

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**MOTOR ULTRA-SÔNICO LINEAR COM
GEOMETRIA TUBULAR**

TESE DE DOUTORADO

Rafael Silva Pippi

Santa Maria, RS, Brasil

2008

MOTOR ULTRA-SÔNICO LINEAR COM GEOMETRIA TUBULAR

por:

Rafael Silva Pippi

Tese de doutorado apresentado ao Curso de Doutorado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de concentração em Processamento de Energia, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para a obtenção do grau de **Doutor em Engenharia Elétrica**

Orientador: Prof. Dr. Cesar Ramos Rodrigues

Santa Maria, RS, Brasil

2008

© 2008

Todos os direitos autorais reservados a Rafael Silva Pippi. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser feita com autorização por escrito do autor.

Endereço: Rua Euclides da Cunha, nº 1267, Bairro Nossa Senhora das Dores, Santa Maria, RS, 97.090-000.

Fone: (0xx) 55 3221-9658; End. Eletr.: pippi@cefetsc.edu.br

**Universidade Federal de Santa Maria
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica**

A comissão Examinadora, abaixo assinada,
aprova a Tese de Doutorado

MOTOR ULTRA-SÔNICO LINEAR COM GEOMETRIA TUBULAR

elaborada por
Rafael Silva Pippi

como requisito parcial para a obtenção do grau de
Doutor em Engenharia Elétrica

COMISSÃO EXAMINADORA:

Cesar Ramos Rodrigues, Dr.
(Presidente/Orientador)

Carlos Henrique Figueiredo Alves, Dr. (CEFET/RJ)

Carlo Requião da Cunha, Ph.D. (UFSC)

Alexandre Dias da Silva, Dr. (UFSM)

Giovani Baratto, Dr. (UFSM)

Santa Maria, 07 de Maio de 2008.

Dedico este trabalho à minha filha Cecília, pela força motivadora de seu sorriso e aos meus pais Júlio e Lígia, por mostrar que a herança mais valiosa que pode ser dada a um filho é a educação.

AGRADECIMENTOS

O trabalho descrito nesta tese foi desenvolvido no Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica e nas dependências do Grupo de Microeletrônica (Gmicro). O autor é grato aos servidores responsáveis por estes setores pelo auxílio administrativo e técnico.

O autor também é grato à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelos recursos investidos na pesquisa.

Aos professores e colegas do Gmicro, o reconhecimento por todo o apoio, incentivo e sugestões que contribuíram para o andamento e enriquecimento deste trabalho.

O autor agradece ao amigo e professor Cesar Ramos Rodrigues pela idéia original da pesquisa e pela motivação incessante diante de cada dificuldade encontrada. Pelo respeito, seriedade e paciência com que orientou as atividades ao longo destes anos de pesquisa, muito obrigado.

À toda a família por incentivar, amparar e suportar nos momentos de angústia. Ao pai, Júlio Cezar Bellinaso Pippi, ao irmão Fabrício, à avó Itália e à tia Clélia pelo companheirismo. À mãe Lígia Silva Pippi por toda a energia transmitida. À esposa Luiziana Hoerbe, e à filha Cecília, pelo amor e carinho – o agradecimento especial.

RESUMO

Tese de Doutorado
Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica
Universidade Federal de Santa Maria

MOTOR ULTRA-SÔNICO LINEAR COM GEOMETRIA TUBULAR

AUTOR: RAFAEL SILVA PIPPI

ORIENTADOR: PROF. CESAR RAMOS RODRIGUES

Data e Local da Defesa: Santa Maria, 07 de Maio de 2008.

Este trabalho apresenta o estudo de um motor ultra-sônico com geometria tubular para movimentos lineares. Outros motores com geometria tubular, encontrados na bibliografia, são concebidos para a produção de movimentos rotativos. Devido a diversas características ainda não exploradas desta geometria, um novo estudo sobre a interação dos modos naturais de vibração de um cilindro vazado para a geração de movimento linear é proposto.

Com o objetivo de investigar experimentalmente os modos de ressonância em estatores tubulares, um protótipo para prova de conceito foi construído e ensaiado. O protótipo consiste de um tubo vazado, dentado internamente, excitado por dois anéis de PZT. Foram utilizados diversos tipos de eixos móveis, com um ou mais cilindros maciços de alumínio ou aço inoxidável. A metodologia de ensaio consistiu da variação dos parâmetros geométricos, propriedades de materiais e condições de acionamento, e da respectiva observação e medição dos movimentos do eixo. Os testes evidenciam a produção de movimentos lineares e/ou angulares com velocidades máximas de aproximadamente 0,07m/s, mas com pouca uniformidade e repetibilidade.

A impossibilidade de uma análise conclusiva sobre a instabilidade do motor com base apenas nos resultados experimentais de bancada motivou uma reavaliação da metodologia de estudo e a busca de ferramentas adicionais para a caracterização do dispositivo. Uma modelagem analítica do estator foi formulada para que um roteiro de análise e cálculos dimensionais pudessem ser estabelecidos. Embora simples e com diversas limitações, o modelo obtido permite aproximações de primeira ordem para os modos de ressonância em função dos parâmetros construtivos do estator. Para que a influência das não-linearidades não incluídas na modelagem possa ser avaliada, a análise foi complementada com simulações pelo método dos elementos finitos (FEM). Os perfis das deformações do estator até o 21º modo de ressonância foram analisados utilizando FEM. Com os resultados obtidos, é possível prever o comportamento das frequências naturais e das deformações nos dentes em função das características do estator. O resultado mais importante desta análise é mostrar a relação de aspecto da trajetória elipsoidal dos dentes do estator, com a geometria do estator, permitindo um diagnóstico conclusivo sobre a ineficiência do protótipo construído: A baixa amplitude da componente de deformação longitudinal da onda viajante no tubo.

O estudo dos resultados das simulações permitiu o estabelecimento de um roteiro de análise e cálculos dimensionais para este novo tipo de motor. Simulações realizadas mostraram que um estator projetado com o roteiro proposto, é capaz de produzir deformações longitudinais de 2,6 μ m e radiais de 3,8 μ m, quando as cerâmicas piezeletricas são acionadas a 35,3 V. Comparando-se os resultados das simulações do estator prototipado com o novo projeto, observa-se um acréscimo teórico de 90% nas componentes de deformação radial e 3600% nas componentes longitudinais, indicando que um novo protótipo construído de acordo com o projeto pode atingir uma eficiência muito superior na produção de movimento.

Palavras-chave: tubo; cilindro vazado; motor ultra-sônico linear; piezeletricidade; alta resolução.

ABSTRACT

Doctorate Thesis
Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica
Universidade Federal de Santa Maria

MOTOR ULTRA-SÔNICO LINEAR COM GEOMETRIA TUBULAR (LINEAR ULTRASONIC MOTOR WITH TUBULAR GEOMETRY)

AUTHOR: RAFAEL SILVA PIPPI

SUPERVISOR: PROF. CESAR RAMOS RODRIGUES

Date and Local: May, 07th of 2008, Santa Maria.

This work presents the study on a linear ultrasonic motor with tubular geometry for linear displacements. Similar topologies, reported elsewhere, are conceived for producing rotary motions. Due to some particular characteristics of this geometry, not explored yet, a new study on interaction between resonance modes in a hollow cylinder for linear movement generation is proposed.

In order to experimentally investigate the resonance modes in tubular stators, a proof of concept prototype was built and tested. The prototype consisted of a internally toothed phosphore bronze tube, excited by two PZT rings. Several types of mobile axes, with one or more solid cylinders of aluminum or stainless steel, were employed. The methodology of test consisted of changing geometric parameters, properties of materials, sweeping driving conditions, and observing the respective movement on the shaft. Tests showed the production of linear and/or angular movements, with maximum speeds of 0,07m/s, but with little uniformity and repeatability.

The lack of conclusive hypothesis on the stability issue, based only on experimental set of results, has led to a reassessment of the methodology of investigation, including additional analysis tools for the characterization of the device. So, a simple analytical modeling of the stator was formulated to set up a project methodology. Despite its simplicity and limitations, the analytical model allows a first order approximation for resonance modes, and relates them to the constructive parameters of the stator. In order to take the influence of the factors neglected in the analytical modeling into account, the analysis was complemented with finite element method (FEM) simulations. The deformation profiles of the stator to the 21st resonance mode were analyzed using FEM. With the results, it is possible to predict the behavior of the resonance frequencies, and the corresponding deformations they produce on the teeth, for each stator configuration. The most important result of this analysis is to show the relationship between aspect ratio of ellipsoidal trajectory on the stator teeth and the geometry of the stator. This allows a conclusive diagnosis on the inefficiency of the built prototype: The small amplitude of the longitudinal component of traveling deformation wave.

An analysis of simulations results has lead to a design methodology for this new type of motor. The results showed that if the stator is redesigned according to the proposed methodology, it would be able to produce longitudinal deformations of 2.6 μm , with ceramics driven at 35.3 V. If Compared to simulations of the prototyped stator the new project exhibits an increase of 90% for radial deformation components of, and 3600% for the longitudinal components, indicating that if the new design was implemented, it could achieve much higher efficiency in movement production.

Keywords: tube; hollow cylinder; linear ultrasonic motor; piezoelectricity; high resolution.

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 – Dimensões do motor de testes (de acordo com a terminologia utilizada na Figura 3.2).....	44
TABELA 3.2 – Parâmetros do material utilizado para o tubo (bronze fosforoso).	44
TABELA 3.3 – Parâmetros do material utilizado para o anel cerâmico (PZT-4).	45
TABELA 3.4 – Características do adesivo estrutural <i>Loctite</i> 319.	45
TABELA 3.5 – Parâmetros do material utilizado para o eixo (alumínio).....	46
TABELA 3.6 – Desempenho normalizado das vibrações em 18mm da extremidade com excitação também em 18mm da extremidade do tubo.	59
TABELA 4.1 – Parâmetros utilizados na simulação da frequência de ressonância do anel piezelétrico.	89
TABELA 4.2 – Número de modos não longitudinais situados entre dois modos naturais longitudinais adjacentes no tubo.	96
TABELA 4.3 – Número de modos não longitudinais situados entre dois modos naturais longitudinais adjacentes no estator.	103
TABELA 4.4 – Comparação de frequências dos mesmos modos longitudinais do tubo metálico (Figura 4.11) e estator (Figura 4.12).	105
TABELA 5.1 – Valores variantes e fixos dos parâmetros utilizados na simulação.	137
TABELA 6.1 – Frequência dos primeiros 21 modos naturais do motor com estator variando de 21 a 65mm no comprimento (a) e de 8 a 30mm no diâmetro (b).....	152
TABELA 6.2 – Situações selecionadas para análise para vários comprimentos de estator.	153

TABELA 6.3 – Situações selecionadas para análise para vários diâmetros de estator.	154
TABELA 6.4 – Diferença das frequências entre os modos de interesse e vizinhos para simulações com variação no comprimento (a) e no diâmetro (b).	157
TABELA 6.5 – Organização das situações prováveis de projeto do estator com nível máximo e de toque das componentes longitudinais e radiais em operação simulados por FEM.	159
TABELA 6.6 – Comparação do comportamento do estator construído e projetado calculado por FEM através do software Ansys®.....	164

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 – Comportamento da cerâmica piezoeletrica no efeito piezoeletrico reverso.	21
FIGURA 2.2 – Principais efeitos piezoeletricos. Efeito longitudinal (a) e transversal (b).	23
FIGURA 2.3 – Deformação produzida no PZT pela aplicação de um campo elétrico.	23
FIGURA 2.4 – Repolarização de um material piezoeletrico.	25
FIGURA 2.5 – Deformação x intensidade de campo para um PZT polarizado.	26
FIGURA 2.6 – Motor ultra-sônico linear desenvolvido por Sashida.	26
FIGURA 2.7 – Esquema de montagem do motor de Funakubo.	27
FIGURA 2.8 – Ciclo de movimentos desenvolvidos quando o motor é acionado.	27
FIGURA 2.9 – Esquema de funcionamento do motor de Kurosawa (1996).	28
FIGURA 2.10 – Esquema de montagem do motor de Lim.	28
FIGURA 2.11 – Esquema de funcionamento do motor de Lim. (a) Para acionamento no modo (5,0), e (b) para acionamento no modo (6,0).	29
FIGURA 2.12 – Esquema de funcionamento do motor Inchworm (Burleigh, 2000).	30
FIGURA 2.13 – Deslocamento do motor Inchworm.	31
FIGURA 2.14 – Motor desenvolvido por Panusittikorn (2004).	31
FIGURA 2.15 – Motor shaking beam desenvolvido por Lee.	32
FIGURA 2.16 – Funcionamento do motor shaking beam.	32
FIGURA 2.17 – Motor desenvolvido por Zhang (2005).	33
FIGURA 2.18 – Motor desenvolvido Palmer (2004).	34
FIGURA 2.19 – Motor desenvolvido por Friend (2005).	35
FIGURA 2.20 – Motor desenvolvido por Ming (2006).	36

FIGURA 2.21 – Excitação do terceiro (a), nono (b) e décimo (c) modo de vibração flexural do motor proposto por Li (2006) (d).....	37
FIGURA 2.22 – Motor desenvolvido por Ho (2006).....	38
FIGURA 2.23 – Motor desenvolvido por Jou (2007). Principais elementos do estator (a), protótipo montado na plataforma de testes (b) e perfil geral de vibração dos pés (c).....	39
FIGURA 3.1 – Primeiros modos de excitação: longitudinal (a), flexural (b) e rotacional (c) estudados por Chu (2004).	41
FIGURA 3.2 – Esquemático das principais partes do protótipo de MUS linear. (UFSM, 2007).....	42
FIGURA 3.3 – Diagrama esquemático dos subsistemas de acionamento do motor.	47
FIGURA 3.4 – Oscilador interno (Pippi, 2003).....	48
FIGURA 3.5 – Estágio de deslocamento de fase (Pippi, 2003).....	49
FIGURA 3.6 – Estágio de amplificação. (a) condicionamento do sinal de comando para a função Mute. Amplificação do canal 1 (b) e canal 2 (c). (Pippi, 2003)	50
FIGURA 3.7 – Bancada de trabalho.....	52
FIGURA 3.8 – Montagem do motor com dimensão $f=18,50\text{mm}$ e perfil de deformação esperado (a) . Eixo formado por um cilindro de alumínio (b) e por três cilindros de aço inoxidável (c).	53
FIGURA 3.9 – Montagem do motor com dimensão $f=18,00\text{mm}$ e perfil de deformação esperado (a). Eixo formado por três cilindros de aço inoxidável (b).	56
FIGURA 3.10 – Esquema do aparato montado para verificação dos máximos de vibração em 18mm das extremidades do tubo.....	58
FIGURA 3.11 – Varredura em frequência do nível de vibração em em 18mm das extremidades do tubo com acionamento também em 18mm.	58
FIGURA 3.12 – Montagem do motor com 4 anéis de PZT (a); Eixo formado por apenas um cilindro de aço inoxidável (b).	61
FIGURA 3.13 – Configuração da distribuição de pesos no estator para verificação da força exercida pelos dois dentes situados entre C1 e C2 (a) e entre C3 e C4 (b).....	64

FIGURA 3.14 – Formas de onda dos sinais contidos em C1, C2, C3 e C4 no movimento para a esquerda em (a) em para a direita em (b).	67
FIGURA 3.15 – Gráfico esquemático da configuração do ensaio de desgaste dos dentes do motor (a). Vista de topo dos dois eixos de teste mostrando as regiões de toque dos dentes a e b (b).....	68
FIGURA 3.16 – Ensaio de desgaste dos dentes sobre o eixo. (a) Marca do dente “a” no eixo 1 durante acionamento para direita e figura esquemática da deposição de material (b); (c) Marca do dente “b” no eixo 2 durante acionamento para esquerda e figura esquemática da deposição de material (d)	69
FIGURA 3.17 – Detecção do sentido de movimento impresso pelos dentes do estator.	71
FIGURA 3.18 – Montagem do motor com 2 anéis de PZT posicionados a 4mm das extremidades (a); Eixo formado por um cilindro de aço inoxidável de 13,8mm de diâmetro (b).	72
FIGURA 4.1 – Protótipo desenvolvido por Kuribayashi, 1985.....	77
FIGURA 4.2 – Protótipo desenvolvido por Loh (2000).	78
FIGURA 4.3 – Esquema de posicionamento dos vibradores de Loh(2000).	79
FIGURA 4.4 – MPF do protótipo desenvolvido por Loh(2000).	81
FIGURA 4.5 – Geometria típica do estator do motor ultra-sônico linear tubular proposto.	82
FIGURA 4.6 – Seqüência de ocorrência dos modos naturais de vibração de um estator genérico.....	84
FIGURA 4.7 – Esquema de posicionamento dos vibradores.	85
FIGURA 4.8 – Simulação harmônica-transiente em torno do modo de ressonância radial da cerâmica no software Ansys®.....	90
FIGURA 4.9 – Simulação modal do primeiro modo de ressonância radial da cerâmica no software Ansys® para a freqüência de ressonância (a) e anti-ressonância (b).....	91
FIGURA 4.10 – Detalhe da altura do posicionamento e altura dos dentes do estator.	91
FIGURA 4.11 – Simulação modal dos primeiros 20 modos longitudinais do tubo por FEM no software Ansys®	95

FIGURA 4.12 – Simulação modal dos primeiros 21 modos longitudinais do estator (conjunto formado por cerâmicas e tubo) por FEM no software Ansys®.	102
FIGURA 4.13 – Impedância elétrica do estator simulada por FEM no software Ansys®. (a): intervalo de 4 a 120kHz e (b) detalhe na faixa de 60 a 65kHz. ...	107
FIGURA 4.14 – Perfis de deformação normalizados para $2,34\mu\text{m}$ dos modos longitudinais (e) e (f) do estator simulados por FEM no software Ansys®. (a): componentes radiais e (b) longitudinais.	109
FIGURA 4.15 – Amplitude de deformação normalizada para $2,34\mu\text{m}$ exercida pelos dentes do motor para os 14 primeiros modos de vibração natural longitudinais do estator simulados por FEM no software Ansys®.	110
FIGURA 4.16 – Movimento elíptico dos dois dentes do estator quando acionado em 62629Hz na mesma escala para os dois eixos (a) e com escala ajustada (b).	112
FIGURA 5.1 – Representação dos eixos coordenados e posicionamento dos elementos no estator (a) e esquema da composição das vibrações excitadas por cada cerâmica (b).	117
FIGURA 5.2 – Representação de um pedaço infinitesimal de tubo (a) e forças elementares às quais o pedaço de tubo está submetido (b).	119
FIGURA 5.3 – Comportamento das freqüências naturais para o caso das vibrações longitudinais e radiais.	134
FIGURA 5.4 – Comparação das freqüências dos modos naturais obtidas por FEM e pelas Equações 5.62 e 5.63. (a): toda a faixa, (b): detalhe para freqüências obtidas por FEM e $f_1(n)$	136
FIGURA 5.5 – Comportamento das freqüências naturais quando o diâmetro do estator varia.	138
FIGURA 5.6 – Comportamento das freqüências naturais quando o comprimento do estator varia.	139
FIGURA 5.7 – Comportamento das freqüências naturais quando o módulo de Young do material que compõe o estator varia.	140
FIGURA 5.8 – Comportamento das freqüências naturais quando a densidade do material que compõe o estator varia.	141
FIGURA 5.9 – Comportamento das freqüências naturais quando a razão de Poisson do material que compõe o estator varia.	141

FIGURA 6.1 – Comportamento da freqüência dos 21 modos de vibração natural com a variação do comprimento do estator simulado por FEM no software Ansys®. (a): toda a faixa e (b) detalhe.	145
FIGURA 6.2 – Comportamento da freqüência dos 21 modos de vibração natural com a variação do diâmetro do estator simulado por FEM no software Ansys®. (a): toda a faixa, (b) detalhe geral e (c): detalhe de alguns cruzamentos de freqüências.	150
FIGURA 6.3 – Comportamento de movimentação dos dois dentes do estator para as	161
FIGURA 6.4 – Comparação da trajetória elíptica de movimentação dos dentes do estator nas quatro situações mostradas pela Tabela 6.5.	162
FIGURA 6.5 – Comparação entre o movimento elíptico dos dentes do motor prototipado e projetado.	164
FIGURA II.1 – Simulação modal mostrando 10 dos vários perfis de deformação não-longitudinais do tubo metálico por FEM no software Ansys®	195
FIGURA II.2 – Simulação modal mostrando 10 dos vários perfis de deformação não-longitudinais do estator por FEM no software Ansys®	197

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

MUS	Motor ultra-sônico linear
FEM.....	Método numérico por elementos finitos;
PZT	Titanato zirconato de chumbo;
ρ	Densidade;
E.....	Módulo de <i>Young</i> ;
ν	Razão de <i>Poisson</i> ;
TTL.....	Lógica transistor-transistor;
θ	Defasagem elétrica;
ω	Frequência angular;
$\Phi_n(x)$	Fator de forma normalizado;
FPM.....	Fator de participação modal;
th	Espessura;
ID.....	Diâmetro interno;
OD.....	Diâmetro externo;
V_{pp}	Tensão de pico à pico;
$u(x,t)$	Componente de vibração longitudinal;
$v(x,t)$	Componente de vibração torcional;
$w(x,t)$	Componente de vibração radial;
R.....	Raio médio do tubo;
h	Espessura do tubo;
N_x	Tensão superficial longitudinal;
N_θ	Tensão superficial tangencial;
$N_{\theta x}$	Tensão superficial tangencial-longitudinal;
$N_{x\theta}$	Tensão superficial longitudinal- tangencial;
q	Tensão normal à superfície;
ε_x	Deformação axial;

ε_{θ} Deformação tangencial;
 γ' Deformação cortante;
 $q(x,t)$ Perturbação harmônica forçada;
 $q_u(x,t)$ Componente longitudinal da perturbação harmônica forçada;
 $q_w(x,t)$ Componente radial da perturbação harmônica forçada;
 F_u Amplitude da componente longitudinal da perturbação harmônica forçada;
 F_w Amplitude da componente radial da perturbação harmônica forçada;
 δ Função impulso de *Dirac*;
 $U(x)$ Fator de forma da componente de vibração longitudinal;
 $W(x)$ Fator de forma da componente de vibração radial;
 ϕ Constante dependente da frequência, dimensões e tipo de material;
 γ Constante dependente da frequência, dimensões e tipo de material;
 η Constante dependente da frequência, dimensões e tipo de material;
 τ Constante dependente da frequência, dimensões e tipo de material;
 β Constante dependente da frequência, dimensões e tipo de material;
 $U_U(x)$ Fator de forma da componente de vibração longitudinal resultante da
componente longitudinal de excitação forçada;
 $U_W(x)$ Fator de forma da componente de vibração longitudinal resultante da
componente radial de excitação forçada;
 $W_U(x)$ Fator de forma da componente de vibração radial resultante da
componente longitudinal de excitação forçada;
 $W_W(x)$ Fator de forma da componente de vibração radial resultante da
componente radial de excitação forçada;
 x', x'' Posição axial dos vibradores piezelétricos;
 D_L Amplitude de deformação longitudinal no estator;
 D_R Amplitude de deformação radial no estator.

LISTA DE APÊNDICES

Apêndice I	179
Apêndice II	194
Apêndice III	198

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	6
RESUMO	7
ABSTRACT	8
LISTA DE TABELAS	9
LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS	16
LISTA DE APÊNDICES	18
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	15
1.1 Motivação	16
1.2 Objetivos do trabalho	17
1.3 Principais contribuições do trabalho	17
1.4 Organização dos capítulos	18
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 Piezeletricidade	21
2.1.1 Efeito longitudinal e transversal	22
2.1.2 Princípios da piezeletricidade.....	23
2.1.3 Polarização e repolarização	24
2.2 Motores Ultra-sônicos lineares	26
CAPÍTULO 3 – CONSTRUÇÃO E INVESTIGAÇÃO PRELIMINAR DO MOTOR DE TESTES	40
3.1 Características iniciais do protótipo	42
3.2 Sistema de acionamento	47
3.3 Ensaios com o protótipo e resultados experimentais	52
3.3.1 Conjunto de ensaios I.....	52
3.3.2 Conjunto de ensaios II.....	56
3.3.3 Conjunto de ensaios III.....	60
3.3.4 Conjunto de ensaios IV	61
3.3.5 Conjunto de ensaios V	63
3.3.6 Conjunto de ensaios VI	64
3.3.7 Conjunto de ensaios VII	67
3.3.8 Conjunto de ensaios VIII	71
3.4 Considerações gerais	74
CAPÍTULO 4 – CARACTERIZAÇÃO VIBRACIONAL DO ESTATOR	76

4.1	Contextualização e definição do método de análise	76
4.2	Descrição analítica da formação da onda viajante	79
4.3	Combinação de modos ressonantes para a produção de movimento	81
4.4	Análise dos modos de vibração do protótipo	86
4.4.1	Análise vibracional dos anéis cerâmicos	89
4.4.2	Análise vibracional do tubo	91
4.4.3	Análise vibracional do estator	97
4.5	Considerações finais	114
CAPÍTULO 5 – MODELAGEM ANALÍTICA DAS VIBRAÇÕES FORÇADAS EM TUBOS DE PAREDES FINAS		116
5.1	Introdução	116
5.2	Equacionamento desenvolvido para o tubo	118
5.3	Vibrações longitudinais-radiais forçadas no tubo do estator	124
5.3.1	Componente de vibração longitudinal	127
5.3.2	Componente de vibração radial	128
5.3.3	Solução para as duas componentes de deformação	129
5.3.4	Análise comparativa dos perfis de vibração por FEM e pela modelagem analítica	131
5.3.5	Comparação das frequências naturais obtidas por FEM e pela modelagem analítica	132
5.3.6	Influência da variação de parâmetros nas frequências naturais dos modos	137
CAPÍTULO 6 – ROTEIRO DE ANÁLISE E CÁLCULOS DIMENSIONAIS		142
6.1	Resultados da simulação dos modos de vibração para vários comprimentos de estator	143
6.2	Resultados da simulação dos modos de vibração para vários diâmetros de estator	147
6.3	Análise das situações de proximidade entre as frequências dos modos ressonantes	150
6.4	Análise final e comparação das deformações nas quatro melhores condições de estator	158
6.5	Comparação do motor com estator previamente construído e projetado	163
CAPÍTULO 7 – CONCLUSÕES		165
7.1	Dificuldades de projeto	168
7.2	Contribuições	169
7.3	Sugestões para continuidade do trabalho	170
7.4	Publicações relacionadas à tese	171
BIBLIOGRAFIA		173
APÊNDICE I – ARQUIVOS DE SIMULAÇÃO POR FEM		179
I.1	Simulação harmônica transiente do anel piezelétrico	179
I.2	Simulação modal do anel piezelétrico	181
I.3	Simulação modal do tubo metálico	182
I.4	Simulação modal do estator	185
I.5	Simulação harmônica transiente forçada do estator	188
APÊNDICE II – ALGUNS MODOS DE VIBRAÇÃO COMPOSTOS		194

II.1 Alguns modos de vibração compostos encontrados na simulação modal do tubo metálico (Seção 4.4.2 – Capítulo 4)	194
II.2 Alguns modos de vibração compostos encontrados na simulação modal do estator (Seção 4.4.3 – Capítulo 4)	196
APÊNDICE III – VIBRAÇÕES FORÇADAS	198
III.1 Vibrações forçadas em um corpo elástico	198
III.1.1 Solução através das funções de <i>Green</i>	199
III.2 Cálculo de $U_U(x)$ e $W_U(x)$ pelas funções de <i>Green</i>	202
III.3 Cálculo de $W_W(x)$ e $U_W(x)$ pelas funções de <i>Green</i>	205

INTRODUÇÃO

Os motores ultra-sônicos são dispositivos que utilizam o efeito da piezeletricidade para gerar movimentos lineares ou rotativos. Através do efeito piezométrico reverso, um material com propriedades piezométricas produz vibrações mecânicas a partir de uma excitação elétrica. Os motores ultra-sônicos recebem essa denominação porque a conversão eletro-mecânica, responsável pela produção do movimento ocorre em frequência maior que 20kHz (Sashida, 1993).

A vibração da peça piezométrica é transmitida a uma peça metálica que amplifica a magnitude vibracional, e então através do atrito entre o estator e o eixo, a vibração é efetivamente convertida em movimento. Porém, a eficácia desta transmissão está intimamente relacionada às condições de atrito entre ambas as superfícies, que depende das rugosidades superficiais e da força normal F_A entre as peças. (Sashida, 1993 e Uchino, 2003)

A alta resolução, na faixa de μm ou nm , possibilita sua utilização em sistemas de micro e nano posicionamento, com aplicações em: equipamentos de análise de materiais, sistemas de testes de circuitos integrados, manipuladores robóticos, cabeças de leitura de dados, etc... A pressão à qual o estator e o rotor, ou um eixo linear, devem estar submetidos garante um torque residual permanente, fazendo com que não haja necessidade de energizar as fases do motor para manter um posicionamento estático temporário em algumas aplicações como mesas de coordenadas (Sashida, 1993). Os motores de indução e motores de passo, opções mais utilizadas atualmente, necessitam de energização permanente nesses casos, existindo a possibilidade de perda do posicionamento caso a energização seja interrompida.

As cerâmicas piezelétricas não geram campos magnéticos nem são afetadas por eles. Esta característica possibilita a utilização desta tecnologia em áreas de alto campo magnético onde um motor de indução não poderia ser utilizado, como no caso dos equipamentos de ressonância magnética (Sashida, 1993 e Uchino, 2003).

Há várias concepções para os motores ultra-sônicos. Quanto ao tipo de acionamento podem ser classificados como: de ondas viajantes ou de ondas estacionárias. Quanto tipo de movimento podem ser classificados como: rotativos ou lineares.

Os motores de ondas viajantes com formato anelar, geralmente produzem movimentos de rotação, porém há modelos que produzem translação no eixo como, mostra o depósito no registro de patentes japonesa feito por RION CO (1990b).

Os motores tubulares, na maioria dos casos, produzem movimentos de rotação, mas alguns casos de movimento de translação também podem ser encontrados, como nos registros das patentes japonesas RION CO (1990a) e de SEIKO EPSON CORP e HONDA ELECTRONIC (1993). Muitos motores ultra-sônicos são híbridos, utilizando a combinação de duas ou mais fontes de vibração para gerar deformações. Nestes casos, são utilizados diferentes arranjos de vibradores piezelétricos que no conjunto proporcionam um único movimento no dispositivo.

1.1 Motivação

A pesquisa em motores ultra-sônicos é recente no Brasil e poucos grupos de pesquisa atuam nesta área. O autor acredita que o esforço no sentido de estudar e caracterizar a geração do movimento em novos dispositivos utilizando esta tecnologia pode trazer ao país um grande potencial tecnológico no futuro. Atualmente, uma parcela significativa da pesquisa, aprimoramento e fabricação destes tipos de motores se concentra no Japão, assim como a maioria dos depósitos de patentes nesta área.

1.2 Objetivos do trabalho

Os objetivos principais deste trabalho podem ser organizados como mostram os itens abaixo.

1) Investigar os fenômenos relacionados à formação das ondas viajantes em uma estrutura tubular apontando as melhores condições para a utilização da mesma na geração de movimento;

2) Caracterizar o comportamento vibratório de um de motor ultra-sônico de ondas viajantes tubular com movimentos lineares;

3) Propor um roteiro de análise e cálculos dimensionais para o desenvolvimento dos motores propostos neste trabalho;

1.3 Principais contribuições do trabalho

1) Depósito de propriedade intelectual em banco de patente sobre o novo método de formação das ondas viajantes proposto (UFSM, 2007).

2) Caracterização do comportamento vibratório de uma topologia inédita de motor ultra-sônico tubular de ondas viajantes com movimentos lineares;

3) Formulação de um primeiro modelo matemático para o estator da nova topologia de motor proposta;

4) Indicação das melhores condições para a produção das ondas viajantes para a geração de movimento no motor;

5) Expansão da metodologia apresentada no estudo da geração de movimentos lineares para a geração de movimentos conjuntos lineares e angulares em um mesmo dispositivo;

6) Sistematização de um roteiro de projeto para o desenvolvimento de motores com base na topologia proposta;

7) Construção de um primeiro protótipo utilizado para investigação da nova topologia.

1.4 Organização dos capítulos

Neste capítulo é apresentada uma contextualização do tema proposto no trabalho bem como os fatores que motivaram o desenvolvimento do mesmo. Uma descrição dos objetivos principais e as principais contribuições do trabalho também são descritas no Capítulo 1. Este capítulo também descreve os principais temas abordados em cada capítulo do trabalho.

O Capítulo 2 faz uma revisão dos vários tipos de motores ultra-sônicos enfatizando os vários tipos de motores lineares. São discutidos desde os estudos realizados nos motores lineares mais rudimentares até o estado da arte, comparando e ponderando os seus diferentes modos e as respectivas condições de funcionamento.

O Capítulo 3 estuda o comportamento de um protótipo de testes para prova de conceito do método de geração de movimento proposto. O motor linear proposto é baseado em métodos para geração de ondas viajantes ainda pouco investigados na bibliografia, e que podem gerar movimentos em dois graus de liberdade. Um conjunto de ensaios realizados no protótipo em bancada busca a caracterização do comportamento vibratório do estator e a comprovação do método de geração das ondas viajantes. Embora várias situações de movimentação tenham sido verificadas, seu comportamento até então instável fez com que várias hipóteses a respeito de seu funcionamento fossem lançadas. Através de repetidos ajustes realizados na parte mecânica, buscou-se superar as deficiências no acabamento das superfícies, decorrentes da usinagem, para comprovação dos fenômenos observados.

A impossibilidade de uma análise conclusiva sobre o comportamento do motor com base nos resultados experimentais obtidos no Capítulo 3 motivou a reavaliação da metodologia de estudo e a busca de ferramentas adicionais para a caracterização do motor apresentado no Capítulo 4. Para isto, as hipóteses lançadas anteriormente são analisadas sob o ponto de vista do fator de participação modal de cada harmônica das ondas mecânicas na energia vibracional total na estrutura. As características de cada harmônica são obtidas por simulação com o método de elementos finitos (FEM) em todo o estator. O estudo baseado nas simulações mostrou claramente porque as condições observadas no protótipo durante os testes eram pouco eficientes na produção de movimento. As simulações em elementos

finitos mostraram que as ondas produzidas possuíam uma componente de deformação longitudinal reduzida, sendo esta, justamente a direção do deslocamento almejado. Adicionalmente, são apontados caminhos para que seu desempenho melhore, porém, as dimensões do estator não contribuem para que esta melhora seja significativa.

O Capítulo 5 propõe uma modelagem matemática inicial para este novo tipo de motor. O objetivo do modelo é representar o comportamento dos modos de vibração do estator em função dos principais parâmetros construtivos como: dimensões e propriedades dos materiais. O modelo proposto é fundamentado na teoria de geometrias circulares de paredes finas e nos métodos de descrição de vibrações forçadas em meios elásticos. Apesar das limitações deste primeiro modelo analítico, ele pode ser empregado para nortear uma estimativa inicial dos materiais e das dimensões do estator para os modos de ressonância escolhidos na formação das ondas viajantes.

O Capítulo 6 amplia o estudo do efeito das dimensões do estator nos modos ressonantes da estrutura. O efeito das não idealidades não previstas no modelo é investigado a partir dos resultados das simulações com FEM. São realizadas simulações de estatores com diversos comprimentos e diâmetros, e vários critérios de projeto são testados para que o projeto convirja para os modos de vibração mais eficazes à geração dos movimentos desejados. O estudo mostra resultados do dimensionamento do tubo do estator onde a relação entre as componentes de deformação radial e longitudinal são substancialmente melhores em comparação aos resultados obtidos com o motor de testes. Os resultados comparados apontam uma melhora de 90% no nível de vibração da componente radial e de 3600% na componente longitudinal. Quando implementados em protótipo, esses resultados devem melhorar sensivelmente a capacidade de geração de movimentos lineares, reduzir o desgaste e melhorar a eficiência da conversão eletromecânica. Ainda no Capítulo 6, as análises realizadas no decorrer do trabalho são sistematizadas na forma de um roteiro de análise e cálculos dimensionais para motores ultra-sônicos lineares tubulares.

O Capítulo 7 apresenta um resumo das principais conclusões obtidas no trabalho, as principais contribuições científicas que o autor acredita serem inéditas e uma série de sugestões para a continuidade desta pesquisa. O capítulo final é

encerrado com uma avaliação das principais dificuldades encontradas ao longo de todo o trabalho.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Piezeletricidade

A piezeletricidade é o fenômeno físico segundo o qual, uma tensão elétrica V é produzida entre duas superfícies de um material com propriedades piezelétricas, quando submetido a uma deformação mecânica Δl . No efeito reverso, a deformação Δl surge como consequência da aplicação de uma tensão elétrica V entre as superfícies. A deformação depende da intensidade e da polaridade da tensão aplicada no material. A Figura 2.1 mostra que a aplicação de uma tensão no mesmo sentido de sua polarização provoca uma expansão de Δl no material. O contrário ocorre com a aplicação de uma tensão no sentido inverso ao da polarização, provocando uma contração de magnitude Δl (Sashida, 1993 e Uchino, 2003).

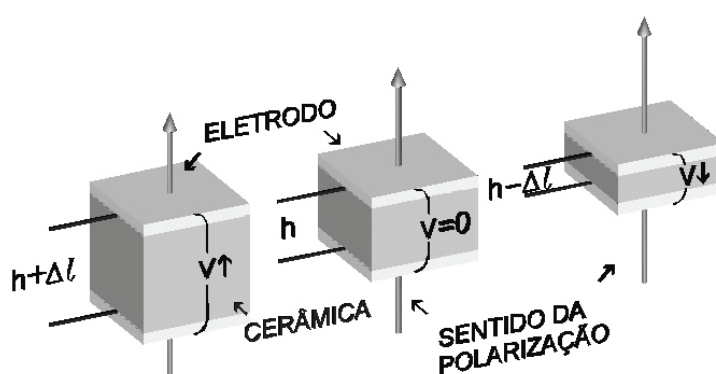


FIGURA 2.1 – Comportamento da cerâmica piezelétrica no efeito piezelétrico reverso.

O quartzo e o titanato de bário são alguns dos materiais que apresentam características piezelétricas naturais. A necessidade da obtenção de materiais sintéticos que reproduzam as características piezelétricas gerou a produção de

compostos cerâmicos derivados do PbZrO_3 e PbTiO_3 conhecidos comercialmente como PZT (Sashida, 1993 e Uchino, 2003). A maioria dos materiais piezelétricos sintéticos comercializados atualmente possuem em sua composição $(\text{Pb, La})(\text{Zr, Ti})\text{O}_3$. O desenvolvimento desse tipo de material cerâmico policristalino sintetizado ampliou consideravelmente a gama de aplicações da piezeletricidade. Tal fato se deve às suas características físicas e químicas. Os PZTs são dotados de características ímpares como:

- Quimicamente inertes, imunes à umidade e outras condições atmosféricas;
- O eixo mecânico e o eixo elétrico (\vec{P}) podem ser precisamente orientados conforme a necessidade da aplicação. Esta orientação é feita através da polarização da peça, que combina a aplicação de uma tensão na ordem de kV de modo a produzir um campo elétrico na direção desejada com um aquecimento acima da temperatura de *Curie* do material. Este processo faz com que haja um direcionamento permanente dos dipolos no interior do material.

2.1.1 Efeito longitudinal e transversal

Conforme o tipo de polarização e o formato da peça cerâmica, o material piezelétrico pode ser aplicado de modo a aproveitar alguns dos efeitos de deformação mais acentuados, como: efeito transversal, efeito longitudinal e efeito torcional. Entre os citados, os efeitos transversal e longitudinal destacam-se pela larga utilização em atuadores, por permitirem a conversão da excitação elétrica em movimento de forma relativamente eficaz.

A Figura 2.2 mostra que no efeito longitudinal, as deformações ocorrem paralelamente ao eixo de excitação elétrica. Já no efeito transversal, elas são perpendiculares ao eixo de excitação. Na prática, esses dois efeitos se manifestam simultaneamente no corpo cerâmico e a geometria da peça determina sua relação de suas magnitudes.

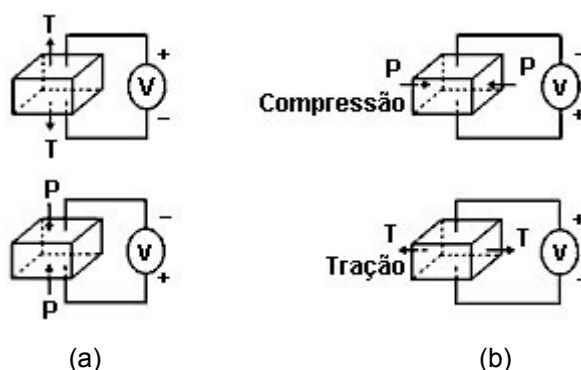


FIGURA 2.2 – Principais efeitos piezoeletricos. Efeito longitudinal (a) e transversal (b).

2.1.2 Princípios da piezoeletricidade

Em um ponto de vista microscópico, quando um cristal é colocado sob ação de um campo elétrico é possível observar dois tipos de deformações. Uma é proporcional à intensidade do campo, considerada como o efeito piezoeletrico propriamente dito, e a outra proporcional ao quadrado de sua intensidade, classificada como fenômeno eletrostrictivo.

Os PZTs exibem um comportamento um pouco diferente como consequência de sua formação cristalina complexa. A Figura 2.3 mostra o comportamento da deformação produzida pela aplicação de um campo elétrico no efeito longitudinal. O estado inicial do material é determinado pelas condições anteriores ao processo e suas propriedades apresentam um laço de histerese.

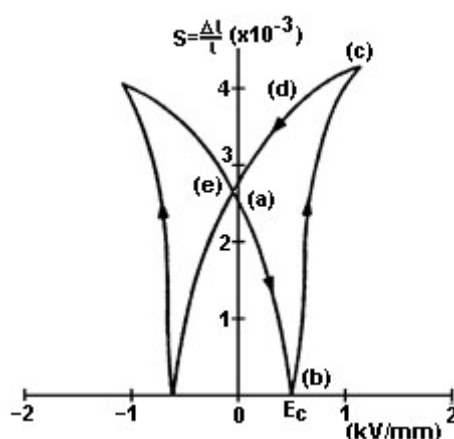


FIGURA 2.3 – Deformação produzida no PZT pela aplicação de um campo elétrico.

Abaixo são apresentadas algumas terminologias empregadas em piezeletricidade.

Polarização: A polarização \vec{P} está relacionada com a densidade de fluxo elétrico \vec{D} através da expressão linear apresentada na Equação (2.1).

$$\vec{D}_i = \vec{P}_i + \epsilon_0 \vec{E}_i \quad (2.1)$$

O índice i representa uma das três coordenadas x , y e z , e ϵ_0 é a permissividade do espaço livre.

Na maioria dos materiais piezelétricos, \vec{D} e \vec{P} são funções não lineares de \vec{E} , podendo independer do estado inicial do material. Geralmente o termo $\epsilon_0 \vec{E}_i$ é muito menor que \vec{P} , fazendo com que \vec{D} possa ser considerada como aproximadamente igual a \vec{P} .

Permissividade: A permissividade ϵ é definida como o aumento na variação na densidade de fluxo elétrico por unidade de campo quando a magnitude do campo medido é muito menor que o campo elétrico coercivo E_c , mostrado na Figura 2.3.

Polarização Remanescente: É o valor da polarização que permanece no material após a aplicação de um forte campo elétrico.

2.1.3 Polarização e repolarização

Alguns materiais cerâmicos são policristalinos (muitos cristais orientados de maneira aleatória), cada um contendo um ou alguns poucos domínios. Com os dipolos elétricos orientados de modo aleatório, o material tem comportamento isotrópico e não possui características piezelétricas.

A polarização é o processo onde um campo elétrico externo E superior ao campo coercivo E_c é mantido no material em condições capazes de provocar um realinhamento dos dipolos na direção de E . O resultado do processo é a produção de uma polarização remanescente na rede cristalina do material.

