 %, o que é importante para melhorar a qualidade do processo de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som.

O modelo em elementos finitos do conjunto montado com o transdutor, o amplificador e o sonotrodo cilíndrico otimizado é mostrado na Figura 7.3.6.2.8. Foi usado um modelo simplificado, igual ao que foi usado na otimização do sonotrodo.

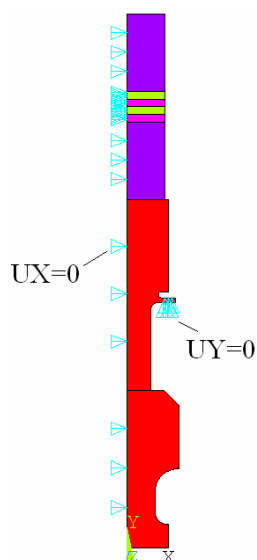


Figura 7.3.6.2.8. Modelo usado para a verificação da distribuição de vibração na face do sonotrodo cilíndrico otimizado.

O modo de vibração do modelo da Figura 7.3.6.2.8 é mostrado na Figura 7.3.6.2.9. A malha possui 4941 elementos e 10138 nós.



Figura 7.3.6.2.9. Modo de vibração do modelo usado para a verificação da distribuição de vibração na face do sonotrodo cilíndrico otimizado.

7.3.7 Distribuição de Vibração na Face de Trabalho do Sonotrodo Lâmina-Larga

Os resultados numéricos e experimentais da análise da distribuição de vibração na face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga são mostrados na Figura 7.3.7.1. A frequência de excitação do sistema usada nas medições foi 20,068 kHz. Pela Figura 7.3.7.1, a vibração na face do modelo em elementos finitos apresenta uma uniformidade de amplitude de 89,3 %, enquanto que as medições feitas na face do sonotrodo usando o vibrômetro mostram uma uniformidade da amplitude de 89,5 %. O modo natural de vibração do sistema é mostrado na Figura 7.3.7.2, a malha possui 26570 elementos e 42453 nós, a frequência é de 20,286 kHz.

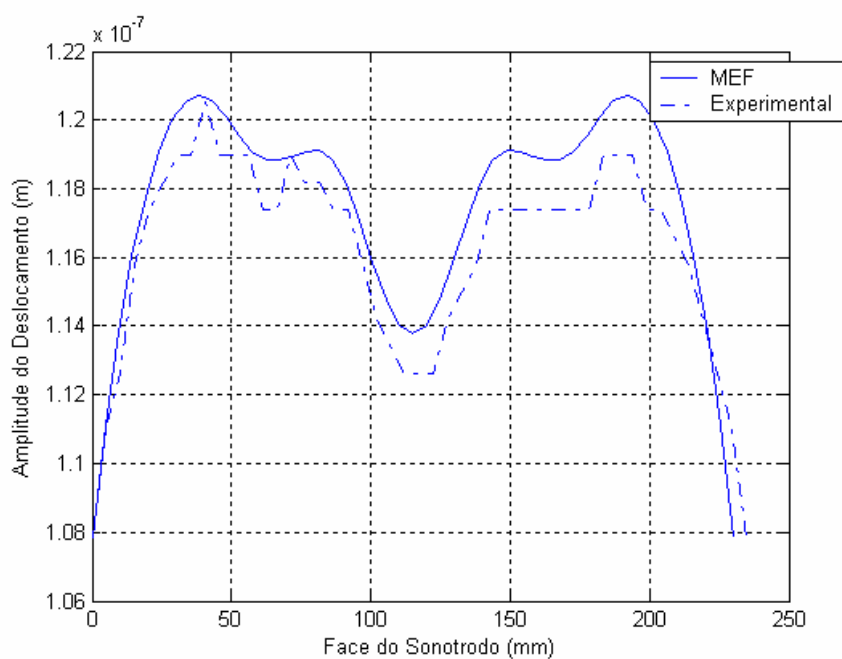


Figura 7.3.7.1. Distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga.

Na face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga foram feitas medições em 46 pontos ao longo da face do sonotrodo, como a face do sonotrodo possui uma largura de 235 mm, foi feita uma medição a cada 5 mm, aproximadamente.

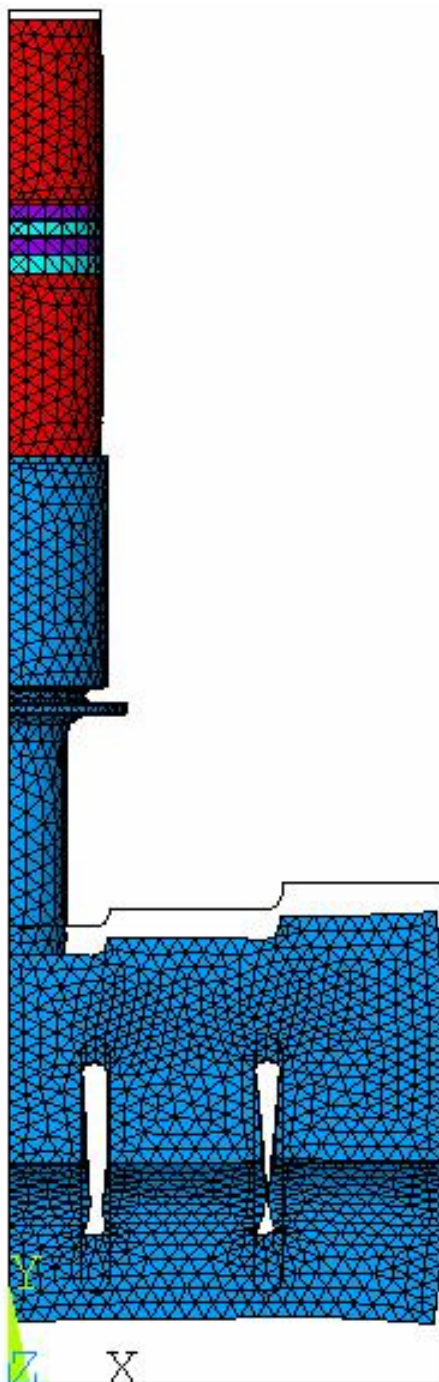


Figura 7.3.7.2. Modo de vibração do transdutor de quatro cerâmicas montado com o amplificador mecânico e o sonotrodo lâmina-larga.

Uma fotografia das medições da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga é mostrada na Figura 7.3.7.3:



Figura 7.3.7.3. Fotografia tirada durante as medições com o vibrômetro da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga.

7.3.8 Comportamento Sob Carga

Foi feito um estudo do comportamento do sistema sob carga, usando-se uma máquina de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som equipada com um sonotrodo do tipo lâmina-larga, que pode ser vista no Anexo C. Quando a máquina está em funcionamento, o cilindro de metal duro gira, puxando o tecido. Pressionando esse cilindro contra a face do sonotrodo existe um pistão pneumático que pode exercer pressão de até 7 kgf/cm^2 (7 bar).

O estudo do comportamento sob carga foi feito analisando-se a variação da frequência de ressonância do sistema em função da pressão exercida pelo cilindro na face do sonotrodo. Esse estudo foi dividido em duas partes.