A Figura 2.4 mostra um processo de re-polarização, onde o sentido de polarização é invertido. As setas que representam os momentos de dipolo, mostram que a estrutura está inicialmente polarizada na direção negativa (a). Este é o fator responsável pelo formato levemente alongado do bloco cerâmico, originalmente de seção quadrada. Quando um campo elétrico é aplicado gradualmente na direção positiva, o bloco começa a contrair, uma vez que o campo está na direção oposta à do campo de polarização. A contração ocorre até que a magnitude do campo atinja o valor de E_c (b). Aumentando ainda mais sua intensidade, os domínios começam a reverter gradativamente sua direção de polarização fazendo com que o bloco agora comece a expandir. A expansão ocorre até que todos os domínios tenham suas polaridades revertidas. A partir deste ponto, onde o campo é $E_{máx}$, a estrutura não terá mais capacidade de expansão (c). Com a redução da intensidade do campo (d), a deformação do bloco diminui gradativamente. No estado final (e), onde o campo elétrico possui valor nulo, os domínios estão todos polarizados reversamente em relação à condição inicial. Os pontos (a), (b), (c) e (d) destacados também na Figura 2.4 mostram graficamente esse comportamento.

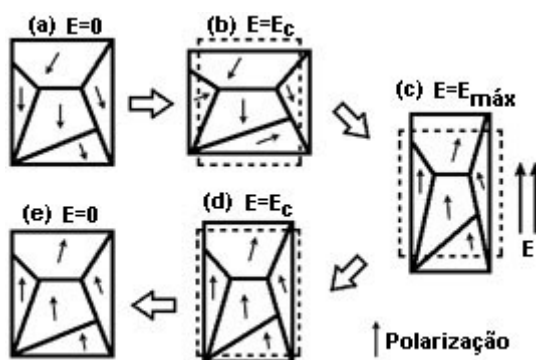


FIGURA 2.4 – Repolarização de um material piezelétrico.

A Figura 2.5 mostra que a deformação produzida por um campo elétrico c.a. de menor intensidade em relação ao de polarização é aproximadamente proporcional à tensão aplicada, embora apresente alguma histerese.

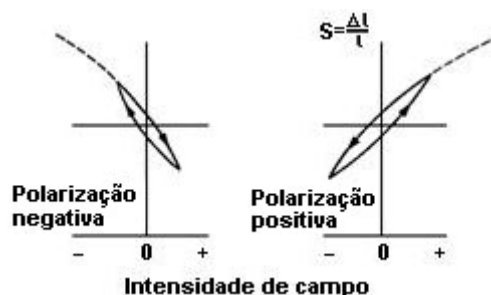


FIGURA 2.5 – Deformação x intensidade de campo para um PZT polarizado.

2.2 Motores Ultra-sônicos lineares

Os primeiros motores ultra-sônicos foram desenvolvidos por Sashida (1993), que foi o pioneiro tanto nos estudos envolvendo motores ultra-sônicos rotativos quanto lineares. O princípio de funcionamento de um dos seus primeiros motores é mostrado na Figura 2.6.

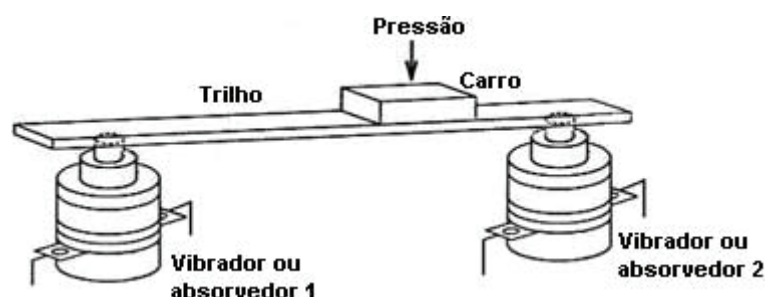


FIGURA 2.6 – Motor ultra-sônico linear desenvolvido por Sashida.

O motor apresentado na Figura 2.6 consiste de dois vibradores tipo *Langevin* e de um trilho metálico onde as ondas se propagam. Os vibradores estão fortemente fixados próximos das extremidades do trilho para que as ondas mecânicas sejam criadas. O vibrador 1 gera as ondas enquanto o vibrador 2 (absorvedor) as absorve para evitar reflexões nas extremidades. Esta absorção se dá através da dissipação da energia vibratória pelo efeito piezelétrico direto quando uma impedância é colocada em seus terminais com o devido casamento eletro-mecânico. Com o arranjo mostrado na figura, as ondas viajantes se propagam de 1 para 2, e o carro

se move de 2 para 1 alcançando velocidades de aproximadamente 1m/s. Para inverter o sentido do movimento do carro, basta inverter as fases de acionamento dos vibradores.

A Figura 2.7 mostra o esquema estrutural do motor ultra-sônico linear desenvolvido por Funakubo (1995) que utiliza atuadores piezelétricos em múltiplas camadas. A base do atuador é formada por um material de boa compliância mecânica, mostrado na cor cinza-escuro. Os atuadores piezelétricos estão colados nos sulcos da base. Para garantir a eles forte adesão e pressão mecânica, são coladas duas peças retentoras em suas extremidades que comprimem o material cerâmico contra o centro da base metálica. A superfície inferior do atuador contém elementos abrasivos destinados a provocar atrito com o eixo. O movimento mostrado na Figura 2.8 é produzido a partir de um arranjo pré-definido de contrações e expansões dos dois elementos piezelétricos, resultando em um ciclo de deslocamento do eixo acoplado ao estator.

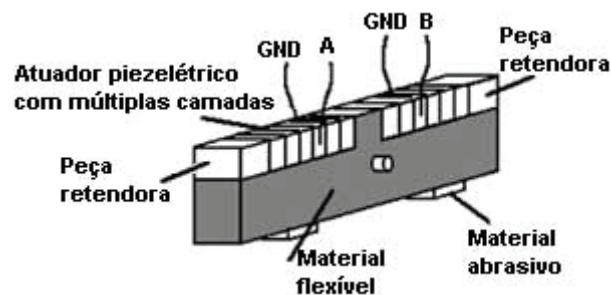


FIGURA 2.7 – Esquema de montagem do motor de Funakubo.

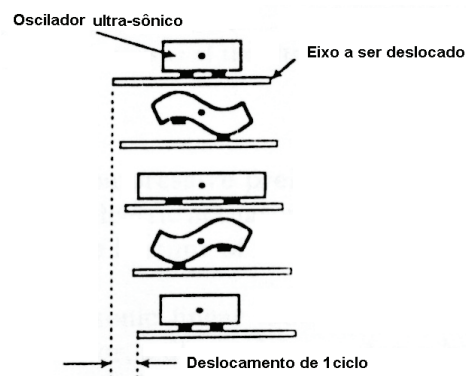


FIGURA 2.8 – Ciclo de movimentos desenvolvidos quando o motor é acionado.

Kurosawa (1996) desenvolveu um sistema de mesa de coordenadas x-y (Figura 2.9). A mesa é capaz de deslocar um objeto para qualquer lugar de sua área útil com grande precisão através de oscilações provocadas por vibradores. Cada eixo contém dois vibradores posicionados em lados opostos, sendo um gerador e o outro absorvedor, para que não haja reflexões. Esse sistema utiliza ondas *Rayleigh* (Graff,1975) produzindo movimentos elípticos em todos os pontos da superfície da mesa.

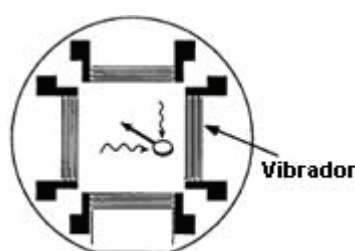


FIGURA 2.9 – Esquema de funcionamento do motor de Kurosawa (1996).

O motor linear desenvolvido por Lim (1999) utiliza um outro método para a geração do movimento. Seu motor ultra-sônico linear utiliza vibrações de ondas estacionárias para transmitir movimento ao eixo. A Figura 2.10 mostra o esquema do motor de Lim, que consiste basicamente em uma chapa de material abrasivo (1), e um vibrador formado por uma placa contendo três dentes em sua face superior (2) e um material piezelétrico (3) colado em sua face inferior.

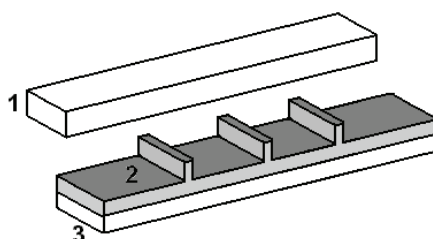


FIGURA 2.10 – Esquema de montagem do motor de Lim.

A chapa abrasiva está fortemente pressionada contra o vibrador para que as vibrações sejam transmitidas a ela por atrito. Quando uma tensão a.c. é aplicada no

material piezelétrico, são produzidas ondas estacionárias ao longo do estator fazendo com que as partículas da superfície dos dentes descrevam os movimentos diagonais mostrados na Figura 2.11. O movimento diagonal transformará as vibrações em força de atrito que empurrarão lateralmente o material que nele estiver pressionado. Os sentidos de avanço são determinados por dois modos de vibração distintos: modo (5,0) para a direita e modo (6,0) para a esquerda, cada um deles possuindo sua própria frequência de ressonância. Cada modo de vibração (n,0) corresponde a meio comprimento de onda mecânica transversal na barra, onde $n=L/2$. (L=Comprimento da barra). Sendo assim, uma vibração no modo (5,0) (Figura 2.11(a)) abriga 2,5 comprimentos de onda ao longo da estrutura e vibrações no modo (6,0) abrigam 3 comprimentos de onda (Figura 2.11(a)).

Na Figura 2.11(a), todos os dentes estão posicionados do lado esquerdo da crista da onda estacionária. Quando o material é excitado no modo (5,0), as partículas da superfície dos dentes descrevem movimentos diagonais para a esquerda, fazendo com que o vibrador avance na direção positiva de x. O contrário é mostrado em 2.11(b) onde as ondas estacionárias são excitadas no modo (6,0), fazendo com que os dentes, agora localizados no lado direito das cristas, descrevam movimentos diagonais para a direita. Desta forma, o vibrador é movimentado na direção negativa do eixo x.

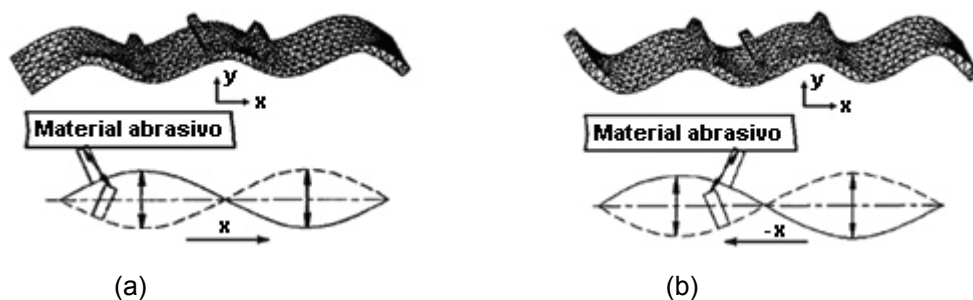


FIGURA 2.11 – Esquema de funcionamento do motor de Lim.

(a) Para acionamento no modo (5,0), e (b) para acionamento no modo (6,0).

Além dos motores que utilizam propagação de ondas para gerar movimento, existem também motores que fazem uso de outros métodos. A família de motores lineares *Inchworm*[®] (Burleigh, 2000) emprega um arranjo de três elementos

piezelétricos com acionamento seqüencial para gerar movimento semelhante ao de uma minhoca, como mostra a Figura 2.12.

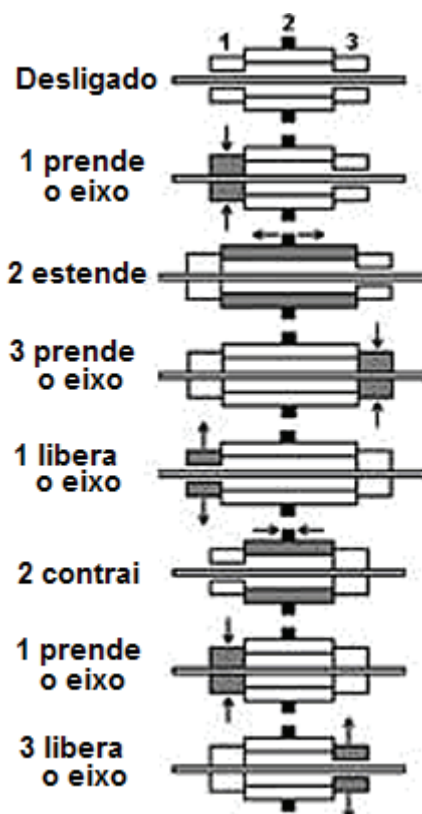


FIGURA 2.12 – Esquema de funcionamento do motor *Inchworm* (Burleigh, 2000).

Dos três elementos piezelétricos do motor, 1 e 3 agem como prensas, segurando o eixo através da deformação resultante de sua energização. O elemento 2 possui a função de expansão e contração longitudinal, descrevendo movimentos discretizados que determinarão a resolução do motor, como mostra a Figura 2.13. A lógica de produção de movimento nesse tipo de atuador obedece a seguinte seqüência: Primeiramente o elemento 1 segura o eixo enquanto 2 sofre expansão. Na seqüência, 3 segura o eixo enquanto 1 é desenergizado. Agora o elemento 2 contrai até retornar à sua dimensão original para que 1 novamente segure o eixo. A partir deste momento 3 é desenergizado e o ciclo recomeça.

A região de trabalho do motor *Inchworm* é infinita, limitada apenas pelo comprimento de seu eixo.

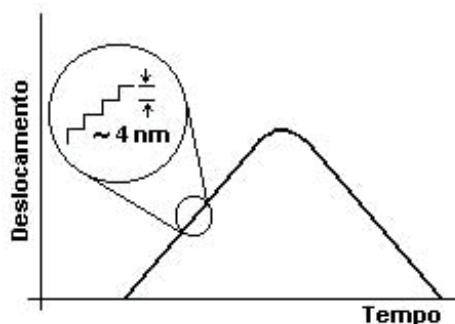


FIGURA 2.13 – Deslocamento do motor *Inchworm*.

A Figura 2.14 mostra o motor de Panusittikorn (2004) que consiste de uma barra metálica suportada por dois excitadores ultra-sônicos. Apesar da semelhança com a topologia usada por Sashida (1993) (Figura 2.6), no motor de Panusittikorn os dois elementos vibradores são excitados eletricamente. O acionamento elétrico é senoidal com defasagem temporal de 90° entre os excitadores. A frequência de acionamento é escolhida entre duas frequências de ressonância naturais da barra. Este tipo de excitação em dois modos de vibração natural é usado para gerar uma onda viajante unidirecional que resulta da composição das duas frequências naturais mais relevantes, previamente escolhidas.

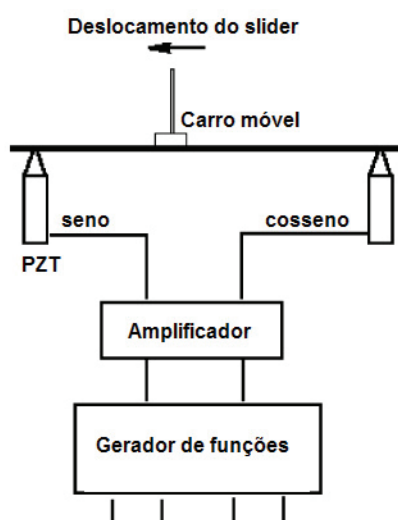


FIGURA 2.14 – Motor desenvolvido por Panusittikorn (2004).

O motor desenvolvido por Lee (2004), também utiliza dois vibradores piezelétricos, porém seu princípio de funcionamento é baseado na excitação das

extremidades de uma barra (Figura 2.15). Os excitadores “a” e “b” possuem a mesma frequência de operação e defasagem temporal de 90° entre si. A Figura 2.16 mostra a posição da barra a cada quarto de período da vibração. A partir da figura pode ser observado que o ponto médio “d” descreve uma trajetória fechada de movimento. A fonte de vibração do ponto “d” pode então ser utilizada tanto para movimentos rotativos quanto lineares, dependendo do projeto da parte móvel do motor.

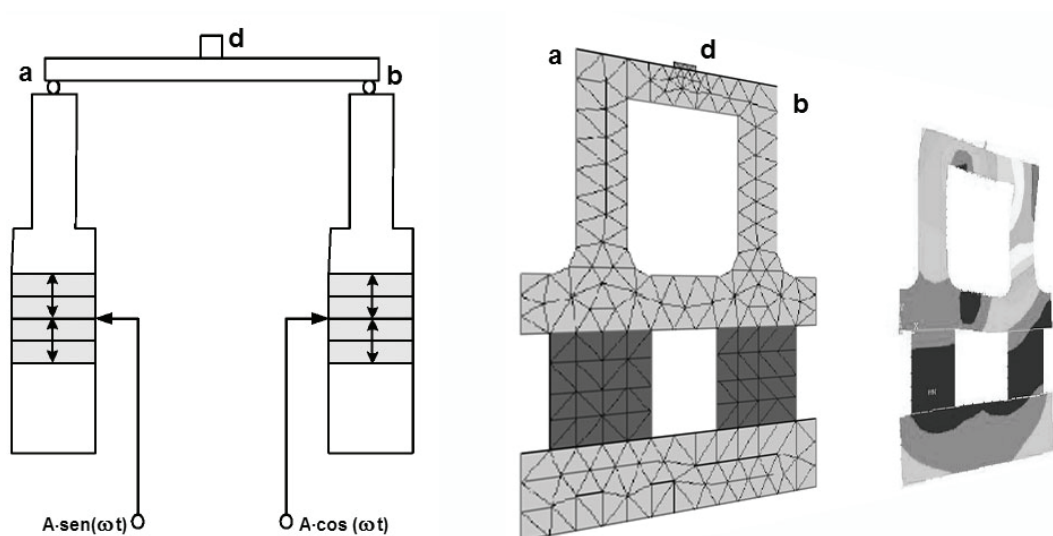


FIGURA 2.15 – Motor *shaking beam* desenvolvido por Lee.

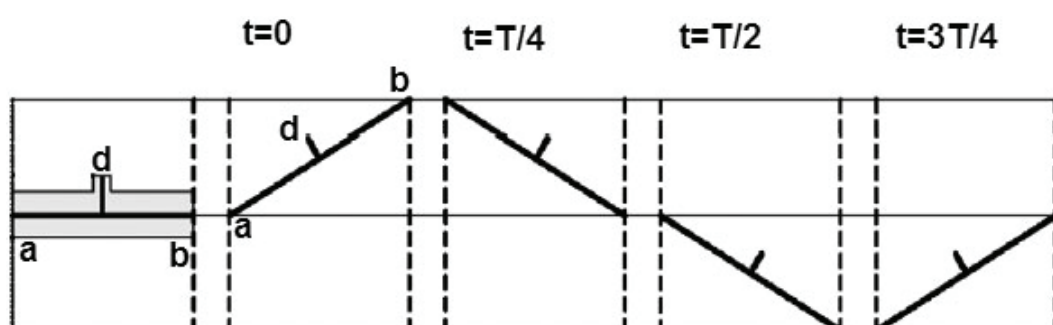


FIGURA 2.16 – Funcionamento do motor *shaking beam*.

Dentro desta variada gama de modelos de motores, Zhang (2005) desenvolveu um novo transdutor de ondas estacionárias linear que consiste de dois vibradores *Langevin* independentes em acionamento, mas presos como bloco único por um retentor. Através da suspensão dos excitadores durante a operação, o motor

pode realizar movimentos bidirecionais tanto quando em contato com eixos lineares quanto com rotores.

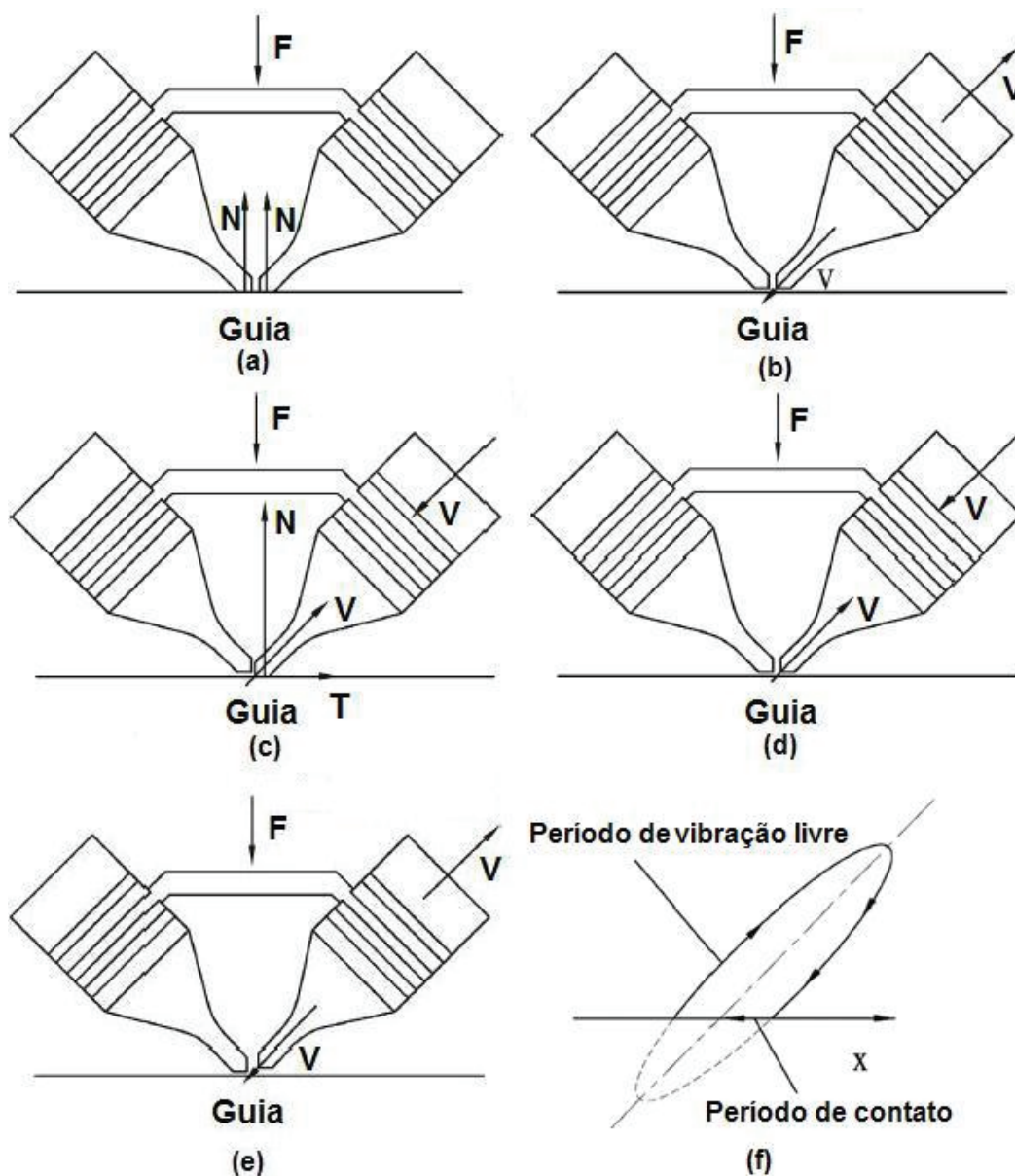


FIGURA 2.17 – Motor desenvolvido por Zhang (2005).

Cada vibrador é responsável pela movimentação em uma direção. O movimento elíptico da extremidade do vibrador pode ser analisado em duas etapas. Uma sem contato com o guia e a outra em contato com ela imprimindo força no sistema, como mostra a Figura 2.17(f). As Figuras 2.17(a), (b), (c), (d), e (e) descrevem as quatro etapas que integram um ciclo de movimentação. Na primeira

etapa, mostrada em 2.17(a), o guia está retido devido à força F que pressiona guia e vibradores. Em 2.17(b) o vibrador da direita começa a expandir até o momento em que o outro vibrador não mais encosta na superfície da guia como se estivesse “levitando” (2.17(c)). Neste instante a guia se desloca para a esquerda devido à força de atrito existente entre as superfícies. Após, o vibrador da direita começa a retrair passando pelo momento em que o outro vibrador toca na guia novamente (2.17(d)) e o ciclo recomeça (2.17(e)). Para que o sentido do movimento seja invertido, basta acionar apenas o vibrador *Langevin* da esquerda.

Palmer (2004) propôs um motor linear que opera com princípio semelhante ao motor *Inchworm*. O protótipo usa um arranjo disposto em paralelo contendo vários transdutores piezelétricos unimorfos que agem de forma conjunta com retentores mecânicos para realizar o movimento. Transdutores unimorfos consistem de uma película formada por cerâmica piezelétrica colada a um substrato, geralmente metálico. Quando a cerâmica é energizada o conjunto formado por ambos sofre deformação mecânica. O protótipo de Palmer alcança a velocidade máxima de 161 mm/s sendo acionado em uma frequência de aproximadamente 100Hz. Porém devido ao arranjo dos retentores, seu movimento é unidirecional. Outra característica marcante de seu protótipo é a complexidade de sua estrutura interna (Figura 2.18)

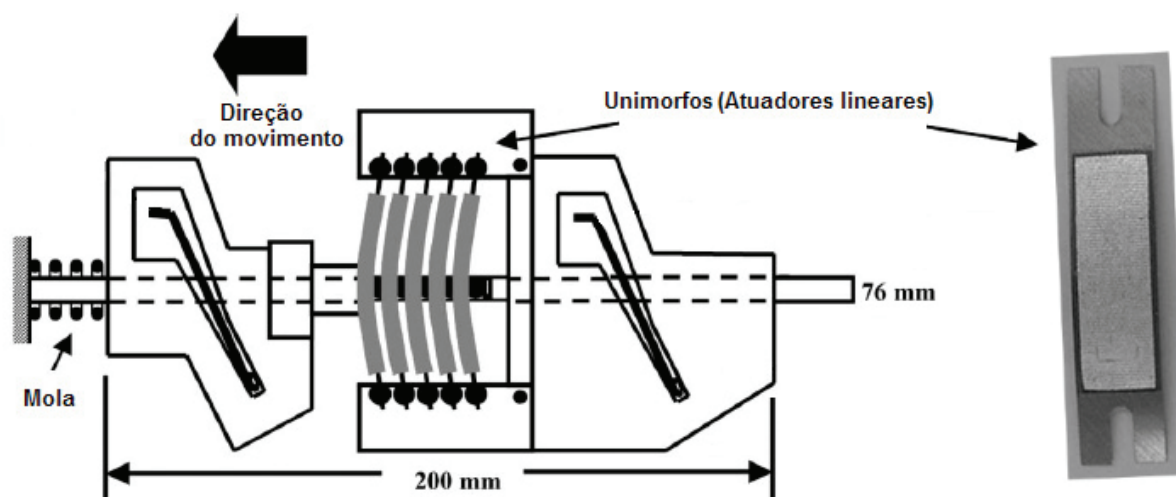


FIGURA 2.18 – Motor desenvolvido Palmer (2004).

Um outro tipo de motor linear é apresentado por Friend (2005). Seu motor linear bidirecional alcança velocidade de 0,22 m/s e opera nas redondezas de 135 kHz. Sua estrutura não-usual, mostrada na Figura 2.19 (a), consiste de vibradores piezelétricos posicionados no interior de uma peça com geometria mais complexa sendo aproximada em termos de resultados de vibração como um estator em anel. Na Figura 2.19(b) é apresentada a vibração do motor para um período de vibração. A combinação da aplicação da excitação com certa defasagem espacial e temporal gera modos de vibração radiais-circunferenciais, como o oblíquo e axial, e sua composição produzirá ondas viajantes na estrutura. A trajetória elíptica desenvolvida pela extremidade de contato impulsionará um eixo quando colocado sob pressão descrevendo um movimento final do tipo linear.

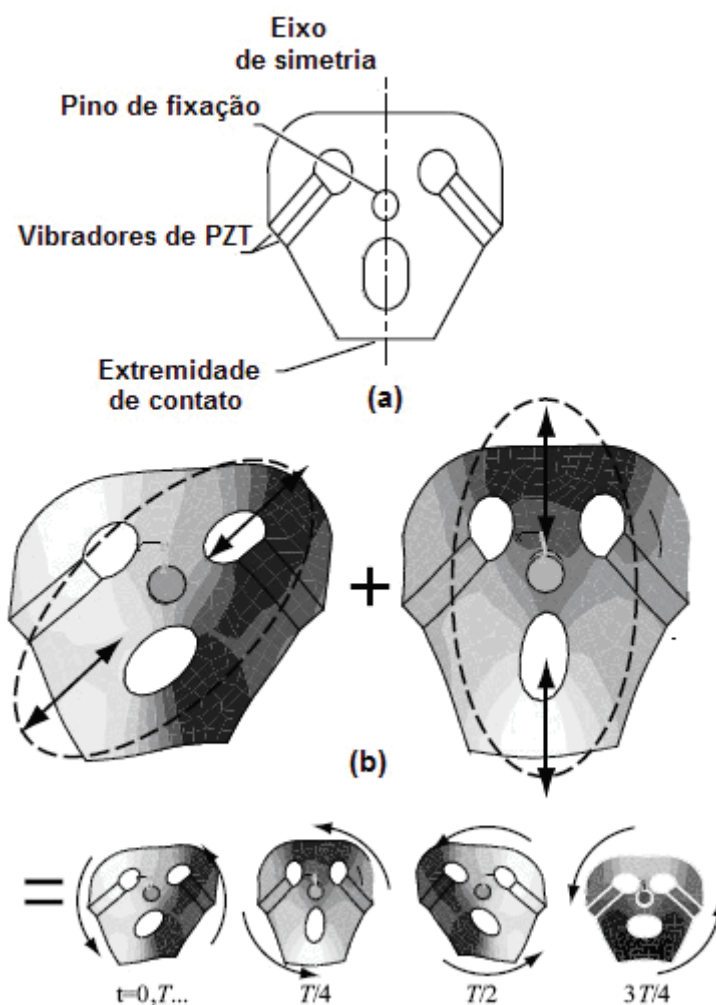


FIGURA 2.19 – Motor desenvolvido por Friend (2005).

Ming (2006) apresenta um motor ultra-sônico linear que consiste basicamente de uma peça piezométrica de geometria retangular, com dimensões de 8mm x 2,16mm x 1mm. Este estator de motor, mostrado na Figura 2.20, possui 4 eletrodos denominados por “a”, “b”, “c” e “d”. Ele foi desenvolvido de modo a excitar o primeiro modo de vibração longitudinal (190,637kHz) em conjunto com o segundo modo de vibração flexural lateral (190,407kHz). As dimensões do mesmo foram projetadas utilizando análise por elementos finitos para que a frequência de acionamento estivesse na vizinhança destes dois modos, de forma a excitá-los conjuntamente. Quando um guia é pressionado nos dentes P_1 e P_2 com o estator acionado, é transmitido movimento relativo na faixa de 50 mm/s do mesmo para a guia através do atrito.

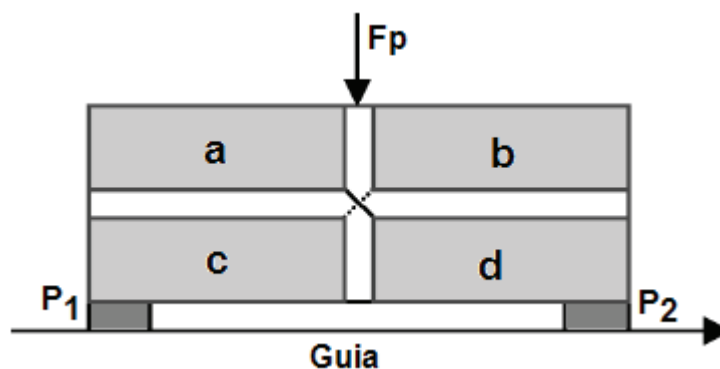


FIGURA 2.20 – Motor desenvolvido por Ming (2006).

Li (2006) propôs um motor ultra-sônico linear de geometria delgada. Ele é formado basicamente por um corpo metálico elástico formado por duas chapas metálicas alongadas (Figura 2.21). Dois modos de vibração longitudinais com diferença da fase de 90 graus são excitados pelas seis cerâmicas piezométricas mostradas na Figura 2.21(a) que são coladas em ambos os lados das chapas para formar as ondas viajantes na placa. Nas extremidades de ambas as placas há 4 pinos ressaltados. Desta forma a amplitude de vibração é aumentada significativamente na extremidade dos pinos de modo a ser utilizada para produzir movimento. O vibrador possui 40 mm de comprimento, 5 mm de largura e 4mm de espessura. Oito pinos de 3 mm de comprimento e 0,7 mm de diâmetro são colocados em ambas as extremidades das placas do vibrador (Figura 2.21(d)). Acionando o motor com uma frequência adequada ele pode se mover até a

velocidade de 90mm/s. As Figuras 2.21(a), (b) e (c) mostram os perfis de vibração do estator quando o terceiro, o nono e o décimo o décimo modos de vibração flexural são excitados, respectivamente.

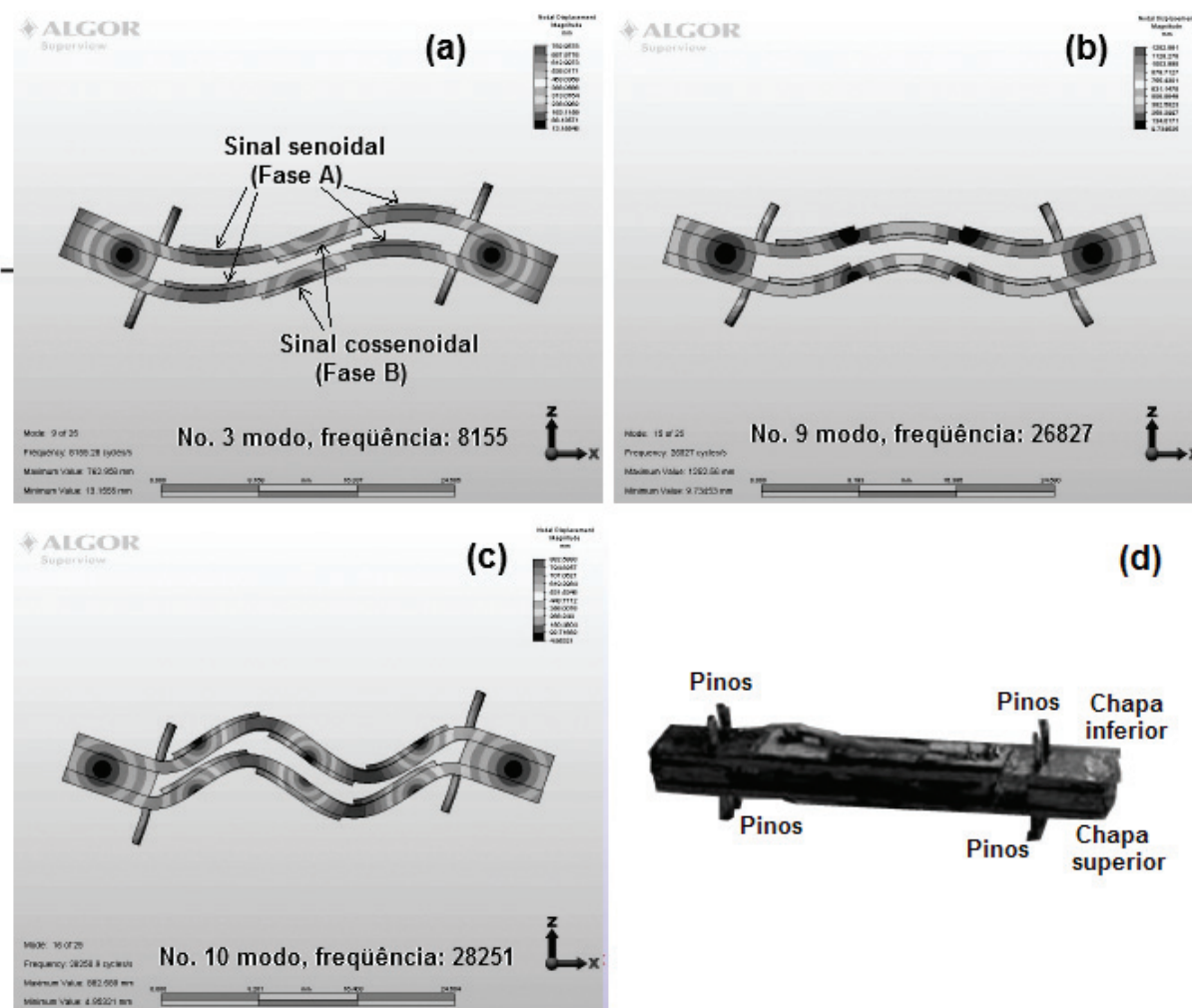


FIGURA 2.21 – Excitação do terceiro (a), nono (b) e décimo (c) modo de vibração flexural do motor proposto por Li (2006) (d).

A Figura 2.22(a) mostra o ultra-sônico linear com geometria elíptica desenvolvido por Ho (2006). Em seu motor, o estator elíptico é composto por dois atuadores piezelétricos com múltiplas camadas retidos em um corpo elástico de geometria elíptica (Figura 2.22(b)). O protótipo excita dois modos de vibração de forma conjunta: modo normal e tangencial à superfície de contato, como pode ser visualizado na Figura 2.22(c). A composição destes produz movimentos vibratórios

elípticos na superfície externa do estator. Quando este é pressionado contra um eixo no ponto de contato, a força de atrito existente entre estator e eixo provoca movimento relativo entre ambos.

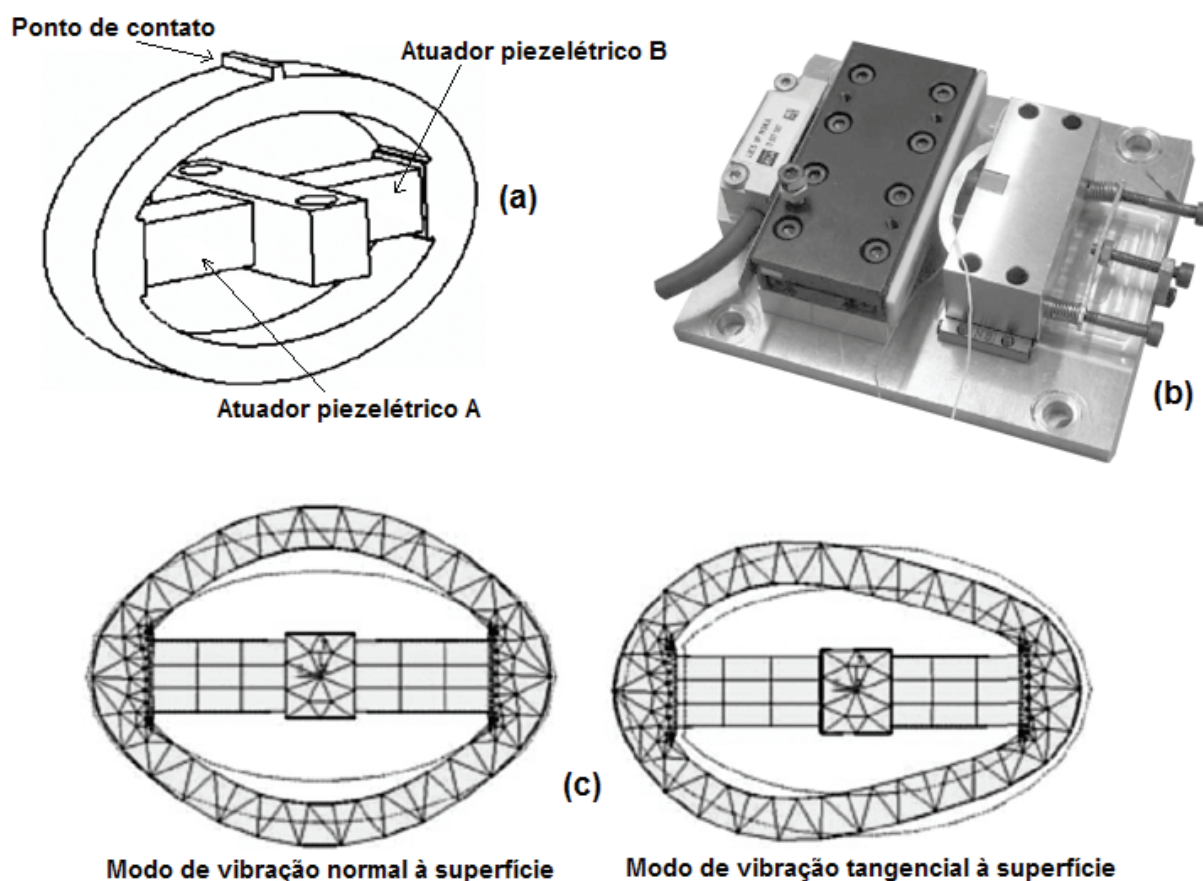


FIGURA 2.22 – Motor desenvolvido por Ho (2006).

Principais elementos do estator (a), protótipo (b) e principais modos de vibração (c)

A Figura 2.23 mostra o motor proposto por Jou (2007), que consiste de dois atuadores piezolétricos montados em uma chapa metálica. A Figura 2.23(a) mostra os dois pés de contato que produzirão movimento. Nas Figuras 2.23(b) e (c) são mostrados o protótipo montado na plataforma de testes e o formato geral de vibração dos pés sob simulação quando o motor é acionado. A velocidade máxima alcançada foi em torno de 45mm/s com um acionamento na tensão senoidal de de 50V de amplitude.

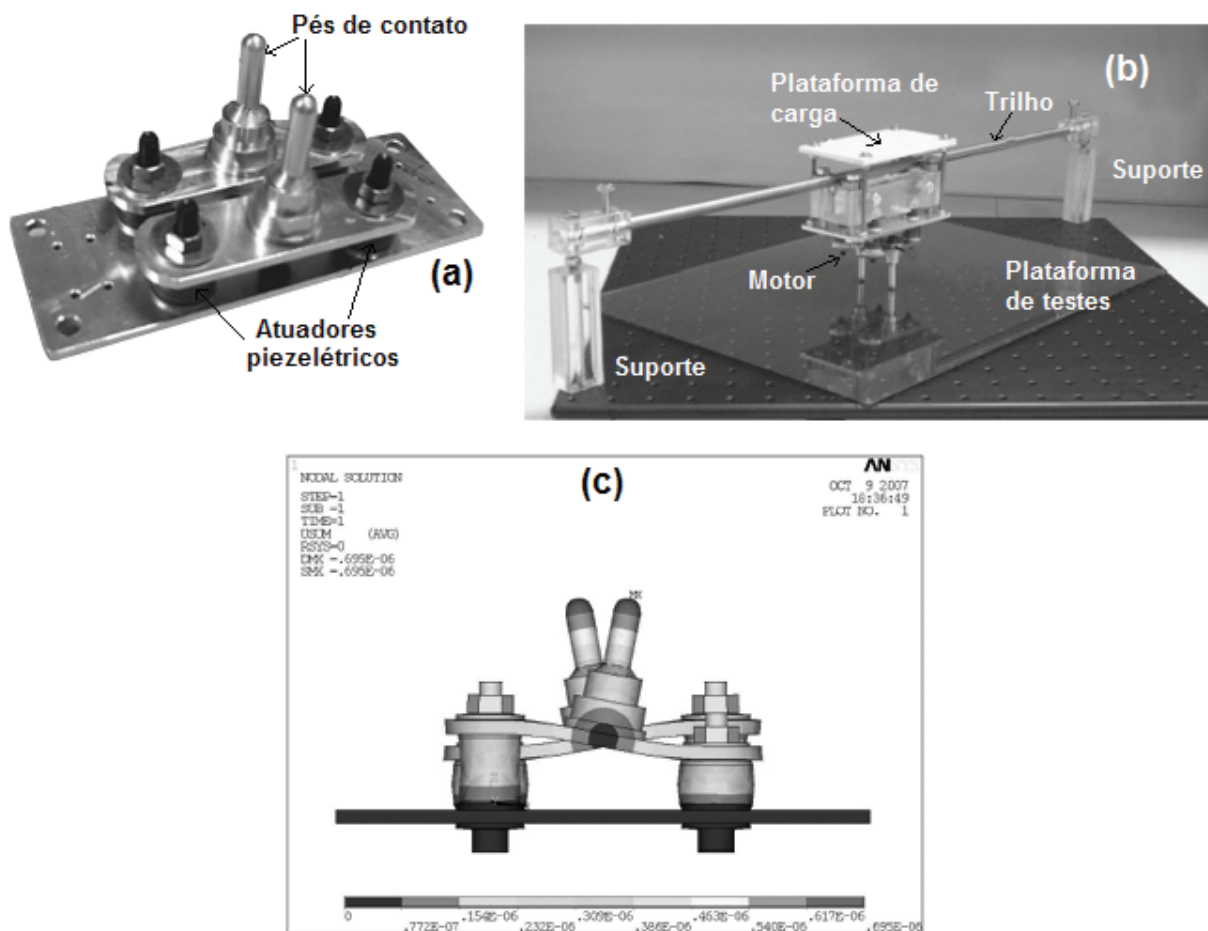


FIGURA 2.23 – Motor desenvolvido por Jou (2007). Principais elementos do estator (a), protótipo montado na plataforma de testes (b) e perfil geral de vibração dos pés (c)

Conforme observado nos parágrafos anteriores, cada topologia criada possui suas particularidades. Cada motor linear possui suas vantagens e desvantagens, seja no seu modo de acionamento, seja no princípio de geração de movimento ou na sua estrutura mecânica. A proposta apresentada na seção a seguir traz um novo método de movimento para motores ultra-sônicos lineares cuja estrutura pode viabilizar movimento de translação em conjunto com rotação apenas com uma melhor exploração dos modos de ressonância naturais existentes no estator.

CAPÍTULO 3

CONSTRUÇÃO E INVESTIGAÇÃO PRELIMINAR DO MOTOR DE TESTES

A partir do estudo de motores ultra-sônicos lineares, desde os modelos mais rudimentares até as topologias mais recentes, observou-se que os estatores com geometria cilíndrica ainda são pouco explorados para a geração de movimentos lineares. A grande maioria dos motores cilíndricos são do tipo rotativo, como os propostos por Chu (2004), Dong (2003) e outros.

As estruturas cilíndricas apresentam um grande número de modos de vibrações naturais que se estende em uma ampla faixa de frequências. A distribuição desses modos depende principalmente das características do material e das dimensões da peça. Quando a geometria cilíndrica é vazada, além dos tipos de vibrações já abordados na literatura, surge a possibilidade da combinação de alguns modos ressonantes para a produção de movimento em uma peça localizada em seu interior. Esta possibilidade torna-se evidente quando é observado o estudo das ondas de vibração naturais realizada por Gazis (1958) em cilindros vazados de paredes finas. Estudos das vibrações em tal geometria também podem ser encontrados em Graff (1975) e Amabili (1996).

Segundo os autores, em um tubo há modos de vibração longitudinais, torcionais e flexurais puros. Chu (2004) evidencia alguns destes modos e os utiliza para construção de um motor tubular, porém rotativo (Figura 3.1).

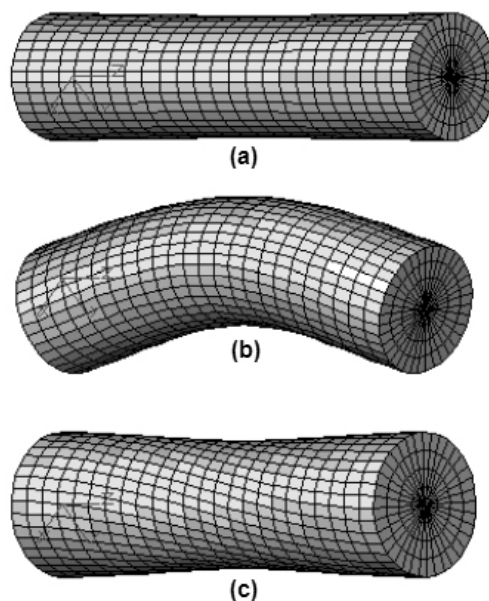


FIGURA 3.1 – Primeiros modos de excitação: longitudinal (a), flexural (b) e rotacional (c) estudados por Chu (2004).

Portanto, apesar de utilizar geometria de estator tubular, estes autores utilizam os modos ressonantes do tubo para produzir movimento de rotação. A principal contribuição deste trabalho é mostrar que estes mesmos modos também podem ser utilizados para a geração de movimentos lineares, criando uma nova topologia de motor ultra-sônico.

Ao longo desse trabalho, será mostrado como a composição adequada de alguns destes modos geram ondas viajantes que podem produzir movimentos translacionais, rotacionais, e combinações de ambos. O posicionamento dos dentes internos do estator também pode ser utilizado para a seleção do tipo de movimento, dependendo do tipo de vibração que é excitada no tubo. A excitação bem sucedida dos modos de ressonância pode ser realizada com vibradores piezelétricos em diversos formatos fixados de forma adequada ao tubo. Neste trabalho, as investigações são conduzidas utilizando anéis de PZT como fonte de vibração.

3.1 Características iniciais do protótipo

No intuito de construir um protótipo que permitisse investigar a maioria dos modos de vibração da geometria cilíndrica, foram pesquisados os materiais e as faixas de dimensões que atendessem às restrições de tecnologia de usinagem e de disponibilidade. A relação entre comprimento e diâmetro interno do tubo indicava a viabilidade da usinagem do material. Tubos com comprimento muito maior que diâmetro interno inviabilizava a usinagem da peça. Diante da exatidão de fabricação exigida para este tipo de motor e a pouca disponibilidade nos processos de fabricação, a qualidade dimensional das geometrias não pôde alcançar o nível que seria exigido para este tipo de dispositivo. A união de todos estes fatores convergiu para a construção do motor ultra-sônico MUS linear mostrado na Figura 3.2.

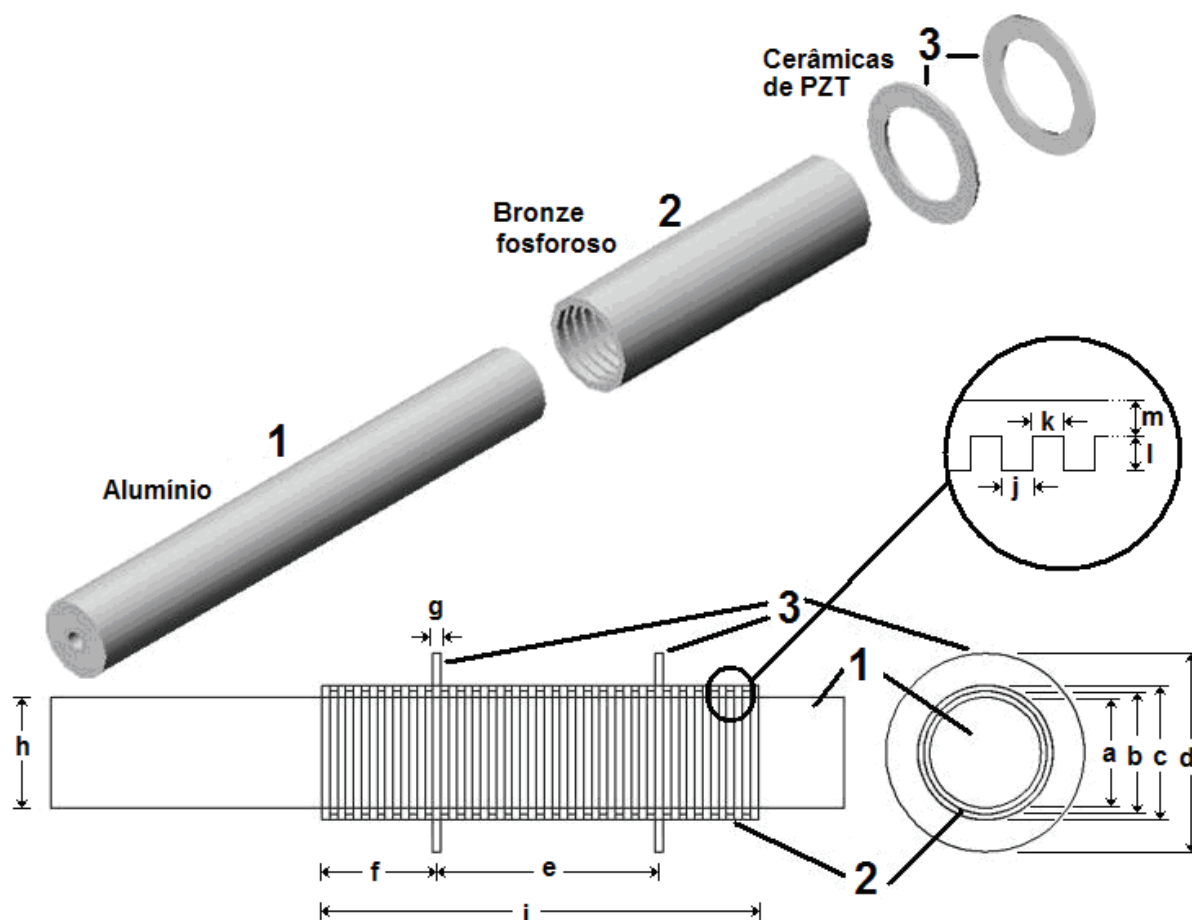


FIGURA 3.2 – Esquemático das principais partes do protótipo de MUS linear. (UFMS, 2007)

O protótipo apresentado na Figura 3.2 é composto por uma peça tubular metálica de bronze fosforoso, dentada internamente; (2), um eixo central ou *slider* (1) e por duas cerâmicas piezelétricas anulares (3) de PZT-4D13 que são coladas na peça tubular. Para esta colagem foi utilizado o adesivo estrutural *Loctite* 319. O conjunto formado por (2) e (3), chamado de estator, é responsável pela produção da vibração que provocará o movimento do eixo. A estrutura dentada interna é chamada de amplificador estrutural e serve para amplificar a amplitude das deformações superficiais em grande parte dos motores ultra-sônicos (Pippi, 2003)

As cerâmicas piezelétricas se comportam como dois vibradores. A combinação correta de seu espaçamento mecânico (dimensão “e” da Figura 3.2) e a defasagem temporal nos sinais senoidais de excitação elétrica produz as ondas mecânicas viajantes no tubo. As ondas estacionárias produzidas pela ação de cada anel piezelétrico são transmitidas ao tubo metálico. Da interferência entre as ondas estacionárias resultam as ondas viajantes unidirecionais. A propagação dessas ondas ao longo do estator provoca movimentos elípticos em todos os pontos da superfície externa e interna do tubo. A inversão do sentido de propagação da onda viajante e dos movimentos elípticos do motor pode ser obtida com a simples inversão das fases de acionamento.

Na grande maioria dos motores ultra-sônicos de ondas viajantes rotativos ou lineares, como em Bai (2004), Chau(2004), Mass(200), Hagood (1995) e Sashida (1993), o espaçamento mecânico é projetado de tal forma que a defasagem elétrica necessária para formação das ondas viajantes seja de 90° entre os sinais de excitação.

O atrito na superfície de contato entre eixo móvel e o estator é o fator responsável pela força que impulsiona o eixo em seus deslocamentos laterais e/ ou rotacionais (Sashida (1993) e Uchino (2003)). No protótipo, o eixo e a parte interna do estator devem ser submetidos a um certo nível de pressão, um contra o outro, para que haja atrito suficiente para o movimento relativo entre ambos.

A Tabela 3.1 apresenta as dimensões do protótipo de testes e as Tabelas 3.2, 3.3 e 3.4 contém as características dos materiais utilizados para o tubo, a cerâmica, e o adesivo estrutural, respectivamente.

TABELA 3.1 – Dimensões do motor de testes (de acordo com a terminologia utilizada na Figura 3.2).

Dimensão	Valor	Descrição da dimensão.	Toler./Acopl. ISO	Descrição do ajuste
a	$14^{0}_{+0,018}$	Diâmetro interno do dente	H7	Acoplamento móvel com ajuste deslizante e preciso
b	$15,5 \pm 0,11$	Diâmetro externo do dente	IT11	Tolerância para acabamentos grosseiros e peças isoladas
c	$17^{+0,012}_{+0,001}$	Diâmetro externo (tubo)=Diâm. interno (anel cerâmico)	K6	Acoplamento incerto fixo leve
d	$25 \pm 0,13$	Diâmetro externo do anel cerâmico	IT11	Tolerância para acabamentos grosseiros e peças isoladas
e	$47 \pm 0,39$	Espaçamento dos anéis cerâmicos	IT13	Tolerância para acabamentos grosseiros e peças isoladas
f	$4 \pm 0,18$	Distância entre a borda do tubo e o anel cerâmico	IT12	Tolerância para acabamentos grosseiros e peças isoladas
g	$1 \pm 0,005$	Espessura do anel cerâmico	IT5	Utilizado para calibres.
h	$14^{0}_{-0,011}$	Diâmetro externo do eixo	h6	Acoplamento móvel com ajuste deslizante e preciso
i	$55 \pm 0,3$	Comprimento do tubo	IT12	Tolerância para acabamentos grosseiros e peças isoladas
j	$1 \pm 0,005$	Largura do dente	IT5	Utilizado para calibres.
k	$1 \pm 0,005$	Espaçamento entre dois dentes	IT5	Utilizado para calibres.
l	$0,75 \pm 0,005$	Altura do dente	IT5	Utilizado para calibres.
m	$0,75 \pm 0,005$	Largura da parede do tubo	IT5	Utilizado para calibres.

Nota: As dimensões estão em mm.

TABELA 3.2 – Parâmetros do material utilizado para o tubo (bronze fosforoso).

Parâmetro	Descrição	Valor	Unidade
ρ	Densidade	8900	Kg/m^3
E	Módulo de <i>Young</i>	$11,2 \times 10^{10}$	N/m^2
ν	Razão de <i>Poisson</i>	0,35	—

TABELA 3.3 – Parâmetros do material utilizado para o anel cerâmico (PZT-4).

Parâmetro	Descrição	Valor	Unidade
ρ	Densidade	7500	Kg/m ³
ϵ_r	Matriz dielétrica	$\begin{bmatrix} 804,6 & 0 & 0 \\ 0 & 804,6 & 0 \\ 0 & 0 & 659,7 \end{bmatrix} \times 10^{10}$	C/m ²
E	Matriz piezoeétrica	$\begin{bmatrix} 0 & 0 & -4,1 \\ 0 & 0 & -4,1 \\ 0 & 0 & 14,1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10,5 & 0 \\ 10,5 & 0 & 0 \end{bmatrix} \times 10^{10}$	C/m ²
C	Matriz rigidez	$\begin{bmatrix} 13,2 & 7,1 & 7,3 & 0 & 0 & 0 \\ 7,1 & 13,2 & 7,3 & 0 & 0 & 0 \\ 7,3 & 7,3 & 11,5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3,0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2,6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2,6 \end{bmatrix} \times 10^{10}$	N/m ²

TABELA 3.4 – Características do adesivo estrutural *Loctite* 319.

Propriedades do material não curado		
	Valor	Faixa
Tipo químico:	Éster de acrílico modificado	
Aparência:	Âmbar claro	
Densidade @ 25°C	1,10	
Viscosidade @ 25°C, mPa.s (cP)		
Brookfield RVT		
Haste 3 @ 20 rpm	2750	1500 a 4000
DIN-54453, MV		
Ponto de fulgor (TCC), °C	> 93	

Propriedades típicas do material do material curado	
Coeficiente de condutividade térmica, ASTM-C177, $W.m^{-1} K^{-1}$	0,1
Calor específico, $kJ.kg^{-1} K^{-1}$	0,3

Segundo Sashida (1993) e Uchino (2003) as combinações de estator de bronze fosforoso e eixo de alumínio ou liga de alumínio, e estator de aço inoxidável com eixo de alumínio, são as que proporcionam os melhores resultados na produção de movimento. A partir dessas informações, a primeira combinação foi escolhida para esse estudo. As características do eixo são mostradas na Tabela 3.5.

TABELA 3.5 – Parâmetros do material utilizado para o eixo (alumínio).

Parâmetro	Descrição	Valor	Unidade
ρ	Densidade	2690	Kg/m^3
E	Módulo de <i>Young</i>	$7,0 \times 10^{10}$	N/m^2
ν	Razão de <i>Poisson</i>	0,345	—

Para a excitação do tubo foram utilizados anéis piezelétricos ao invés de tubos. A escolha se deve à elevada rigidez mecânica dos tubos, que limita a amplitude das ondas de deformação. Um nível mínimo de espessura de parede é necessário para que os tubos exerçam força na deformação, porém esta mesma espessura de parede retém o movimento vibratório. Estudos realizados por Kuhn (2007) mostram diferenças de desempenho de um motor ultra-sônico rotativo quando a espessura do anel piezelétrico é variada. Sashida (1993) também evidencia este fato com a relação entre espessura do anel cerâmico com a altura do estator. Morita (2000) ratifica a questão quando projeta um motor ultra-sônico rotativo com geometria cilíndrica e utiliza filmes piezelétricos finos para a excitação.

Quando o anel cerâmico é utilizado, a área de contato com o tubo é bastante reduzida, afetando muito pouco a liberdade de movimento do metal. Os anéis piezelétricos utilizados no presente estudo possuem modos radiais de ressonância

na frequência de 49,7 kHz e anti-ressonância em 52,5kHz. Observa-se então que a faixa ótima de trabalho do dispositivo se encontra em frequências ultra-sônicas inferiores a 100kHz.

3.2 Sistema de acionamento

O sistema de acionamento do motor foi desenvolvido para operar em uma ampla faixa tanto de potências quanto de frequências. Ele consiste basicamente em um oscilador senoidal, um deslocador de fase, um amplificador e dois transformadores de alta frequência. O aparato de acionamento é semelhante ao utilizado em Rodrigues (2002).

O sistema foi projetado para suprir ao motor, uma potência de até 35W/fase. O sistema possui ainda uma entrada para ligação de um oscilador externo e outra de controle externo para modulação do sinal gerado internamente em trem de pulsos. A Figura 3.3 mostra em diagrama de blocos cada subsistema de acionamento.

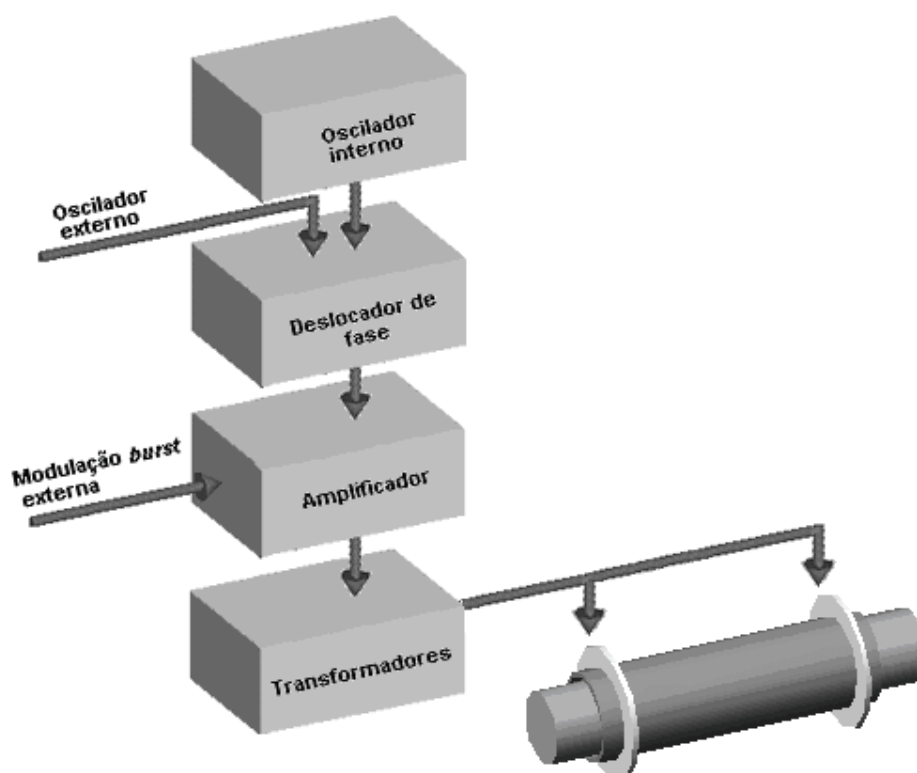


FIGURA 3.3 – Diagrama esquemático dos subsistemas de acionamento do motor.

O oscilador interno consiste de um circuito integrado ICL 8038. Este CI dispõe de saídas para sinais senoidal, triangular e quadrado. O sinal senoidal produzido possui baixo índice de distorção (<1%), o que é importante na redução das perdas por vibrações não aproveitadas para geração de movimento.

A configuração mostrada na Figura 3.4 é projetada para a geração de um sinal senoidal com amplitude fixa, permitindo ajustes na frequência de acionamento desde 3 até 100kHz através dos dois resistores variáveis. Outras faixas de frequência também podem ser obtidas, bastando alterar os componentes R_{pin12} e C_{pin10} , conforme sugere o fabricante. A simetria de 50% no ciclo de trabalho, necessária à baixa distorção do sinal senoidal, é obtida através da igualdade de valores entre os resistores R_{pin4} e R_{pin5} .

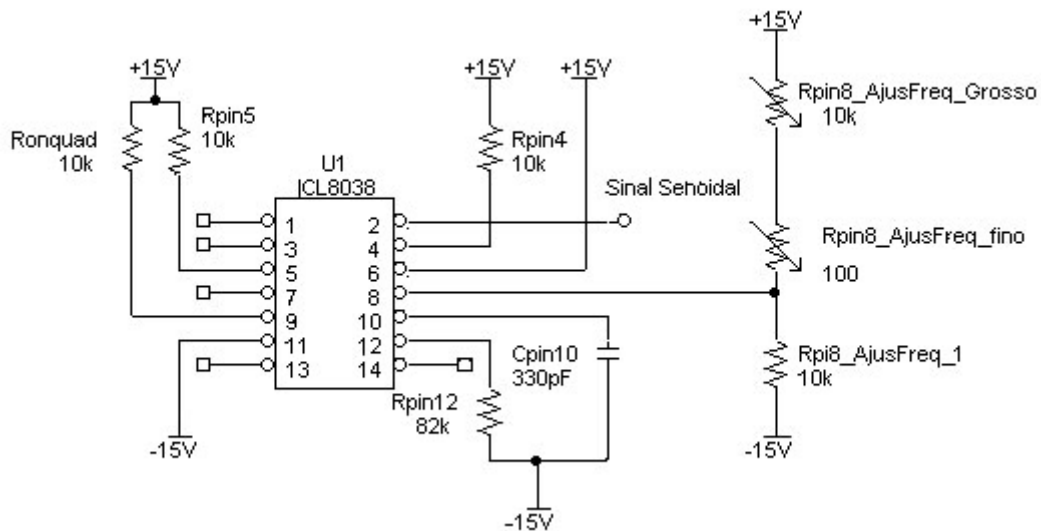


FIGURA 3.4 – Oscilador interno (Pippi, 2003).

No estágio de deslocamento de fase, o sinal obtido no oscilador interno (ou externo) é amplificado com um ganho geral, regulável através do ajuste do resistor variável $R_{fGanhGeral}$ (Figura 3.5) e é ramificado em duas vias. O sinal da primeira via sofre amplificação extra regulável em $R_{fAmpfase}$ (Canal 1), e o sinal da outra via (Canal 2) sofre defasagem de um ângulo elétrico θ em relação ao sinal de entrada.

O sistema de deslocamento de fase consiste de um circuito ativo com regulagem da defasagem idealmente entre 0 a 180° em relação ao sinal de entrada.

Esta topologia de deslocamento de fase foi escolhida com base na simplicidade de projeto combinada com a ampla faixa de regulagem permitida.

Para que as saídas dos dois canais possuam o mesmo nível de tensão é necessário primeiramente, ajustar a defasagem desejada através da regulagem de $R_{redeDef}$. Em uma segunda etapa, ajusta-se a magnitude dos sinais através do ganho geral, que afeta ambos os canais, e do ganho específico do canal 1 (Pippi, 2003).

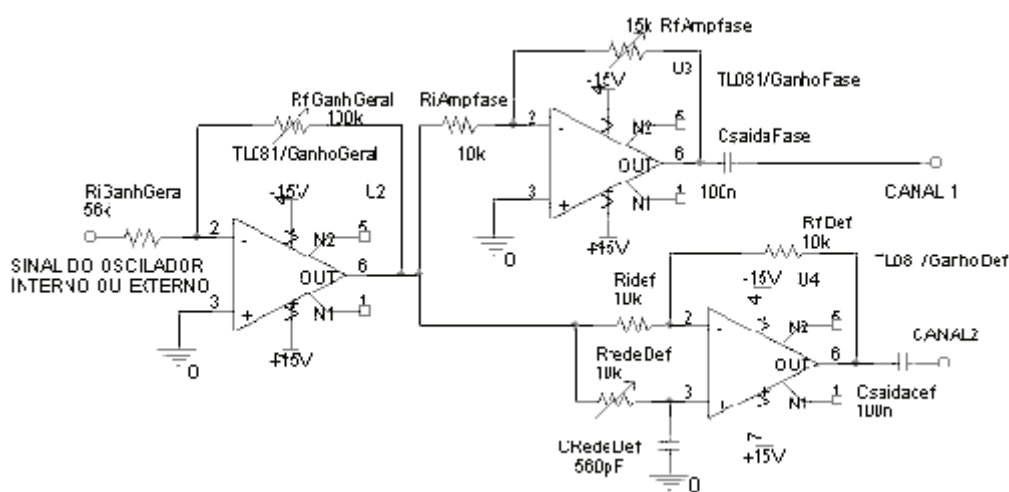


FIGURA 3.5 – Estágio de deslocamento de fase (Pippi, 2003).

O estágio de amplificação é responsável pelo ganho de corrente, fornecendo potência para o acionamento do motor. Os dois sinais obtidos na saída do estágio de deslocamento de fase são amplificados de forma independente por amplificadores integrados de áudio LM 3886 (*National Semiconductor*). O esquema elétrico deste sistema é mostrado na Figura 3.6 (Pippi, 2003).

Uma vez que o sistema opera sempre a uma frequência fixa determinada pelo motor, a atenuação do CI em frequências ultra-sônicas é compensada pelos ajustes de ganho manual, não oferecendo dificuldades ao funcionamento na frequência de operação. É importante lembrar que em frequências acima de 120kHz o consumo de potência do sistema é significativamente aumentado, diminuindo a performance do amplificador.

O LM 3886 possui uma entrada para a função *Mute*, comumente usada em sistemas de áudio. O projeto realizado utiliza esta função para a implementação da modulação da tensão por trem de pulsos, através de um sinal de controle externo

(nível TTL). Para que o padrão TTL possa ser utilizado, é necessário um circuito de condicionamento (Figura 3.6(a)) para que os níveis lógicos possam ser identificados de maneira adequada pelo LM 3886.

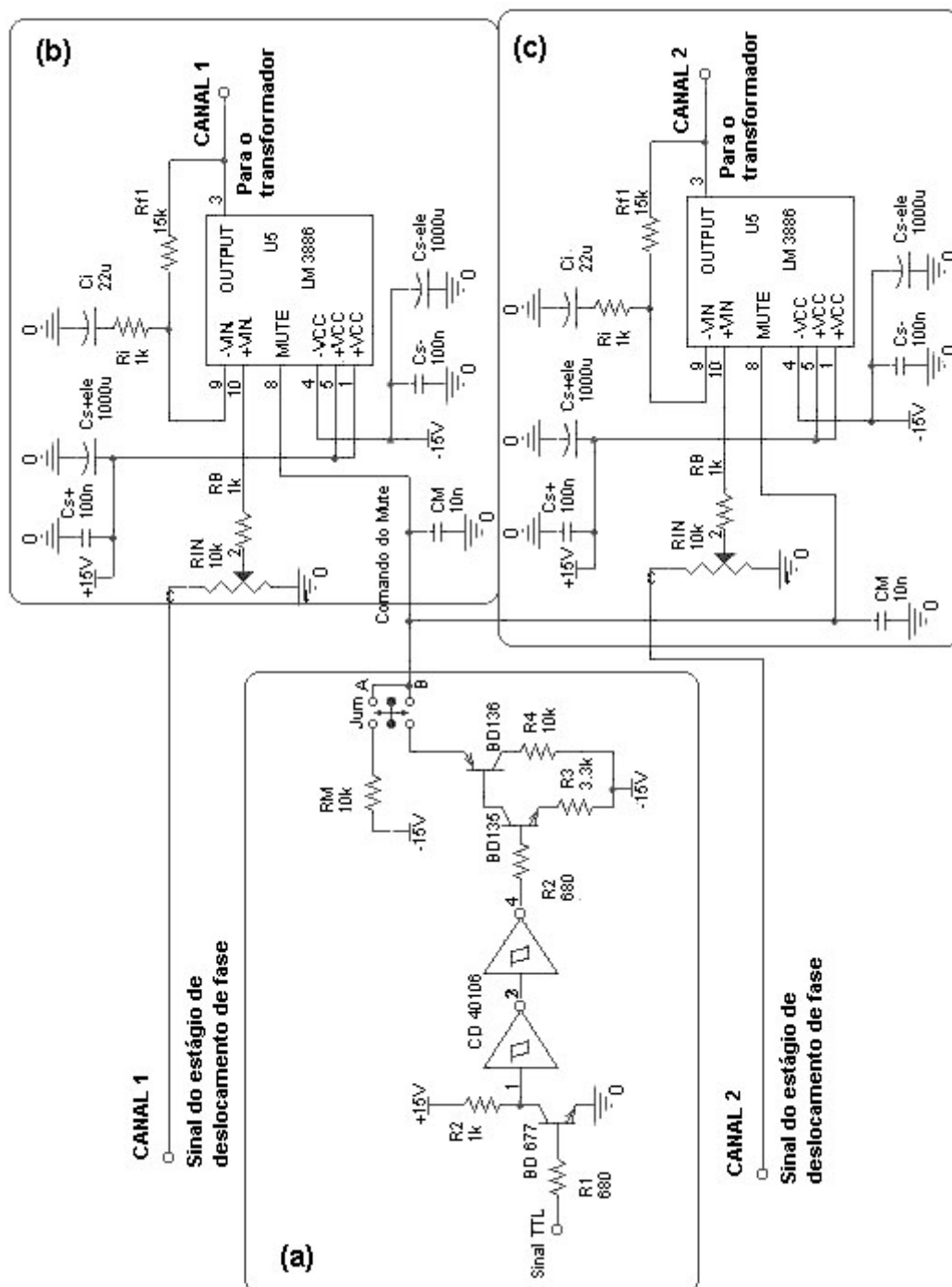


FIGURA 3.6 – Estágio de amplificação. (a) condicionamento do sinal de comando para a função Mute. Amplificação do canal 1 (b) e canal 2 (c). (Pippi, 2003)

Cada canal de saída do estágio de amplificação encontra um transformador de alta frequência para aumento de tensão. Os transformadores foram projetados para operar em até a faixa máxima de 100 kHz e 35 W. Foi utilizado núcleo magnético tipo E30/7 de ferrite.

Embora o LM 3886 tenha a capacidade de suprir 68 W, adotou-se a potência nominal de 35 W para os transformadores utilizados no acionamento do protótipo. Para o sistema alimentar atuadores que demandem mais potência, apenas os transformadores devem ser substituídos.

A relação de transformação global de 20 vezes foi prevista de maneira que a tensão de saída possa alcançar a faixa dos 70 V_{rms} , (200 V_{pp}) com os ajustes de ganho dos estágios anteriores.

O monitoramento dos sinais utilizados para o acionamento e testes do motor foi realizado via microcomputador com o gerenciamento dos processos através do software LabView[®]. Foi utilizada a interface GPIB entre o PC e os seguintes instrumentos:

- Multímetro digital *Agilent* 34401A;
- Gerador de funções *Agilent* 33220A;
- Osciloscópios *Agilent* 54622D, 54622A e DSO6104A.
- Fonte estabilizada *Agilent* E3646A;

As medidas de velocidade foram realizadas com o auxílio de uma câmera digital da marca *Canon*, modelo *PowerShot A570IS*. Após sua fixação à frente do conjunto formado por motor e eixo, foi possível utilizar a análise quadro a quadro da filmagem para a estimativa da velocidade do motor.

A Figura 3.7 mostra a bancada de ensaios.

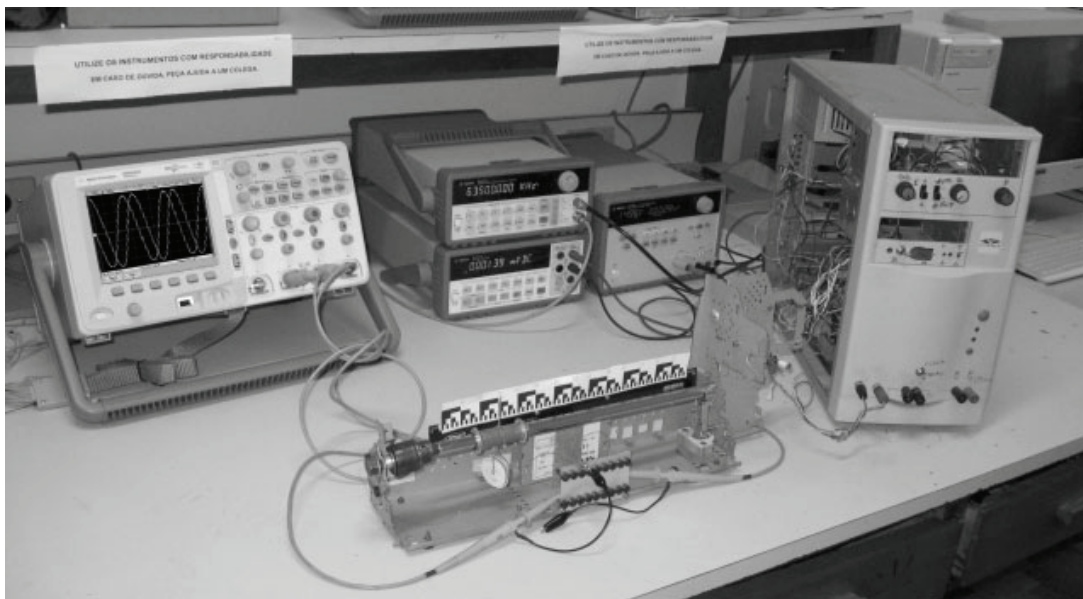


FIGURA 3.7 – Bancada de trabalho.

3.3 Ensaios com o protótipo e resultados experimentais

Nesta seção, são descritos os procedimentos experimentais utilizados nos ensaios com o protótipo do motor tubular e uma análise preliminar dos resultados é efetuada. A seção é dividida em várias subseções respeitando a ordem cronológica dos ensaios a fim de manter uma narrativa coerente da investigação para que o leitor possa melhor acompanhar o desenvolvimento das hipóteses sobre os fenômenos observados. Durante as etapas foram observados cuidadosamente os movimentos produzidos, ruídos audíveis, aquecimento dos materiais e características gerais de estator e eixo em resposta às modificações no posicionamento dos anéis cerâmicos, na faixa de amplitudes de acionamento, defasagem elétrica, frequência etc...

3.3.1 Conjunto de ensaios I

Os primeiros ensaios foram realizados com as cerâmicas posicionadas a 18,5mm das extremidades do tubo ($f=18,5$ mm, segundo as dimensões apresentadas na Figura 3.2). Este posicionamento foi escolhido de modo que os

anéis piezelétricos fossem posicionados na vizinhança dos pontos de máxima vibração do terceiro modo vibracional longitudinal do tubo (18,33mm), como mostra o gráfico esquemático da Figura 3.8(a). A opção pela excitação deste modo nesta primeira análise se deve ao fato de o perfil de onda possuir três máximos de vibração ao longo da extensão do tubo e por sua provável freqüência natural não estar localizada em freqüências muito altas na faixa ultra-sônica, ou seja, menos que 100 kHz.

Os primeiros testes foram realizados com eixo de alumínio de 20,0 m de comprimento. O eixo foi fixo pelas extremidades de modo que o motor pudesse se mover ao longo de sua extensão. Seu diâmetro externo de 14 mm proporciona um contato de 360° na superfície dos dentes (Figura 3.8(b)), embora não haja pressão entre as peças a não ser pelo próprio peso do motor (264 mN).

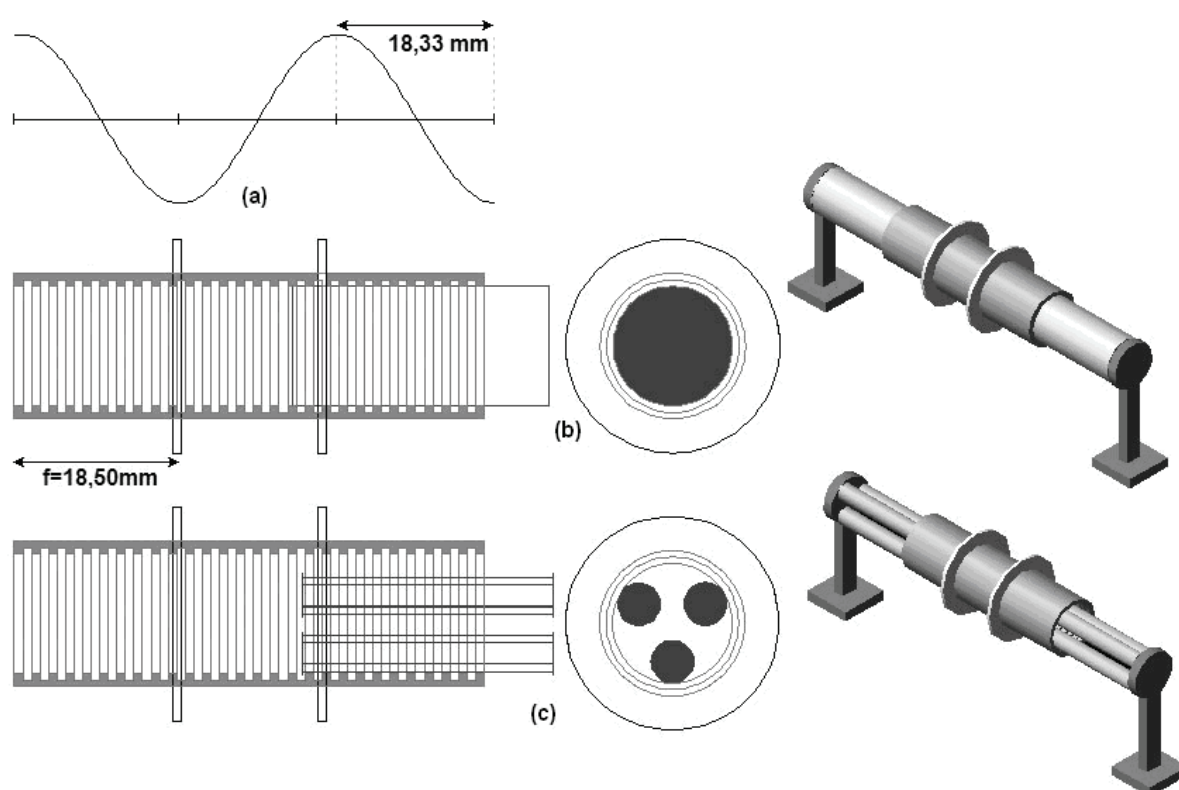


FIGURA 3.8 – Montagem do motor com dimensão $f=18,50\text{mm}$ e perfil de deformação esperado (a) . Eixo formado por um cilindro de alumínio (b) e por três cilindros de aço inoxidável (c).

Os primeiros testes não evidenciaram eficácia nos movimentos, embora fossem observados ruídos audíveis e fortes vibrações no sistema nas faixas de

freqüência compreendidas entre 50 e 53 kHz e entre 60 e 65 kHz. Em algumas situações isoladas, nas faixas de freqüências destacadas, o motor produziu movimentos pouco significativos e esporádicos. Ao final dos testes verificou-se o desgaste do eixo de alumínio. Marcas e riscos produzidos pelas vibrações foram observados, provando que alguns pontos internos do motor realmente exercem força sobre a superfície externa do eixo em determinadas faixas de freqüências.

Devido à ausência de movimentação significativa e às marcas de contato impressas em vários pontos ao longo do eixo de alumínio, uma hipótese pode ser formulada: Uma vez que as amplitudes de vibração dos motores ultra-sônicos são da ordem de μm , as imperfeições decorrentes da usinagem das peças e/ou do acabamento das mesmas fazem com que em algumas regiões de contato internas tenham atrito excessivo retendo o movimento.

Para comprovar esta hipótese, novos testes foram realizados nas mesmas condições descritas anteriormente, porém com maior atenção às faixas das freqüências compreendidas entre 50 a 53 kHz e 60 a 65 kHz. Nestes novos testes, o eixo foi substituído por três cilindros de aço inoxidável com diâmetro reduzido espaçados conforme mostra a Figura 3.8(c). Esta nova configuração de eixo proporciona apenas 3 linhas de contato entre as peças minimizando assim as prováveis regiões de atrito excessivo. O emprego de um material mais duro que o alumínio, minimiza as marcas e arranhões no eixo que também podem ser um fator limitador dos movimentos. Eixo e o estator ainda não estão submetidos a uma pressão significativa, estando as superfícies apenas em contato.

Novamente, foi observada uma intensa vibração em ambas as faixas de freqüências. O incremento das vibrações na faixa entre 50 e 53 kHz possivelmente esteja relacionado à ocorrência do modo mais intenso de ressonância dos anéis piezelétricos, cujas freqüências de ressonância e anti-ressonância são de 49,7 e 52,5 kHz respectivamente. Na segunda faixa de freqüências (60 a 65 kHz), a provável causa para o incremento das vibrações é a freqüência do terceiro modo de vibração longitudinal do tubo.

Durante os ensaios, movimentos unidirecionais intensos foram observados em 64,7 kHz. Os movimentos possuem baixa sensibilidade às variações de defasagem e da inversão das fases de acionamento. O fato de o motor não inverter o sentido do movimento com a permuta dos sinais de acionamento e a insensibilidade às mudanças de defasagem indica que a movimentação está sendo

gerada por ondas estacionárias, semelhante ao princípio de funcionamento do motor de Lim (1999), sem interesse para o presente estudo.

Os ensaios realizados na faixa de frequência compreendida entre 50 e 53 kHz apresentaram ruídos audíveis e algumas situações de movimentação não muito significativas, de forma isolada. Observou-se um aumento de aproximadamente 40°C na temperatura do tubo e também desgastes nos eixos devido à vibração. Observaram-se também resíduos enegrecidos entre os dentes, no interior do tubo metálico. A movimentação pouco significativa em comparação ao teste anterior indica que a frequência de ressonância do terceiro modo muito provavelmente esteja situada naquela região, pois se observa um ponto nítido de máximo nas vibrações. Apesar da faixa de frequências entre 50 e 53 kHz, conter um máximo de vibração das cerâmicas, não há uma coincidência com a frequência do terceiro modo de ressonância do tubo. Esta hipótese se sustenta no ruído audível, no desgaste em alguns pontos e incremento da temperatura das peças, sem a geração efetiva de movimento.

Ao término desta etapa de ensaios verificou-se que na faixa entre 60 e 65 kHz houve apenas uma condição em que ocorreu a movimentação unidirecional no protótipo. Uma hipótese a ser investigada a respeito desta dificuldade na produção de movimento é a localização dos dentes internos do motor. Novamente, segundo o raciocínio empregado por Lim (1999), é possível que alguns dentes estejam localizados em regiões onde arrastem o eixo em sentidos opostos. Ou seja, a superfície dos dentes descreve movimentos elípticos, com maiores ou menores componentes longitudinais em relação aos radiais, porém nem todas no mesmo sentido de translação, fazendo com que sua somatória resulte em um equilíbrio precário de forças, provocando movimentos tíbios e instáveis em amplitude e direção.

3.3.2 Conjunto de ensaios II

Diante das observações feitas no conjunto de ensaios anteriores e das hipóteses formuladas, o tubo dentado foi remodelado para a configuração mostrada na Figura 3.9(a). Nesta nova configuração apenas o terceiro dente de cada lado foi mantido. O contato de cada dente com o eixo ocorre aproximadamente a 4mm de distância das extremidades do tubo ($f=4\text{ mm}$). Todos os dentes externos a este foram completamente removidos, e os internos foram rebaixados à metade de sua altura ($l=0,375\text{ mm}$), de modo a não mais tocarem o eixo. As duas cerâmicas continuam localizadas próximas aos pontos de máximo do terceiro modo de vibração longitudinal, porém, a 18 mm da extremidade do tubo. ($f=18\text{ mm}$).

Esta nova configuração permite o estudo de apenas dois pontos de contato (dois dentes efetivos) entre eixo e estator para que a hipótese lançada na seção anterior possa ser avaliada.