Na primeira parte não foi usado tecido. Mediu-se através de um analisador de impedância as frequências de ressonância e anti-ressonância do sistema, além dos valores da impedância elétrica nessas frequências. Isso foi feito com o sistema sem

nenhuma carga, e o cilindro não tocava a face do sonotrodo. Então a pressão do cilindro foi elevada até 1 bar e este foi encostado na face do sonotrodo. A máquina possui um pedal que possibilita ao operador abaixar ou levantar o cilindro e uma válvula pneumática que permite a regulação da pressão exercida pelo cilindro sobre a face do sonotrodo. O cilindro foi mantido encostado na face do sonotrodo. A pressão no cilindro foi aumentada até 4 bar e os valores das frequências de ressonância e anti-ressonância e os valores da impedância elétrica nessas frequências foram medidos a cada incremento de 1 bar na pressão. Depois disso, a pressão foi reduzida até chegar a 1 bar, então levantou-se o cilindro de metal duro e mediu-se novamente os valores das frequências de ressonância, anti-ressonância e impedância elétrica. Os resultados são mostrados na Tabela 7.3.8.1:

	f_r (kHz)	f_a (kHz)	Z_r (Ω)	Z_a (k Ω)
Sem carga	20,131	20,137	126	3,20
1 bar	20,324	20,328	265	1,15
2 bar	20,359	20,364	261	1,14
3 bar	20,393	20,398	271	1,06
4 bar	20,417	20,422	259	1,20
3 bar	20,412	20,416	279	1,18
2 bar	20,390	20,394	345	0,81
1 bar	20,269	20,275	232	1,06
Sem carga	20,131	20,137	119	3,0

Tabela 7.3.8.1. Resultados obtidos para o comportamento sob carga e sem tecido.

Os resultados listados na Tabela 7.3.8.1 mostram a variação da frequência de ressonância, frequência de anti-ressonância e impedância elétrica do sistema, verifica-se que os valores apresentados mostram que tanto as frequências quanto as impedâncias apresentam valores diferentes quando se aumenta e quando se diminui a pressão exercida pelo cilindro contra a face do sonotrodo. O aumento no valor da frequência de ressonância devido ao aumento da pressão ocorre porque, elevando-se a pressão, aumenta o contato efetivo entre o sonotrodo e o cilindro de metal duro, alterando a frequência da estrutura. A Figura 7.3.8.1 mostra a curva de variação da

freqüência de ressonância do sistema obtida com os resultados mostrados na Tabela 7.3.8.1:

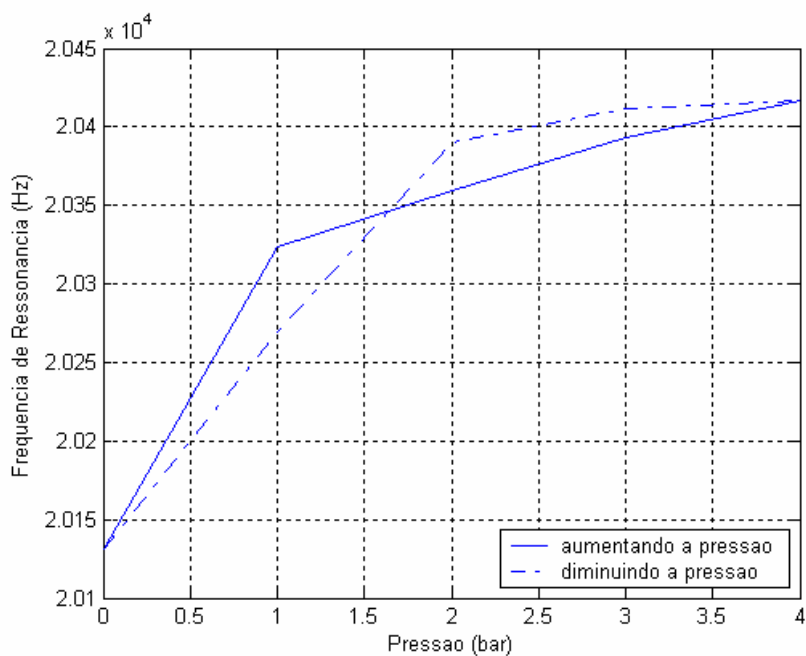


Figura 7.3.8.1. Curva de variação da freqüência de ressonância do sistema obtida sem tecido.

As Figuras 7.3.8.2 e 7.3.8.3 mostram as curvas do módulo e da fase da impedância elétrica obtidas para o sistema sem carga.

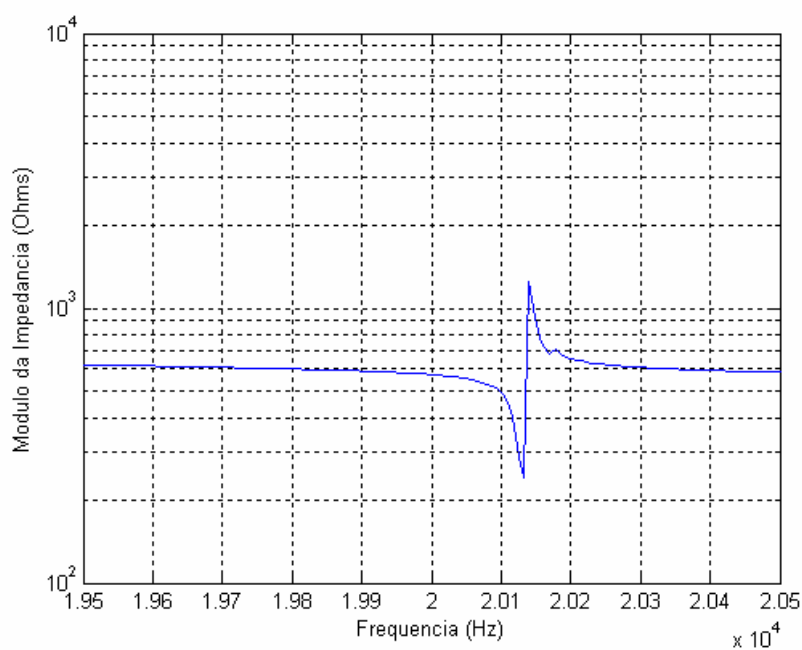


Figura 7.3.8.2. Módulo da impedância elétrica obtida para o sistema sem carga.

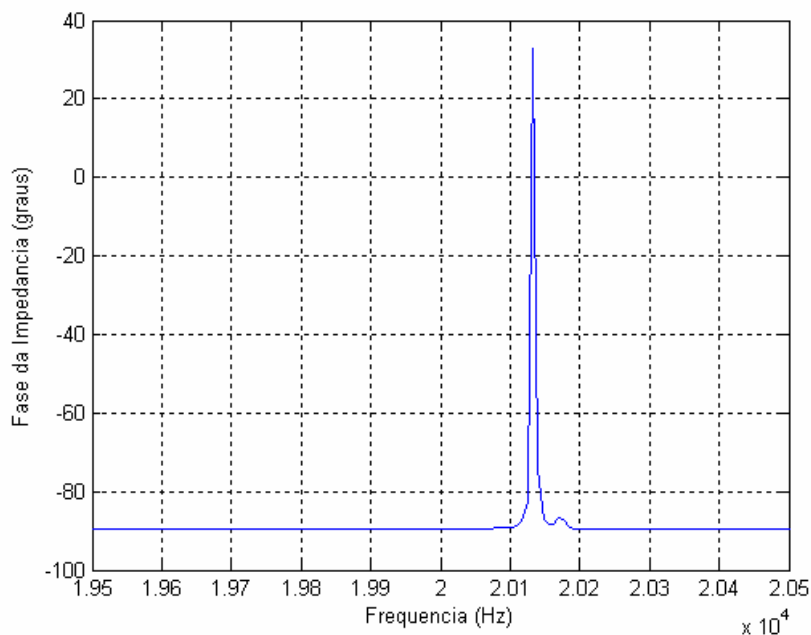


Figura 7.3.8.3. Fase da impedância elétrica obtida para o sistema sem carga.

A segunda parte dos experimentos feita usando-se tecido sintético entre o cilindro e a face do sonotrodo. Os resultados são mostrados na Tabela 7.3.8.2:

	f_r (kHz)	f_a (kHz)	$Z_r(\Omega)$	$Z_a(k\Omega)$
Sem carga	20,131	20,137	119	3,0
1 bar	20,204	20,213	319	1,2
2 bar	20,244	20,257	326	1,07
3 bar	20,283	20,297	344	1,0
4 bar	20,308	20,322	353	0,98
3 bar	20,315	20,328	354	0,98
2 bar	20,305	20,318	364	1,01
1 bar	20,279	20,292	355	0,97
Sem carga	20,131	20,136	147	4,5

Tabela 7.3.8.2. Resultados obtidos para o comportamento sob carga e com tecido.

A Figura 7.3.8.4 mostra a curva de variação da frequência de ressonância do sistema obtida com os resultados mostrados na Tabela 7.3.8.2:

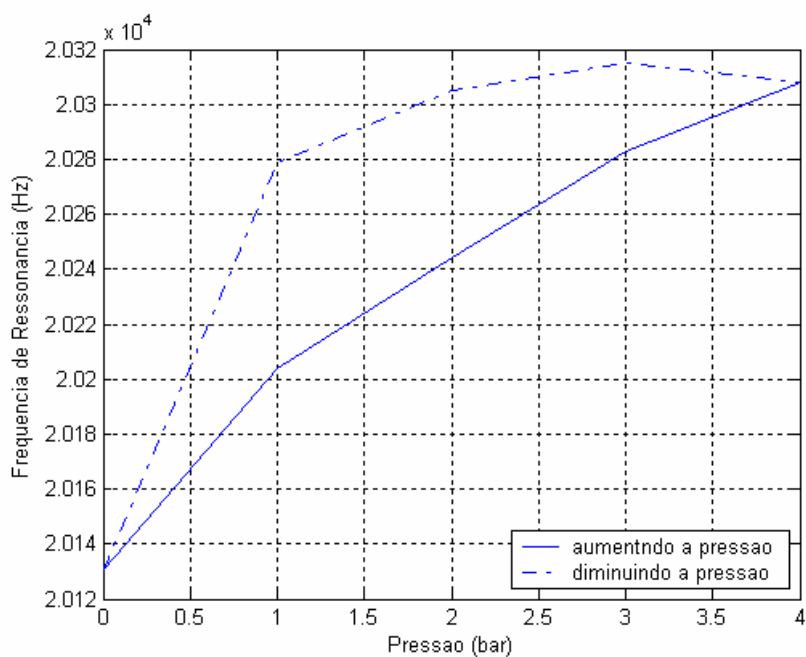


Figura 7.3.8.4. Curva de variação da freqüência de ressonância do sistema obtida com tecido.

As Figuras 7.3.8.5 e 7.3.8.6 mostram as curvas do módulo e da fase da impedância elétrica obtidas para o sistema com uma carga de 4 bar.

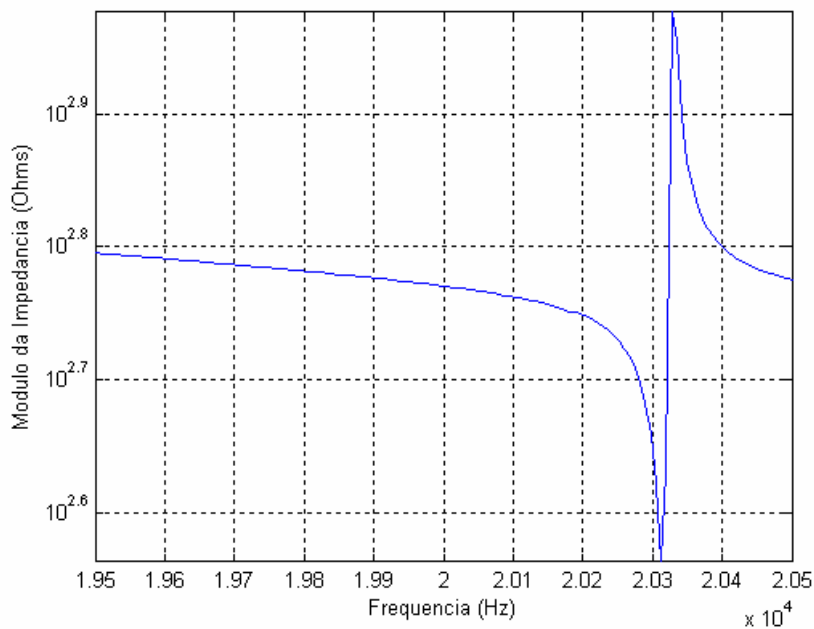


Figura 7.3.8.5. Módulo da impedância elétrica obtida para o sistema com tecido sob uma carga de 4 bar.

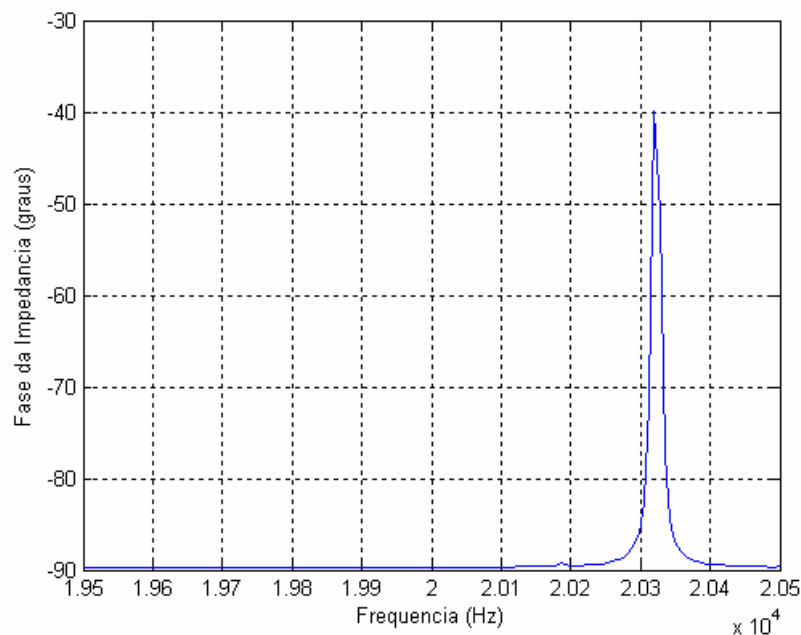


Figura 7.3.8.6. Fase da impedância elétrica obtida para o sistema com tecido sob uma carga de 4 bar.

Os resultados desses experimentos são importantes, pois mostram que o valor da frequência de ressonância do sistema varia quando é aplicada pressão no cilindro de metal duro. Um outro fato importante, é que o cilindro de metal duro possui a forma do padrão a ser produzido em relevo na sua superfície. No entanto, a forma desse relevo não é a mesma ao longo da superfície do cilindro, fazendo com que a área de contato do cilindro com a face do sonotrodo varie conforme o cilindro é girado. Assim, nota-se que a frequência de ressonância varia devido à rotação do cilindro. Isso pode ser verificado da seguinte forma: com os fios dos eletrodos do transdutor conectados aos terminais do analisador de impedância e o cilindro encostado na face do sonotrodo, percebe-se que a frequência de ressonância do sistema permanece inalterada. No entanto, girando-se o cilindro, nota-se que o valor da frequência de ressonância do sistema sofre uma pequena alteração.