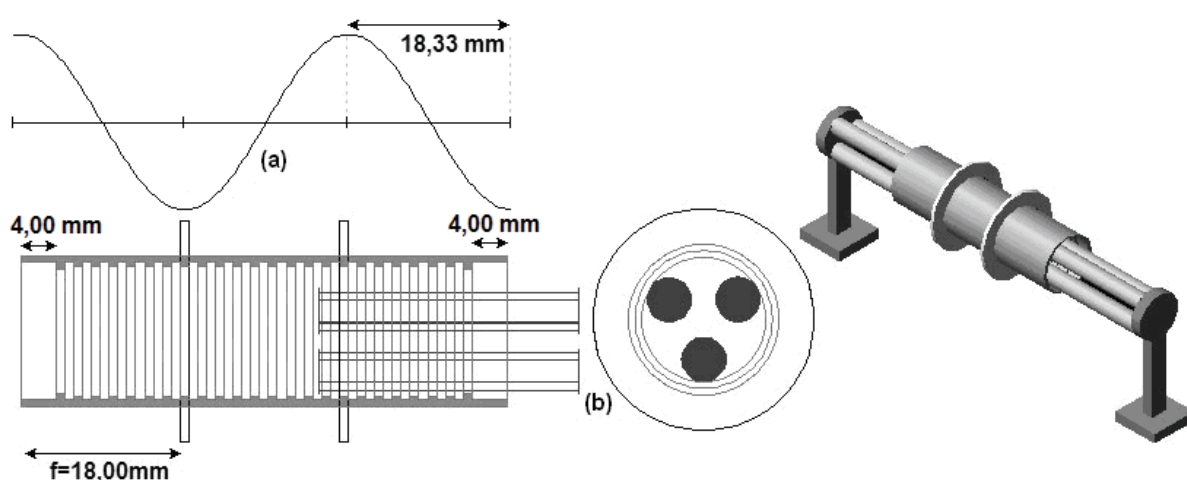


FIGURA 3.9 – Montagem do motor com dimensão $f=18,00\text{mm}$ e perfil de deformação esperado (a). Eixo formado por três cilindros de aço inoxidável (b).

Utilizando o arranjo formado por três eixos (Figura 3.9(b)), e efetuando varreduras de frequência, defasagem e amplitude, de forma idêntica ao caso anterior (seção Conjunto de ensaios I), foi possível observar várias situações de movimentação do motor.

Nas frequências de 55,03 e 55,15 kHz observou-se movimentação vigorosa para um dos lados, porém ao inverter as fases de acionamento a movimentação continuava para o mesmo lado, mantendo a intensidade. A alteração da defasagem não implicou em alterações no movimento, evidenciando a ação de ondas estacionárias.

Em 54,85 kHz, 63,94 kHz e 68,24 kHz observaram-se movimentações pouco significativas. Nos três casos a inversão das fases não provocou mudanças no sentido do movimento.

Analisando o comportamento do protótipo ao longo do segundo ensaio, verifica-se que a produção dos movimentos, embora sutis, em diversas condições de acionamento aponta para a veracidade da suposição que motivou a manutenção dos dois dentes no interior do tubo. Mesmo assim, a ausência de ondas viajantes e de movimentações significativas apontam para a existência outros fatores, ainda não considerados no estudo.

Para um diagnóstico destes fatores, efetuou-se o monitoramento do nível de vibração nas posições dos anéis cerâmicos. O monitoramento objetiva identificar as frequências de vibração máxima nestes pontos. Com o resultado da medição da vibração produzida pela cerâmica de uma extremidade na posição onde se encontra o outro anel, é possível acionar o segundo anel para que esse produza uma vibração capaz de anular ou absorver a energia da primeira. Como a onda estacionária é composta por duas ondas viajantes que se propagam em sentidos opostos, o cancelamento de uma das componentes, reduz a onda estacionária à componente viajante não cancelada. Esse princípio é utilizado nos motores lineares de Sashida (1993), Morita (1999) e Kurosawa (2000).

O experimento é representado esquematicamente na Figura 3.10, que mostra uma das cerâmicas funcionando como atuador e a outra como sensor.

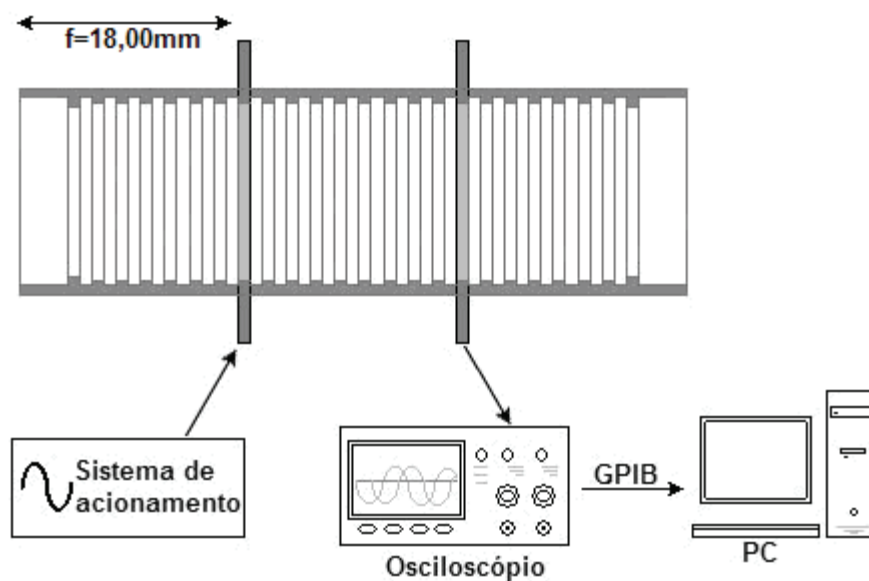


FIGURA 3.10 – Esquema do aparato montado para verificação dos máximos de vibração em 18mm das extremidades do tubo.

Os resultados desta varredura são apresentados na Figura 3.11.

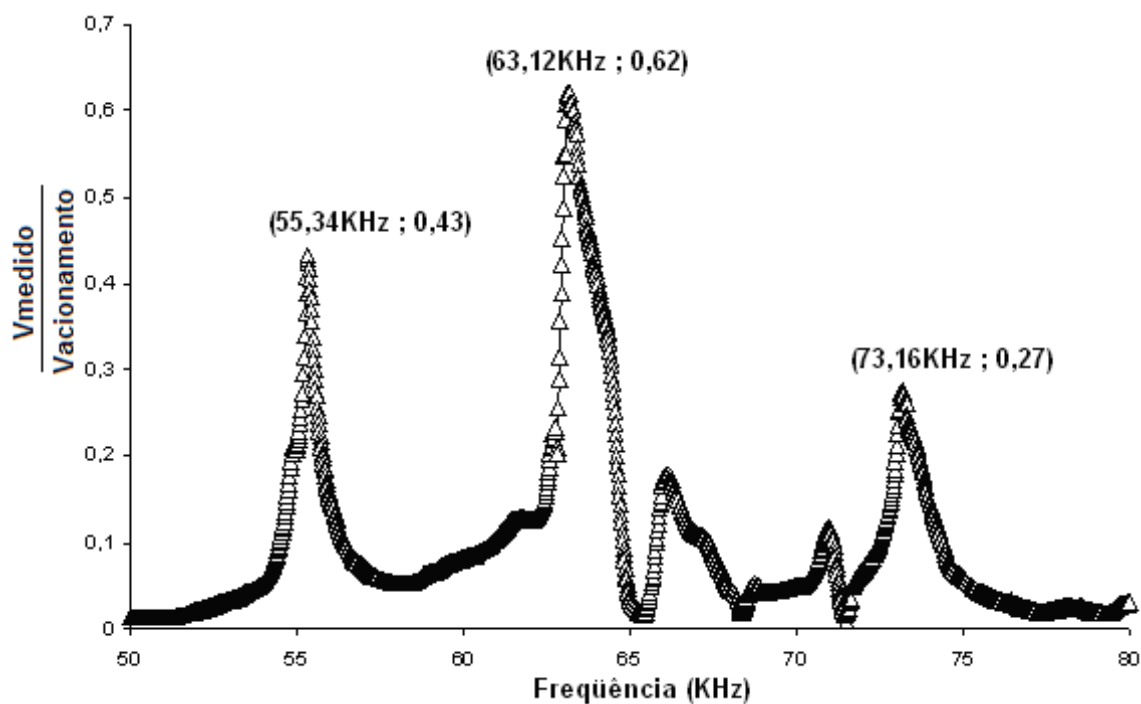


FIGURA 3.11 – Varredura em frequência do nível de vibração em 18mm das extremidades do tubo com acionamento também em 18mm.

A Figura 3.11 mostra a relação entre a tensão medida na cerâmica-sensora em relação a tensão impressa na cerâmica-atuadora. Conforme pode ser observado, a faixa de frequências compreendida entre 50 e 80 kHz contém três pontos onde os rendimentos vibracionais nas posições a 18 mm das extremidades são elevados. A Tabela 3.6 resume as condições em que o rendimento vibracional é mais significativo.

TABELA 3.6 – Desempenho normalizado das vibrações em 18mm da extremidade com excitação também em 18mm da extremidade do tubo.

Frequência	$\frac{V_{med}}{V_{acion}}$	Defasagem
55,34 kHz	0,43	88,88°
63,12 kHz	0,62	-98,23°
73,16 kHz	0,27	62,19°

Analisando a Tabela 3.6 é possível perceber que das três condições apresentadas na tabela, na frequência de 63,12 kHz o nível de vibração na cerâmica-sensora é sensivelmente mais alto, com a tensão captada chegando a 62% da tensão aplicada na cerâmica-atuadora. Nesta frequência, a defasagem entre o sinal aplicado e o sinal captado é de -98,23°. Nas frequências de 55,34 kHz e 73,16 kHz, os níveis de vibração caem respectivamente para 43% e 27%.

Testes foram realizados na vizinhança destes três pontos a fim de encontrar uma condição que confirmasse a suposição descrita anteriormente. Os testes foram realizados com tensões de 0 a 120 V_{pp} , defasagens entre 30 e 160°, e entre -30 e -160°. Ao final dos testes, nenhum movimento cujo sentido fosse sensível à inversão das fases de acionamento foi observado. Ainda assim, alguns movimentos unidirecionais fracos foram constatados em algumas frequências fora daquelas supracitadas.

Em uma bateria de testes o motor executou movimentos unidirecionais em 60,48 kHz. Após uma pausa de 30 min nos testes, esta condição de funcionamento se repetiu em 60,19 kHz, e 10 minutos depois passou para 60,28 kHz. Passados

mais 10 minutos a condição de funcionamento se repetiu em 60,31 kHz. Logo, observou-se uma tendência no incremento das frequências de funcionamento com o tempo de acionamento, provavelmente ocasionado pelo aumento de temperatura nas peças em cerca de 45°C, devido à vibração. Como cada condição de vibração implica em um nível de acréscimo de temperatura, a tarefa de manter as condições estáveis de funcionamento ao longo da operação torna-se mais complexa.

Outra observação realizada durante os testes, foi a influência das condições de atrito no funcionamento do protótipo. Verificou-se que após a substituição dos eixos, as situações esperadas de movimento (faixa de 60 kHz) não se repetiram.

3.3.3 Conjunto de ensaios III

O terceiro conjunto de ensaios envolveu uma nova investigação na faixa de frequência compreendida entre 30 e 100 kHz.

Uma resposta relevante do motor foi observada na frequência de 54,7 kHz, quando a inversão das fases causava a inversão no sentido do movimento com a mesma intensidade. Os movimentos ocorriam com o mesmo vigor para defasagens de 70, 80 e 90 graus. A utilização de defasagens inferiores ou superiores resultavam em movimentos mais fracos. Os testes foram realizados com variações de defasagem de 20° a 160°. Após 3 horas de testes nas condições descritas, não foi observado aquecimento excessivo das peças, nem a variação do comportamento do motor nesta mesma frequência, o que reforça a hipótese da mudança de temperatura causar flutuações em seu comportamento.

As observações realizadas durante este ensaio subsidiaram o planejamento de novos testes para o ensaio seguinte, uma vez que uma condição clara de movimento com possível formação de ondas viajantes fora encontrada. Contudo, durante os novos testes os movimentos não se repetiram, apontando a possível existência de novos fatores ainda não previstos sobre o funcionamento do protótipo.

3.3.4 Conjunto de ensaios IV

Devido aos resultados ainda não satisfatórios nos testes do motor, adotou-se outra configuração de teste. Como mostra a Figura 3.12(a) foram inseridas no tubo mais duas cerâmicas exatamente em suas extremidades, mantendo as já existentes na mesma posição dos ensaios anteriores (18mm da extremidade). Alterou-se também o eixo do protótipo. Como mostra a Figura 3.12(b), o eixo agora é formado por apenas um dos eixos de aço inoxidável utilizados anteriormente. O contato entre o estator e o eixo ocorre agora apenas ao longo de uma linha em seu interior e pressão resulta da massa do próprio motor (27 g) e da fixação de uma massa adicional de 28 g no centro do tubo. Logo, a força que pressiona o estator contra o eixo é de aproximadamente 540 mN. Esta configuração de eixo foi adotada a fim de restringir a área de atrito modificado e a falta de simetria nas superfícies para uma melhor investigação destes efeitos.

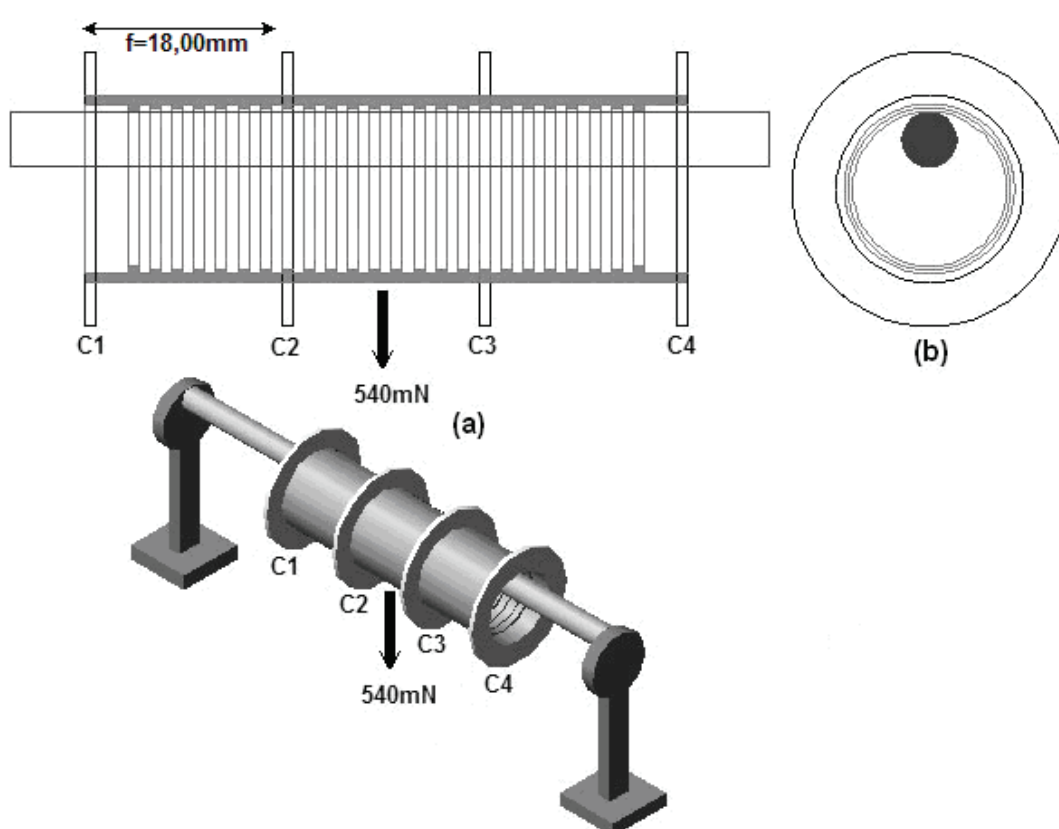


FIGURA 3.12 – Montagem do motor com 4 anéis de PZT (a); Eixo formado por apenas um cilindro de aço inoxidável (b).

O procedimento de teste adotado é praticamente o mesmo da seção anterior, ou seja, as cerâmicas agora chamadas de C2 e C3 são configuradas como atuadoras e as cerâmicas C1 e C4 são usadas como sensoras.

A varredura de frequência foi efetuada de 20 a 100 kHz, com tensão máxima $V_{pp}=120$ V e defasagem variando de 30° a 160° .

Uma resposta significativa foi observada em 61,79 kHz. A estrutura produziu movimentos uniformes sob uma defasagem de 90° . Observou-se ainda a inversão do sentido do movimento em resposta à inversão das fases de acionamento. As velocidades observadas foram de aproximadamente 1,2 cm/s em um sentido e 3,3 cm/s no outro sentido com tensão de acionamento de 120 V_{pp} . Embora fosse verificado no motor um acréscimo de temperatura na faixa de 30°C , esta condição de movimentação permaneceu inalterada durante três horas de funcionamento ininterruptas, quando parou completamente. Após estas horas de funcionamento percebeu-se certa quantidade de resíduos no eixo, inerente do desgaste das peças.

Em uma outra etapa dos ensaios, as cerâmicas C1 e C4 foram utilizadas como atuadores e C2 e C3 como sensores. A varredura em frequência seguiu os mesmos parâmetros apresentados no ensaio anterior, porém, desta vez sem a ocorrência de movimento.

Em um último teste desta etapa, com mesmas condições de varredura, primeiro as cerâmicas C1 e C2 foram usadas como atuadores e posteriormente C3 e C4. Em nenhum dos casos, foram produzidos movimentos significativos.

Ao término de todas as etapas deste conjunto de ensaios, foi possível encontrar uma condição em que houve efetivamente a formação de ondas viajantes ao longo do tubo. Porém, como a frequência de 61,79 kHz não havia produzido qualquer sinal de movimento nos ensaios anteriores acredita-se em duas hipóteses para esta situação de movimento:

(1) A presença das cerâmicas nas extremidades mudou o perfil de deformação do tubo alterando as condições de ressonância;

(2) A mudança do tipo de eixo simplificou o contato entre as peças excluindo os fatores que retinham o movimento do mesmo, uma vez que a área de contato entre estator e eixo foi reduzida.

3.3.5 Conjunto de ensaios V

Uma nova tentativa de investigar o efeito da variação do material do eixo sobre o funcionamento do dispositivo foi realizada com a utilização de um eixo de polipropileno. Os movimentos resultantes com esse eixo foram pouco significativos e instáveis. Observou-se ainda, o aumento da temperatura do motor.

Substituindo novamente o eixo de polipropileno pelo eixo de aço inoxidável, novos movimentos foram observados na frequência de 54,7 kHz e 90° de defasagem entre as ondas. As condições de acionamento são, portanto, idênticas às relatadas na Seção 3.3.3 (Conjunto de ensaios III). Porém, naqueles testes, apenas duas cerâmicas estavam sendo utilizadas no estator. Nestes ensaios, as velocidades médias obtidas foram de aproximadamente 2,2 cm/s e 3,4 cm/s para a direita e para a esquerda, respectivamente. A inversão do sentido foi obtida com a inversão dos sinais de fase, e a tensão utilizada foi de 150 V_{pp}. A força utilizada para pressionar o estator contra o eixo foi a mesma do conjunto de ensaios IV (540 mN).

Como a inversão das fases de acionamento resultou na inversão do sentido de movimento, é muito provável que ondas viajantes tenham sido geradas nessas condições. A ocorrência de movimentos mais estáveis que na Seção 3.3.3 pode ser justificada por duas hipóteses:

- (1) Novamente a inserção de mais dois anéis no sistema alterou as condições de ressonância do conjunto e o perfil de deformação do mesmo;
- (2) Os ensaios realizados anteriormente com eixo de polipropileno provocaram a formação de uma camada sobre os dentes, melhorando a transmissão do movimento do estator para o eixo metálico neste ensaio.

A segunda hipótese já é bastante conhecida e utilizada em motores ultrassônicos. Materiais de *lining* são utilizados para reduzir o desgaste e melhorar a transmissão do movimento por atrito (Sashida, 1993 e Uchino, 2003).

Mesmo sendo verdadeira a hipótese (2), a condição de formação de uma onda viajante unidirecional no tubo ainda é pré-requisito para o movimento. Ou seja, a união destes dois fatores (formação de onda viajante e melhora nas condições de atrito) pode ter contribuído para a melhoria das condições de movimento.

3.3.6 Conjunto de ensaios VI

Embora muitos fenômenos ainda não tivessem sido elucidados, para o aprofundamento do estudo, tentou-se reproduzir as situações de movimento observadas nos ensaios anteriores, nas frequências entre 54,7 kHz e 61,79 kHz. Contudo, ao contrário do esperado, os fenômenos observados não se repetiram.

O autor atribui a mudança de comportamento à hipótese do desgaste ter resultado em condições mecânicas ainda piores que aquelas encontradas no início dos ensaios, onde as imperfeições dos processos de usinagem e acabamento possivelmente produziram condições desfavoráveis para a produção do movimento. Como a ordem de grandeza das vibrações está na faixa de nano ou micrometros, imperfeições superficiais desta mesma magnitude, tais como: arranhões superficiais, pequenos desgastes, polimento assimétrico, etc..., podem afetar o desempenho de um dispositivo deste tipo.

Para investigar esta hipótese o motor foi acionado novamente na frequência de 54,7 kHz, com 90° de defasagem elétrica e $V_{pp}=100$ V, mas o estator e o eixo foram arranjados para uma distribuição assimétrica dos esforços normais à interface. A força foi concentrada sobre um dos dentes através do posicionamento da massa de 28 g usada nos ensaios anteriores. Os ensaios foram realizados duas vezes, concentrando a força uma vez em cada dente, conforme mostra as Figuras 3.13 (a) e (b). Assim como nos casos anteriores, a inserção da massa adicional produz uma força normal à interface eixo-estator igual a 540 mN.

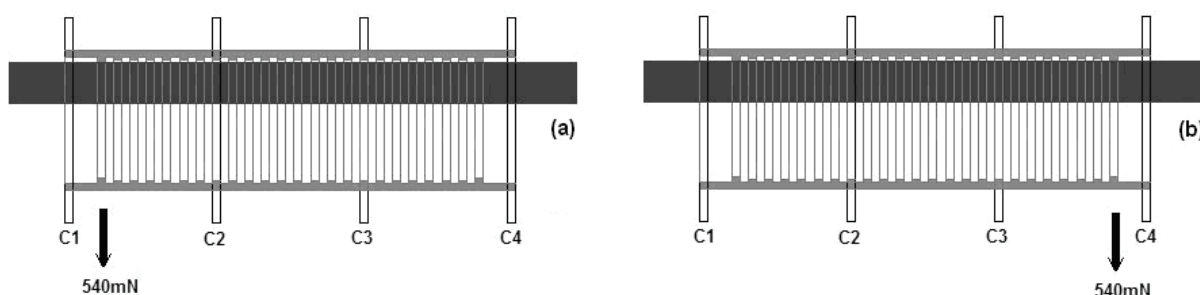


FIGURA 3.13 – Configuração da distribuição de pesos no estator para verificação da força exercida pelos dois dentes situados entre C1 e C2 (a) e entre C3 e C4 (b).

No primeiro ensaio, o motor foi acionado com a aplicação de uma força conforme o esquema da Figura 3.13(a). Foram testadas defasagens de $+90^\circ$ e -90° e em ambas as situações houve apenas movimento para a esquerda. No segundo ensaio, cujo esquema é mostrado na Figura 3.13(b), mantidas as demais condições de acionamento constatou-se que o motor descreveu movimento unidirecional para o sentido contrário, ou seja, para a direita.

Os resultados dos ensaios apontam para a hipótese da desigualdade das condições de atrito entre os dentes, fazendo com que o atrito varie ao longo da circunferência interna do dente. Assim, se o eixo toca um dente em um ponto de baixo atrito e o outro em ponto de alto atrito, se ambos os dentes impulsionam o eixo em sentidos opostos, o deslocamento ocorrerá no sentido do movimento criado pelo dente cuja superfície é encostada pelo eixo em um ponto de maior atrito. Se as forças de atrito em ambos os dentes são idênticas, a tendência é que o eixo permaneça imóvel e ocorra o desgaste nas regiões de contato. Para a confirmação da hipótese, o protótipo foi acionando em diversas posições de contato do eixo com a superfície interna dos dentes, através do giro do tubo estator em relação ao eixo antes de cada ensaio. A faixa de giro utilizada foi de aproximadamente -30° a $+30^\circ$. Observou-se que o sentido do movimento também é alterado com esta condição, mesmo com a manutenção da defasagem elétrica entre os sinais de acionamento.

Esta nova constatação evidencia a presença de fatores não previstos sobre o funcionamento do dispositivo. A existência de assimetrias superficiais ao longo da circunferência interna sob os dentes surge como um fator determinante de sucesso no funcionamento do protótipo. Este é o fator mais provável do insucesso na produção de movimentação nos ensaios anteriores, com o eixo de alumínio.

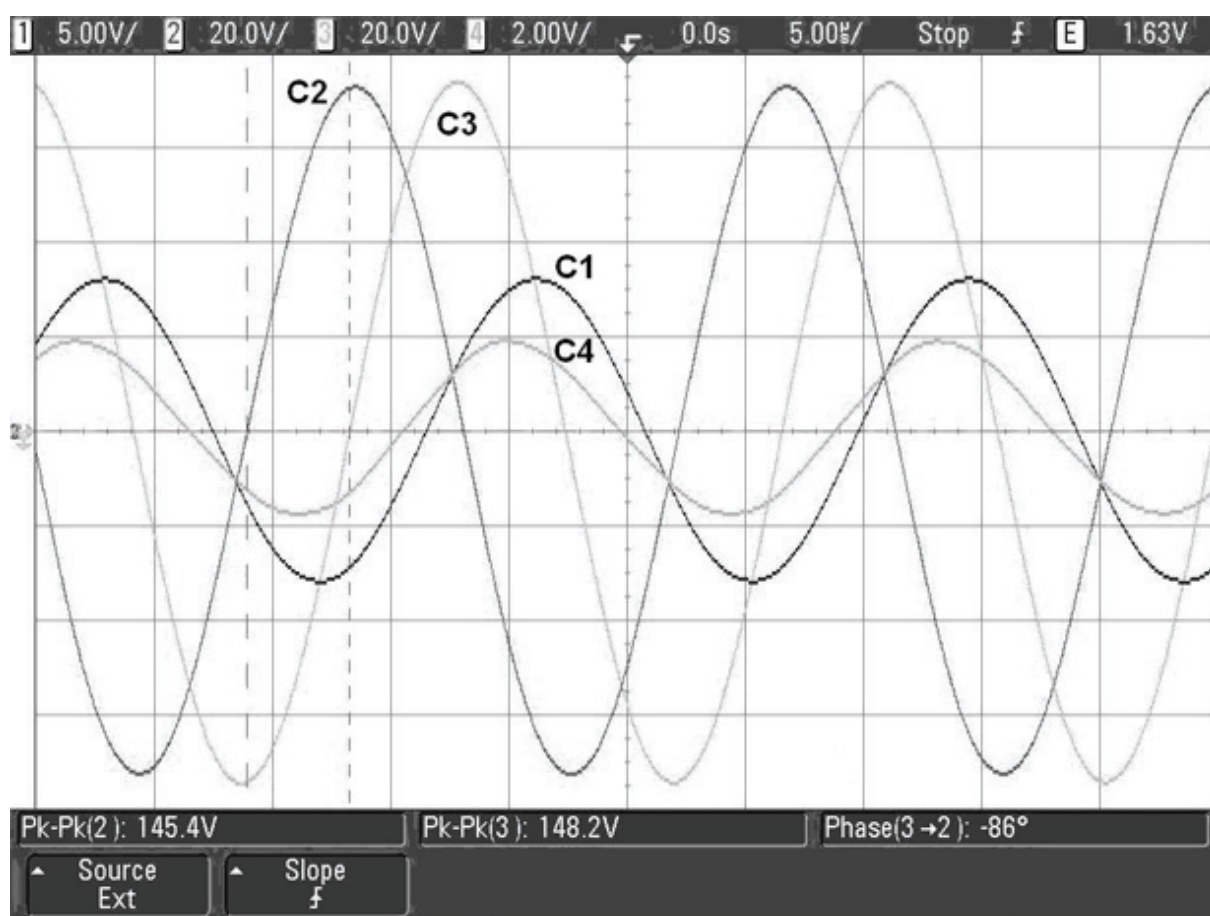
Esta hipótese motivou a procura por uma posição angular do motor com relação ao eixo, onde a inversão das fases de acionamento implicasse na inversão do sentido de movimento nas condições $f=54,7$ kHz, $\theta=86^\circ$, $V=150 V_{pp}$. Novamente, uma massa de 28 g foi utilizada. Nestes ensaios o dispositivo desenvolveu uma velocidade média de 4,4 cm/s para ambos os lados.

A Figura 3.14 mostra as formas de onda relativas aos sinais das ondas nas quatro cerâmicas quando o motor é acionado para o lado esquerdo (Figura 3.14(a)) ou para o lado direito (Figura 3.14(b)). Em (a) são mostradas as ondas de tensão de acionamento em C2 e C3 com V_{C2} adiantada de V_{C3} em aproximadamente 90° em escala de 20 V/div. Percebe-se que os sinais medidos nas cerâmicas são

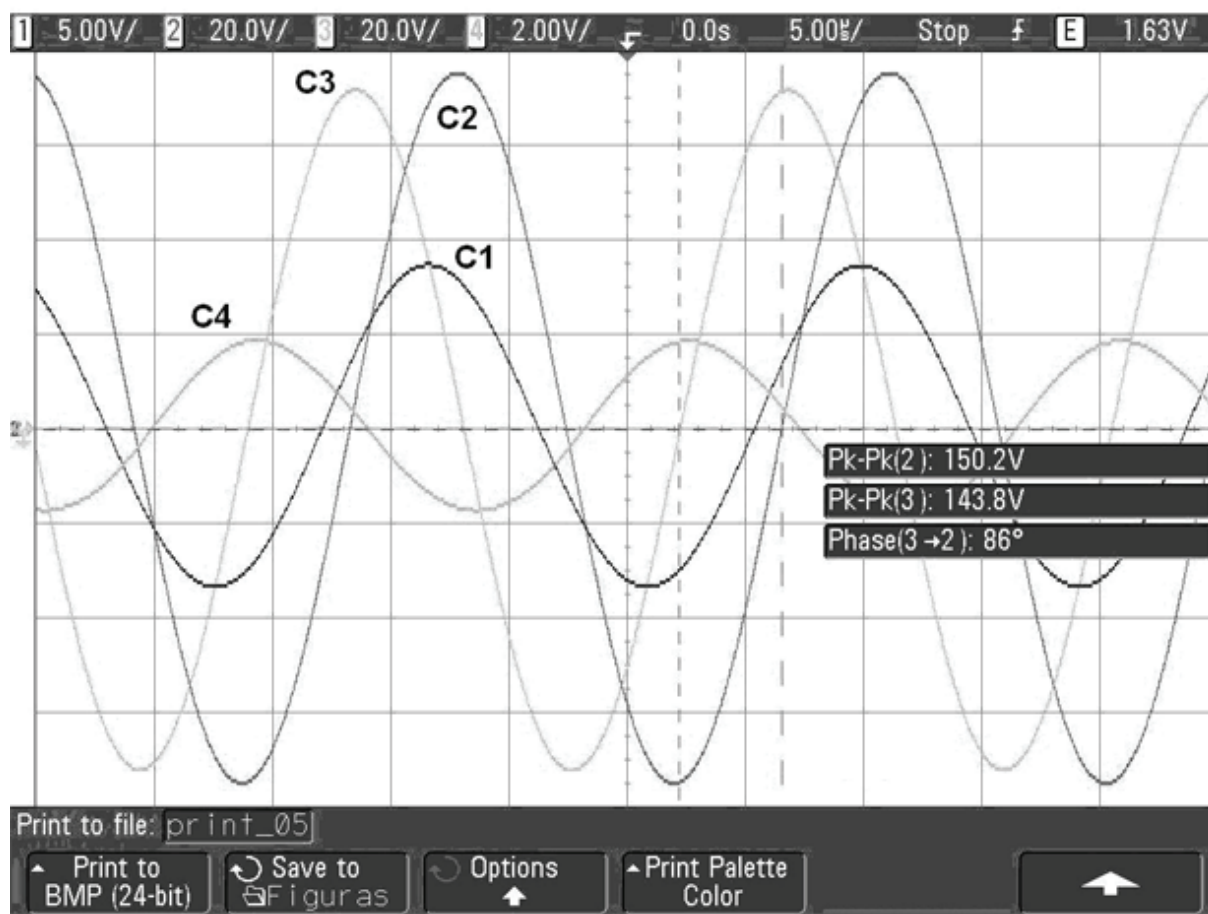
respectivamente $V_{C1}=17 V_{pp}$ e $V_{C2}=4 V_{pp}$ e defasagem de 20° entre ambos. Na Figura 3.14(b) V_{C2} está agora atrasada de V_{C3} em aproximadamente 90° . Os sinais de monitoramento relativo aos sinais sentidos por C1 e C4 possuem amplitude de aproximadamente $17 V_{pp}$ e $4 V_{pp}$ respectivamente, idêntico ao caso anterior. Porém, a defasagem entre ambos está agora em 142° .

As diferenças em relação aos sinais de C1 e C4 nos dois casos, podem ser justificadas pelas diferenças nas características piezelétricas dos anéis inerentes ao processo de fabricação e pelo acoplamento dos dois anéis com o tubo.

Outro fator importante observado ao longo das medições é a variação dos níveis de tensão e de defasagem entre V_{C1} e V_{C4} ao longo do experimento, que pode ser justificado pelo incremento de aproximadamente 25°C na temperatura das peças vibrantes.



(a)



(b)

FIGURA 3.14 – Formas de onda dos sinais contidos em C1, C2, C3 e C4 no movimento para a esquerda em (a) em para a direita em (b).

3.3.7 Conjunto de ensaios VII

Repetindo-se a condição satisfatória de movimento obtida no ensaio anterior, efetuou-se uma análise de microscopia eletrônica para avaliar o resultado do contato da superfície do eixo com o estator.

Como a avaliação é realizada a partir do funcionamento do motor quando acionado em ambos os sentidos, foram preparados dois eixos de alumínio (1 e 2) com 13 mm de diâmetro e 55 mm de comprimento. O sistema de acionamento foi configurado para ser usado no modo de modulação por trem de pulso com largura de acionamento de 10 s. O motor foi energizado com sinal de 120 V_{pp} de modo a produzir o seu movimento para direita com o eixo de teste 1 posicionado em seu

interior. É importante notar que estator e eixo permanecem fixos de modo que nenhuma movimentação relativa entre eles ocorra, existindo somente a vibração de impulsão. A pressão entre estator e eixo é gerada através de uma linha tendo somente o peso do rotor como carga. A Figura 3.15(a) mostra esta configuração em forma esquemática.

Semelhante ao ensaio com o eixo 1, o motor foi acionado de modo a se mover para a esquerda nas mesmas condições, porém agora com o eixo de teste número 2.

A Figura 3.15(b) mostra uma vista de topo de cada eixo salientando as duas regiões de toque destes com o estator (dentes “a” e “b”). É possível também visualizar marcas de referência, criadas para que durante a procura das regiões de desgaste não haja perda do referencial comum a ambos os eixos.

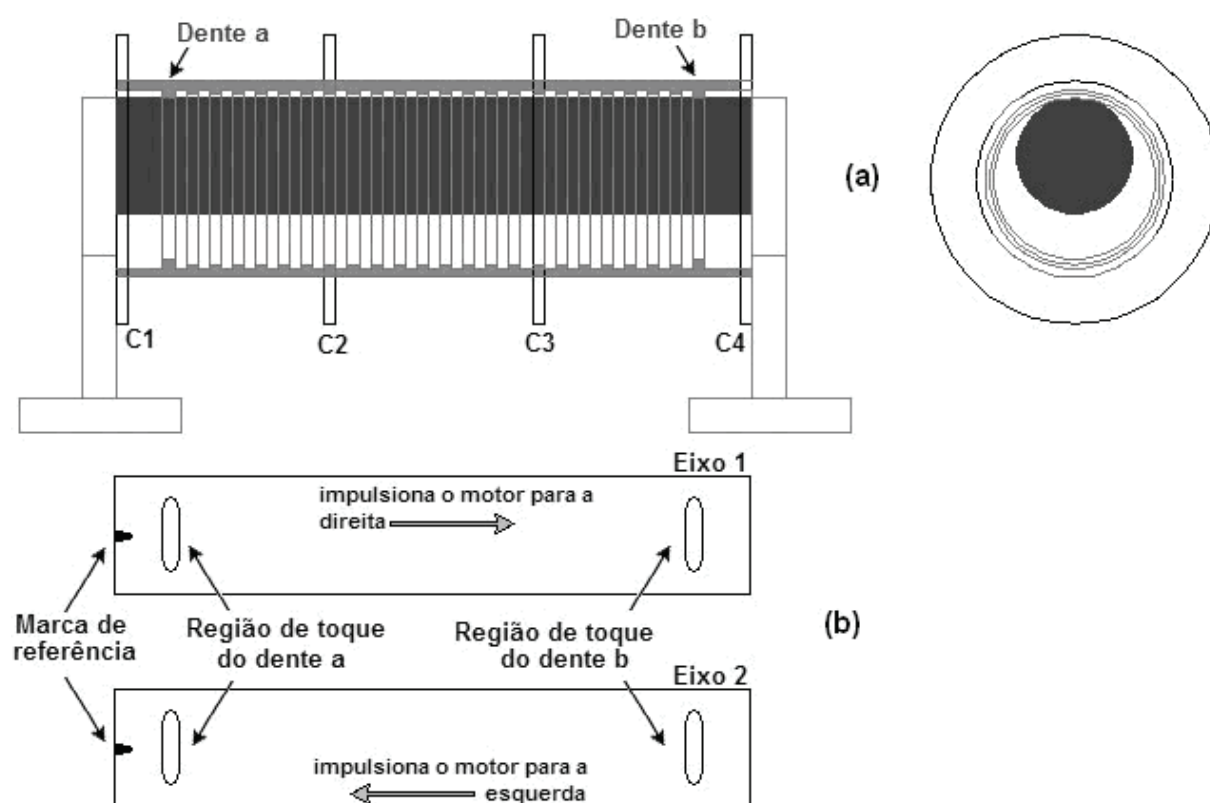


FIGURA 3.15 – Gráfico esquemático da configuração do ensaio de desgaste dos dentes do motor (a). Vista de topo dos dois eixos de teste mostrando as regiões de toque dos dentes a e b (b)

Os resultados das análises são mostrados na Figura 3.16 e foram coletadas com o auxílio de um microscópio eletrônico de varredura (MEV) JEOL JSM 6060, com capacidade para magnificações de 5 até 300.000 vezes.

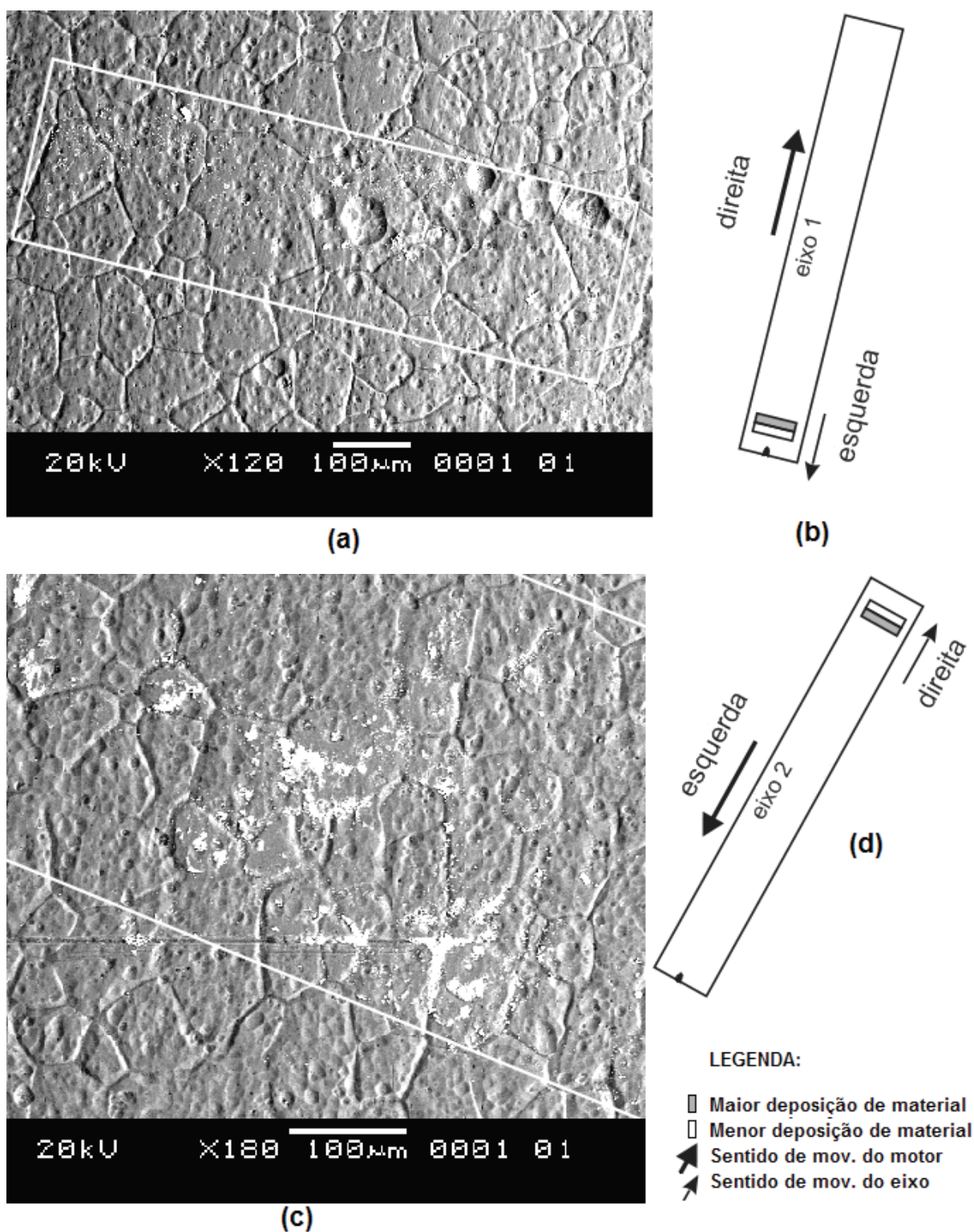


FIGURA 3.16 – Ensaio de desgaste dos dentes sobre o eixo. (a) Marca do dente “a” no eixo 1 durante acionamento para direita e figura esquemática da deposição de material (b); (c) Marca do dente “b” no eixo 2 durante acionamento para esquerda e figura esquemática da deposição de material (d)

A Figura 3.16(a) mostra uma região de possível desgaste do dente de bronze fosforoso no eixo 1, com deposição de material no alumínio relativo ao dente próximo à marcação de referência, ou seja, o dente “a”. É possível observar uma maior concentração de material depositado na parte de cima da região destacada na imagem, ou seja, voltada para o lado do eixo com borda mais distante, como mostra o esquemático em 3.15(b). Na outra extremidade do eixo 1, região de toque do dente “b”, não foi possível verificar deposição de material.

A Figura 3.16(c) mostra uma região de possível desgaste do dente de bronze fosforoso no eixo 2, relativo ao dente oposto à marcação de referência, ou seja, o dente “b”. Analisando a imagem, há indícios de que a maior parte da deposição do material está na parte de baixo da área destacada na imagem, isto é, voltada para o lado do eixo com borda mais distante, como mostra no esquemático de 3.16(d). Na outra extremidade do eixo 2, região de toque do dente “a”, não foi possível verificar deposição de material.

Como descrito acima, as análises mostram regiões de maior e menor deposição de material resultantes do atrito de estator e eixo. Uma hipótese sobre este fenômeno é que as diferentes concentrações de material depositado podem carregar a informação da trajetória elíptica descrita pelos dentes, e, por conseguinte, o sentido de movimentação do eixo.

Conforme ilustra a Figura 3.17, é possível estimar o sentido da impulsão tangencial do dente ao tocar no eixo. Quando submetido ao toque durante o acionamento, o dente, por ser de material mais macio que o eixo, tende a depositar pequenas partículas devido ao desgaste do mesmo. Desta forma é possível estipular duas regiões distintas na região de toque: Uma primeira, chamada de R1, onde inicia o toque do dente com o eixo em trajetória descendente, desprendendo maior quantidade de partículas do mesmo; Uma segunda, R2, onde a trajetória elíptica do dente já está em movimento ascendente. Durante o toque, o dente imprime também força tangencial no eixo, provocando movimento relativo entre ambos.