Um outro fator que influencia na frequência de ressonância do sistema é a temperatura, isso pode ser verificado acionando-se o sistema com um gerador de funções e um amplificador de potência. É notado que, quando o sistema é acionado com baixa potência, este fica estável rapidamente, e a frequência de ressonância não se altera, no entanto, quando se aumenta a potência, percebe-se que a frequência de

ressonância do sistema sofre alterações, sendo necessário reajustar o valor da frequência do sinal de excitação no gerador de funções. Também se percebe que quando se aumenta a potência, o sistema aquece devido ao atrito entre as massas metálicas e piezelétricas, e a dilatação do sistema também altera a frequência de ressonância. O aumento da temperatura também altera as constantes da cerâmica, alterando a frequência do sistema. Nota-se que após certo tempo, o sistema se estabiliza e a frequência de ressonância não sofre mais alterações, somente quando o sistema está estável, a máquina está pronta para a operação.

O estudo dos fatores que alteram a frequência de ressonância do sistema tais como pressão aplicada, movimento do cilindro e aquecimento é importante, pois o sistema é sintonizado, e responde vibrando com máxima amplitude apenas na frequência de ressonância. Quando o sistema opera fora da frequência de ressonância, este deixa de vibrar com máxima amplitude, e dessa forma, o acabamento do corte e da soldagem são prejudicados. A Figura 7.3.8.7 mostra a amplitude do deslocamento no centro da face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga. Essa figura foi obtida através de uma análise harmônica feita para o conjunto montado com o transdutor de quatro cerâmicas, o amplificador e o sonotrodo lâmina-larga, os resultados mostram que a amplitude máxima do deslocamento na face do sonotrodo ocorre na sua frequência natural de ressonância, e mostram que a amplitude do deslocamento na face do sonotrodo diminui quando o sistema é excitado fora da frequência de ressonância.

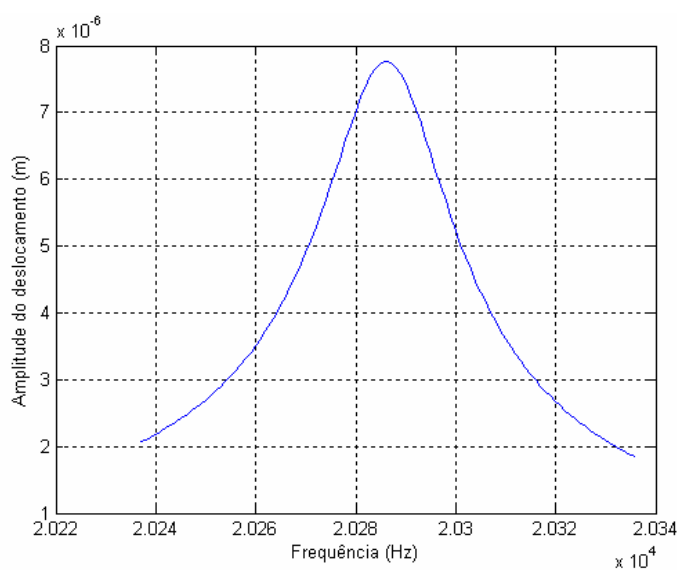


Figura 7.3.8.7. Variação da amplitude do deslocamento na face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga.

8 CONCLUSÕES

No modelo do transdutor piezelétrico, observa-se que os valores das frequências de ressonância estão acima das frequências obtidas experimentalmente. Essas diferenças podem ser devido às incertezas nos dados dos materiais e as simplificações adotadas para os modelos. Outros fatores, como a montagem dos protótipos podem ter influenciado nos resultados. Além disso, as frequências mais baixas obtidas experimentalmente podem ser explicadas considerando que os modelos são mais rígidos do que os protótipos devido à forma de modelagem, que considera vínculos rígidos entre as cerâmicas e as peças metálicas.

A frequência de ressonância do transdutor depende da pré-tensão aplicada às cerâmicas piezelétricas. Foi notado que, quando se aperta o parafuso de pré-tensão, a frequência de ressonância aumenta, pois o parafuso deixa a estrutura mais rígida, aumentando a sua frequência. No entanto, a partir de um certo nível de pré-tensionamento, a frequência de ressonância do transdutor permanece inalterada. A aplicação correta da pré-tensão foi possível a partir da verificação do seu comportamento através de um dispositivo utilizado para determinar a relação entre o torque no parafuso e a pré-tensão aplicada à pilha de cerâmicas.

Verificou-se um aumento no valor do coeficiente de acoplamento eletromecânico do transdutor com o aumento do número de cerâmica piezelétricas usadas na montagem. Por outro lado, o grande número de cerâmicas aumenta a quantidade de interfaces, o que aumenta as perdas mecânicas. Assim sendo, optou-se pelo uso de quatro cerâmicas, que já é usada pela maioria dos transdutores e potência.

Os resultados da análise da distribuição de vibração na face de trabalho do sonotrodo cilíndrico mostram que a vibração tem maior amplitude na borda desse sonotrodo. Os resultados da otimização paramétrica mostram que o sonotrodo cilíndrico otimizado apresenta uma melhor distribuição de vibração na sua face de trabalho, o que deve melhorar a qualidade do processo, no entanto. A frequência de

vibração foi ajustada após a otimização paramétrica variando-se o comprimento do sonotrodo.

Todos os elementos que compõem o sistema, o transdutor, o amplificador e o sonotrodo vibram em seu primeiro modo de vibração. Dessa forma, outras abordagens para a otimização do sonotrodo podem ser usadas, como, por exemplo, um modelo somente com o sonotrodo, sem o amplificador e o transdutor, e assim ao invés de se realizar uma análise harmônica durante o ciclo de otimização, pode ser feita uma análise modal.

A análise da distribuição de vibração ao longo da face de trabalho do sonotrodo lâmina-larga mostrou que esse também possui uma boa uniformidade devido às fendas. As fendas servem para reduzir as vibrações laterais e melhorar a distribuição de vibração na face de trabalho. Assim, sonotrodos mais largos podem ser produzidos, e o módulo de otimização do ANSYS pode ser usado para determinar os parâmetros ótimos das fendas para se obter uma distribuição uniforme de vibração na face de trabalho do sonotrodo.

Foi observado que a frequência de ressonância do sistema em funcionamento é muito sensível, pois, variações da pressão aplicada, a rotação do cilindro de metal duro durante o processo e o aquecimento alteram a frequência de ressonância do sistema. O acionamento do sistema em alta potência fora da frequência natural pode conduzir à despolarização das cerâmicas e a destruição do transdutor devido à elevação da temperatura.

8.1 Propostas de Trabalhos Futuros

Este trabalho apresenta modelos em elementos finitos lineares e, dessa forma, o comportamento do sistema quando excitado com alta potência não pôde ser previsto. Seria necessário um estudo mais profundo do comportamento do sistema quando excitado em alta potência, estudos dos efeitos da temperatura e da carga aplicada na face do sonotrodo pelo cilindro de metal duro.

O transdutor pode ser estudado novamente usando-se modelos em elementos finitos mais complexos, que incluam a pré-tensão aplicadas nas cerâmicas e também pode ser usado um modelo para se fazer a análise do comportamento térmico do conjunto.

Pode-se analisar também o desempenho do transdutor, do amplificador e do sonotrodo usando-se outros materiais, tais como o titânio, que é muito usado na fabricação de elementos como o amplificador mecânico.

Atualmente, no Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, está sendo desenvolvido um novo sistema para acionamento da máquina de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som. Nesse sistema, o sinal elétrico que acionará o transdutor terá uma frequência variável, que buscará sempre pela frequência natural de ressonância do conjunto. Dessa forma, se espera minimizar os problemas que ocorrem quando o conjunto é excitado fora da frequência de ressonância, que prejudicam a qualidade do processo e podem conduzir à destruição do transdutor.

ANEXO A

PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

Constantes do Material PZT-8

$$\rho = 7700 \text{ Kg/m}^3;$$

$$\beta = 1,8875 \times 10^{-9};$$

$$e_{31} = -4,0 \text{ C/m}^2;$$

$$e_{33} = 13,8 \text{ C/m}^2;$$

$$e_{15} = 10,4 \text{ C/m}^2;$$

$$c_{11} = 13,7 \times 10^{10} \text{ N/m}^2;$$

$$c_{12} = 6,97 \times 10^{10} \text{ N/m}^2;$$

$$c_{13} = 7,16 \times 10^{10} \text{ N/m}^2;$$

$$c_{33} = 12,4 \times 10^{10} \text{ N/m}^2;$$

$$c_{44} = 3,4 \times 10^{10} \text{ N/m}^2;$$

$$c_{66} = 3,365 \times 10^{10} \text{ N/m}^2;$$

$$\epsilon_{11} = 7,9473 \times 10^{-9} \text{ F/m};$$

$$\epsilon_{33} = 5,1507 \times 10^{-9} \text{ F/m};$$

Alumínio 7075

$$\rho = 2901,3 \text{ Kg/m}^3;$$

$$Y = 74,32 \text{ Gpa};$$

$$\nu = 0,34;$$

$$\beta = 3 \times 10^{-11};$$

Aço 4340

$$\rho = 7846,3 \text{ Kg/m}^3;$$

$$Y = 208,3 \text{ Gpa};$$

$$\nu = 0,29;$$

$$\beta = 10^{-8};$$

ANEXO B

RESULTADOS LISTADOS PELO ANSYS PARA CADA ITERAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO

Os resultados da otimização do projeto do sonotrodo cilíndrico fornecidos pelo ANSYS são mostrados abaixo. Em cada SET são listados os valores das variáveis encontradas pelo ANSYS para cada iteração da otimização. O ANSYS usa o símbolo “ * ” para indicar o melhor projeto, o qual é listado em SET 8, os resultados listados em SET 8 foram mostrados na Tabela 7.3.6.2.1. Os valores listados em SET 1 correspondem aos parâmetros do projeto inicial do sonotrodo. O símbolo “ > ” antecedendo alguns parâmetros indica que estes estão abaixo da tolerância. Os valores das variáveis de estado (designadas por SV) são adimensionais; os valores das variáveis de projeto (DV) estão em unidades de metros e o valor da função objetivo é dado em metros⁻¹.

		SET 1	SET 2	SET 3	SET 4
		(INFEASIBLE)	(INFEASIBLE)	(FEASIBLE)	(INFEASIBLE)
DIV2	(SV)	0.99679	0.99506	0.99282	0.99336
DIV3	(SV)	0.98634	0.97986	0.98045	0.97513
DIV4	(SV)	0.96525	0.95284	0.96158	0.95081
DIV5	(SV)	0.92724	0.91284	0.93976	0.92487
DIV6	(SV)	> 0.86627	> 0.86233	0.92053	0.90393
DIV7	(SV)	> 0.78946	> 0.81111	0.91293	> 0.89760
DIV8	(SV)	> 0.72267	> 0.77164	0.91834	1.0029
RR1	(DV)	0.80000E-02	0.85000E-02	0.85000E-02	0.85000E-02
RR2	(DV)	0.15000E-01	0.14965E-01	0.14935E-01	0.14943E-01
Y1	(DV)	0.50000E-02	0.82477E-02	0.17732E-01	0.15170E-01
Y2	(DV)	0.11480	0.11482	0.11492	0.11297
A0	(OBJ)	0.43705E+06	0.37376E+08	0.77997E+08	0.56962E+07

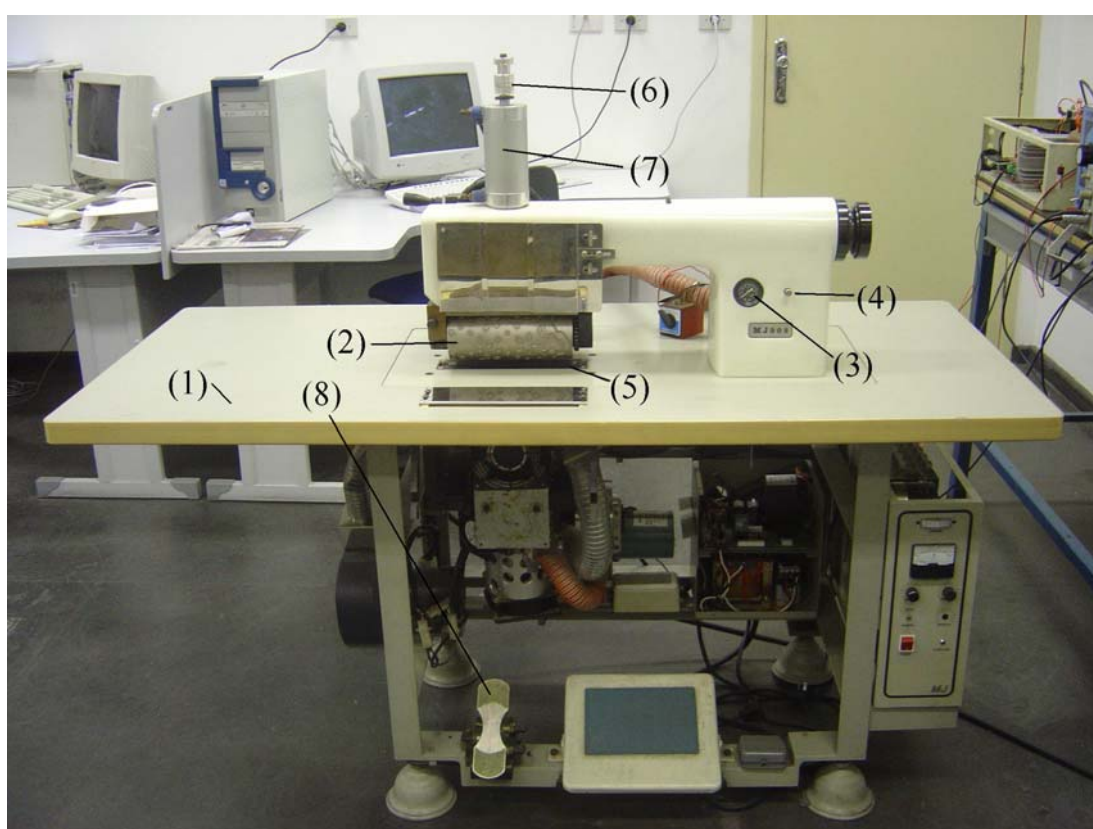
		SET 5	SET 6	SET 7	*SET 8*
		(INFEASIBLE)	(INFEASIBLE)	(INFEASIBLE)	(FEASIBLE)
DIV2	(SV)	0.99342	0.99342	0.99343	0.99343
DIV3	(SV)	0.97519	0.97519	0.97521	0.97523
DIV4	(SV)	0.95086	0.95087	0.95093	0.95097
DIV5	(SV)	0.92491	0.92493	0.92506	0.92514
DIV6	(SV)	0.90397	0.90401	0.90423	0.90436
DIV7	(SV)	> 0.89764	> 0.89770	> 0.89799	0.89817
DIV8	(SV)	1.0030	1.0030	1.0030	1.0030
RR1	(DV)	0.84972E-02	0.84972E-02	0.84972E-02	0.84972E-02
RR2	(DV)	0.14943E-01	0.14944E-01	0.14947E-01	0.14948E-01
Y1	(DV)	0.15174E-01	0.15183E-01	0.15215E-01	0.15234E-01
Y2	(DV)	0.11280	0.11263	0.11262	0.11262
A0	(OBJ)	0.48382E+07	0.47472E+07	0.47567E+07	0.55006E+07