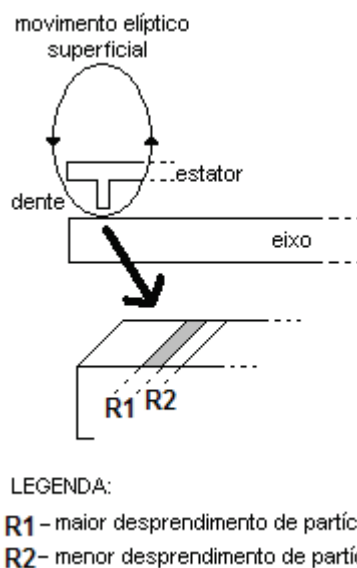


FIGURA 3.17 – Detecção do sentido de movimento impresso pelos dentes do estator.

De acordo com a análise do experimento e a hipótese formulada, o movimento unidirecional em sentidos opostos quando há inversão de fase é perfeitamente justificado, dando mais uma vez indícios da formação de ondas viajantes no tubo. As deposições de material estão de acordo com os sentidos de movimento previstos pela hipótese: marcas no eixo 1 indicam movimento do motor para a direita e marcas no eixo 2 para a esquerda. Porém o fato de apenas um dos dentes depositar resíduos de desgaste no eixo para cada sentido de movimento não é totalmente explicado através deste último ensaio. A hipótese da assimetria dos pontos de vibração ainda continua a ser comprovada. A causa desta assimetria pode estar em discrepâncias na usinagem ou em perfis de deformação não axissimétricos existentes na estrutura, ou seja, modos de vibração não longitudinais podem estar presentes na composição final das vibrações. Para verificação e compreensão destas hipóteses ainda não comprovadas é fato que um estudo mais aprofundado das vibrações na estrutura ainda se torna necessário.

3.3.8 Conjunto de ensaios VIII

A Figura 3.18 mostra o aparato montado para a realização da última seção de ensaios. A fim de tentar minimizar os efeitos de possíveis assimetrias dos dentes do

tubo optou-se por utilizar novamente duas cerâmicas posicionadas a 4mm da extremidade do tubo ($f=4\text{mm}$), ou seja, exatamente na posição onde os dentes internos estão localizados (Figura 3.18(a)). Um novo eixo de aço inoxidável polido foi preparado com 13,8mm de diâmetro (Figura 3.18(b)).

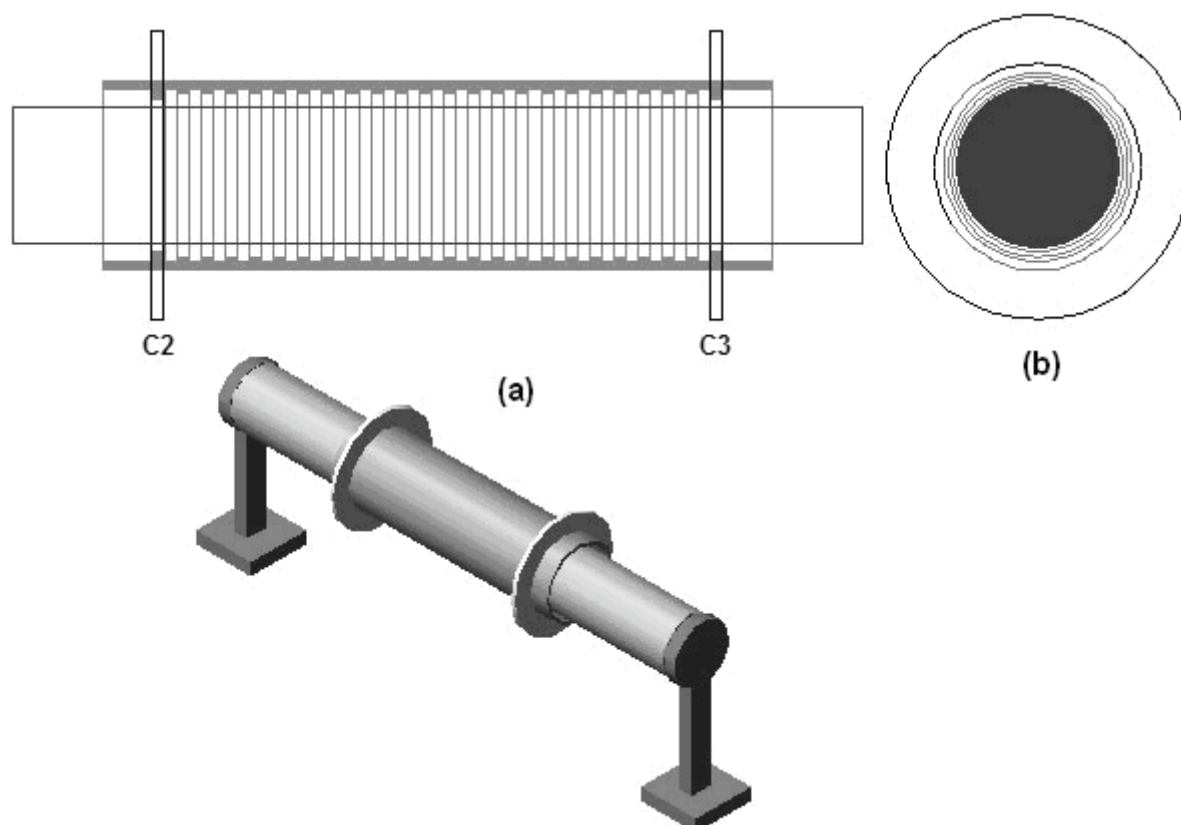


FIGURA 3.18 – Montagem do motor com 2 anéis de PZT posicionados a 4mm das extremidades (a); Eixo formado por um cilindro de aço inoxidável de 13,8mm de diâmetro (b).

Neste ensaio foi realizada uma varredura em frequência de 20 a 100 kHz. A tensão de acionamento foi configurada para um máximo de $120 V_{pp}$ e a defasagem foi varrida de 30° a 160° . Como a localização dos anéis é diferente das anteriores, toda a investigação para encontrar situações de provável movimento foi repetida. Algumas situações de movimento ocorreram, mas nenhuma que pudesse ser relacionada às ondas viajantes, pois a inversão das fases não implicava em reversão do sentido da movimentação.

Mesmo sem encontrar uma condição de formação de ondas viajantes, vibrações vigorosas foram encontradas na frequência de 58,48 kHz. Nesta

freqüência foi observada a maior velocidade imposta pelo motor, aproximadamente 7 cm/s. Este movimento foi observado sob condições de acionamento de $\theta = 90^\circ$ e com a pressão entre estator e eixo incrementada pela inserção de uma massa adicional de 336 g ($F = 3,5$ N). A exemplo dos casos anteriores, o contato entre estator e eixo é dado apenas por uma linha entre ambos. A velocidade alcançada nos ensaios sinaliza a viabilidade da obtenção de movimentos consistentes com a estrutura proposta. Embora uma velocidade extremamente satisfatória tenha sido observada, a partir de certo momento nos ensaios, o motor começou a perder desempenho até parar completamente o movimento.

Neste ensaio, apesar de não ter ocorrido uma situação onde notadamente ocorresse a formação de ondas viajantes no tubo, foi constatado um novo fator no funcionamento do dispositivo: O nível de vibração é mais intenso quando os anéis cerâmicos estão posicionados sobre os dentes, ou seja, a 4mm de distância das extremidades do tubo. A geração de vibrações intensas podem não implicar necessariamente na maximização do movimento, pois este último depende principalmente das componentes longitudinais de vibração. Porém, as vibrações podem ser um indicativo da possibilidade de movimento. Somente análises mais aprofundadas podem ratificar estas questões.

Em uma última configuração de movimentação o eixo do motor foi solto dos mancais para que pudesse se movimentar livremente em relação ao estator. Os parâmetros de acionamento foram: $f = 20$ a 120 kHz, $\theta = 30^\circ$ a 160° e $V = 120$ V_{pp}. Durante esta nova etapa de testes surgiram movimentos de rotação no eixo. Alguns deles como um movimento rotativo contínuo unidirecional e outros de forma desordenada, alterando o sentido do giro enquanto a defasagem e a freqüência de acionamento eram variadas. Em algumas situações verificaram-se movimentos conjuntos de rotação e translação em várias situações isoladas de freqüência. Observou-se também que a posição do eixo no interior do motor influenciava na movimentação, indicado que as considerações feitas até o momento sobre as assimetrias das peças também eram relevantes para este tipo de movimentação.

A ausência do movimento de rotação nos ensaios anteriores foi causada pelo fato de o eixo estar fixo e o estator livre para movimentos. A disposição física das peças no aparato de testes permitia movimentos livres de translação, enquanto que os movimentos de rotação eram dificultados. Esta característica construtiva em

conjunto com um baixo nível de força de impulsão pode ter conduzido à supressão dos movimentos rotativos em todos os conjuntos de ensaios anteriores.

Porém, a ocorrência do movimento de rotação em conjunto com o movimento de translação nos ensaios indica a viabilidade de um motor que opere em dois graus de liberdade de movimento. Os movimentos de translação e rotação quando devidamente acionados podem ser utilizados para a criação de um motor ultrassônico tubular com dois graus de liberdade de movimento, onde ambos os tipos de movimentos podem ser utilizados de forma conjunta ou não.

3.4 Considerações gerais

Ao término da etapa de construção e investigação experimental do protótipo várias hipóteses foram formuladas a respeito do funcionamento do motor. Algumas foram comprovadas, mas as incógnitas refletem o grau de complexidade deste tipo de atuador. Os parâmetros identificados como relevantes ao funcionamento do mesmo nesta análise experimental se destacam:

- Freqüência de acionamento do motor;
- Freqüência de ressonância das cerâmicas;
- Defasagem elétrica dos sinais de acionamento;
- Modo de vibração longitudinal arbitrado;
- Planicidade das superfícies de contato (condições de atrito);
- Presença de outros modos de vibração não longitudinais;
- Localização dos dentes do tubo;
- Amplitude tangencial e radial das vibrações;
- Localização dos pontos de máximo das amplitudes;
- Temperatura;
- Pressão exercida pelo tubo sobre a superfície do eixo.

A complexidade do comportamento do protótipo durante os ensaios indica a necessidade de uma análise mais aprofundada para a elucidação das hipóteses lançadas, e para que um roteiro de projeto possa ser estabelecido.

Embora já tenha sido confirmada a viabilidade da obtenção de movimento baseado em ondas viajantes, a instabilidade das condições em que são produzidas deve-se a um conjunto muito amplo de fatores que estão intimamente relacionados.

Nos próximos capítulos os resultados experimentais serão complementados e aprofundados com o objetivo de estabelecer um roteiro de análise e cálculos dimensionais de motores ultra-sônicos tubulares.

CAPÍTULO 4

CARACTERIZAÇÃO VIBRACIONAL DO ESTATOR

4.1 Contextualização e definição do método de análise

A impossibilidade de uma análise conclusiva sobre o comportamento do motor com base nos resultados experimentais obtidos no Capítulo 3 motivou a reavaliação da metodologia de estudo e a busca de ferramentas adicionais para a caracterização do motor. Esta nova direção de estudo investiga a contribuição vibracional de cada modo com o auxílio da análise através de elementos finitos (FEM). Ao final deste capítulo será possível compreender o comportamento dos modos de vibração e sua interação na estrutura tubular, fornecendo subsídios para um roteiro de cálculos dimensionais.

A abordagem de análise adotada neste estudo é inspirada no estudo publicado por Loh (2000), detalhada na Seção 4.2. A mesma metodologia foi utilizada por Panusittikorn (2004) na modelagem de um sistema de transporte por fricção excitado por vibrações ultra-sônicas em dois modos. Este método foi utilizado inicialmente visando a caracterização das vibrações em motores lineares constituídos por uma barra metálica, um vibrador em cada extremidade e um *slider*, que se movimenta quando pressionado à barra, semelhante ao caso mostrado na Figura 2.6

A movimentação do *slider* é realizada usando as ondas viajantes produzidas na barra metálica, que forma o estator do motor. Quando a onda viajante se propaga, as partículas superficiais da barra movem-se em trajetórias elípticas (Kuribayashi 1985), caso contrário, a trajetória dos pontos seria descrita por um movimento perpendicular à superfície. Nesta situação seriam produzidas ondas mecânicas estacionárias (Lim 1999 e Nakamura, 1997). Um objeto pressionado

contra a barra onde uma onda viajante se propaga, pode ser deslocado no sentido contrário à propagação da mesma através da combinação entre a força de atrito existente entre as peças e o movimento elíptico de seus pontos superficiais (Sashida (1993) e Uchino (2003)). Conseqüentemente, a geração efetiva das ondas viajantes é que confere a este tipo de atuador características motoras.

Considerando que o mesmo tipo de deslocamento descrito por Panusittikorn (2004) possa ser produzido também nas paredes internas de um tubo vazado, é possível usar seu estudo para auxiliar na caracterização das vibrações do motor tubular proposto.

Segundo Loh (2000) e Panusittikorn (2004), há dois modos de gerar as ondas viajantes em uma barra de comprimento finito:

- Através do casamento de impedância;
- Através da excitação em dois modos de vibração naturais.

O primeiro método de acionamento utiliza o casamento de impedância mecânica da barra com a impedância elétrica de um dos vibradores, segundo a teoria de transmissão em linha utilizada por Kuribayashi, 1985. Neste caso utiliza-se um vibrador atuador e um vibrador absorvedor, como mostra a Figura 4.1.

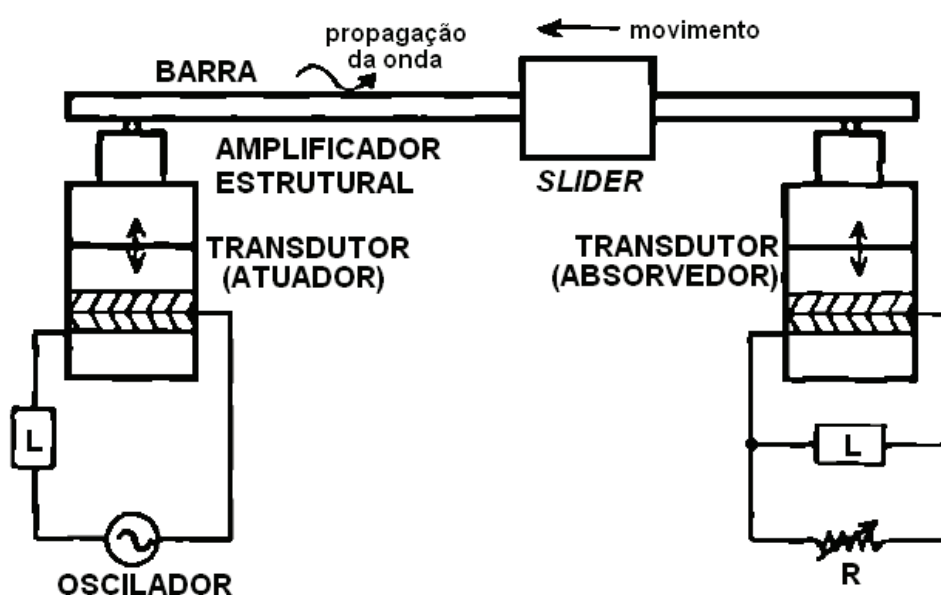


FIGURA 4.1 – Protótipo desenvolvido por Kuribayashi, 1985.

A utilização do método de casamento de impedância de modo eficiente é particularmente difícil de ser realizado na faixa ultra-sônica, pois a impedância do atuador piezelétrico muda com a carga e com a frequência de excitação. Assim ajustes no casamento de impedância seriam sempre necessários e de forma instantânea para maximizar o desempenho do mesmo. Outro fator que torna este tipo de topologia pouco prática é que a troca no sentido de movimento envolve duas chaves e um circuito para mudar a direção do movimento manualmente (Kuribayashi, 1985). Segundo Loh (2000), como os atuadores piezelétricos são acionados geralmente com centenas de volts, esta interface com o computador poderia se tornar também pouco prática.

O segundo método de acionamento utiliza a excitação de dois modos de vibração de uma barra metálica (Loh, 2000 e Panusittikorn, 2004). Esta é utilizada como trilho para a movimentação de um *slider*. Os modos naturais de vibração da mesma possuem frequências próximas e são excitados por vibradores acionados à mesma frequência, mas com uma diferença de fase de 90° . O protótipo desenvolvido por Loh (2000) pode ser visualizado na Figura 4.2.

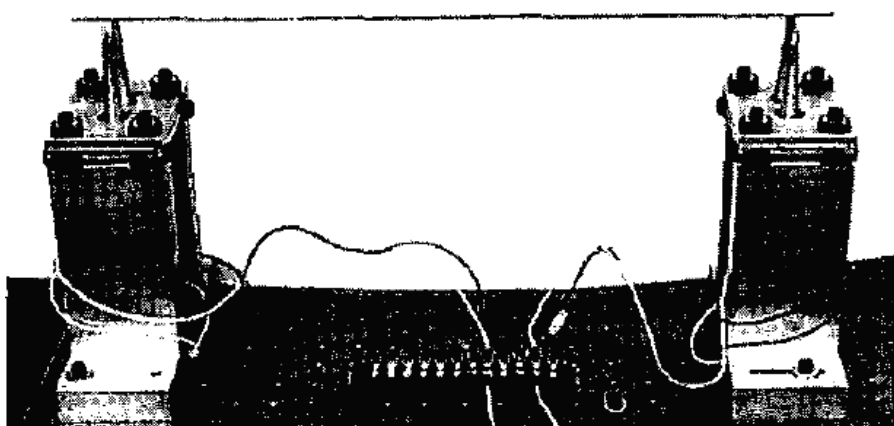


FIGURA 4.2 – Protótipo desenvolvido por Loh (2000).

Utilizando o método de acionamento com dois modos de excitação, a velocidade de transporte do *slider* e a direção do movimento podem ser controladas somente pela mudança na magnitude e fase dos sinais de acionamento. Desta forma o controle do movimento do motor se torna muito mais seguro, rápido e

versátil, uma vez que esses parâmetros podem ser facilmente alterados digitalmente.

Os fatores que afetam o desempenho do motor que podem ser facilmente monitorados e controlados são: frequência e amplitude de excitação e a relação de fase entre as ondas de excitação. No método acionamento utilizado por Loh (2000) em seu protótipo, a barra toda vibra, mesmo que o *slider* seja utilizado somente em um trecho específico de sua extensão total. Segundo ele, esta característica faz de seu protótipo um dispositivo de baixo rendimento. A velocidade de transporte máxima reportada por Loh foi de 1,2 cm/s, considerada por ele como insatisfatória para aplicações práticas. Desta forma, pode ser observado que as fontes de vibração devem ser capazes de gerar um nível de vibração mais intenso, para que o desempenho do motor seja o maior possível.

4.2 Descrição analítica da formação da onda viajante

Como já mencionado anteriormente, a configuração básica do protótipo desenvolvido por Loh (2000) consiste de uma barra excitada com forças que possuem a mesma frequência de acionamento e defasagem elétrica de 90° . Como mostrado na Figura 4.3, L_1 e L_2 são as posições dos vibradores piezelétricos com relação à origem, nas extremidades da barra, ω é a frequência angular de excitação e P_1 e P_2 são os picos de amplitude da força de excitação.

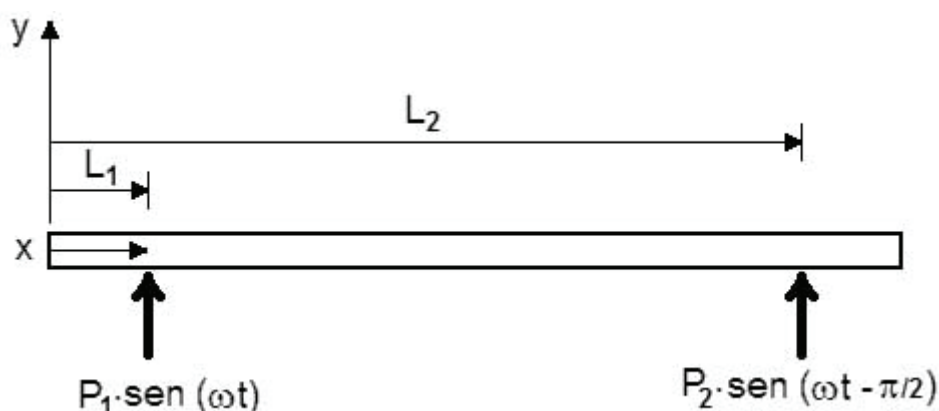


FIGURA 4.3 – Esquema de posicionamento dos vibradores de Loh(2000).

Segundo Loh (2000), no estado de vibração forçada da barra, as deformações superficiais podem ser expressas usando o modo de expansão normal da Equação 4.1.

$$y(x,t) = P_1 \cdot \text{sen}(\omega t) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Phi_n(x) \cdot \Phi_n(L_1)}{\omega_n^2 - \omega^2} + P_2 \cdot \text{sen}(\omega t - \pi/2) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Phi_n(x) \cdot \Phi_n(L_2)}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (4.1)$$

Onde: $\Phi_n(x)$: fator de forma normalizado;
 ω_n : Freqüência angular natural do modo.

A Equação 4.1 mostra que a expressão que representa a vibração resultante $y(x,t)$ é uma superposição linear de um número infinito de modos de vibração. O fator de forma normalizado $\Phi_n(x)$ descreve o perfil de deformação de cada modo de vibração natural da barra em relação a todos os pontos de sua extensão total.

A contribuição de cada modo natural de vibração da barra na onda resultante é determinada pelo fator de participação modal (FPM), descrito pela Equação 4.2.

$$\text{FPM} = \frac{\Phi_n(L)}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (4.2)$$

Onde L é a localização do ponto de aplicação da força.

O FPM determina a parcela de energia que cada modo natural de vibração da geometria irá contribuir na composição da vibração resultante. Observando a Equação 4.2 é possível verificar que quanto mais próxima for a freqüência de excitação da freqüência de um dos modos naturais de vibração, menor será o denominador da equação, conseqüentemente maior será o FPM. Adicionalmente, quanto mais próximo o vibrador estiver do ponto de máximo (anti-nó) do perfil de deformação do modo em questão ($\Phi_n(L)$), maior será a contribuição deste modo na composição final das deformações. Por outro lado, se posicionados nos nós de um dado modo de vibração natural, os vibradores praticamente não contribuirão para excitação do mesmo.

Com isto, é possível afirmar que a correta localização dos vibradores e a frequência de excitação são fatores de extrema relevância no projeto de um motor ultra-sônico de ondas viajantes, uma vez que a seleção dos modos naturais de vibração da geometria determinará o quão eficiente será seu desempenho vibracional.

O protótipo desenvolvido por Loh foi projetado para operar utilizando o 30° e o 31° modo, como mostra a Figura 4.4. O restante dos modos de vibração possui contribuição desprezível na somatória das contribuições de todos os modos.

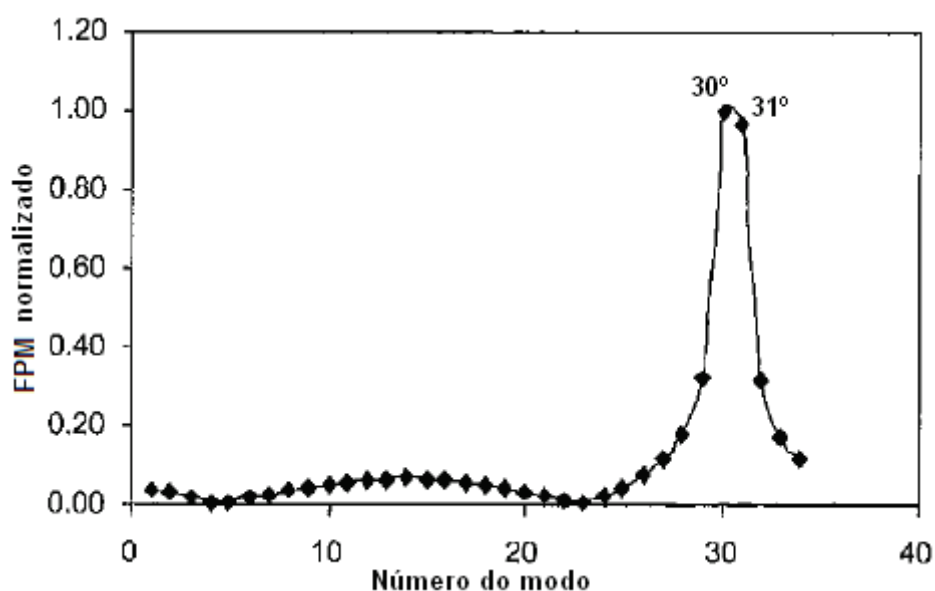


FIGURA 4.4 – MPF do protótipo desenvolvido por Loh(2000).

4.3 Combinação de modos ressonantes para a produção de movimento

Em uma estrutura tubular, vários modos de vibração podem ser excitados, como: longitudinais, torcionais, flexurais e modos compostos, resultantes da interação dos dois primeiros. Os modos longitudinais podem ser designados por $L(n,m)$, onde n indica o número de ordem circunferencial e m o número de ordem longitudinal. Modos longitudinais com $n=0$ são chamados de axissimétricos e são foco do estudo na produção da onda viajante no tubo. Desta forma os modos $L(0,m)$ estudados possuem $m/2$ comprimentos de onda ao longo da extensão do tubo.

Quando um tipo de estímulo vibracional é aplicado em uma dada região da estrutura tubular, esta resulta na excitação de vários modos de vibração naturais. O local onde o estímulo é aplicado e a forma como ele é feito ditam quais modos naturais que serão excitados e a parcela de energia entregue a cada um deles. Este conceito é semelhante ao conceito de MPF.

A Figura 4.5 mostra uma geometria típica do estator do motor proposto contendo duas cerâmicas piezelétricas com eletrodos em ambas as faces laterais onde a excitação elétrica é impressa e um tubo metálico.

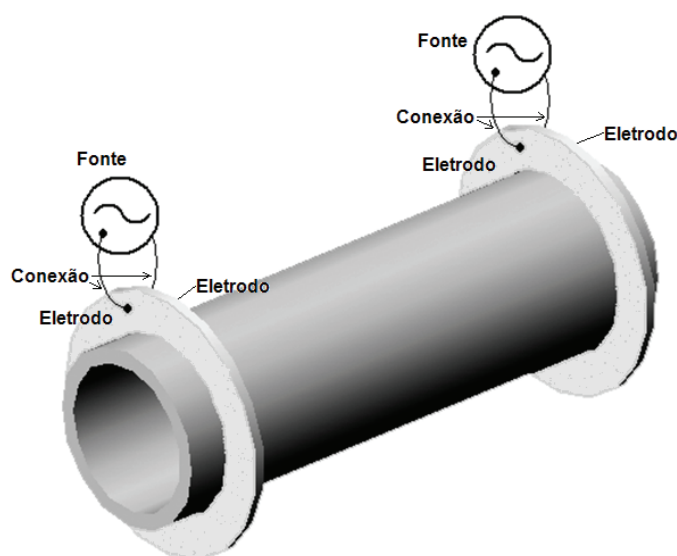


FIGURA 4.5 – Geometria típica do estator do motor ultra-sônico linear tubular proposto.

O tipo de acionamento dos anéis piezelétricos já indica uma forma de seleção dos modos de vibração que serão excitados no tubo. Quando um acionamento senoidal ou cossenoidal é impresso nos anéis com o arranjo de eletrodos mostrado na Figura 4.5, a maior parte das vibrações produzidas terá simetria axial, produzindo um movimento radial, alternando a expansão e a compressão do tubo. Acoplado a este movimento há o movimento de expansão e compressão das paredes da cerâmica, que contribuirá com a parcela de vibração longitudinal no tubo. A forma de acoplamento destes movimentos nas cerâmicas é ditada pela razão de *Poisson* (ν) e pelas dimensões do tubo. Portanto, esta forma de acionamento excita primordialmente os modos longitudinais com simetria axial do tubo ($L(0,m)$).

Porém, outros modos não longitudinais também podem ser excitados na estrutura. Além disto, a excitação dos modos de vibração indesejados no projeto é dependente das imperfeições resultantes do processo de construção do motor, tais como:

- Assimetrias de usinagem, posicionamento e colagem das cerâmicas;
- Assimetrias de polarização das cerâmicas durante o processo de fabricação ou usinagem;
- Assimetrias de usinagem do tubo.

Estes aspectos são de extrema relevância no projeto, uma vez que a excitação destes modos de vibração não longitudinais pode produzir componentes de vibração torcional com diferentes intensidades e sentidos ao longo do perímetro da seção circular do tubo, podendo alterar completamente o perfil de vibração resultante na estrutura, inviabilizando o movimento satisfatório do motor.

A Figura 4.6 mostra um gráfico das freqüências naturais dos modos de vibração presentes em um estator genérico, semelhante ao da Figura 4.5. Nele é possível perceber que uma estrutura deste tipo excita muitos modos de vibração. O Gráfico apresenta os 58 primeiros modos de vibração excitáveis. Os pontos mostrados em cinza representam os seis primeiros modos longitudinais e suas freqüências naturais. As formas gerais de deformação destes modos também são ilustradas. Os pontos em preto representam os demais modos de vibração não longitudinais.

Entre o primeiro e o segundo modo de vibração há 7 modos de vibração não longitudinais. Entre o segundo e o terceiro modo há 12 modos não longitudinais. Entre o terceiro e o quarto modo há 14 modos não longitudinais. O quarto, quinto e o sexto modos longitudinais são adjacentes.

A desconsideração da existência dos modos não longitudinais inviabiliza o projeto. O projeto de um motor baseado no segundo e terceiro modos longitudinais mostrados na Figura 4.6, resultaria um equívoco de projeto. Para que o MPF dos dois modos seja maximizado, a freqüência de acionamento poderia ser escolhida a partir da média das freqüências dos modos. Esta freqüência média equivale a 26350 Hz e quando utilizada excitaria os dois modos não longitudinais designados por “Modo A” e “Modo B” com muito mais intensidade que os modos longitudinais

desejados. Analisando as formas gerais de deformação destes modos é possível perceber que o perfil de deformação resultante seria totalmente diferente do caso previsto em projeto. Este mesmo problema ocorreria para qualquer frequência de acionamento intermediária ao segundo e terceiro modos de vibração longitudinais devido à existência de modos não longitudinais entre eles. Para a situação mostrada na Figura 4.6, este problema não ocorreria quando o quarto e quinto modos ou quando o quinto e o sexto modos fossem excitados. O acionamento em frequências intermediárias a eles não excitaria outros modos de vibração não longitudinais, indesejáveis neste tipo de motor.

Portanto, é de suma importância que os materiais e geometrias de um motor ultra-sônico linear tubular sejam escolhidos de forma que as frequências dos modos longitudinais utilizados para excitação sejam adjacentes, sem modos indesejados entre eles.

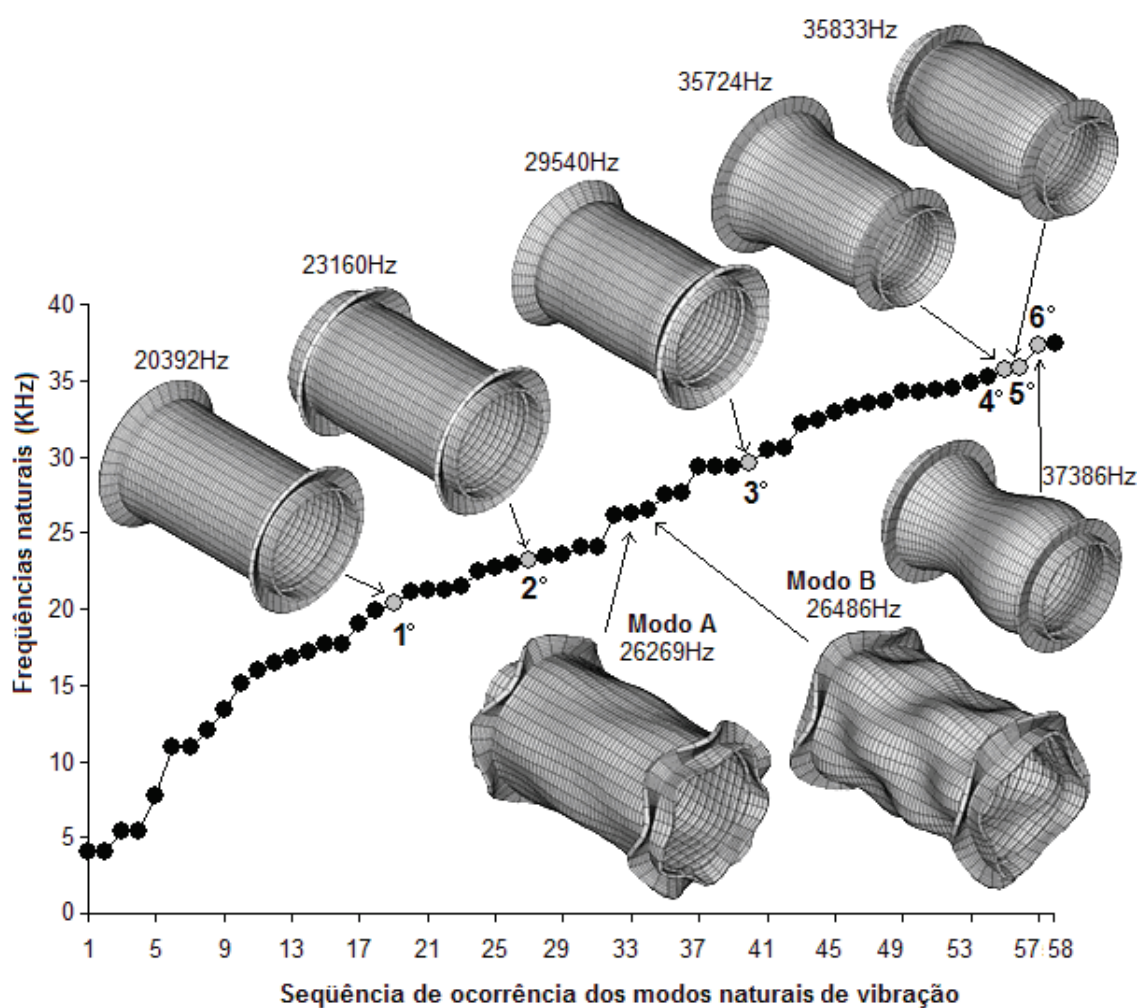


FIGURA 4.6 – Seqüência de ocorrência dos modos naturais de vibração de um estator genérico.

Além da escolha da disposição dos modos longitudinais de vibração é essencial que a localização dos vibradores maximize o MPF. Para que isto seja feito os mesmos devem estar localizados o mais próximo possível dos pontos de máxima vibração absoluta dos dois modos longitudinais escolhidos. A Figura 4.7 esquematiza o perfil de deformação de um tubo genérico. Considerando que as frequências dos modos 3 e 4 são adjacentes (como nos pares de modos 4 e 5 ou 5 e 6 da Figura 4.6) e serão utilizadas para a produção da vibração que movimentará o eixo, o posicionamento mais adequado para os vibradores seria em $L_1 = 0,26$ e $L_2 = 0,73$, como mostra a Figura 4.7. Em ambas as posições os vibradores excitariam os dois modos próximos aos máximos absolutos das vibrações.

Portanto, a eficácia na combinação dos modos ressonantes para a produção de movimento no motor proposto depende da interação de vários fatores, tais como: disposição das frequências dos modos de vibração, proximidade das frequências naturais dos modos longitudinais, ausência de modos não longitudinais entre modos longitudinais consecutivos e posicionamento dos vibradores. Estes parâmetros podem ser ajustados a partir da escolha adequada das dimensões do tubo e dos vibradores, e dos materiais que os compõem.

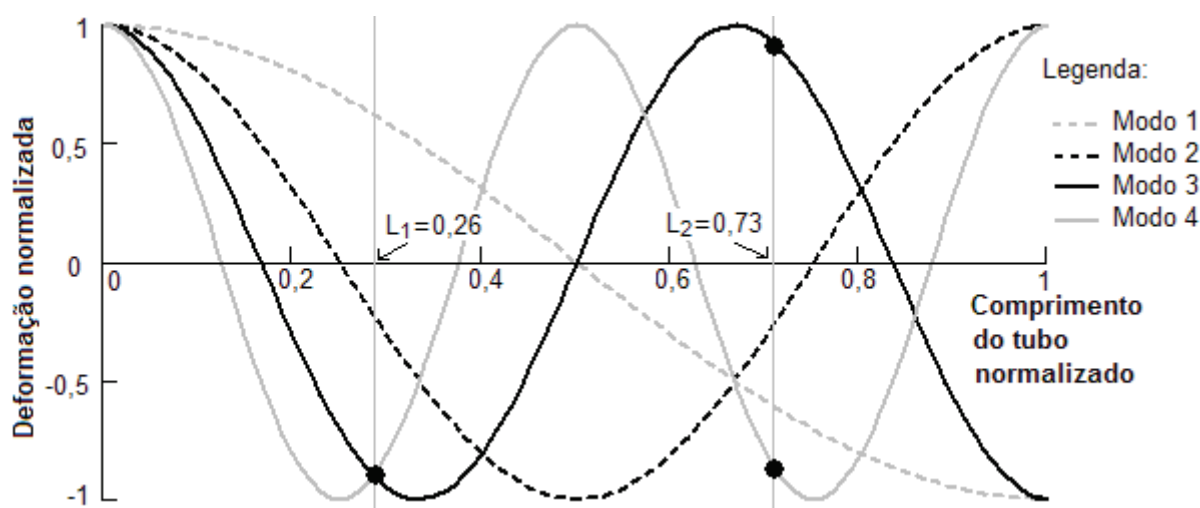


FIGURA 4.7 – Esquema de posicionamento dos vibradores.

4.4 Análise dos modos de vibração do protótipo

O estudo desenvolvido por Loh (2000) mostra a importância da análise modal e harmônica no estudo de motores ultra-sônicos. A identificação dos modos de vibração de uma geometria, suas frequências naturais de vibração e o perfil de deformação de cada modo tornam-se pré-requisitos para o projeto de uma estrutura vibrante ultra-sônica. Este tipo de estudo possibilita um melhor aproveitamento das vibrações em determinados pontos da estrutura, melhorando assim a transmissão do movimento.

No presente trabalho, o princípio de geração das ondas viajantes é semelhante e é aplicado a uma geometria tubular, respeitando as particularidades desta geometria. Desta forma, esta seção investiga a criação de ondas viajantes em uma estrutura tubular idêntica à do estator do protótipo. Para isto é objeto de análise a formação de vibrações que possuam capacidade de produzir deslocamentos translacionais em um primeiro momento, usando a mesma metodologia para a criação de movimento rotativo em um segundo momento.

Como já descrito na seção anterior, um cilindro vazado possui infinitos modos de vibração natural longitudinais, torcionais e flexurais. Além destes modos de vibração primários há outra infinidade de modos resultantes da composição destes. Um estudo aprofundado destes modos com base em modelos clássicos, a exemplo daqueles utilizados por Gazis (1958), Gazis (1959a), Gazis (1959b) e Zhou (2003) em tubos vazados e cascas cilíndricas, tem pouca eficácia para o estudo em questão. Tais modelos trabalham com algumas generalizações quanto à geometria como: razão entre espessura da parede e raio interno, momentos de torção etc. Estas simplificações são necessárias para viabilizar o equacionamento matemático no ponto de vista de projeto. Porém, estas simplificações podem resultar em mudanças significativas nos resultados finais, podendo levar a erros. Mesmo assim, algumas aproximações de comportamentos, como previsão de frequências de ressonância de alguns conjuntos de modos naturais podem ser realizadas através destes, como será mostrado no Capítulo 5 deste trabalho.

Embora algumas previsões possam ser feitas quanto às frequências de vibração da estrutura, a influência mútua entre as diversas características de cada topologia de motor ultra-sônico, tais como: efeito da estrutura dentada, influência dos

vibradores piezelétricos e a sensibilidade das variáveis em relação ao seu ponto ótimo de funcionamento, distanciam os resultados obtidos com os modelos simplificados das medições efetuadas diretamente com cada protótipo. Para aperfeiçoar a modelagem matemática e permitir melhores resultados em projeto, a modelagem matemática de primeira ordem é atualmente refinada agregando-se os resultados de simulações em elementos finitos. O uso do método foi proposto por Racine (1994) e Krome (1995 e 1997). Eles faziam uso de cálculo numérico em elementos finitos para auxiliar em seus projetos de atuadores ultra-sônicos ainda na década passada. Tornava-se de extrema importância a compreensão do tipo de movimento do estator do motor para a previsão de velocidade, torque etc. dos dispositivos.

Dellmann (1997) também utilizou o método de análise por elementos finitos (FEM) para a caracterização de seu motor rotativo. Seu estator com geometria muito particular tornava a análise por FEM mais objetiva e eficaz. Ainda no ano de 1997, Jeong (1997), faz um estudo por FEM no estator de um MUS rotativo semelhante ao de Sashida (1993) apontando as mudanças no comportamento dinâmico dos dentes quando as dimensões do estator eram alteradas.

Koc (1998) utiliza FEM para auxiliar no comportamento vibracional do dente de seu motor ultra-sônico de forma a otimizar o contato com o eixo. Wakay (1998) também utiliza elementos finitos para descrever o comportamento de seu motor ultra-sônico linear com geometria diferenciada.

Lamberti (1998) e Carotenuto (1998) estudam o comportamento das vibrações de uma película piezelétrica também por FEM. O auxílio por este tipo de cálculo numérico também é utilizado por C-H Lee (1999), S-H Lee (1999), Lim (1999), Zhao (1999) e Friend (1999).

Dong (2000), por sua vez, utiliza a análise por elementos finitos como estratégia principal de projeto para seu motor rotativo de geometria cilíndrica.

Já no ano de 2001, Purwanto (2001), Rayner (2001), Takemura (2001) e Wu (2001) optam por simulações em FEM para caracterizar seus motores. No ano seguinte Aoyagi (2002), Chau (2002), Kim (2002), Li (2002) e Zhao (2002) também utilizam simulações deste tipo.

Chau (2003), Dong (2003), Juang (2003) e Juping (2003) também apresentam seus trabalhos com o auxílio de simulação por FEM. Esta tendência

segue por Chau (2004), Wakatsuki (2004), Chau (2004), Chu (2004) Lee (2004), Ankyanets (2005) e Friend (2005).

As ferramentas computacionais que são utilizadas para este tipo de modelagem discretizada aumentaram sua performance fazendo da modelagem por elementos finitos ferramenta chave em projetos de motores ultra-sônicos com geometrias não-convencionais. O motor de Friend (2005) seria inviável de ser projetado sem o auxílio do método de elementos finitos. Os motores desenvolvidos por Li (2006), Ho (200) e Jou (2007), apresentados no Capítulo 2, também se tornariam inviáveis de serem projetados de forma eficiente.

Fica evidente que ao longo dos anos a simulação por elementos finitos (FEM) tem sido a solução mais empregada na análise do comportamento de estruturas piezelétricas, sendo a abordagem mais utilizada neste trabalho, tanto na análise do tubo metálico, quando das cerâmicas piezelétricas.

Para o estudo dos modos de ressonância de estruturas piezelétricas vibrantes com FEM, geralmente são utilizadas as análises modal e harmônica. Na análise modal é possível identificar todas as frequências dos modos de vibração ressonantes da estrutura em uma determinada faixa de frequência. Os perfis de deformação da estrutura podem ser obtidos com esta análise. Com os resultados obtidos, é possível escolher os modos de vibração que melhor respondam às necessidades de projeto.

A análise harmônica pode ser utilizada de dois modos: (a) para calcular a curva da impedância dos vibradores piezelétricos, evidenciando os pontos de ressonância e anti-ressonância e (b) para simular o comportamento transiente dos elementos piezelétricos nas mesmas condições de acionamento que seriam utilizadas no protótipo real. Com este tipo de simulação é possível obter os valores teóricos de deformação e tensão em todos os pontos da estrutura. Os resultados gerados são utilizados para a visualização da composição final das vibrações na estrutura tanto na forma numérica quanto visual.

4.4.1 Análise vibracional dos anéis cerâmicos

A caracterização vibracional dos anéis piezelétricos é o primeiro passo para a análise do estator, pois desta, é possível obter uma previsão da faixa de frequência de trabalho do dispositivo. A seguir são apresentadas as simulações harmônica e modal das vibrações radiais da cerâmica realizadas com software Ansys®. A Tabela 4.1 e as Figuras 4.8 e 4.9 mostram os parâmetros mecânicos e geométricos utilizados para a simulação e os resultados obtidos, respectivamente. Os parâmetros piezelétricos são os mesmos apresentados na Tabela 3.3 e os arquivos de simulação são apresentados na Seção I.1 e I.2 do APÊNDICE I.