		SET 9	SET 10	SET 11
		(INFEASIBLE)	(INFEASIBLE)	(INFEASIBLE)
DIV2	(SV)	0.99343	0.99343	0.99343
DIV3	(SV)	0.97521	0.97521	0.97520
DIV4	(SV)	0.95093	0.95091	0.95091
DIV5	(SV)	0.92505	0.92502	0.92501
DIV6	(SV)	0.90420	0.90417	0.90414
DIV7	(SV)	> 0.89795	> 0.89791	> 0.89788
DIV8	(SV)	1.0030	1.0030	1.0030
RR1	(DV)	0.84972E-02	0.84972E-02	0.84972E-02
RR2	(DV)	0.14948E-01	0.14948E-01	0.14948E-01
Y1	(DV)	0.15211E-01	0.15206E-01	0.15203E-01
Y2	(DV)	0.11262	0.11262	0.11262
A0	(OBJ)	0.47543E+07	0.47511E+07	0.47498E+07

ANEXO C

FOTOGRAFIAS DA MÁQUINA DE CORTE E SOLDAGEM DE TECIDOS SINTÉTICOS POR ULTRA-SOM

A seguir é mostrada uma fotografia da máquina de corte e soldagem de tecidos sintéticos por ultra-som modelo MJ 908 fornecida pela empresa Zulai Comercial:



- (1) Mesa da máquina;
- (2) Cilindro de metal duro;
- (3) Indicador de pressão;
- (4) Válvula de pressão;
- (5) Face do sonotrodo;
- (6) Pistão pneumático;
- (7) Cilindro pneumático;
- (8) Pedal de acionamento do pistão pneumático



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADACHI, K.; UEAH, S.; MORI, E., 1986, “Modal Vibrational Analysis of Plastic Welding Tools Using the Finite Element Method”, Proceedings of Ultrasonic International, pp. 727-732.
- ADACHI, K. UEAH, S., 1990, “Modal Vibration Control of Large Ultrasonic Tools with the Use of Wave-Trapped Horns”, Journal of Acoustics Society of America, 208-214.
- ADACHI, K.; TSUJI, M.; KATO, H., 1999, “Elastic Contact Problem of the Piezoelectric Material in the Structure of a Bolt-Clamped Langevin-Type Transducer”, Journal of Acoustics Society of America, v. 105, n. 3, pp. 1651-1656.
- ADACHI, K.; HASEGAWA, H., 2001, “Development of a Bolt-Clamped Langevin-Type Transducer for Operation at a High Frequency of 80 kHz”, IEEE Ultrasonics Symposium, pp. 661-664.
- ADACHI, K.; TAKAHASHI, T.; HASEGAWA, H., 2004, “Analysis of Screw Pitch Effects on the Performance of Bolt-Clamped Langevin-Type Transducers”, Journal of Acoustical Society of America, v. 116, n. 3, pp. 1544-1548.
- ALLIK, H.; HUGHES, J. R., 1970, “Finite Element Method for Piezoelectric Vibration”, International Journal for Numerical Methods in Engineering, v. 2, pp. 151-157.

- AMIN, S. G.; AHMED, M. H. M.; YOUSSEF, H. A., 1995, "Computer-Aided Design of Acoustic Horns for Ultrasonic Machining Using Finite-Element Analysis", *Journal of Materials Processing Technology*, 55, pp. 254-260.
- ANDO, E.; KAGAWA, Y., 1992, "Finite-Element Simulation of Transient Heat Response in Ultrasonic Transducers", *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, v. 39, n. 3, pp. 432-440.
- ANSI/IEEE, 1996, Publication and Proposed Revision of ANSI/IEEE Standard 176-1987, *ANSI/IEEE Standard on Piezoelectricity*, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, v. 43, n.5, pp. 717-772.
- ANSYS, ANSYS Tutorials Release 8.0, ANSYS INC.
- ARLT, G., 1990, "Twinning in Ferroelectric and Ferroelastic Ceramics: Stress Relief", *J. Mat. Res.*, 2655.
- ARNOLD, F. J., MÜHLEN, S. S., 2001, "The Resonance Frequencies on Mechanically Pre-stressed Ultrasonic Piezotransducers", *Ultrasonics*, 39, pp. 1-5.
- ARNOLD, F. J.; MÜHLEN, S. S., 2001, "The Mechanical Pre-stressing in Ultrasonic Piezotransducers", *Ultrasonics*, 39, pp.7-11.
- ARNOLD, F. J.; MÜHLEN, S. S., 2003, "The Influence of the Thickness of Non-piezoelectric Pieces on Pre-stressed Piezotransducers", *Ultrasonics*, 41, pp. 191-196).
- ARONOV, B., 2003, "On the Optimization of the Effective Electromechanical Coupling Coefficients of a Piezoelectric Body", *Journal of Acoustical Society of America*, v. 114, n. 2, pp. 792-800.

- ATHIKOM, B.; HARI, K. P.; ROBERT.; D. F., 1991, “Optimizing the Performance of Piezoelectric Drivers that Use Stepped Horns”, *Journal of Acoustical Society of America*, 90, pp. 1223-1229.
- AULD, B. A., 1973, “Acoustic Fields and Waves in Solids”, EUA: John Wiley, v.1.
- AURELLE, N.; GUYOMAR, D.; RICHARD, C.; GONNARD, P.; EYRAUD, L., 1996, “Nonlinear Behaviour of an Ultrasonic Transducer”, *Ultrasonics*, n. 34, pp. 187-191.
- BAO, X.; BAR-COHEN, Y.; CHANG, Z.; DOLGIN, P.; SHERRIT, S.; PAL, D.; DU, S.; PETERSON, T., 2003, “Modeling and Computer Simulation of Ultrasonic/ Sonic Driller/ Corer (USDC)”, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, v. 50, n. 9, pp. 1147-1159.
- BATHE, K. J., 1982, “Finite Element Procedures in Engineering Analysis”, Prentice-Hall.
- BATHE, K. J., 1996, “Finite Elements Procedures”. Prentice Hall.
- BÉQUIN, P., 2001, “Weak Nonlinear Propagation of Sound in a Finite Exponential Horn”, *Journal of Acoustical Society of America*, v. 109, n.6, pp. 2649-2659.
- CAMPOLO, D.; SITTI, M.; FEARING, R. S., 2003, “Efficient Charge Recovery Method for Driving Piezoelectric Actuators with Quasi-Square Waves”, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, v. 50, n. 1, pp. 1-10.
- CARBONARI, R. C., 2003, “Projeto de Atuadores Piezelétricos Flexensionais Usando o Método de Otimização Topológica”, dissertação de mestrado, São Paulo – Brasil, Escola Politécnica da USP.

- CARDONI, A.; LUCAS, M., 2002, "Enhanced Vibration Performance of Ultrasonic Block Horns", *Ultrasonics*, 40, pp. 365-369.
- CARDONI, A.; LUCAS, M.; CARTMELL, M.; LIM, F., 2004, "A Novel Multiple Blade Ultrasonic Cutting Device", *Ultrasonics*, v. 42, pp. 69-74.
- CHANG, S. H; LIN, J.F, "Investigation and Optimization of Piezoelectric/Elastic Laminated Trimorph Ring Transducer", artigo ainda não publicado.
- CREEGAN, H. K., 1973, "The Thermal Joining Machine". *Modern Textiles*.
- DESILETS, C.; WOJCIK, G.; NIKODYM, L.; MESTERTON, K., 1999, "Analyses and Measurements of Acoustically Matched, Air-Coupled Tonpilz Transducers", *IEEE Ultrasonics Symposium*, pp. 1045-1048.
- DUBUS, B. S.; DEBUS, J. C.; DECARPIGNY, J. N.; BOUCHER, D., 1991, "Analysis of Mechanical Limitations of High Power Piezoelectric Transducers Using Finite Element Modelling", *Ultrasonics*, n. 29, pp. 201-207.
- DUBUS, B.; CAMPOS-POZUELO, C., 2000, "Numerical Modeling of High-Power Ultrasonic Systems: Current Status and Future Trends", *Ultrasonics*, n. 38, pp. 337-344.
- DUBUS, B.; HAW, G.; GRANGER, C.; LEDEZ, O., 2002, "Characterization of Multilayered Piezoelectric Ceramic for High Power Transducers", *Ultrasonics*, n. 40, pp. 903-906.
- ENSMINGER, D., 1988, "Ultrasonics: Fundamentals, Technology, Applications", New York – EUA: Marcel Dekker, 2^a ed.

GALLEGO-JUAREZ, J. A.; RODRIGUEZ-CORRAL, G.; GAETE-GARRETON, L., 1978, "An Ultrasonic Transducer for High Power Applications in Gases", *Ultrasonics*, pp. 267-271.

GALLEGO-JUÁREZ, J. A., 1989, "Piezoelectric Ceramics and Ultrasonic Transducers", *J. Phys. E: Sci. Instrum.*, 22, pp. 804-816.

GALLEGO-JUAREZ, J. A.; RODRÍGUEZ-CORRAL, G.; SARABIA, E.R.; CAMPOS-POZUELO, C.; VÁZQUEZ-MARTÍNEZ, F.; ACOSTA-APARICIO, V. M., 2000, "A Macrosonic System for Industrial Processing", *Ultrasonics*, v. 38, 331-336.

GRAHAM, G.; PETZING, J. N.; LUCAS, M., 1999, "Modal Analysis of Ultrasonic Block Horns by ESPY", *Ultrasonics*, 37, pp. 149-157.

HAFTKA, R. T.; GÜRDAL, Z., 1992, "Elements of Structural Optimization", Dordrecht – Netherlands: Kluwer Academic Publishers"

HASEGAWA, T.; FRIEND, J.; NAKAMURA, K.; UEHA, S., 2005, "Characteristics of Ultrasonic Suction Pump Without Moving Parts", *Japanese Journal of Applied Physics*, v. 44, n. 6B, 4658-4661.

HEIKKOLA, E.; LAITINEN, M., 2005, "Model-based Optimization of Ultrasonic Transducers", *Ultrasonics Sonochemistry*, n. 12, pp. 53-57.

HERBERTZ, J., 1976, "Measurement of Ultrasonic Power of Cylindrical Horns", *Ultrasonics*, pp. 278-280.

HIROSE, S.; AOYAGI, M.; TOMIKAWA, Y.; TAKAHASHI, S.; UCHINO, K., 1996, High Power Characteristics at Antiresonance Frequency of Piezoelectric Transducers, *Ultrasonics*, v. 34, pp. 213-217.

- HUANG, J. H.; DAI, W.L., 2001, "Static and Dynamic Electromechanical Responses of Piezoelectric Transducers", *Materials Letters*, n. 50, pp. 209-218.
- HUANG, C. H.; LIN, Y. C.; MA, C. C., 2004, "Theoretical Analysis and Experimental Measurement for Resonant Vibration of Piezoceramic Circular Plates", *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, v. 51, n. 1, pp. 12-24.
- IKEDA, T., 1996, "Fundamentals of Piezoelectricity", Oxford –Inglaterra: Oxford University Press.
- IULA, A.; VAZQUEZ, F.; PAPPALARDO, M.; GALLEGU, J. A., 2002, "Finite Element Three-Dimensional Analysis of the Vibrational Behaviour of the Langevin-Type Transducer", *Ultrasonics*, v. 40, pp. 513-517.
- IULA, A.; CERRO, D.; Pappalardo, M., 2003, "3D Finite Element Analysis of the Langevin Transducer", *IEEE Ultrasonics Symposium*, pp. 1663-1667.
- JOHNSON, D. H.; PAL, D., 2000, "Simulation of an Ultrasonic Piezoelectric Transducer", *Proceedings of the 9th International ANSYS Conference*, August 29.
- KANEKO, S.; NOMOTO, S.; YAMAMORI, H.; OHYA, K., 1996, "Load Characteristics of a Bolted Langevin Torsional Transducer", *Ultrasonics*, v. 34, pp. 239-241.
- KANEKO, S.; NOMOTO, S.; YAMAMORI, H.; OHYA, K., 1998, "Load Characteristics of a Bolted Langevin Torsional Transducer II", *Ultrasonics*, v. 36, pp. 111-113.

- KINO, G. S., 1987, "Acoustic Waves: Devices, Imaging and Analog Signal Processing", EUA: Prentice Hall.
- LERCH, R., 1990, "Simulation of Piezoelectric Devices by Two-and-Three-Dimensional Finite Elements". IEEE Transactions on Ultrasonics Ferroelectrics and Frequency Control. v. 37, n.2, pp. 233-247.
- LIMA, C. R., 2002, "Projeto de Mecanismos Flexíveis Usando o Método de Otimização Topológica", dissertação de mestrado, São Paulo – Brasil, Escola Politécnica da USP.
- LUCAS, M.; GRAHAM, G.; SMITH, A. C., 1996, "Enhanced Vibration Control of an Ultrasonic Cutting Process", Ultrasonics, 34, pp. 205-211.
- LUCAS, M; SMITH, A. C., 1997, "Redesign of Ultrasonic Block Horns for Improved Vibration Performance", Trans. ASME JVA, 119/3, pp. 410-414.
- MAROPIS, N., 1969, "The Design of High-Power Ceramic Transducer Assemblies", IEEE Transaction on Sonic and Ultrasonics, 3, pp. 132-136.
- MASON, W. P., 1948, "Electromechanical Transducers and Wave Filters", New York – EUA: Van Nostrand.
- MATUDA, M. Y., 1999, "Modelagem de Transdutores Piezelétricos de Potência", dissertação de mestrado, São Paulo – Brasil, Escola Politécnica da USP.
- MEIROVITCH, L., 1986, "Elements of Vibration Analysis", New York – EUA: McGraw-Hill, 2^a ed.
- MEZHERITSKY, A. V., 2004, "Elastic, Dielectric and Piezoelectric Losses in Piezoceramics: How it Works All Together", IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control, v. 51, n. 6, pp. 695-707.

- MINCHENKO, H., 1969, “High Power Piezoelectric Transducer Design”, IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics, v. su-16, n. 3, pp. 126-132.
- MORGAN MATROC INC, “Guide to Modern Piezoelectric Ceramics”, EUA, rev. 7-91, Manual da Morgan Matroc.
- MORGAN MATROC INC, “Piezoelectric Techonolgy – Data for Designers”, EUA, Manual da Morgan Matroc.
- NADER, G., 2002, “Desenvolvimento de Técnicas de Caracterização de Transdutores Piezelétricos”, tese de doutorado, São Paulo – Brasil, Escola Politécnica da USP.
- NAILLON, M.; COURSAANT, R. H.; BESNIER, F., 1983, “Analysis of Piezoelectric Structures by a Finite Element Method”, Acta Electronica, v. 25, n.4, pp. 341-362.
- NAKAMURA, K.; KAWAMURA, Y., 1999, “Electromechanical Coupling Factor of KNbO_3 Single Crystal”, IEEE Ultrasonics Symposium, pp. 1013-1018.
- O’SHEA, 1991, “Enhanced Vibration Control of Ultrasonic Tooling Using Finite Element Analysis”, Proc. ASME, Vibrat. Anal.-Analyt. Computat., pp. 259-265)
- PARRINI, L., 2001, “Design of Advanced Ultrasonic Transducers for Welding Devices”, IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control, v. 48, n.6, pp. 1632-1638.
- PARRINI, L., 2003, “New Techniques for the Design of Advanced Ultrasonic Transducers for Wire Bonding”, IEEE Transactions on Electronics Packaging Manufacturing, v. 26, n. 1, pp. 37-45.