TABELA 4.1 – Parâmetros utilizados na simulação da frequência de ressonância do anel piezelétrico.

Parâmetro	Descrição	Valor
th	Espessura	1 mm
ID	Diâmetro interno	17 mm
OD	Diâmetro externo	25 mm
ρ	Densidade	7500 kg/m ³

Os resultados da simulação harmônica-transiente apresentados na Figura 4.8 mostram as frequências de ressonância e anti-ressonância do anel através do comportamento da impedância elétrica da mesma. O ponto de menor impedância (ressonância) foi identificado na frequência de 49,7 kHz, enquanto o ponto com maior impedância (anti-ressonância) foi encontrado em 52,5 kHz. A figura apresenta também a frequência de ressonância média de 51,1 kHz, onde a performance vibracional da cerâmica é maximizada, segundo Sashida (1993).

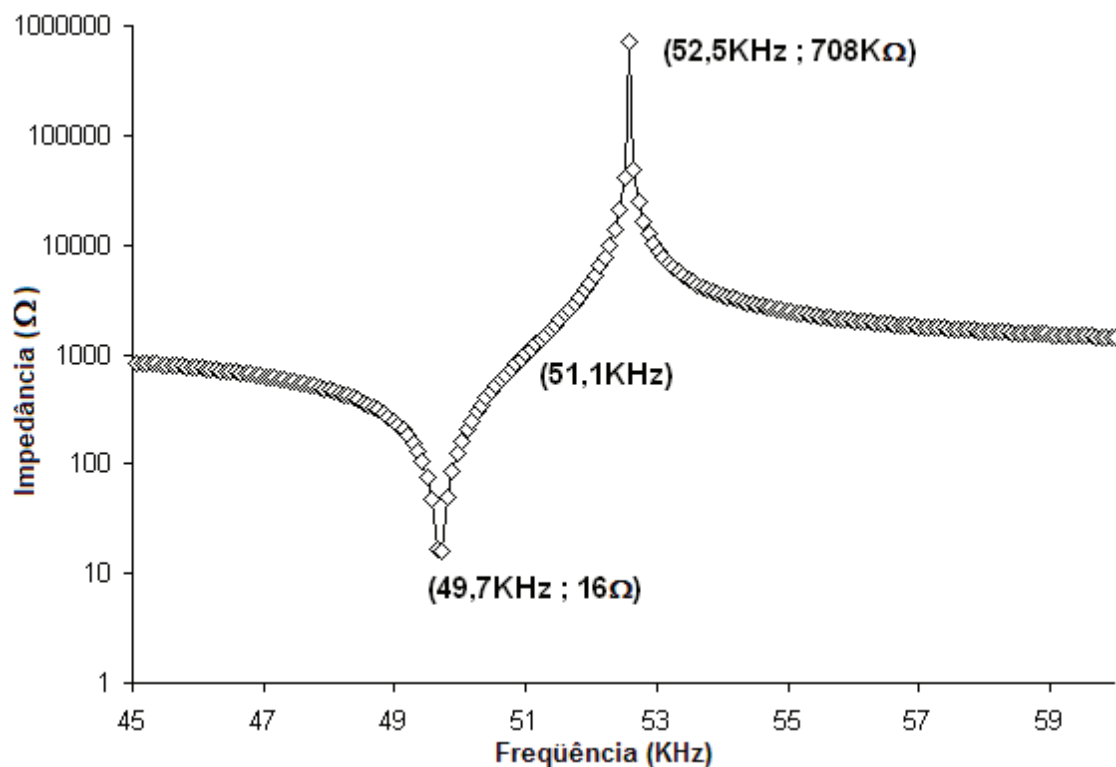
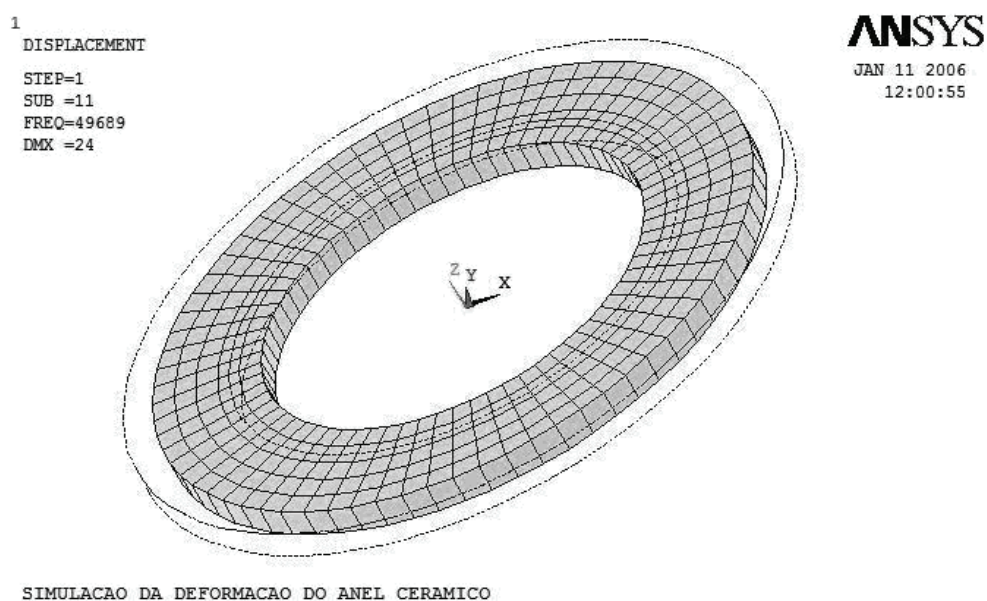


FIGURA 4.8 – Simulação harmônica-transiente em torno do modo de ressonância radial da cerâmica no software Ansys®.

As Figuras 4.9(a) e (b) mostram o comportamento das deformações máximas nas freqüências de ressonância e anti-ressonância respectivamente, realizada através da análise modal por FEM também no software Ansys®.



(a)

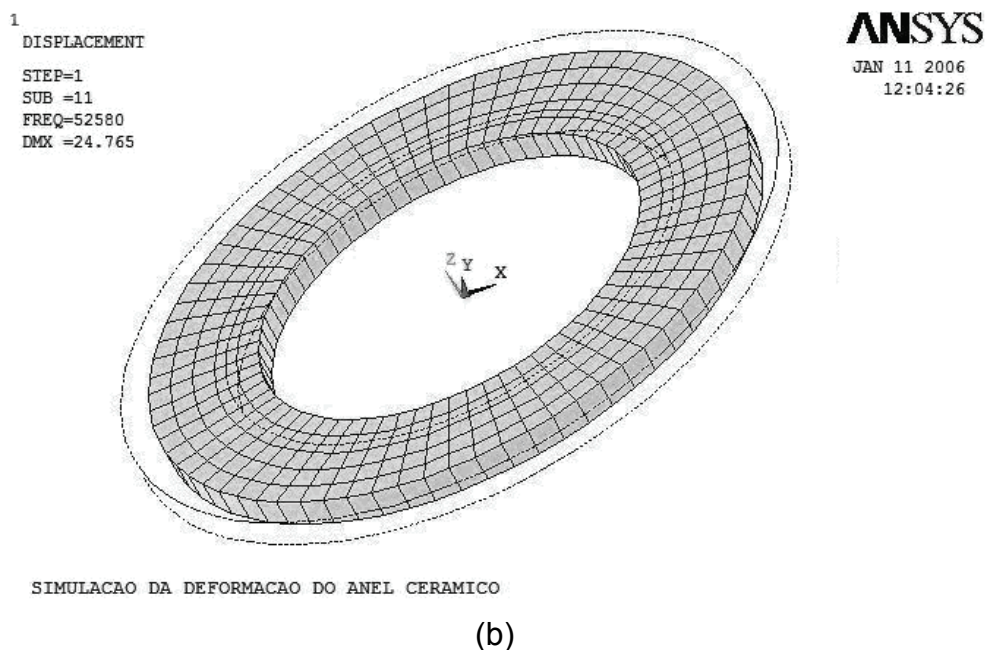


FIGURA 4.9 – Simulação modal do primeiro modo de ressonância radial da cerâmica no software Ansys® para a frequência de ressonância (a) e anti-ressonância (b).

4.4.2 Análise vibracional do tubo

O tubo metálico utilizado para formar o estator do protótipo possui muitas particularidades em sua geometria. Sua parte interna abriga dois dentes, cujas superfícies constituem as regiões de contato com o eixo. Os dentes possuem altura (l) de 0,75 mm e estão localizados a uma distância (f) de 4 mm das extremidades, como mostra a Figura 4.10.

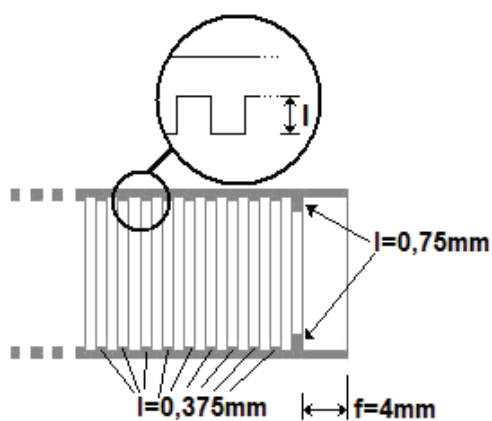


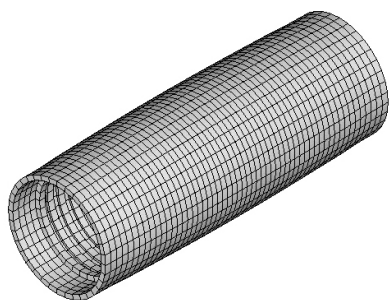
FIGURA 4.10 – Detalhe da altura do posicionamento e altura dos dentes do estator.

Conforme mostra a Figura 4.10, os demais dentes possuem a metade da altura dos primeiros ($l=0,375$ mm) e não são utilizados para impulsionar o eixo. Cabe lembrar (Seção 3.3.2 – Conjunto de ensaios II) que os comprimentos destes dentes foram reduzidos para a verificação das hipóteses estabelecidas naquele momento. A retirada integral dos dentes foi descartada, pois implicaria na deformação do tubo durante a usinagem, uma vez que relação entre comprimento e diâmetro interno do tubo inviabiliza o avanço da ferramenta de corte no tubo.

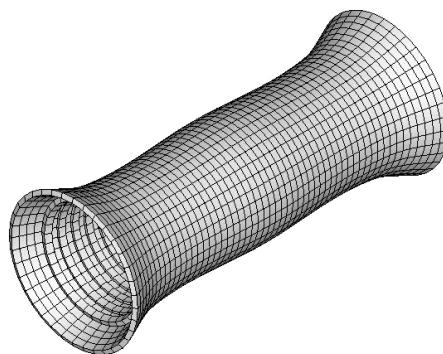
A exemplo do anel cerâmico, uma simulação modal com o Ansys® foi realizada para o tubo do estator. A faixa de frequências analisada foi de 1 kHz a 120 kHz. O arquivo de entrada para a simulação é apresentado no APÊNDICE I, Seção I.3.

A Figura 4.11 mostra os resultados de simulação contendo os 20 primeiros modos de vibração natural com simetria axial. Ou seja, modos longitudinais de vibração e suas respectivas frequências de ressonância. Os modos de vibração são representados por letras de (a) até (t), de acordo com a ordem crescente das frequências.

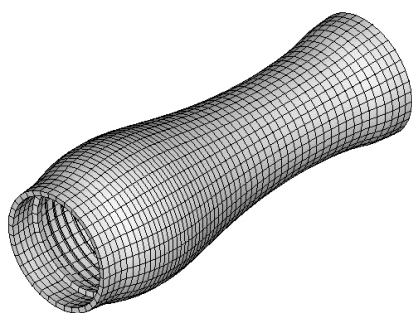
É possível perceber que (a), (b), (c) e (d) correspondem ao 1°, 2°, 3° e 4° modos longitudinais de vibração do tubo. Os demais modos também seguem a mesma seqüência lógica. Porém, alguns modos como: (e), (f), (k), (m) (n) e (r), são resultantes da composição entre outros modos longitudinais.



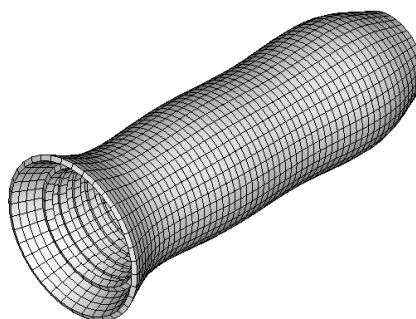
a (30008 Hz)



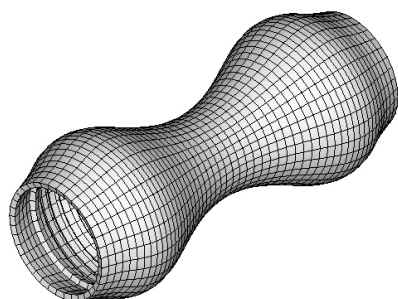
e (69601 Hz)



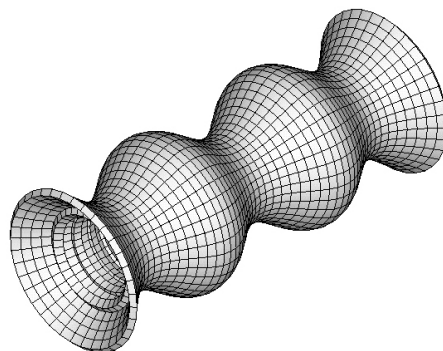
b (55870 Hz)



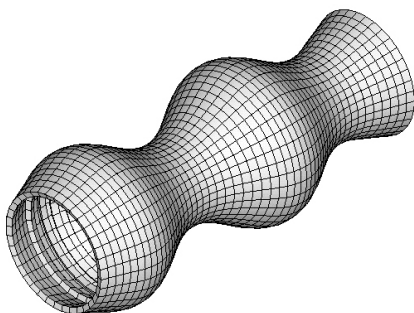
f (69623 Hz)



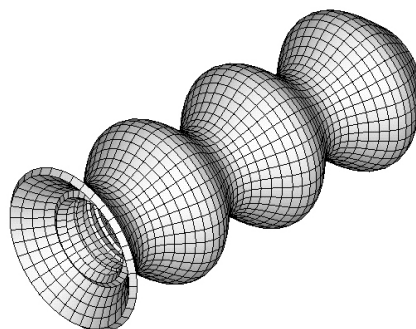
c (66562 Hz)



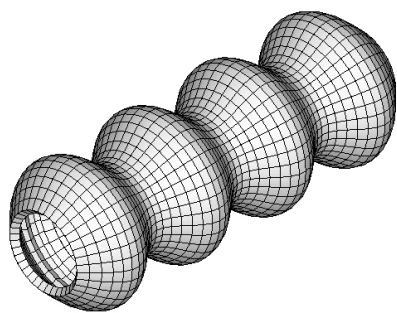
g (70164 Hz)



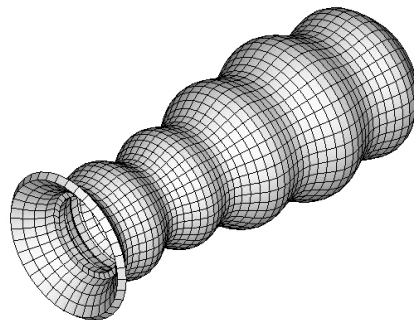
d (68970 Hz)



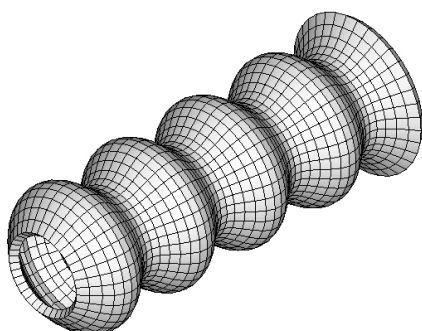
h (71343 Hz)



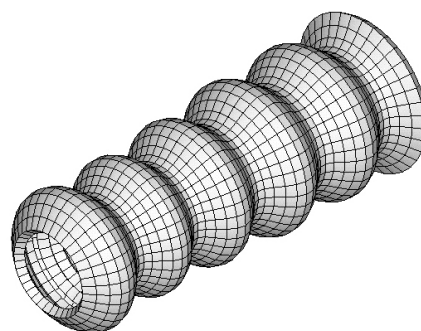
i (72938 Hz)



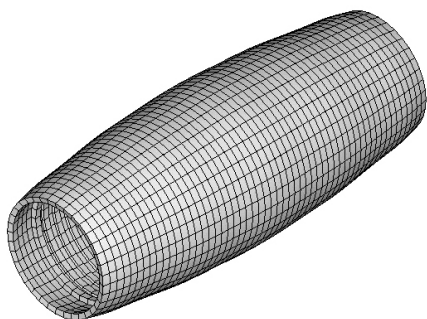
m (81160 Hz)



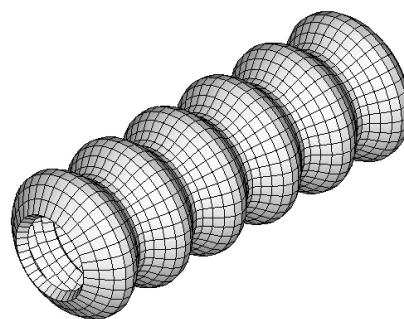
j (75138 Hz)



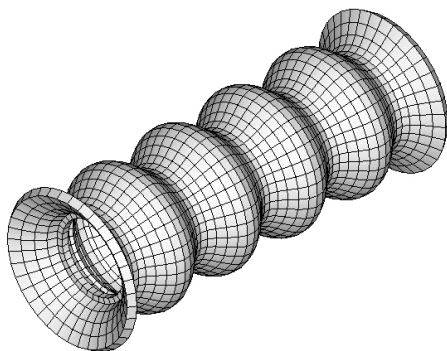
n (82035 Hz)



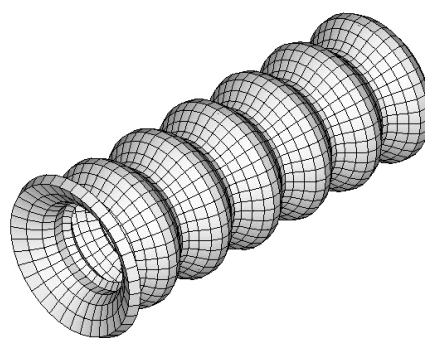
k (75626 Hz)



o (86620 Hz)



l (78081 Hz)



p (92482 Hz)

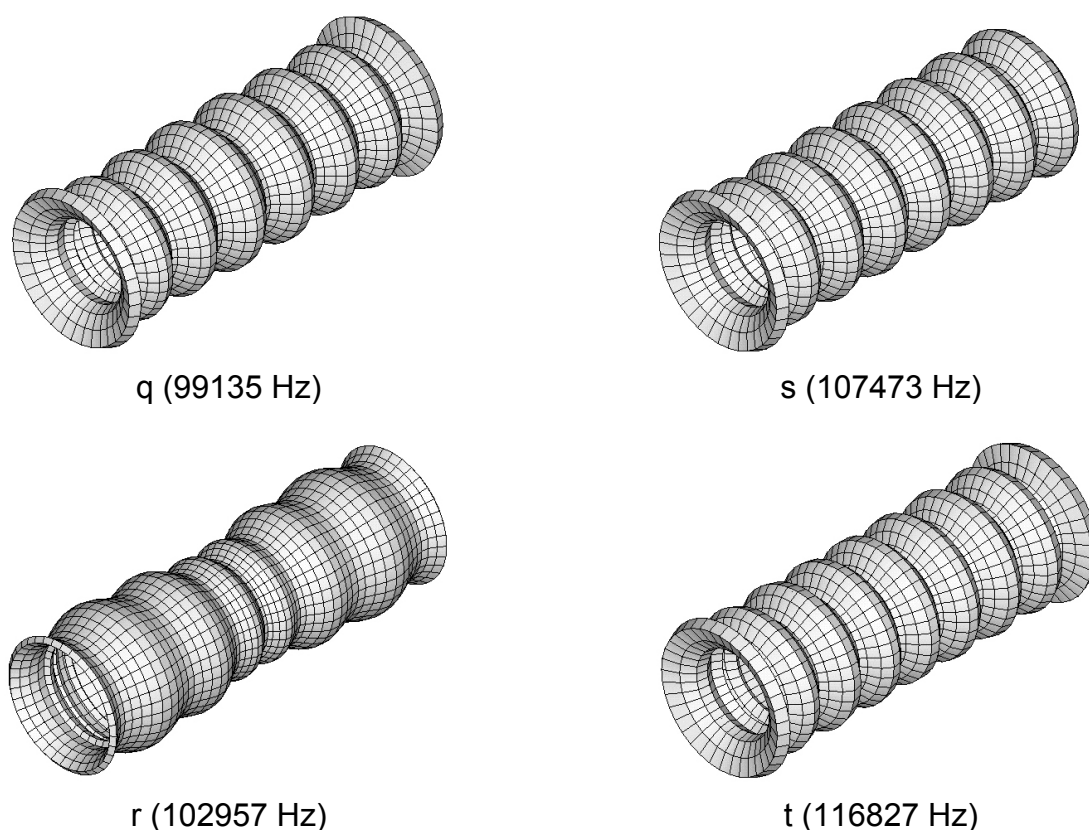


FIGURA 4.11 – Simulação modal dos primeiros 20 modos longitudinais do tubo por FEM no software Ansys®.

Com base na mesma simulação modal foi realizada uma análise mais detalhada de todos os modos de vibração naturais existentes na faixa de frequências simulada. O número de modos compostos e não axissimétricos, entre cada par de modos longitudinais adjacentes, é mostrado na Tabela 4.2.

Assim como descrito na Seção 4.2, que tratava da combinação de modos ressonantes para a produção de movimento, é de interesse do projeto que dois modos longitudinais vizinhos estejam mais próximos quanto possível. No caso da geometria cilíndrica, além da proximidade dos modos, há outro fator de extrema importância não observado no caso da barra, estudada por Loh (2000). Na faixa das frequências simuladas, além dos modos longitudinais, torcionais e flexurais há muitas composições entre modos ao longo da faixa. (A Seção II.1 no APÊNDICE II mostra alguns perfis de deformação relativos à estes modos). Estes modos compostos contribuiriam com um MPF superior aos próprios modos longitudinais de interesse, mudando totalmente o perfil de deformação resultante e reduzindo

significativamente a eficiência na propulsão do eixo. É provável que situações como estas estejam entre as causas dos fenômenos observados durante os ensaios relatados no Capítulo 3, que até então não eram totalmente compreendidas.

É possível perceber, nos dados da Tabela 4.2, que entre os modos (a) e (b) existem 18 modos não longitudinais e mais 10 modos entre (b) e (c). Em ambos os casos, como os modos estão separados respectivamente de apenas 25,8 kHz. e 13,8 kHz a tendência ao aparecimento de um grande número de modos compostos indesejáveis é bastante elevada.

TABELA 4.2 – Número de modos não longitudinais situados entre dois modos naturais longitudinais adjacentes no tubo.

Modo	Frequência (Hz)	Ocorrência de modos não longitudinais
a	30008	
b	55807	18
c	66562	10
d	68970	3
e	69601	1
f	69623	0
g	70164	0
h	71341	1
i	72938	3
j	75138	1
k	75626	0
l	78081	4
m	81160	4
n	82035	0
o	86620	7
p	92482	2
q	99135	7
r	102957	5
s	107473	6

Além destas condições, desaconselhadas para a implementação do motor, podem ser identificados 4 casos onde não há modos de vibração compostos entre dois modos longitudinais. São os pares de modos: (e)-(f), (f)-(g), (j)-(k) e (m)-(n). Os distanciamentos de suas freqüências são respectivamente: 22, 541, 488 e 875 Hz. Dentre estes, o de maior interesse é o par (e)-(f), pois além de estarem separados por apenas 22 Hz, estão situados em uma faixa de freqüência relativamente baixa, em torno dos 70 kHz.

Para complemento da análise em torno dos modos (e)-(f) foram realizadas simulações modais com a estrutura completa do estator, ou seja, o tubo com a presença dos vibradores piezelétricos. Desta forma o estudo se aproxima ao caso real, pois leva em conta o efeito dos vibradores sobre algumas características dos modos ressonantes tais como: freqüências naturais e separação entre os modos.

4.4.3 Análise vibracional do estator

A análise modal do estator foi simulada com cerâmicas posicionadas em $f=4\text{mm}$. A análise também foi realizada por FEM através do software Ansys[®] na faixa de freqüências compreendida entre 1 kHz e 120 kHz. O arquivo de entrada do simulador pode ser encontrado na Seção I.4 do APÊNDICE I.

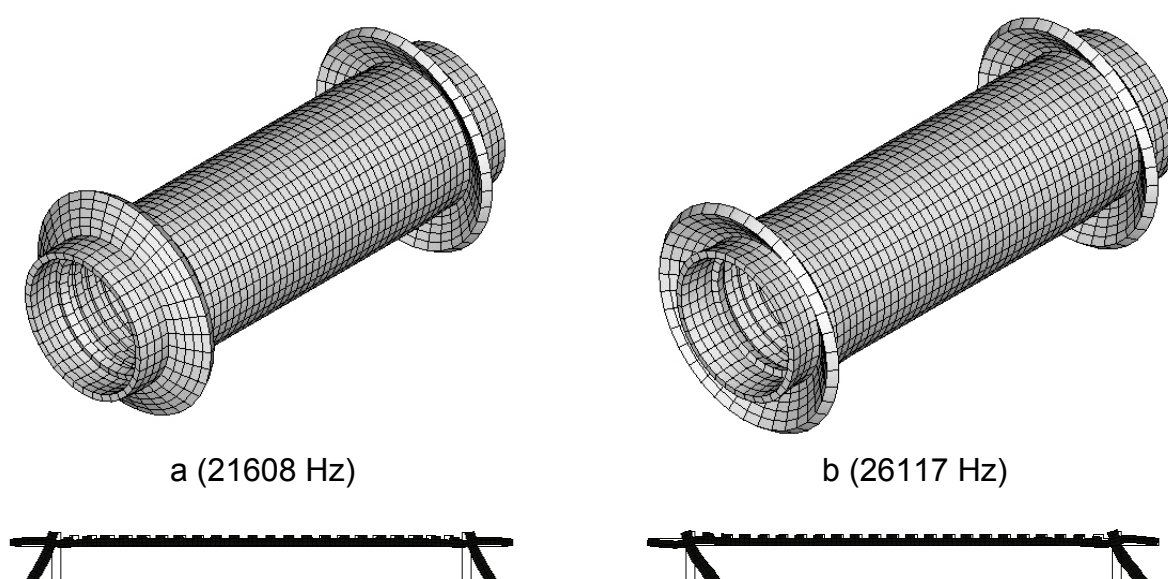
A Figura 4.12 mostra a simulação dos 21 primeiros modos de vibração longitudinais juntamente com suas freqüências de ressonância. Detalhes do perfil de deformação de alguns modos podem também ser observados na figura. Semelhante à Figura 4.11, os nomes dos modos foram atribuídos através de letras seguindo a mesma lógica da simulação anterior, ou seja, na ordem crescente das freqüências. É possível perceber que a inclusão dos anéis altera a ordem de ocorrência dos primeiros modos longitudinais. Os quatro primeiros modos longitudinais correspondem agora a (c), (d), (g) e (h). Os modos de interesse (e) e (f), identificados na seção anterior, permanecem com a mesma nomenclatura, embora estejam em uma faixa de freqüência diferente do caso anterior (faixa dos 63kHz) e com modos vizinhos diferentes.

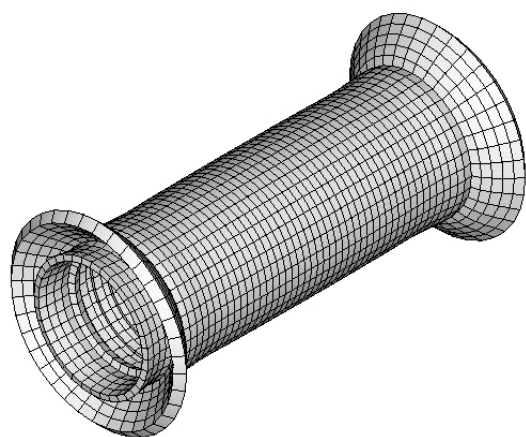
Observa-se também a ocorrência de dois novos modos de vibração, assinalados como (a) e (b), em relação ao caso anterior.

Embora os modos (j), (k) e (l) correspondam aos modos (h), (i) e (j) do caso anterior, seus perfis de deformação diferem. O modo (m) corresponde ao modo (k) da situação anterior, mas seu perfil de deformação difere de forma significativa.

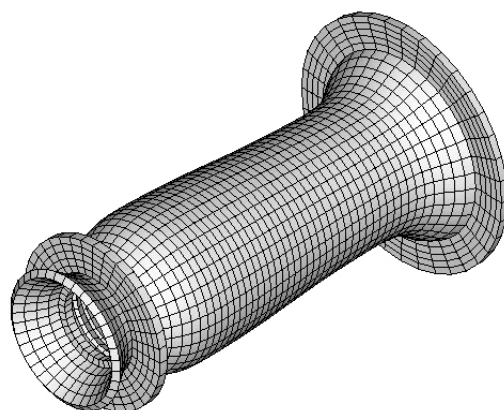
Os demais modos de vibração não apresentam mudanças significativas em relação ao caso anterior. Porém, de modo geral, percebe-se diferença nos resultados das análises das vibrações, ou seja, a análise por FEM mostra que a presença das cerâmicas afeta aspectos relevantes para o projeto deste tipo de motor como: frequência, ordem dos modos em relação à frequência e surgimento de novos modos de vibração. Um projeto que não considere estas diferenças pode resultar em um dispositivo de baixo rendimento dinâmico ou com baixa confiabilidade, a exemplo do protótipo construído no início deste trabalho.

Uma análise mais detalhada dos modos de vibração com base em FEM foi repetida considerando-se a presença dos anéis cerâmicos no tubo. O número de outros modos existentes entre cada par de modos axissimétricos consecutivos é mostrado na Tabela 4.3. A Seção II.2 no APÊNDICE II mostra alguns dos perfis de deformação não longitudinais encontrados na simulação.

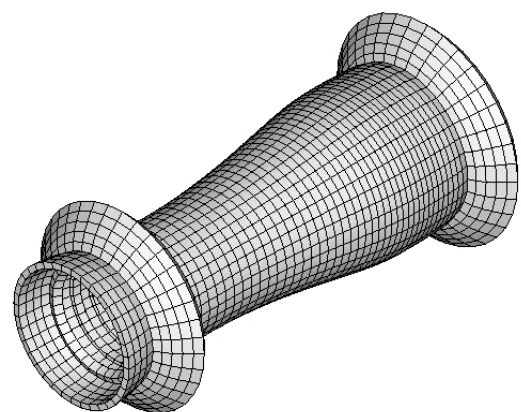




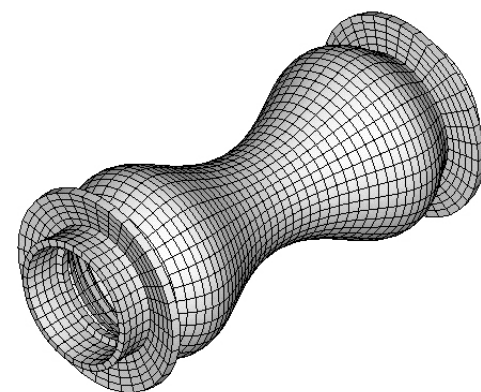
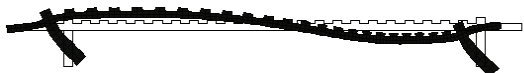
c (33203 Hz)



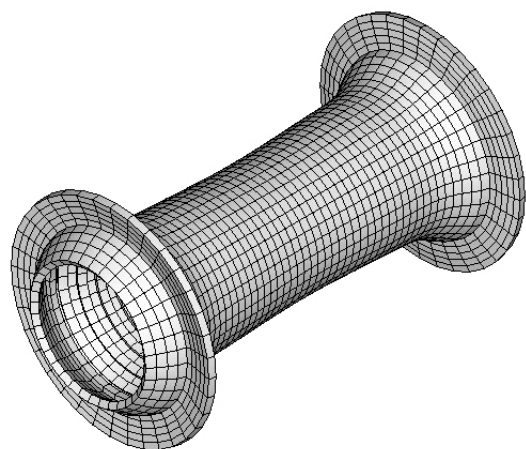
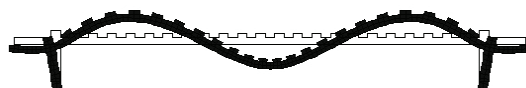
f (62943 Hz)



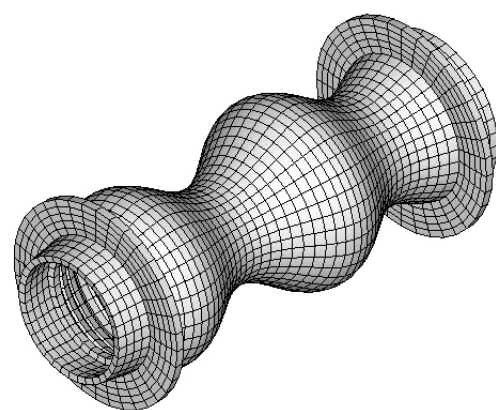
d (54987 Hz)



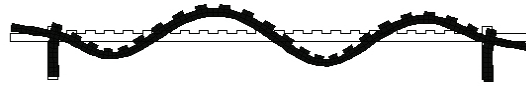
g (67161 Hz)

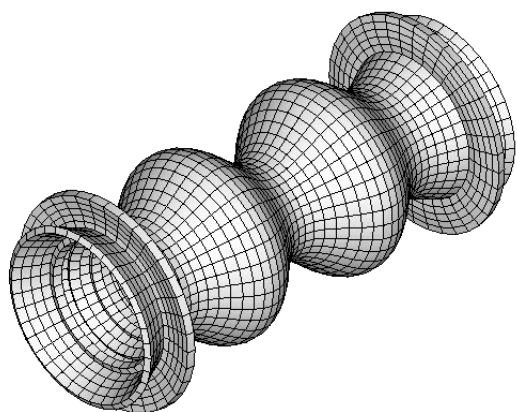


e (62316 Hz)

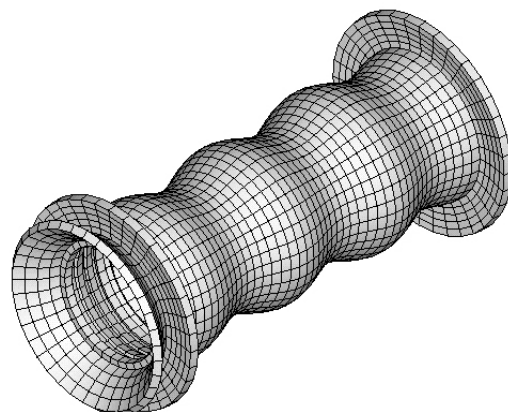
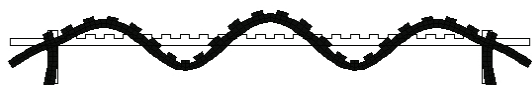


h (69563 Hz)

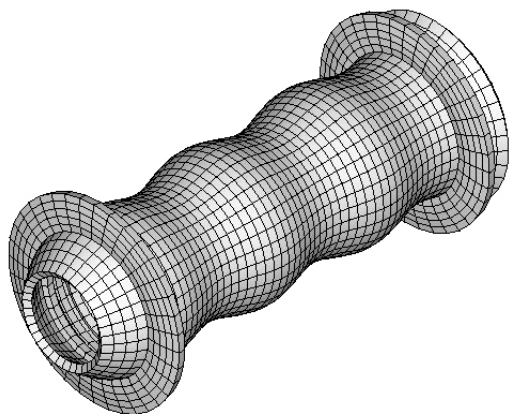




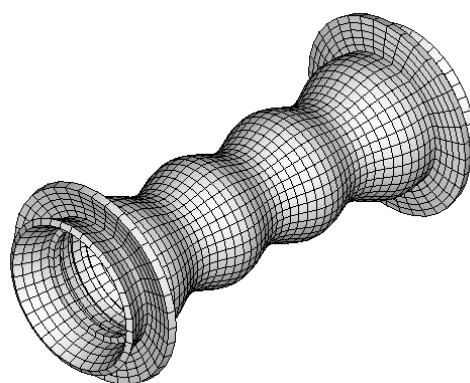
i (70978 Hz)



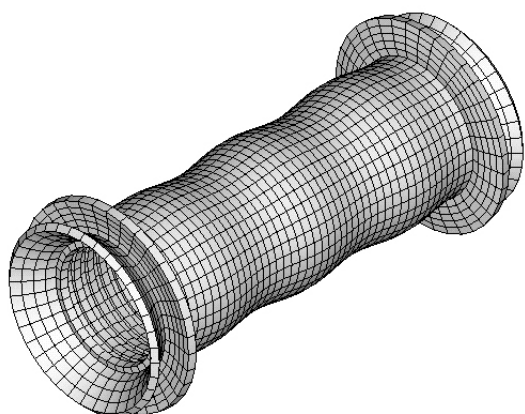
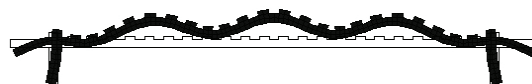
l (73767 Hz)



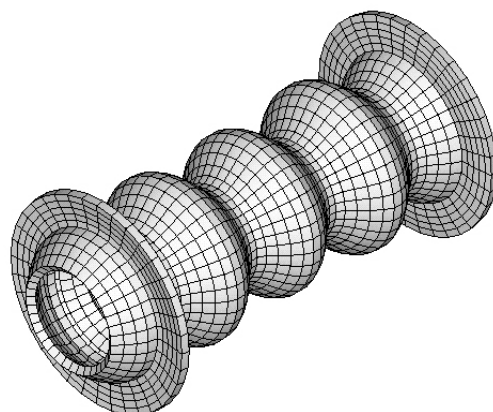
j (72312 Hz)



m (75292 Hz)

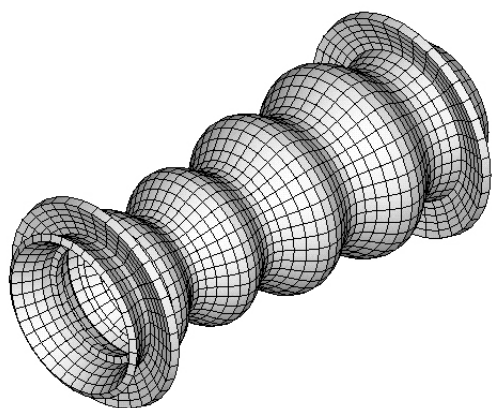


k (72908 Hz)

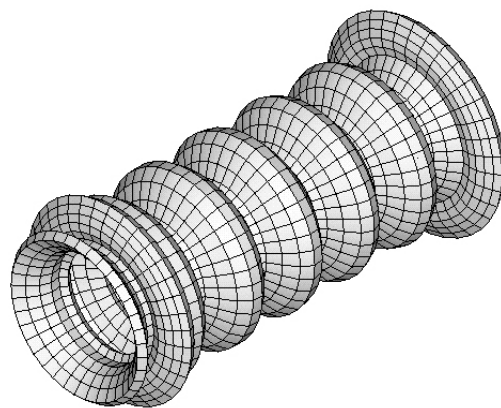


n (76657 Hz)

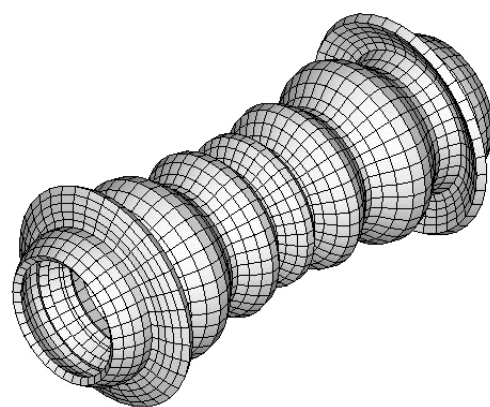




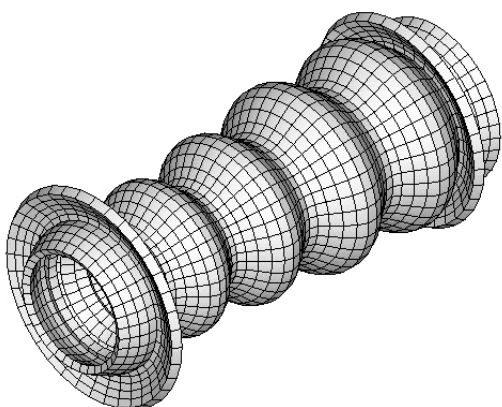
o (79401 Hz)



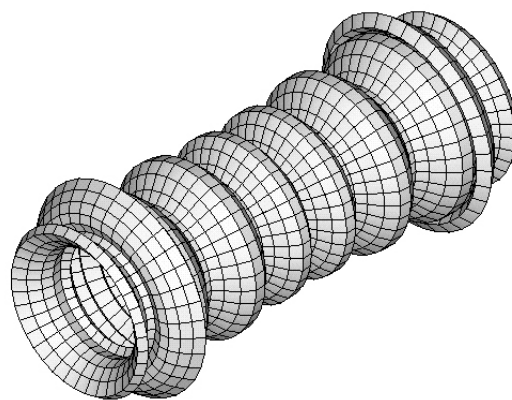
r (92992 Hz)



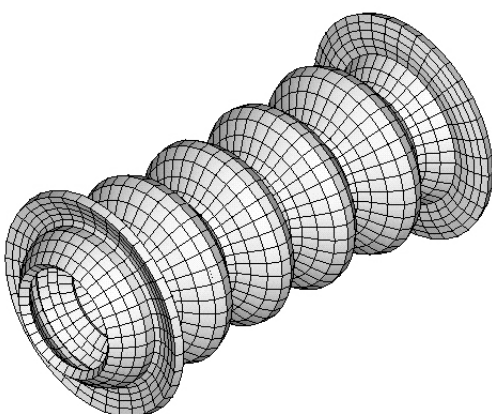
s (99822 Hz)



p (81562 Hz)

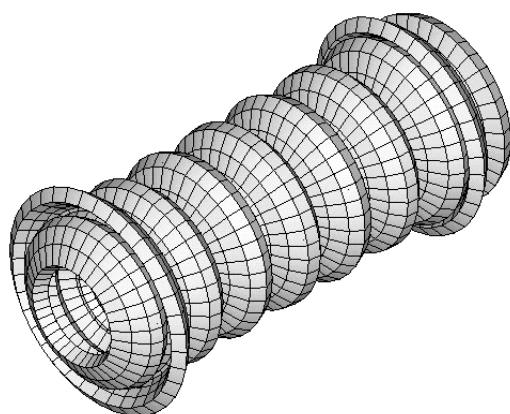


t (101548 Hz)



q (85993 Hz)





u (110175 Hz)

FIGURA 4.12 – Simulação modal dos primeiros 21 modos longitudinais do estator (conjunto formado por cerâmicas e tubo) por FEM no software Ansys[®].

Analisando a Tabela 4.3, é possível perceber que entre os modos (c) e (d) existem 23 modos não longitudinais e entre os modos (t) e (u) 11 modos. O par formado por (c)-(d) corresponde ao primeiro par de freqüências do caso anterior, porém naquela situação havia 18 modos indesejáveis entre eles, diferindo em número em relação ao caso atual. O par formado por (t)-(u) já foge da faixa de freqüência de interesse desta pesquisa, pois suas freqüências naturais são superiores a 100 kHz.

Diferentemente da análise do tubo (Tabela 4.2), onde havia 4 casos com modos longitudinais adjacentes sem outros modos entre eles, neste caso observam-se apenas duas ocorrências. São os modos: (e)-(f) e (m)-(n). Seus espaçamentos em freqüência são de 627 e 1365 Hz respectivamente.

Embora as separações dos modos (e) e (f) tenham mudado consideravelmente, de 22 Hz (tubo) para 627 Hz (estator), estes ainda continuam sendo os modos de interesse para o projeto do motor. Os motivos são os mesmos do caso anterior, ou seja, distanciamento pequeno em freqüência e freqüências relativamente baixas (aproximadamente 63 kHz).

TABELA 4.3 – Número de modos não longitudinais situados entre dois modos naturais longitudinais adjacentes no estator.

Modos Longitudinais	Frequência (Hz)	Ocorrência de modos não longitudinais
a	21608	7
b	26117	8
c	33203	23
d	54987	7
e	62316	0
f	62943	7
g	67161	3
h	69563	4
i	70978	1
j	72312	1
k	72908	1
l	73767	3
m	75292	0
n	76657	5
o	79401	5
p	81562	7
q	85993	7
r	92992	6
s	99822	3
t	101548	11
u	110175	

Através da comparação entre as simulações realizadas com o tubo metálico e com o estator foi possível verificar diferenças significativas entre os dois casos, tanto no perfil de deformação de alguns modos, quanto na ordem em que eles surgem. Além disto, outros modos de deformação surgem e a disposição geral de todos os modos de vibração da faixa muda, como pode ser observado nas Tabelas 4.2 e 4.3 onde o número de modos adjacentes entre modos longitudinais é completamente diferente.

A Tabela 4.4 mostra a equivalência dos modos de vibração longitudinais para o caso da simulação com o estator e com o tubo metálico, respeitando a nomenclatura adotada para os modos de vibração em cada caso. Percebe-se nitidamente a mudança na ordem de ocorrência de alguns modos na simulação do tubo ao longo da faixa de frequência.

Além disto, é possível perceber a diferença em frequência absoluta e percentual entre modos equivalentes para os dois casos. Verifica-se que há modos de vibração que praticamente não mudam a frequência, como mostram as equivalências: 7, 8, 11, 13, 16, 17, 18 e 19 (Tabela 4.4). Porém, há casos onde a variação da frequência é relevante, como nas equivalências 5 e 6 ($\approx 11\%$ e 10% respectivamente). Estas equivalências se referem exatamente aos modos de maior interesse até o momento na análise. Logo, fica claro que também em relação às variações das frequências naturais dos modos, a análise do tubo (simplificada) e do estator (caso real) diferem significativamente.

Portanto, em termos de estratégia de projeto de estruturas ultra-sônicas vibrantes em geometria não convencionais, fica claro que pequenas simplificações de modelos podem comprometer completamente os resultados finais, ratificando a análise realizada na bibliografia e apresentada no início desta Seção 4.3. Desta forma a investigação segue a partir da análise dos resultados obtidos com as simulações do estator.

TABELA 4.4 – Comparação de frequências dos mesmos modos longitudinais do tubo metálico (Figura 4.11) e estator (Figura 4.12).

Equivalência	Estator		Tubo		$f_{\text{tubo}} - f_{\text{estator}}$ (Hz)	$\left \frac{f_{\text{tubo}} - f_{\text{estator}}}{f_{\text{tubo}}} \right \cdot 100$ (%)
	Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)		
1	a	21608	—	—	—	—
2	b	26117	—	—	—	—
3	c	33203	a	30008	3195	9,62
4	d	54987	b	55807	-820	1,49
5	e	62316	e	69601	-7285	11,69
6	f	62943	f	69623	-6680	10,61
7	g	67161	c	66562	599	0,89
8	h	69563	d	68970	593	0,85
9	i	70978	g	70164	814	1,15
10	j	72312	h	71341	971	1,34
11	k	72908	i	72938	-30	0,04
12	l	73767	j	75138	-1371	1,86
13	m	75292	k	75626	-334	0,44
14	n	76657	l	78081	-1424	1,86
15	o	79401	m	81160	-1759	2,22
16	p	81562	n	82035	-473	0,58
17	q	85993	o	86620	-627	0,73
18	r	92992	p	92482	510	0,55
19	s	99822	q	99135	687	0,69
20	t	101548	r	102957	-1409	1,39
21	u	110175	s	107473	2702	2,45

A partir das análises modais do estator, vários parâmetros e comportamentos vibracionais puderam ser identificados e comparados. Do resultado da análise

harmônica transiente é possível visualizar o comportamento da impedância elétrica do estator na faixa de estudo, essencial para o projeto do estator, pois conforme apontaram Sashida (1993) e Uchino (2003), as frequências onde o rendimento vibracional é maximizado estão localizadas em algum ponto entre as frequências de ressonância e anti-ressonância de um dado sistema vibrante.

Para que esta análise possa ser realizada no estator do protótipo foi realizada uma simulação harmônica na estrutura por FEM através do software Ansys® em uma faixa de frequências compreendida entre 4 kHz até 120 kHz. O comportamento da impedância e defasagem elétrica dos dois anéis piezelétricos do tubo foram obtidas e são idênticas. Uma vez que os anéis são iguais e se localizam de forma simétrica em relação às duas extremidades do tubo, este comportamento é justificado. A Figura 4.13(a) mostra o resultado da simulação harmônica do estator para toda a faixa de frequência calculada. É possível perceber inúmeros pares de ressonância e anti-ressonância ao longo da faixa de frequências. Os modos de vibração encontrados na análise modal, mostrados na Figura 4.12, possuem seu correspondente elétrico no comportamento da impedância do estator. Destes, verifica-se que os modos (a), (b) e (c) produzem variações desprezíveis no comportamento da impedância (Figura 4.13), quase imperceptíveis nesta escala do gráfico. A partir do modo (d), os modos de ressonância podem ser observados mais claramente, com destaque para os modos (e), (f), (g) e (l), que apresentam maiores variações de impedância entre a ressonância e a anti-ressonância.

A Figura 4.13(b) mostra os modos (e) e (f) em detalhe, que são os modos considerados mais atraentes para o funcionamento do motor até esse ponto do estudo. É possível perceber que estes modos possuem as menores impedâncias ($9,5 \Omega$ (e) e $1,3 \Omega$ (f)) entre todas analisadas. A análise preliminar do protótipo descrita no Capítulo 3 mostra que as vibrações de maior intensidade encontravam-se na vizinhança dos 63 kHz. A análise realizada até o momento confirma as razões para o alto desempenho vibracional verificado preliminarmente.

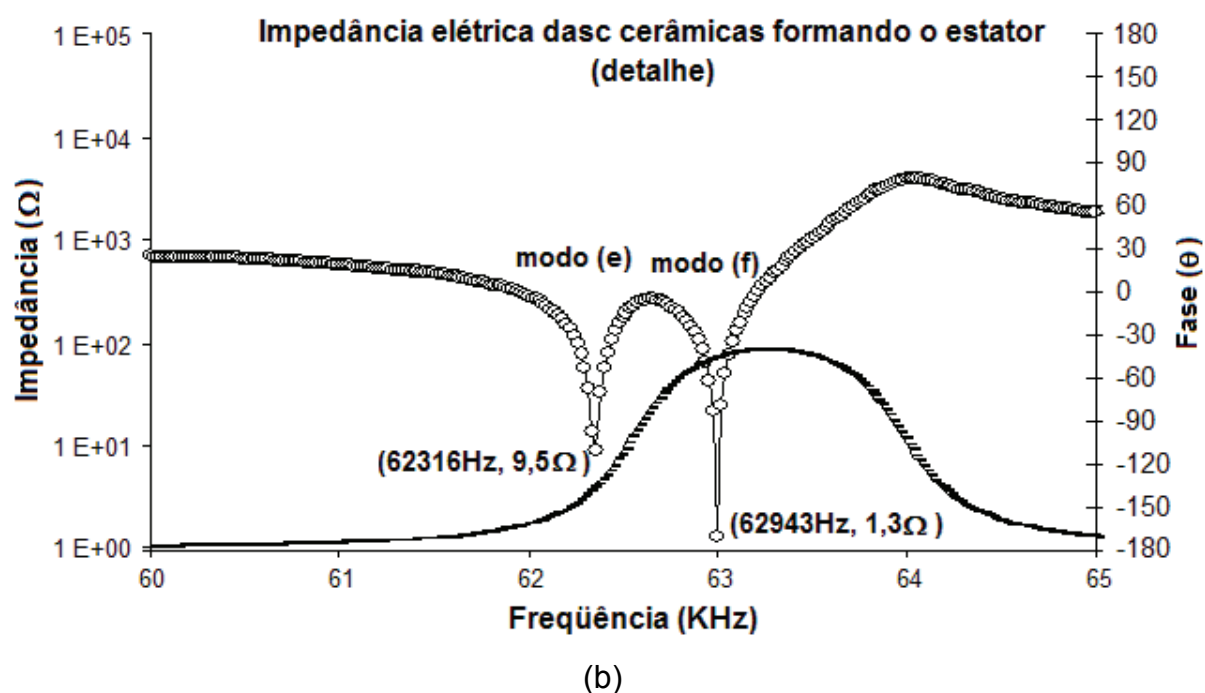
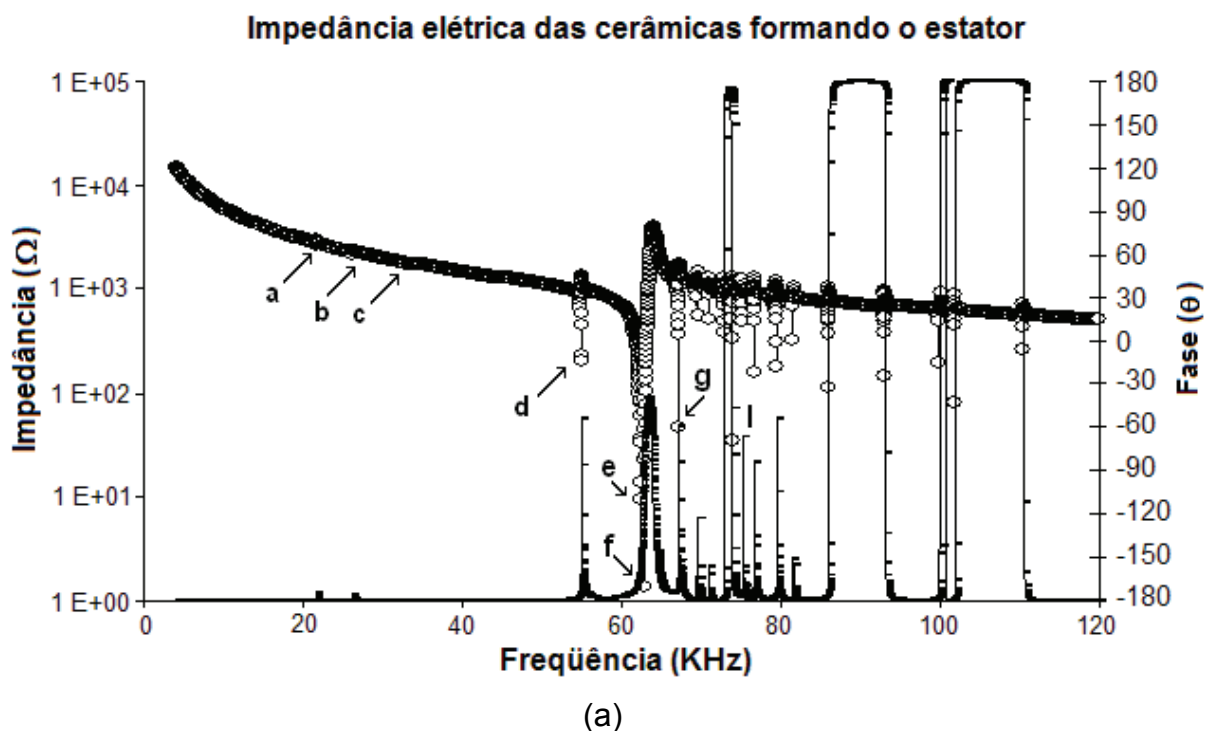


FIGURA 4.13 – Impedância elétrica do estator simulada por FEM no software Ansys®.

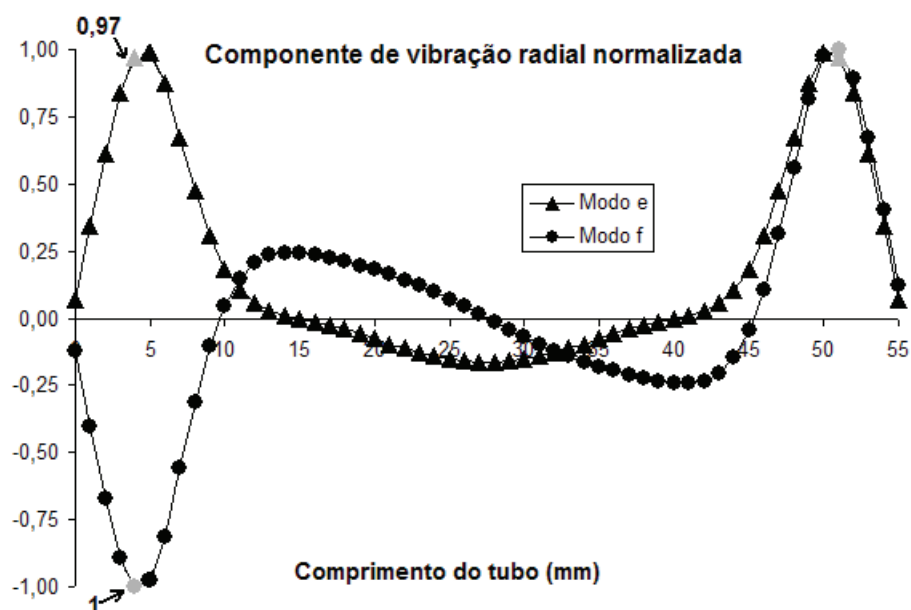
(a): intervalo de 4 a 120 kHz e (b) detalhe na faixa de 60 a 65 kHz.

Embora o estudo dos modos de vibração aponte para os modos (e) e (f), é importante verificar se os mesmos são capazes de produzir movimentos lineares com boa eficiência de conversão na movimentação de um motor que opere a partir

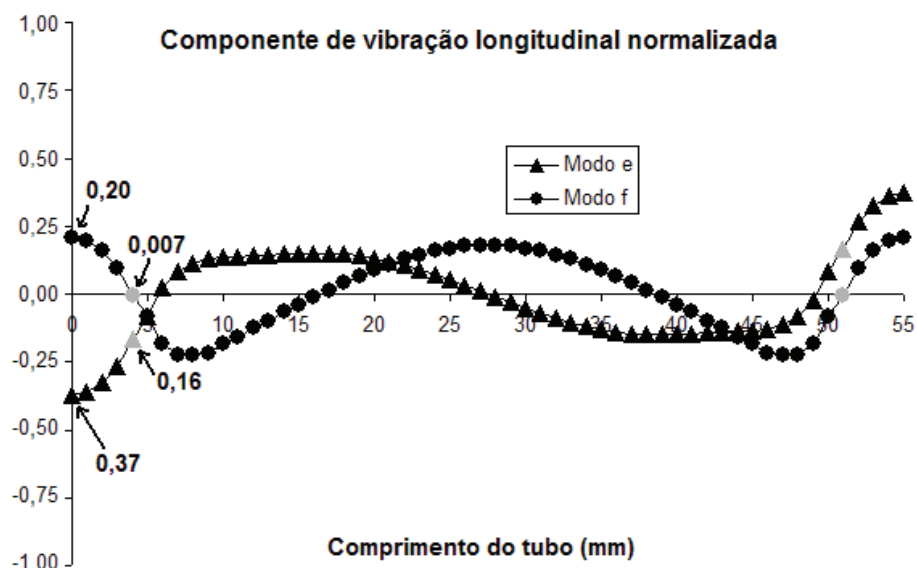
da excitação destes. A partir disto, foram utilizados os dados obtidos nas simulações modal e harmônica para analisar os perfis de deformação característicos dos modos de (e) e (f), único par de modos ainda não descartados desta análise. A Figura 4.14(a) mostra a distribuição das componentes radiais de deformação dos modos (e) e (f) simulados por FEM em análise modal com tensão de acionamento $V=1 V_{pp}$. O gráfico apresenta os valores normalizados em relação ao ponto da máxima amplitude do modo (f), ou seja, $2,34 \mu\text{m}$. É possível perceber que os máximos das componentes de deformação radial estão localizados nos pontos à 4mm das extremidades (4mm e 51mm), com amplitudes normalizadas de 0,97 e 1 para os modos (e) e (f) respectivamente. Os pontos estão destacados em cinza nas figuras e coincidem com as posições dos dentes na parte interna e com as cerâmicas piezelétricas na parte externa do tubo. Os valores absolutos das amplitudes das deformações são idênticas para os pontos de abscissas 4 mm e 51mm. As ondas estacionárias de vibração mostradas, geradas por um anel piezelétrico, são resultado da interferência de ondas viajantes movendo-se em diferentes sentidos. A excitação do outro anel do estator cancelará uma das componentes viajantes geradas pela primeira cerâmica e a componente de onda viajante não cancelada transmitirá o movimento ao eixo. Por este motivo nesta análise, os pontos de mínimos e de máximos não são diferenciados, sendo importante apenas o seu valor absoluto.

Na Figura 4.14(b) é apresentada a variação das componentes longitudinais das deformações nas mesmas condições empregadas na análise anterior. Comparando as duas figuras, verifica-se que o nível de vibração longitudinal é muito inferior à radial, com valores máximos normalizados de deformação de 0,37 e 0,20 para os modos (e) e (f) respectivamente. A localização dos máximos não coincide com a posição dos dentes do estator. Na Figura 4.14(b) os pontos correspondentes à posição dos dentes do estator também estão identificados em cinza e praticamente coincidem com os pontos onde o nível das deformações é praticamente nulo para ambos os modos. As deformações longitudinais nestes pontos são respectivamente 0,16 e 0,007 para os modos (e) e (f), indicando a impossibilidade da produção de movimentos eficazes nesta condição. Estes resultados ratificam algumas suposições feitas no Capítulo 3. Nos ensaios com o protótipo eram verificadas vibrações consideráveis, sem resultarem, contudo, em movimentos translacionais significativos. As simulações mostram claramente que as

vibrações nos pontos de contato entre o estator e o eixo são compostas principalmente de componentes radiais. Neste caso, as vibrações fazem com que o estator desgaste o eixo sem produzir componentes de força na direção desejada de movimento. O resultado é a degradação das superfícies de contato e uma eficiência de conversão de energia para movimento baixa ou mesmo nula.



(a)



(b)

FIGURA 4.14 – Perfis de deformação normalizados para $2,34 \mu\text{m}$ dos modos longitudinais (e) e (f) do estator simulados por FEM no software Ansys®. (a): componentes radiais e (b) longitudinais.

Apesar da contribuição reduzida da componente longitudinal na composição dos modos vibracionais (e) e (f), ainda assim é interessante ser estabelecido um comparativo entre os níveis de deformação nas duas direções na posição dos dentes do estator. A Figura 4.15 apresenta uma compilação das intensidades máximas das componentes radial e longitudinal de deformação nos 14 primeiros modos de vibração natural do estator na posição dos dentes do motor. É possível constatar que os modos (e) e (f) são os que possuem maiores intensidades nas componentes radiais de vibração. Por outro lado, o modo (e) apresenta baixo desempenho e o modo (f) apresenta vibração praticamente nula na direção longitudinal de vibração, sendo esta última, a de menor amplitude entre todas. A constatação de que a componente longitudinal tem contribuição praticamente desprezível nestes modos de vibração indica que sua utilização resultará em um desempenho pobre na produção de movimento.

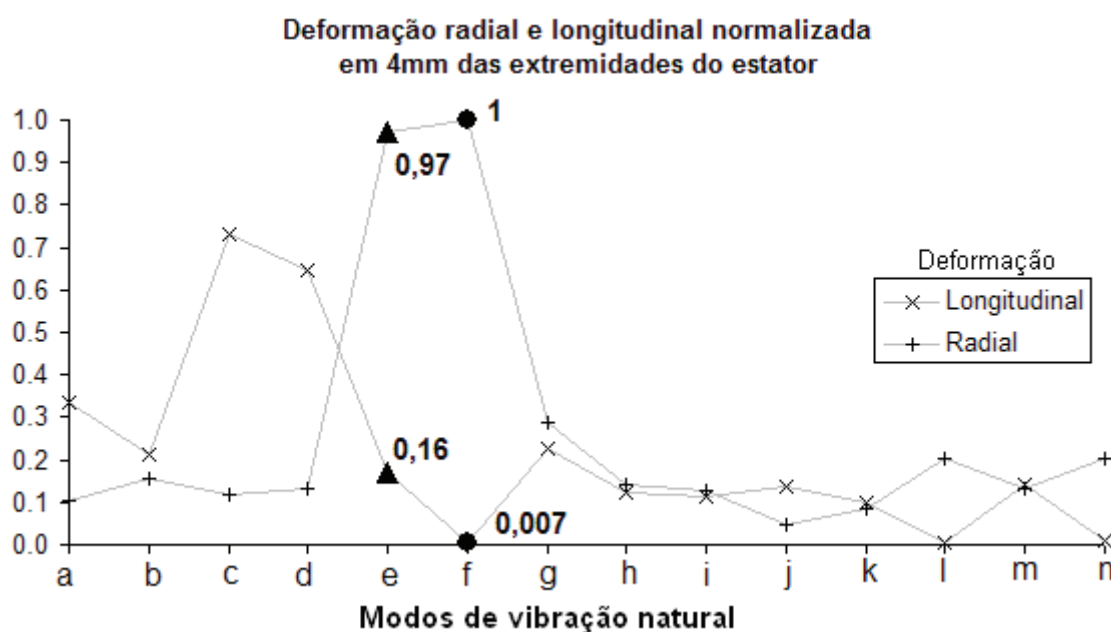


FIGURA 4.15 – Amplitude de deformação normalizada para $2,34\mu\text{m}$ exercida pelos dentes do motor para os 14 primeiros modos de vibração natural longitudinal do estator simulados por FEM no software Ansys®.

Os modos c e d possuem o maior desempenho das componentes longitudinais de vibração, com deformações normalizadas de 0,70 e 0,6 respectivamente. Porém, a utilização deste par de modos já foi descartada da análise devido à elevada diferença das frequências e por existirem outros modos de

vibração entre eles. Logo, não podem ser aproveitados para o acionamento do protótipo construído.

Na análise harmônica transiente também é possível simular o comportamento da estrutura quando submetida a uma vibração senoidal forçada em uma determinada frequência de acionamento. A Figura 4.16 mostra o comportamento dos pontos médios das respectivas superfícies de contato dos dois dentes com o eixo, quando submetidos a vibrações senoidais forçadas com acionamento em 62629 Hz e defasagem elétrica de 90°. A frequência escolhida para o acionamento é uma média das frequências naturais dos modos (e) e (f), proporcionando iguais contribuições de cada modo com respeito às suas frequências naturais. A obtenção dos resultados de simulação foi possível através da simulação harmônica transiente do estator no software Ansys®. A tensão de alimentação empregada foi de 100 V_{pp} (35,3 V_{rms}) em cada cerâmica piezoeletrica. O arquivo de simulação pode ser visualizado na Seção I.5 do APÊNDICE I.

A Figura 4.16(a) mostra a trajetória elíptica dos dois dentes do motor em um plano de corte longitudinal ao tubo. Verifica-se que ambos os dentes impulsionam o eixo para o mesmo lado imprimindo deformações iguais. Caso os sentidos de propulsão divergissem, o eixo não teria condições de se movimentar, uma vez que as forças exercidas pelos dois dentes tenderiam a se cancelar.

O formato alongado da elipse no eixo das deformações radiais evidencia o efeito das diferenças de magnitude entre as componentes de deformação sobre a trajetória da superfície de contato dos dentes com o eixo. As trajetórias elipsoidais indicam ainda a formação de ondas viajantes ao longo do estator. Porém, com uma componente longitudinal 27 vezes menor (76 nm) do que a radial (2060 nm), indica que as dimensões do dispositivo não favorecem a movimentação do eixo no sentido longitudinal. Esta análise leva a crer que a falta de movimentação satisfatória do motor de testes nesta faixa de acionamento é perfeitamente justificável e confirma a veracidade das dificuldades encontradas ao longo dos ensaios descritos no Capítulo 3 deste trabalho. Para que a produção de movimento seja aprimorada, as deformações máximas das componentes radial e longitudinal devem estar na mesma faixa de magnitude. Além disto, o máximo da componente radial deve estar o mais próximo possível do máximo da componente longitudinal, no tempo e no espaço ao longo do tubo, para que o instante de maior deformação

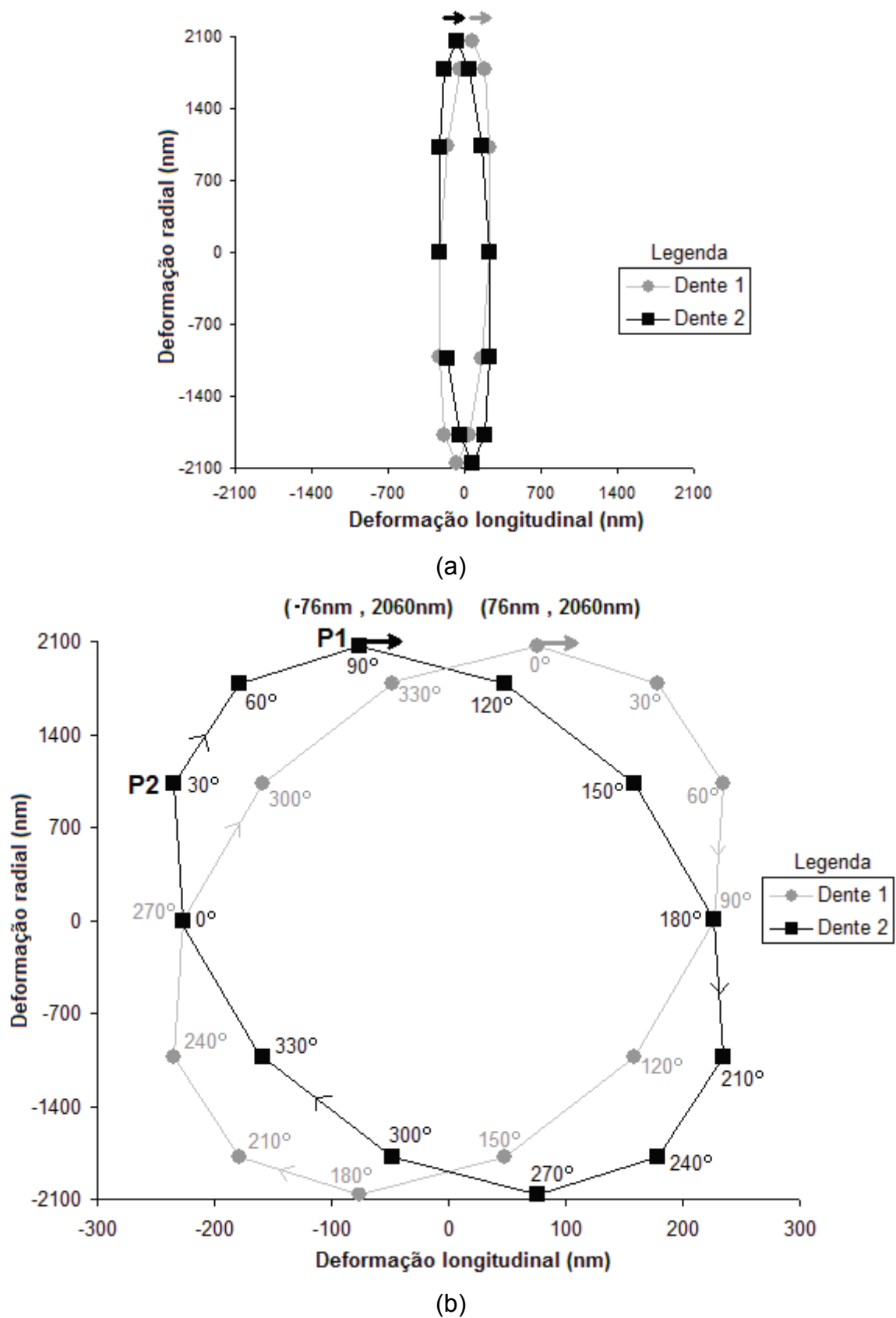


FIGURA 4.16 – Movimento elíptico dos dois dentes do estator quando acionado em 62629Hz na mesma escala para os dois eixos (a) e com escala ajustada (b).

radial, que corresponde à maior pressão do dente sobre o eixo, coincida com o instante de máximo da componente longitudinal, responsável pelo deslocamento do eixo na direção desejada.

Na Figura 4.16(b) é possível visualizar melhor o comportamento vibracional dos dentes através de uma mudança de escala no eixo x, que representa a componente de deformação longitudinal. Ambas as elipses são idênticas, porém, simétricas em relação aos eixos coordenados. Nelas é possível visualizar mais claramente a falta de otimização das contribuições das componentes radiais e longitudinais. Na Figura 4.16(b) a elipse que descreve o movimento do dente 2 (linha mais escura) mostra que a deformação máxima absoluta da componente radial se encontra no ponto P1. Neste instante a componente longitudinal já passou pelo máximo. O ápice de sua deformação absoluta está situado no instante designado pelo ponto P2. Neste estágio da análise, a tentativa mais viável de ser realizada para trazer o ponto de máximo da parcela longitudinal (P2) para mais perto do ápice da componente radial de deformação (P1) é ajustar a defasagem das duas ondas senoidais que alimentam as cerâmicas para valores diferentes de 90° . Mesmo assim, para o caso que está sendo analisado a grande diferença de magnitude das componentes radiais e longitudinais permanecerá, pois depende da interação dos perfis de deformação dos modos escolhidos. Estes perfis, por sua vez, estão relacionados com as dimensões e materiais empregados no estator. Desta forma o movimento insatisfatório do motor de testes ainda permanecerá presente.

Para corrigir este problema de projeto é necessário voltar um estágio no estudo. Ou seja, reavaliar a escolha dos modos de vibração que são excitados no motor. Como no caso em questão somente os modos (e)-(f) permaneceram sob foco de interesse pelos critérios de análise descritos, o projeto deve retroceder mais um passo. Desta forma, aspectos estruturais devem ser revistos, tais como: geometrias, dimensões e tipos de material. Somente nesta ordem é que todos os parâmetros estudados até o momento no presente capítulo têm possibilidade de alteração, de modo que toda a análise dos modos ressonantes possa recomeçar.

Outra informação importante que a Figura 4.16(b) mostra é a diferença de fase temporal do acionamento elétrico no movimento elíptico dos dois dentes. O instante de máxima impulsão dos dois dentes não coincide, pois estão defasados de 90° temporais em relação a uma das senóides de acionamento. Fisicamente, isto significa que enquanto o dente 1 está na máxima transmissão de movimento, o

dente 2 pode nem estar em contato com o eixo. Com isto a transmissão efetiva de movimento torna-se precária.

4.5 Considerações finais

A análise dos resultados obtidos até este ponto do trabalho aponta para a necessidade da reavaliação de vários fatores nas etapas seguintes. Os itens que seguem fazem uma breve explanação destes fatores:

- **Escolha dos modos de vibração:** O motor deve utilizar dois modos de vibração natural longitudinal com frequências próximas a fim de maximizar o FPM. Entre estes modos de vibração não deve haver nenhum outro modo de vibração, pois estes poderão ser excitados juntamente com os modos longitudinais, acarretando componentes indesejáveis de vibração, inviabilizando o correto funcionamento do dispositivo.
- **Localização dos vibradores:** Os anéis piezelétricos devem ser colados no tubo nos pontos próximos aos máximos dos modos a serem excitados, para a maximização do FPM.
- **Localização dos dentes:** Os dentes destinados à impulsão do eixo devem ser posicionados nos pontos de máxima deformação do estator a fim de maximizar a transmissão do movimento.
- **Verificação das componentes de vibração:** As componentes de vibração longitudinais e radiais, nesta ordem de importância, devem ser as maiores possíveis na posição em que os dentes estiverem localizados. A componente radial é responsável pelo acréscimo periódico da força que pressiona a superfície do estator com o eixo e a componente longitudinal é responsável pela força tangencial entre as superfícies que produzirá movimento relativo entre estator e eixo.

- **Frequência de acionamento:** A frequência de acionamento deve estar localizada em algum ponto entre as frequências de excitação dos modos naturais escolhidos para o projeto. A escolha do ponto onde ocorre a equipotencialização da contribuição vibracional dos dois modos naturais deve ser ajustada de forma que o FPM dos dois modos sejam o mais próximo possível.
- **Acionamento elétrico:** O acionamento deve ser feito com sinais formados por ondas senoidais. A defasagem elétrica das ondas deve ser escolhida de forma que as componentes de vibração sejam maximizadas.

CAPÍTULO 5

MODELAGEM ANALÍTICA DAS VIBRAÇÕES FORÇADAS EM TUBOS DE PAREDES FINAS

5.1 Introdução

Neste capítulo, é proposta uma modelagem analítica para o estator do motor. A metodologia de análise combina o conceito de MPF com um sistema de equações diferenciais parciais para tubos de paredes finas, empregando perturbações forçadas no sistema, para representar o efeito da excitação de cada uma das cerâmicas.

O resultado final desta análise leva a uma modelagem analítica que representa as deformações resultantes no estator. O objetivo é descrever o comportamento dos modos de ressonância na frequência, quando parâmetros geométricos como comprimento e diâmetro do tubo são variados. A influência da mudança do material que compõe o tubo nas frequências dos modos também pode ser estudada.

Uma modelagem, mesmo que incipiente, do comportamento dos modos de vibração do estator em relação a parâmetros geométricos e propriedades dos materiais, constitui um recurso de grande utilidade no projeto de um motor ultra-sônico. A primeira estimativa de projeto é feita através dos modelos analíticos e posteriormente, a análise por FEM é utilizada para o refinamento das características projetadas, com a inclusão das particularidades geométricas, o que torna o comportamento da estrutura mais próxima do caso real. A utilização da análise por FEM em conjunto com a modelagem analítica no projeto de motores ultra-sônicos tubulares será apresentada no Capítulo 6.

O estator do motor é mostrado em representação tridimensional na Figura 5.1(a). Ele é composto por um tubo metálico de comprimento L e duas cerâmicas piezelétricas localizadas nas posições $x=x'$ e $x=x''$. As cerâmicas 1 e 2 são excitadas pelas fontes 1 e 2 respectivamente. O eixo x possui equivalência direta com a direção longitudinal do tubo. As direções y e z , por sua vez, estão relacionadas às direções tangencial (θ) e radial (r).

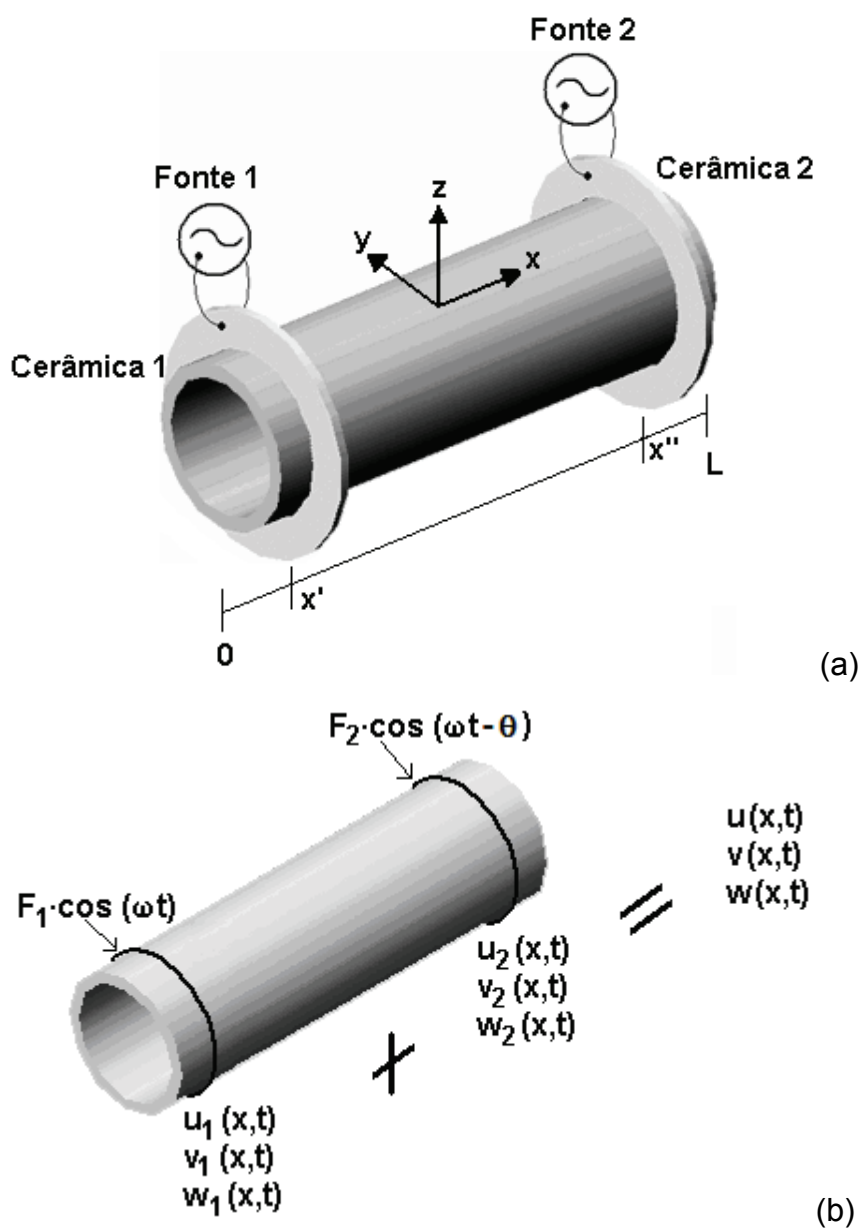


FIGURA 5.1 – Representação dos eixos coordenados e posicionamento dos elementos no estator (a) e esquema da composição das vibrações excitadas por cada cerâmica (b).

A partir da excitação dos dois anéis piezelétricos, posicionados em x' e x'' no tubo metálico, com tensões defasadas de θ graus, serão formadas ondas mecânicas no corpo do tubo, de tal forma que os pontos da sua superfície interna se movimentem em trajetórias elípticas. Como foi mostrado no final da Seção 4.2, este movimento é resultado da interação entre as componentes de vibração longitudinais e radiais no tubo. Este tipo de trajetória faz com que os pontos na superfície do estator possuam uma componente longitudinal, que através do atrito, transmita o movimento para o eixo móvel do motor.

A Figura 5.1(b) ilustra representativamente, como as excitações forçadas, impostas pelas duas cerâmicas são aplicadas nas seções do tubo através de duas circunferências. Nestas linhas de ação, as deformações impressas pelas cerâmicas possuem simetria radial, comprimindo e distendendo as paredes do tubo. Associado a este movimento, há também perturbações de tração e compressão longitudinal em suas paredes. A composição das perturbações individuais dos anéis piezelétricos ($F_1 \cos(\omega t)$ e $F_2 \cos(\omega t - \theta)$) produz ondas mecânicas estacionárias no tubo metálico. As componentes de vibração produzidas no tubo a partir da cerâmica 1 são representadas por $u_1(x,t)$, $v_1(x,t)$ e $w_1(x,t)$ e descrevem vetorialmente as componentes de vibração nos eixos x , y e z respectivamente. De modo análogo, a cerâmica 2 produz vibrações representadas por $u_2(x,t)$, $v_2(x,t)$ e $w_2(x,t)$. A composição destas ondas estacionárias produzidas por cada cerâmica resulta na vibração final representada por $u(x,t)$, $v(x,t)$ e $w(x,t)$. Esta composição final descreve o comportamento vibratório da onda viajante que percorre nas paredes do estator e pode ser representada matematicamente como a superposição das duas fontes de vibração forçada no tubo.

5.2 Equacionamento desenvolvido para o tubo

O equacionamento das vibrações em tubos de paredes finas é abordado em referências como: Gazis (1959a), Gazis (1959b), Graff (1975), Zhang (2006), entre outros. As modelagens analíticas têm como resultados os formatos de equações que se ajustam a cada equação diferencial de partida. A determinação dos coeficientes na solução é baseada nas características construtivas do sistema e mostram a

relação entre o comportamento das vibrações na estrutura, os parâmetros geométricos e propriedades dos materiais escolhidos.

A Figura 5.2(a) mostra a representação de um pedaço infinitesimal da parede de um tubo com suas componentes unitárias de deslocamento u , v e w . O raio R e a espessura h do tubo também são mostrados, juntamente com o ângulo infinitesimal $d\theta$ e a densidade volumétrica ρ . Na Figura 5.2(b) são mostradas e equacionadas as variações das forças elementares (tensões superficiais) ao longo do pedaço infinitesimal.

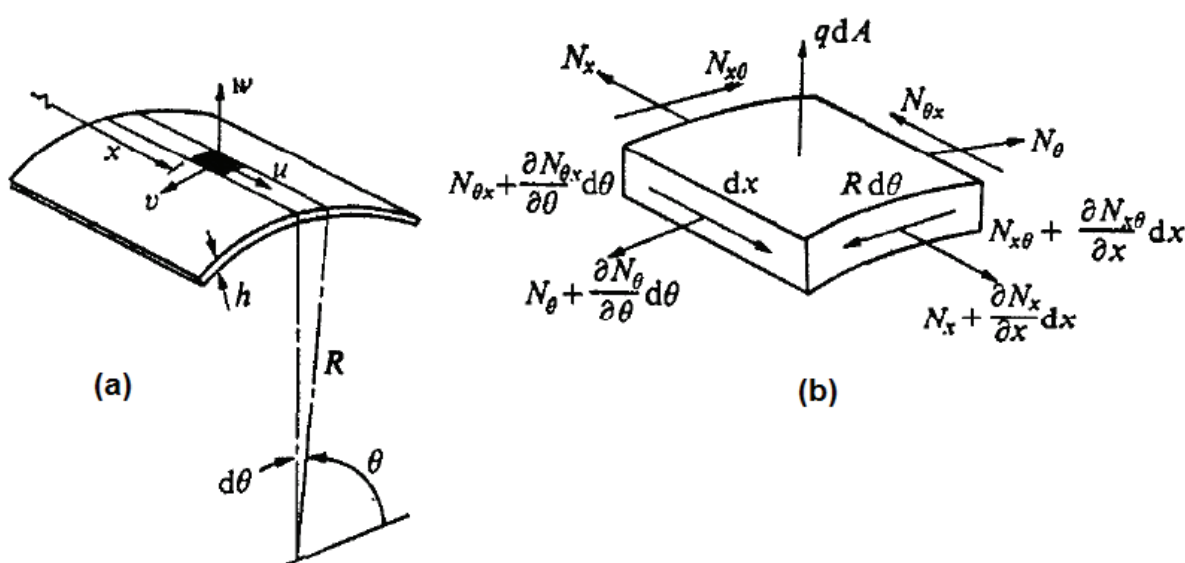


FIGURA 5.2 – Representação de um pedaço infinitesimal de tubo (a) e forças elementares às quais o pedaço de tubo está submetido (b).

A soma vetorial das tensões superficiais infinitesimais em cada direção resulta nas contribuições de força de cada pedaço do tubo nas direções dos três eixos coordenados. Esta abordagem trata as paredes finas do tubo como membranas, desconsiderando momentos de torção ou forças transversais cortantes. A condição de membrana é geralmente aplicável quando a relação entre a espessura da parede do tubo e o raio interno for muito menor que 1. (Gazis, 1959a).

A partir destas considerações, as equações de movimento nas direções, longitudinal, tangencial e radial podem ser expressas por:

$$-N_x R d\theta + \left(N_x + \frac{\partial N_x}{\partial x} dx \right) R d\theta - N_{\theta x} dx + \left(N_{\theta x} + \frac{\partial N_{\theta x}}{\partial \theta} d\theta \right) dx = \rho R d\theta dx h \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (5.1)$$

$$-N_\theta dx + \left(N_\theta + \frac{\partial N_\theta}{\partial \theta} d\theta \right) dx - N_{x\theta} R d\theta + \left(N_{x\theta} + \frac{\partial N_{x\theta}}{\partial x} dx \right) R d\theta = \rho R d\theta dx h \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}, \quad (5.2)$$

$$-N_\theta \frac{d\theta}{2} dx - \left(N_\theta + \frac{\partial N_\theta}{\partial \theta} d\theta \right) \frac{d\theta}{2} dx + q R d\theta dx = \rho R d\theta dx h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}. \quad (5.3)$$

Onde: R= raio médio do tubo;

ρ = densidade volumétrica do material;

h= espessura do tubo;

N_x , N_θ , $N_{x\theta}$, $N_{\theta x}$ = Tensões superficiais na direção longitudinal, tangencial, longitudinal-tangencial e tangencial-longitudinal, respectivamente.

q: Tensão normal à superfície;

dx, d θ : Deformação longitudinal e tangencial infinitesimal, respectivamente;

t= tempo.