PARRINI, L., 2003, "New Technology for the Design of Advanced Ultrasonic Transducers for High-Power Applications", *Ultrasonics*, 41, pp. 261-269.

POLYTEC, Laser Doppler Vibrometer, User Manual.

REDDY, J. N., 1993, "An Introduction to the Finite Element Method", Nova York – EUA: McGraw-Hill.

RISTIC, V. M., 1983, "Principles of Acoustic Devices", EUA: John Wiley.

ROSENBAUM, J. F., 1988, "Bulk Acoustic Wave Theory and Devices", Londres – Inglaterra: Artech House.

SHERRIT, S.; DOLGIN, B. P.; BAR-COHEN, Y.; PAL, D.; KROH, J.; PETERSON, T., 1999, "Modeling of Horns for Sonic/Ultrasonic Applications", *IEEE Ultrasonics Symposium*, pp. 647-651.

SHERRIT, S.; BAO, X.; CHANG, Z.; DOLGIN, B. P.; BAR-COHEN, Y.; PAL, D.; KROH, J.; PETERSON, T., 2000, "Modeling of the Ultrasonic/Sonic Driller/Corer: USDC", *IEEE Ultrasonics Symposium*.

SHERRIT, S.; LEARY, S. P.; BAR-COHEN, Y.; DOLGIN, B. P.; TASKER, R., 2000, "Analysis of the Impedance Resonance of Piezoelectric Stacks", *IEEE Ultrasonics Symposium*, San Juan, Puerto Rico.

SHERRIT, S.; ASKINS, S. A.; GRADZIOL, M.; DOLGIN, B. P.; BAO, X.; CHANG, Z.; BAR-COHEN, Y., 2002, "Novel Horn Designs for Ultrasonic/Sonic Cleaning Welding, Soldering, Cutting and Drilling", *Proceedings of the SPIE Smart Structures Conference*, 4701, pp. 1-8.

- SHOH, A., 1975, "Industrial Applications of Ultrasound – A Review I. High-Power Ultrasound", *IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics*, v. 22, n. 2, pp. 62-64.
- SHUYU, 1994, "Study of the Sanduiched piezoelectric Ultrasonic Torsional Transducer", *Ultrasonics*, v. 32, n. 6, pp. 461-465.
- SHUYU, L.; FUCHENG, Z., 1994, "Study of Vibrational Characteristics for Piezoelectric Sandwich Ultrasonic Transducers", *Ultrasonics*, v. 32, n. 1, pp. 39-42.
- SHUYU, L., 1995, "Study on the Multifrequency Langevin Ultrasonic Transducer", *Ultrasonics*, v. 33, n. 6, pp. 445-448.
- SHUYU, L., 1995, "Design of Piezoelectric Sandwich Ultrasonic Transducers with Large Cross-Section", *Applied Acoustics*, v. 44, pp. 249-257.
- SHUYU, L., 1997, "Study on the Longitudinal–Torsional Composite Vibration of a Sectional Exponential Horn.
- SHUYU, L.; FUCHENG, Z., 2000, "Measurement of Ultrasonic Power and Electro-Acoustic Efficiency of High Power Transducers", *Ultrasonics*, n. 37, pp. 549-554.
- SHUYU, L., 2004, "Optimization of the Performance of the Sandwich Piezoelectric Ultrasonic Transducer", *Journal of Acoustical Society of America*, v. 114, n. 1, pp. 182-186.
- SHUYU, L., 2005, "Load Characteristics of High Power Piezoelectric Ultrasonic Transducer", *Ultrasonics*, n. 43, pp. 365-373.

- SILVA, E. C. N., 1993, “Modelagem Vibracional de Transdutores de Ultra-som Piezoelétricos pelo Método de Elementos Finitos”, dissertação de mestrado, São Paulo – Brasil, Escola Politécnica da USP.
- SILVA, E. C. N., “Otimização Aplicada ao Projeto de Sistemas Mecânicos”. São Paulo. (Apostila – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo).
- SIMKOVICS, R.; LANDES, H.; KALTENBACHER, M.; LERCH, R., 1999, “Nonlinear Finite Element Analysis of Piezoelectric Transducers”, IEEE Ultrasonics Symposium, pp. 1057-1060.
- SINDAYIHEBURA, D.; BOLLE, L.; CORNET, A.; JOANNES, L., 1998, “Theoretical and Experimental Study of Transducers Aimed at Low-Frequency Ultrasonic Atomization of Liquids”, Journal of Acoustical Society of America, v. 103, n. 3, pp. 1442-1448.
- TSUJINO, J.; HONGO, M.; YOSHIKUNI, M.; HASHII, H.; UEOKA, T., 2004, “Welding Characteristics of 27, 40 and 67 kHz Ultrasonic Plastic Welding Systems Using Fundamental- and Higher-Resonance Frequencies”, Ultrasonics, v. 42, pp. 131-137.
- TSUJINO, J.; HARADA, Y.; IHARA, S.; KASAHARA, K.; SHIMIZU, M.; UEOKA, T., 2004, “Configurations of High-Frequency Ultrasonics Complex Vibration Systems for Packaging in Microelectronics”, Ultrasonics, v.42, pp. 125-129.
- UEHA, S.; HASHIMOTO, Y.; KOIKE, Y., 2000, “Non-Contact Transportation Using Near-Field Acoustic Levitation”, Ultrasonics, v. 38, pp. 26-32.

- YAN, Z.; FANG, Q.; HUANG, J.; He, B.; LIN, Z., 1997, “Considerations and Guides of the Wattmeter Method for Measuring Output Acoustical Power of Langevin-Type Transducer Systems – II: Experiment”, *Ultrasonics*, n. 35, pp. 543-546.
- YAO, Q.; BJØRNØ, L., 1997, “Broadband Tonpilz Underwater Acoustic Transducers Based on Multimode Optimization”, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, v. 44, n. 5, pp. 1060-1066.
- YATAGAI, T., “Introdução à Metrologia Óptica”. Tradução: Oswaldo Horikawa – circulação interna da Escola Politécnica da USP.
- ZHANG, Q. M.; ZHAO, J., 1999, “Electromechanical Properties of Lead Zirconate Titanate Piezoceramics Under the Influence of Mechanical Stresses”, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, v. 46, n. 6, pp. 1518-1526.
- ZHONGYU, Y.; ZONGMAO., L., 1992, “Analysis of Sandwich Transducer Consisted of Mult-Pair of Piezoelectric Ceramics with Losses”. *IEEE Ultrasonics Symposium*, pp. 341-344.
- ZHOU, G.; LI., 2000, “A Study on Ultrasonic Solid Horns for Flexural Mode”, *Journal of Acoustical Society of America*, v. 107, n. 3, pp. 1358-1362.
- ZHOU, G.; ZHANG, Y.; ZHANG. B., 2002, “The Complex-Mode Vibration of Ultrasonic Vibration Systems”, *Ultrasonics*, v. 40, pp. 907-911.
- ZIENKIEWICS, O. C.; TAYLOR R. L., 1994, “The Finite Element Method”, Berkshire – Inglaterra: McGraw-Hill.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)