Rearranjando algebricamente as três equações obtém-se:

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{1}{R} \frac{\partial N_{\theta x}}{\partial \theta} = \rho h \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (5.4)$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial N_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial N_{x\theta}}{\partial x} = \rho h \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}, \quad (5.5)$$

$$-\frac{N_\theta}{R} + q = \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}. \quad (5.6)$$

As tensões superficiais N_x , N_θ , $N_{x\theta}$, $N_{\theta x}$ são obtidas da integração das tensões (*stress*) superficiais ao longo da espessura da parede (h), conforme mostra a Equação 5.7:

$$N_x, N_\theta, N_{x\theta}, N_{\theta x} = \int_{-h/2}^{h/2} (\sigma_x, \sigma_\theta, \tau_{x\theta}, \tau_{\theta x}) dz. \quad (5.7)$$

Através da Lei de *Hooke*, obtém-se:

$$\sigma_x = \frac{E}{(1-\nu^2)}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_\theta), \quad \sigma_\theta = \frac{E}{(1-\nu^2)}(\varepsilon_\theta + \nu\varepsilon_x), \quad \tau_{x\theta} = \tau_{\theta x} = \gamma' \frac{E}{2(1+\nu)}. \quad (5.8)$$

Onde ε_x e ε_θ representam as deformações axiais no ponto médio da parede da superfície elementar e γ' representa a deformação cortante do elemento, com $\gamma' = \gamma'_{x\theta} = \gamma'_{\theta x}$. O coeficiente ν representa a razão da *Poisson* e E é o módulo de *Young*. Como no problema o sistema é reduzido à condição de membrana, σ_x , σ_θ , $\sigma_{x\theta}$, $\sigma_{\theta x}$ são considerados constantes através de toda a espessura da parede. Portanto a Equação 5.7 resulta em:

$$N_x = \frac{Eh}{(1-\nu^2)}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_\theta), \quad N_\theta = \frac{Eh}{(1-\nu^2)}(\varepsilon_\theta + \nu\varepsilon_x), \quad N_{x\theta} = N_{\theta x} = \frac{Eh}{2(1+\nu)}\gamma'. \quad (5.9)$$

Aplicando-se a condição de membrana, as deformações na direção axial são representadas longitudinalmente por:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}. \quad (5.10)$$

Diante das mesmas considerações as deformações tangenciais ε_θ são dadas por:

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{R} \left(w + \frac{\partial v}{\partial \theta} \right), \quad (5.11)$$

e a expressão para a deformação cortante resulta em

$$\gamma' = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial \theta}. \quad (5.12)$$

Substituindo as Equações 5.10, 5.11 e 5.12 na Equação 5.9 são obtidas as expressões finais para as tensões superficiais:

$$N_x = \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\nu}{R} \left(w + \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) \right], \quad (5.13)$$

$$N_\theta = \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \left(\frac{w}{R} + \frac{1}{R} \frac{\partial \theta}{\partial x} + \nu \frac{\partial u}{\partial x} \right), \quad (5.14)$$

$$N_{\theta x} = N_{x\theta} = \frac{Eh}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right). \quad (5.15)$$

Onde E é o módulo de *Young* e ν é a razão de *Poisson*.

Substituindo as Equações 5.13, 5.14 e 5.15 nas Equações 5.4, 5.5 e 5.6 resulta em:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\nu}{R} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} \right) + \frac{(1-\nu)}{2R} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial \theta \partial x} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} \right) = \frac{\rho(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (5.16)$$

$$\frac{1}{R} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial \theta \partial x} \right) + \frac{(1-\nu)}{R} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \theta} \right) = \frac{\rho(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (5.17)$$

$$-\frac{1}{R} \left(\frac{w}{R} + \frac{1}{R} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \nu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1-\nu^2}{Eh} q = \frac{\rho(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (5.18)$$

É importante salientar que o comportamento de geometrias cilíndricas com efeito de membrana é uma das simplificações da teoria que governa o comportamento de geometrias cilíndricas com paredes finas. Mesmo assim, o acoplamento de suas equações apresenta certo grau de complexidade. As equações que governam a teoria de geometrias de paredes finas, que consideram outros efeitos, tais como: torção, momentos de torção e forças cortantes nas equações de movimento, produzem equações com um grau de complexidade considerável em relação às equações anteriores. (Graff, 1975)

A análise da estrutura tubular nos modos naturais de vibração de interesse particulariza o sistema de equações acima com respeito aos seguintes aspectos:

a) Como os movimentos vibratórios gerados pelas cerâmicas piezelétricas possuem geometria axial, estes independem da variação ao longo da direção θ . Ou seja, $\partial/\partial\theta = 0$;

b) A tensão superficial normal à parede do tubo $q=0$;

c) Todos os momentos de torção finais são desprezados.

Desta forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\nu}{R} \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\rho(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\ \frac{(1-\nu)}{R} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{\rho(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \\ -\frac{\nu}{R} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{R^2} \cdot w = \rho \frac{(1-\nu^2)}{E} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (5.19) \\ (5.20) \\ (5.21) \end{array}$$

Onde u , v e w são as direções longitudinal, tangencial e radial respectivamente. R , ν , ρ e E são o raio médio, razão de *Poisson*, densidade volumétrica e módulo de *Young* respectivamente.

A partir das simplificações adotadas, o comportamento do tubo pode ser descrito pelo sistema de equações diferenciais parciais das equações 5.19, 5.20 e 5.21. Estas equações descrevem a movimentação longitudinal, tangencial e radial da superfície do tubo respectivamente.

O movimento vibratório tangencial (v), representado pela Equação 5.20, está desacoplado das outras componentes de movimentação, pois a equação considera somente a direção v . O seu padrão vibratório é puramente torcional, conforme Callahan (1999) também verifica.

Já os movimentos longitudinais (u) e radiais (w) estão acoplados através das Equações 5.19 e 5.21, pois em ambas, há termos nas direções u e w . Este acoplamento indica que deformações em um sentido causam movimentação no outro. Este comportamento está relacionado fisicamente à razão de *Poisson* do material empregado no tubo.

A partir desta análise preliminar do sistema, é possível afirmar que, nos modos de ressonância axisimétricos há dois grupos distintos de modos naturais: torcionais e longitudinais-radiais ou simplesmente longitudinais. Portanto, para o

estudo dos modos longitudinais do tubo metálico pode ser utilizado um sistema de equações diferenciais que represente o acoplamento longitudinal e radial. Este novo sistema homogêneo, apresentado pelas Equações 5.22 e 5.23, descreve as vibrações livres axisimétricas do tubo do estator.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\nu}{R} \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\rho(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \\ -\frac{\nu}{R} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{R^2} \cdot w - \rho \frac{(1-\nu^2)}{E} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \end{array} \right. \quad (5.22)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\nu}{R} \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\rho(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \\ -\frac{\nu}{R} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{R^2} \cdot w - \rho \frac{(1-\nu^2)}{E} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \end{array} \right. \quad (5.23)$$

5.3 Vibrações longitudinais-radiais forçadas no tubo do estator

A vibração de um anel piezelétrico causa perturbações $q(x,t)$ no tubo. A componente longitudinal desta vibração forçada é denotada por $q_u(x,t)$ e a componente radial por $q_w(x,t)$. Estas perturbações tornam o sistema de equações não-homogêneo, ou seja, o balanço das tensões nas paredes do tubo deixa de ser zero. As Equações 5.24 e 5.25 mostram este novo sistema não-homogêneo.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\nu}{R} \frac{\partial w}{\partial x} - \rho \frac{(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = q_u(x,t) \\ -\frac{\nu}{R} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{R^2} \cdot w - \rho \frac{(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = q_w(x,t) \end{array} \right. \quad (5.24)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\nu}{R} \frac{\partial w}{\partial x} - \rho \frac{(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = q_u(x,t) \\ -\frac{\nu}{R} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{R^2} \cdot w - \rho \frac{(1-\nu^2)}{E} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = q_w(x,t) \end{array} \right. \quad (5.25)$$

Estas duas componentes (Equação 5.26) representam a aplicação de uma força com variação cossenoidal no tempo aplicada na posição $x=x'$ do tubo, exatamente onde a cerâmica está localizada. Esta informação do ponto específico de aplicação é dada pela função impulso de *Dirac* (Swokowski, 1994). As amplitudes das componentes longitudinal e radial da força são representadas por F_u e F_w respectivamente.

$$\begin{aligned} q_u(x,t) &= \delta(x - x') \cdot F_u \cdot \cos(\omega t) \\ q_w(x,t) &= \delta(x - x') \cdot F_w \cdot \cos(\omega t) \end{aligned} \quad (5.26)$$

A forma geral da solução do sistema para a componente longitudinal $u(x,t)$ e radial $w(x,t)$ do sistema é apresentada nas Equações 5.27 e 5.28.

$$u(x,t) = U(x) \cdot \cos(\omega t) \quad (5.27)$$

$$w(x,t) = W(x) \cdot \cos(\omega t) \quad (5.28)$$

Os termos $U(x)$ e $W(x)$ são funções ainda a serem determinadas que ditam o perfil de deformação do tubo ao longo da direção x (longitudinalmente) e z (radialmente). Estas funções podem ser determinadas a partir das condições de fronteira do sistema (bordas simplesmente suportadas, engastadas ou livres). As condições de contorno possíveis para este caso são apresentadas por Zhang (2006).

Substituindo as Equações 5.26, 5.27 e 5.28 no sistema formado pelas Equações 5.24 e 5.25 obtém-se:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 U(x)}{dx^2} + \frac{\nu}{R} \cdot \frac{dW(x)}{dx} + \beta^2 \omega^2 U(x) = Q_u(x) \\ \frac{\nu}{R} \cdot \frac{dU(x)}{dx} + \frac{1}{R^2} \cdot W(x) - \beta^2 \omega^2 W(x) = Q_w(x) \end{array} \right. \quad (5.29)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 U(x)}{dx^2} + \frac{\nu}{R} \cdot \frac{dW(x)}{dx} + \beta^2 \omega^2 U(x) = Q_u(x) \\ \frac{\nu}{R} \cdot \frac{dU(x)}{dx} + \frac{1}{R^2} \cdot W(x) - \beta^2 \omega^2 W(x) = Q_w(x) \end{array} \right. \quad (5.30)$$

Onde β equivale a:

$$\beta^2 = \rho \frac{(1 - \nu^2)}{E} \quad (5.31)$$

As expressões $Q_u(x)$ e $Q_w(x)$ são as componentes longitudinais e radiais da fonte de excitação forçada no tubo na direção x .

$$\begin{aligned} Q_u(x) &= F_u \cdot \delta(x - x') \\ Q_w(x) &= F_w \cdot \delta(x - x') \end{aligned} \quad (5.32)$$

A partir deste ponto da modelagem, é possível encontrar uma solução para as expressões $U(x)$ e $W(x)$. Para isto, é necessário isolar as equações em $U(x)$ e $W(x)$, como mostram as Equações 5.33 e 3.34.

$$\frac{d^2U(x)}{dx^2} + \phi^2 \cdot U(x) = [\gamma] \cdot Q_u(x) + [\eta] \cdot \frac{dQ_w(x)}{dx} \quad (5.33)$$

$$\frac{d^2W(x)}{dx^2} + \phi^2 \cdot W(x) = -[\tau] \cdot Q_w(x) - \left[\frac{R}{v} \eta \right] \cdot \frac{d^2Q_w(x)}{dx^2} + [\eta] \cdot \frac{dQ_u(x)}{dx} \quad (5.34)$$

Onde:

$$\begin{aligned} \phi^2 &= \frac{\beta^2 \omega^2 (R^2 \beta^2 \omega^2 - 1)}{R^2 \beta^2 \omega^2 + (v^2 - 1)} & \gamma &= \frac{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1}{R^2 \beta^2 \omega^2 + (v^2 - 1)} \\ \eta &= \frac{R \cdot v}{R^2 \beta^2 \omega^2 + (v^2 - 1)} & \tau &= \frac{R^2 \beta^2 \omega^2}{R^2 \beta^2 \omega^2 + (v^2 - 1)} \end{aligned} \quad (5.35)$$

Os quatro termos mostrados na Equação 5.35, são constantes em relação à x e englobam características de dimensão, propriedades do material e de frequência. A interação destes termos vai ditar o comportamento dos modos ressonantes na frequência para cada caso particular de motor.

É possível notar que os termos de excitação radial $Q_w(x)$ e longitudinal $Q_u(x)$ estão presentes em ambas as Equações 5.33 e 5.34, o que indica que ambos influenciam tanto nos movimento radiais $W(x)$ quanto longitudinais $U(x)$. Esta influência mútua decorre do acoplamento entre os movimentos longitudinal e radial.

Adicionalmente, o acoplamento longitudinal-radial implica na influência de $W(x)$ na solução da Equação diferencial 5.33. Portanto, para este caso $U(x)$ passa a ser denotado por $U_U(x)$ e por uma componente resultante da deformação radial, que passa a ser denotada por $U_W(x)$. De forma semelhante, também devido ao acoplamento, a deformação radial $W(x)$ é resultado de uma componente de excitação radial $W_W(x)$ e uma longitudinal $W_U(x)$. Portanto, as soluções gerais para as componentes longitudinais e radiais podem ser expressas de uma forma mais correta por:

$$U(x) = U_U(x) + U_W(x) \quad (5.36)$$

$$W(x) = W_U(x) + W_W(x) \quad (5.37)$$

As seções posteriores, Seção 5.3.1 e 5.3.2, apresentam os cálculos e a solução final para $U(x)$ e $W(x)$ através das funções de *Green*. (Ver APÊNDICE III).

5.3.1 Componente de vibração longitudinal

Retomando a Equação 5.33 tem-se:

$$\frac{d^2U(x)}{dx^2} + \phi^2 \cdot U(x) = [\gamma] \cdot Q_U(x) + [\eta] \cdot \frac{dQ_W(x)}{dx} \quad (5.38)$$

Como o tubo não possui fixação nas extremidades, são utilizadas as condições de contorno de bordas livres, conforme a Equação 5.39 (Zhang, 2006). A equação mostra que a variação da deformação longitudinal nas bordas está relacionada à sua deformação radial. Esta relação é diretamente proporcional à razão de *Poisson* do material e inversamente proporcional ao raio médio do tubo. O sinal negativo indica que contrações radiais nas extremidades do tubo estão relacionadas à expansões longitudinais.

$$\left. \frac{dU(x)}{dx} = -\frac{\nu}{R} \cdot W(x) \right|_{x=0}^{x=L} \quad (5.39)$$

Uma expressão que isola $W(x)$ pode ser encontrada através da Equação 5.30 e é dada por

$$W(x) = \frac{R \cdot \nu}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \cdot \left[\frac{dU(x)}{dx} - \frac{R}{\nu} \cdot Q_W(x) \right], \quad (5.40)$$

pois a condição de contorno deve ser expressa em termos em $U(x)$.

A forma geral da solução resolvendo pelas funções de *Green* (APÊNDICE III) fica:

$$U_1(x) = C_{11} \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) + C_{21} \cdot \text{cos}(\phi \cdot x) \quad (0 < x < x') \quad (5.41)$$

$$U_2(x) = C_{12} \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) + C_{22} \cdot \text{cos}(\phi \cdot x) \quad (\xi < x < x') \quad (5.42)$$

A solução final para $U_U(x)$ e $U_W(x)$ no problema é dada pelas Equações 5.43 e 5.44. Todos os procedimentos de cálculos realizados podem ser acompanhados no APÊNDICE III, Seção III.2.

$$U_U(x) = \frac{\gamma \cdot F_u}{\phi} \cdot \left[\text{sen}(\phi \cdot x') + \frac{\text{cos}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} \right] \cdot \text{cos}(\phi \cdot x) \quad (0 < x < L) \quad (5.43)$$

$$W_U(x) = -\frac{R \cdot \nu}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \cdot \gamma \cdot F_u \cdot \left[\text{sen}(\phi \cdot x') + \frac{\text{cos}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} \right] \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) \quad (0 < x < L) \quad (5.44)$$

5.3.2 Componente de vibração radial

De forma semelhante à seção anterior, retomando a Equação 5.34 tem-se:

$$\frac{d^2 W(x)}{dx^2} + \phi^2 \cdot W(x) = -[\tau] \cdot Q_w(x) - \left[\frac{R}{\nu} \eta \right] \cdot \frac{d^2 Q_w(x)}{dx^2} + [\eta] \cdot \frac{dQ_u(x)}{dx} \quad (5.45)$$

A condição de contorno a ser utilizada é a mesma descrita na Equação 5.39. Porém, neste caso é necessária uma expressão em termos de $U(x)$, que pode ser obtida rearranjando os termos da Equação 5.40, gerando a Equação 5.46:

$$U(x) = \int \left(\frac{R}{\nu} \cdot Q_w(x) + \frac{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1}{R \cdot \nu} \cdot W(x) \right) \quad (5.46)$$

A forma geral da solução (Equações 5.47 e 5.48) é semelhante à descrita para o caso da componente longitudinal, e também é obtida com a utilização das funções de *Green* (APÊNDICE III).

$$W_1(x) = D_{11} \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) + D_{21} \cdot \text{cos}(\phi \cdot x) \quad (0 < x < x') \quad (5.47)$$

$$W_2(x) = D_{12} \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) + D_{22} \cdot \text{cos}(\phi \cdot x) \quad (x' < x < L) \quad (5.48)$$

A solução final para $W_w(x)$ e $W_u(x)$ para o problema é apresentada pelas Equações 5.49 e 5.50. Todos os procedimentos de cálculos realizados podem ser acompanhados no APÊNDICE III na Seção III.3.

$$W_w(x) = -\frac{\tau \cdot F_w}{\phi} \cdot \left[\frac{\text{sen}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} - \text{cos}(\phi \cdot x') \right] \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) \quad (0 < x < L) \quad (5.49)$$

$$U_w(x) = \frac{R \cdot F_w}{\nu} \cdot \left[\frac{\text{sen}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} - \text{cos}(\phi \cdot x') \right] \cdot \text{cos}(\phi \cdot x) \quad (0 < x < L) \quad (5.50)$$

5.3.3 Solução para as duas componentes de deformação

A solução para o equacionamento inclui as componentes vibratórias nos eixos u e w geradas pelas componentes de excitação longitudinais ($W_u(x)$ e $U_u(x)$) e radiais ($U_w(x)$ e $W_w(x)$). Portanto, de acordo com as Equações 5.36 e 5.37 e com as Equações 5.43, 5.44, 5.49 e 5.50, as expressões finais para $U(x)$ e $W(x)$ são:

$$U(x) = \left\{ \frac{\gamma \cdot F_u}{\phi} \left[\text{sen}(\phi x') + \frac{\text{cos}(\phi x')}{\tan(\phi L)} \right] + \frac{R \cdot F_w}{\nu} \left[\frac{\text{sen}(\phi x')}{\tan(\phi L)} - \text{cos}(\phi x') \right] \right\} \cdot \text{cos}(\phi \cdot x) \quad (5.51)$$

$$W(x) = - \left\{ \frac{R \cdot \nu}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \gamma F_u \left[\text{sen}(\phi x') + \frac{\text{cos}(\phi x')}{\tan(\phi L)} \right] + \frac{\tau \cdot F_w}{\phi} \left[\frac{\text{sen}(\phi x')}{\tan(\phi L)} - \text{cos}(\phi x') \right] \right\} \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) \quad (5.52)$$

e para as vibrações longitudinais-radiais (de acordo com as Equações 5.27 e 5.28) tem-se:

$$u(x,t) = \left\{ \frac{\gamma \cdot F_u}{\phi} \left[\text{sen}(\phi x') + \frac{\cos(\phi x')}{\tan(\phi L)} \right] + \frac{R \cdot F_w}{v} \left[\frac{\text{sen}(\phi x')}{\tan(\phi L)} - \cos(\phi x') \right] \right\} \cdot \cos(\phi \cdot x) \cos(\omega t) \quad (5.53)$$

$$w(x,t) = - \left\{ \frac{R \cdot v}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \gamma F_u \left[\text{sen}(\phi x') + \frac{\cos(\phi x')}{\tan(\phi L)} \right] + \frac{\tau \cdot F_w}{\phi} \left[\frac{\text{sen}(\phi x')}{\tan(\phi L)} - \cos(\phi x') \right] \right\} \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) \cos(\omega t) \quad (5.54)$$

Estas expressões representam as vibrações estacionárias produzidas no estator devido a cada um dos anéis piezelétricos. Porém, como apresentado no início deste capítulo, a expressão final para a modelagem do estator é a soma das componentes de vibração de todas as fontes de excitação, e a perturbação forçada causada pelas duas cerâmicas piezelétricas localizadas em x' e x'' devem ser incluídas no modelo. Assim:

$$u(x,t) = U(x') \cdot \cos(\omega \cdot t) + U(x'') \cdot \cos(\omega \cdot t - \theta) \quad (5.55)$$

$$w(x,t) = W(x') \cdot \cos(\omega \cdot t) + W(x'') \cdot \cos(\omega \cdot t - \theta) \quad (5.56)$$

Substituindo os valores em U e W, as expressões finais assumem a forma:

$$u_{\text{total}}(x,t) = \left\{ \frac{\gamma F_u}{\phi} \left[\text{sen}(\phi x') + \frac{\cos(\phi x')}{\tan(\phi L)} \right] + \frac{R F_w}{v} \left[\frac{\text{sen}(\phi x')}{\tan(\phi L)} - \cos(\phi x') \right] \right\} \cdot \cos(\phi x) \cos(\omega t) + \left\{ \frac{\gamma F_u}{\phi} \left[\text{sen}(\phi x'') + \frac{\cos(\phi x'')}{\tan(\phi L)} \right] + \frac{R F_w}{v} \left[\frac{\text{sen}(\phi x'')}{\tan(\phi L)} - \cos(\phi x'') \right] \right\} \cdot \cos(\phi x) \cos(\omega t - \theta) \quad (5.57)$$

$$w_{\text{total}}(x,t) = - \left\{ \frac{R v F_u \cdot \gamma}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \left[\text{sen}(\phi x') + \frac{\cos(\phi x')}{\tan(\phi L)} \right] + \frac{\tau F_w}{\phi} \left[\frac{\text{sen}(\phi x')}{\tan(\phi L)} - \cos(\phi x') \right] \right\} \cdot \text{sen}(\phi x) \cdot \cos(\omega \cdot t) - \left\{ \frac{R v F_u \cdot \gamma}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \left[\text{sen}(\phi x'') + \frac{\cos(\phi x'')}{\tan(\phi L)} \right] + \frac{\tau F_w}{\phi} \left[\frac{\text{sen}(\phi x'')}{\tan(\phi L)} - \cos(\phi x'') \right] \right\} \cdot \text{sen}(\phi x) \cdot \cos(\omega t - \theta) \quad (5.58)$$

A partir destas expressões finais para $u_{\text{final}}(x,t)$ e $w_{\text{final}}(x,t)$ será possível estimar algumas tendências de comportamento do estator tais como: faixa de frequência dos modos ressonantes, distanciamento entre as frequências dos modos e suas variações quando parâmetros geométricos e de materiais são variados.

5.3.4 Análise comparativa dos perfis de vibração por FEM e pela modelagem analítica

Tomando como base os resultados da modelagem analítica da seção anterior e os perfis de deformação simulados por FEM para a situação do estator (Figuras 4.12 e 4.14, Seção 4.4.3) é possível fazer um comparativo entre os dois métodos. Ambos os métodos dizem respeito ao comportamento das vibrações longitudinais e radiais no estator. Através das Equações 5.51 e 5.52, que ditam os perfis de deformação dos modos $U(x)$ e $W(x)$, é possível observar que, com exceção de $\cos(\phi \cdot x)$ na primeira equação e $\sin(\phi \cdot x)$ na segunda, todos os outros termos se referem à amplitude da onda, que é constante para cada dada situação de projeto de motor e é dependente da posição das cerâmicas, frequência de acionamento e de todos os parâmetros mecânicos e geométricas do tubo. Este comportamento idealizado não é verificado na simulação por FEM onde os modos longitudinais compostos (j), (k), (m), (o), (p) e (s) possuem sua amplitude variante ao longo do eixo x . Outro ponto de discordância entre os métodos são os perfis de deformação ao longo de x . Segundo a modelagem analítica, as amplitudes das deformações possuem uma variação senoidal ao longo de x ($\cos(\phi \cdot x)$ e $\sin(\phi \cdot x)$). Analisando as Figuras 4.12 e 4.14 é possível verificar que o comportamento de distorção gradativo nas bordas com o aumento da ordem dos modos e mudança do perfil de deformação no entorno das cerâmicas difere das Equações 5.51 e 5.52. Adicionalmente, os modos (a), (b), (e), (f), e (m) existentes na modelagem por FEM não são previstos na modelagem analítica estudada. Lembrando que os modos de vibração objetos da investigação do Capítulo 4 eram exatamente os modos (e) e (f), não existentes na modelagem analítica apresentada.

Portanto, é evidente que as soluções analíticas da modelagem não conseguem reproduzir os perfis de deformação dos vários modos ressonantes com

fidelidade, servindo apenas como ponto de partida de projeto. As não linearidades resultantes das particularidades da geometria juntamente com a consideração do comportamento como membrana distanciam os resultados obtidos com modelo analítico da simulação por FEM. Porém, nas seções seguintes será mostrado que mesmo para esta primeira proposta de modelo, há possibilidade de obter uma previsão do comportamento das frequências de alguns modos naturais.

5.3.5 Comparação das frequências naturais obtidas por FEM e pela modelagem analítica.

Nesta seção, são estudadas as diferenças entre os modos de ressonância encontrados por FEM e pela modelagem analítica. O objetivo é analisar uma faixa onde haja equivalência nas frequências dos modos de vibração encontradas pelos dois métodos, dentro de um dado percentual de tolerância. A partir deste estudo será possível analisar o efeito da variação de parâmetros geométricos e das propriedades dos materiais sobre o comportamento das frequências naturais do estator. Esta análise é de suma importância no projeto deste tipo de motor ultrassônico linear, pois serve como guia para a escolha de geometrias e materiais mais adequados.

O comportamento dos modos ressonantes pode ser analisado a partir das Equações 5.51 e 5.52, que trata do perfil das vibrações longitudinais e radiais. É possível verificar que quando o termo $\tan(\phi \cdot L)$ se torna muito pequeno as expressões em $U(x)$ e $W(x)$ tornam-se muito grandes. Isto acontece quando $\phi \cdot L = n \cdot \pi$, onde $n=1, 2, 3, 4 \dots$. Assim:

$$\sqrt{\frac{\beta^2 \omega^2 (R^2 \beta^2 \omega^2 - 1)}{R^2 \beta^2 \omega^2 + (\nu^2 - 1)}} \cdot L = n \cdot \pi \quad (5.59)$$

Isolando ω obtém-se a seguinte expressão:

$$\omega^4 - \omega^2 \cdot \left(\frac{L^2 + R^2 n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^2} \right) - \left(\frac{n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^4} \right) = 0 \quad (5.60)$$

Ou seja, pela equação 5.60 os modos de ressonância no tubo ocorrem nas frequências que satisfaçam a equação:

$$\omega = \pm \frac{1}{2} \sqrt{2 \cdot \left(\frac{L^2 + R^2 n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^2} \right) \pm 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{L^2 + R^2 n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^2} \right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^4} \right)}} \quad (5.61)$$

Das quatro soluções possíveis da equação biquadrática de ω , duas são os negativos das outras duas. Como só há significado físico as raízes positivas para este estudo, as soluções válidas são:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \sqrt{2 \cdot \left(\frac{L^2 + R^2 n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^2} \right) - 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{L^2 + R^2 n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^2} \right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^4} \right)}} \quad (5.62)$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \sqrt{2 \cdot \left(\frac{L^2 + R^2 n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^2} \right) + 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{L^2 + R^2 n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^2} \right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{n^2 \pi^2}{L^2 R^2 \beta^4} \right)}} \quad (5.63)$$

Ambas as frequências ω_1 e ω_2 quando utilizadas como dados de entrada no cálculo de ϕ produzem os mesmos resultados para qualquer n . Porém, ambas apresentam resultados nas frequências angulares completamente diferentes com relação à variação de n . A frequência ω_1 cresce com um comportamento semelhante a um sistema de primeira ordem possuindo uma frequência limite. Já a frequência ω_2 possui um comportamento semelhante ao exponencial que acaba se tornando uma reta crescente para $n > 3$. Sua frequência $\omega_2(0)$ é superior à $\omega_1(\infty)$. A Figura 5.3 mostra este comportamento de modo genérico. A curvatura e o grau de inclinação das curvas dependem dos parâmetros apresentados nas Equações 5.62 e 5.63.

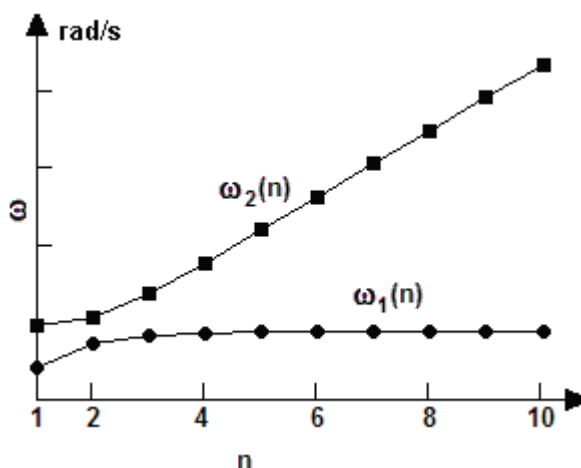


FIGURA 5.3 – Comportamento das frequências naturais para o caso das vibrações longitudinais e radiais.

É importante que se observe também, a faixa de ocorrência das frequências de ressonância pela modelagem analítica. A consideração feita na Seção III.1.1 (APÊNDICE III) sobre o termo “c” valida a análise do estudo somente para as condições onde o termo ϕ é real.

Analisando então ϕ tem-se:

$$\phi = \sqrt{\frac{\beta^2 \omega^2 (R^2 \beta^2 \omega^2 - 1)}{R^2 \beta^2 \omega^2 + (v^2 - 1)}} \quad (5.64)$$

Para que a expressão dentro da raiz seja positiva, fazendo com que ϕ seja real, numerador e denominador devem possuir o mesmo sinal. Isto ocorre quando:

$$\omega < \omega_a \quad \text{e} \quad \omega > \omega_b \quad (5.65)$$

Onde:

$$\omega_a = \frac{\sqrt{1-v^2}}{\beta \cdot R} \quad \text{e} \quad \omega_b = \frac{1}{\beta \cdot R} \quad (5.66)$$

Substituindo o valor de β nas expressões, fica:

$$\omega_a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \cdot \frac{1}{R} \quad \text{e} \quad \omega_b = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \cdot \frac{1}{R} \quad (5.67)$$

Logo, estas frequências dependem do tipo de material através dos parâmetros E , ρ e ν e do raio médio do tubo. Para o caso do tubo do motor de testes simulado (Tabela 3.2):

$$\omega_a = \sqrt{\frac{11,2 \cdot 10^{10}}{8900}} \cdot \frac{1}{8,125 \cdot 10^{-3}} = 466087 \text{ rad/s}$$

$$\omega_b = \sqrt{\frac{11,2 \cdot 10^{10}}{8900(1-0,35^2)}} \cdot \frac{1}{8,125 \cdot 10^{-3}} = 436607 \text{ rad/s} \quad (5.68)$$

Logo:

$$f_a = \frac{\omega_a}{2\pi} = \frac{436607}{2\pi} = 69488 \text{ Hz}$$

$$f_b = \frac{\omega_b}{2\pi} = \frac{466087}{2\pi} = 74180 \text{ Hz} \quad (5.69)$$

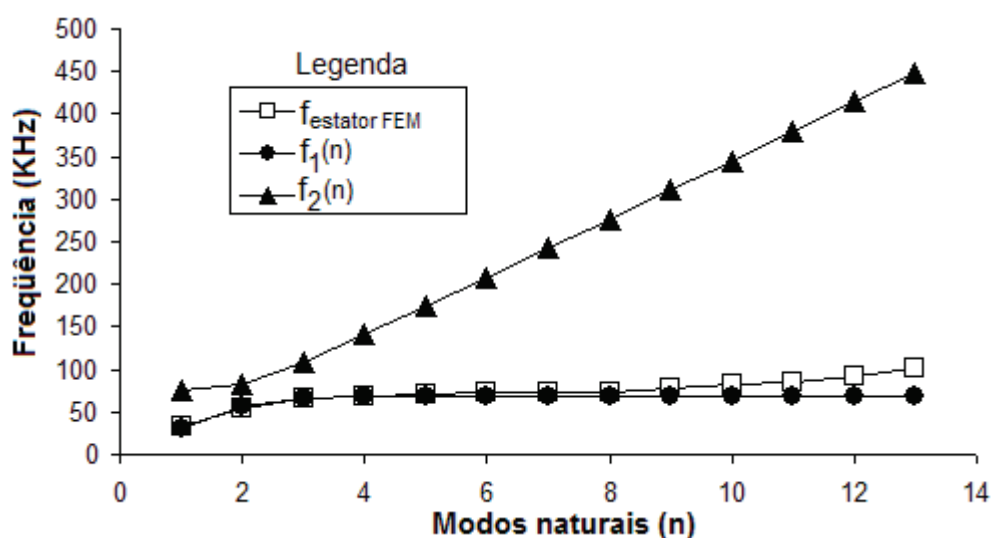
Estas frequências limites são as assíntotas de ω_1 e ω_2 respectivamente (Figura 5.3).

Identificadas as particularidades das frequências dos modos naturais no método de modelagem analítico, é necessário que haja uma comparação em relação ao método de modelagem por elementos finitos. Para tanto, as frequências dos modos naturais obtidos pelos dois métodos de modelagem, simulações por FEM e os resultados das Equações 5.62 e 5.63, são representadas graficamente na Figura 5.4. Os parâmetros dos materiais e as geometrias são idênticos para ambos os cálculos.

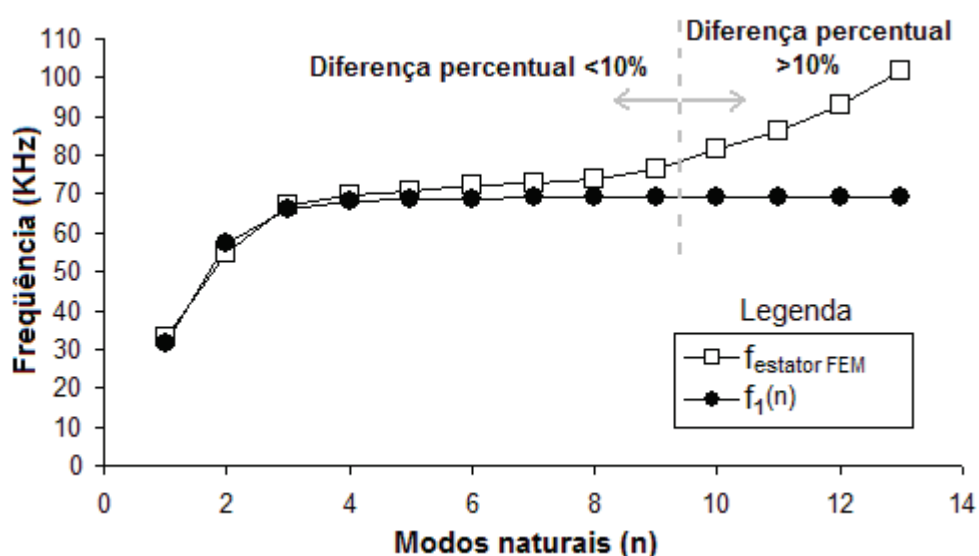
Na Figura 5.4(a) é possível visualizar que $f_2(n)$ segue um padrão de comportamento completamente diferente das frequências do estator simuladas por FEM, porém $f_1(n)$ apresenta um comportamento muito semelhante. Na Figura 5.4(b) é possível visualizar em maiores detalhes $f_1(n)$ e as simulações por FEM. É possível perceber que as frequências de ambos os métodos estão próximas para modos de

vibração de ordem baixa. Até o modo $n=9$, a diferença percentual entre as freqüências é menor que 10%. Ou seja, mesmo com as restrições impostas durante o desenvolvimento do método analítico, os resultados dos 9 primeiros modos de vibração de ambos os métodos se equivalem. Para modos de vibração superiores, as não linearidades impostas pelas particularidades da geometria do estator fazem com que os resultados diverjam do caso ideal.

Adicionalmente, é importante observar que a equivalência de resultados até $n=9$ só é válida para os modos longitudinais puros. Modos axisimétricos longitudinais formados por composição, como os modos (e) e (f), amplamente trabalhados no Capítulo 4 não podem ser previstos por pelo método analítico na forma proposta.



(a)



(b)

FIGURA 5.4 – Comparação das freqüências dos modos naturais obtidas por FEM e pelas Equações 5.62 e 5.63. (a): toda a faixa, (b): detalhe para freqüências obtidas por FEM e $f_1(n)$.

5.3.6 Influência da variação de parâmetros nas freqüências naturais dos modos

Nesta seção é apresentada a análise do comportamento das freqüências naturais dos modos quando os seguintes parâmetros do estator são variados: comprimento, diâmetro, módulo de *Young* (E), densidade (ρ) e razão de Poisson (ν).

A análise dos resultados é feita com o auxílio do software *MathCad*[®], pois esta ferramenta de matemática organiza de forma visual a variação dos dados de entrada em relação os resultados gráficos de saída. A análise toma como base o estator do motor prototipado, estudado no Capítulo 4. Desta forma, a variação de cada parâmetro é investigada individualmente, para que a sua influência no comportamento dos modos ressonantes possa ser estudada de modo independente. Em cada etapa, todos os parâmetros que não estão variando permanecem com os valores idênticos aos parâmetros do motor de testes.

A Tabela 5.1 sumariza a faixa de variação de cada parâmetro e seu valor fixo.

TABELA 5.1 – Valores variantes e fixos dos parâmetros utilizados na simulação.

Parâmetro	Descrição	Valor fixo	Variação	Unidade
D	Diâmetro	17	8-30	mm
C	Comprimento	55	20-65	mm
E	Módulo de <i>Young</i>	$11,2 \times 10^{10}$	07-20($\times 10^{10}$)	N/m ²
ρ	Densidade	8900	2000-10000	Kg/m ³
ν	Razão de <i>Poisson</i>	0,35	0,30-0,37	---

A Figura 5.5 mostra o comportamento das freqüências dos primeiros nove modos de vibração naturais quando o diâmetro do estator varia. É possível observar que, de um modo geral, as freqüências dos modos naturais se aproximam quando o diâmetro aumenta. Esta característica é muito importante no projeto do estator, uma vez que a proximidade entre os modos naturais escolhidos favorece um alto FPM. Além disto, quanto mais alta a ordem do modo natural, maior a proximidade de sua

freqüência com a do modo vizinho. Esta característica de projeto mostra que a escolha de pares de modos de ordem mais alta tende a favorecer um alto FPM. A linha na cor cinza claro indica a localização do diâmetro do motor de testes no gráfico. Percebe-se com isto que a distância entre os modos de vibração ainda pode diminuir. Além da aproximação das freqüências dos modos é possível observar a diminuição de seus valores.

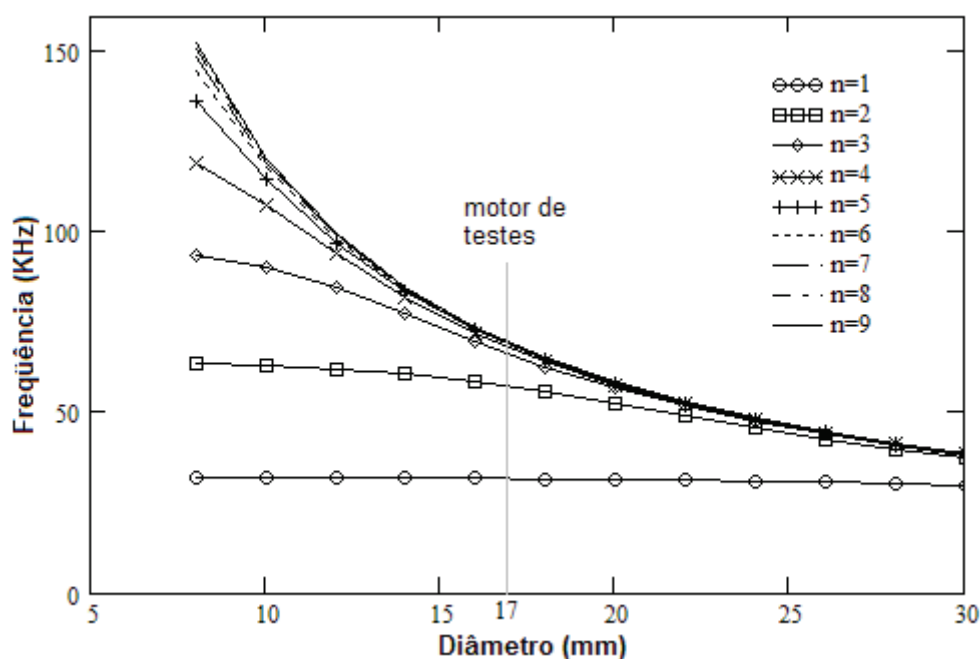


FIGURA 5.5 – Comportamento das freqüências naturais quando o diâmetro do estator varia.

A Figura 5.6 mostra o comportamento das freqüências dos modos com a mudança do comprimento do estator. No gráfico é possível observar que, de um modo geral, as freqüências dos modos se afastam e diminuem com o aumento do comprimento. A abertura das curvas dos modos mais baixos (primeiro e segundo) é afetada de modo significativo, enquanto do terceiro modo em diante não há afastamento significativo. Em relação ao protótipo de testes, é possível concluir que a escolha de modos de vibração de ordem mais alta é mais adequada. Caso fossem escolhidos os dois primeiros modos para o projeto do mesmo, seria mais adequada a escolha comprimentos menores para o estator.

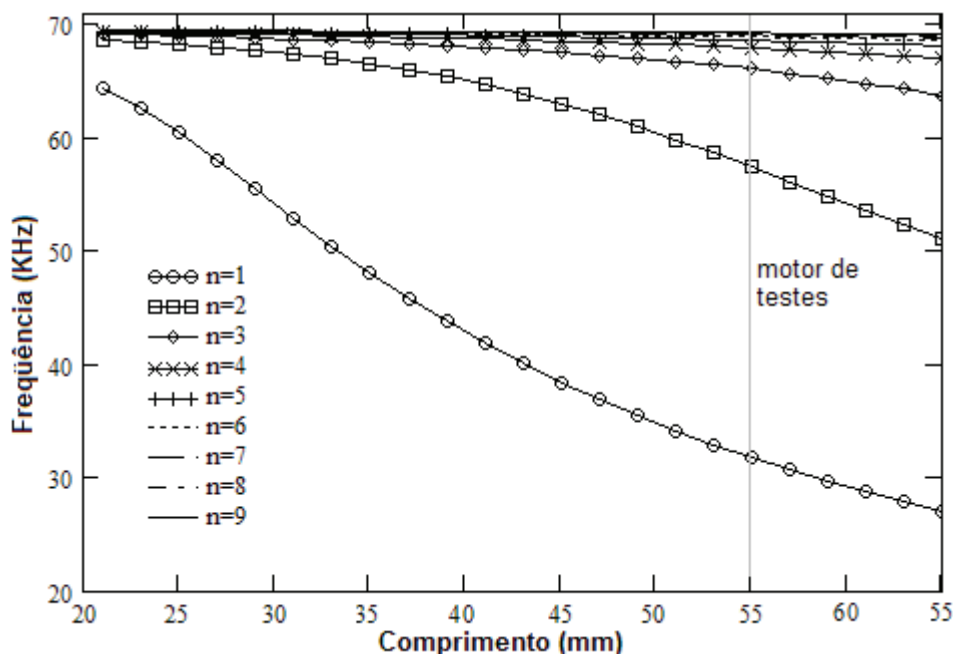


FIGURA 5.6 – Comportamento das freqüências naturais quando o comprimento do estator varia.

A variação do módulo de elasticidade (módulo de *Young*) do tubo implica em um aumento das freqüências dos modos (Figura 5.7). Quanto maior o modo de vibração, maior é a inclinação da curva, embora para modos mais altos a diferença de inclinação não seja tão significativa. Mesmo assim, esta característica aponta para um distanciamento das freqüências dos modos. A linha vertical mais clara mostra novamente a situação do motor de testes. A partir do gráfico é possível concluir que estatores formados por materiais menos elásticos que o bronze fosforoso, como o aço inoxidável, por exemplo, tendem a ter as freqüências dos modos naturais mais altas. Um material mais duro geralmente implica em maior velocidade de propagação acústica em seu meio. Este aumento está relacionado com o aumento das freqüências dos modos naturais.

Uma vez que as ondas viajantes no tubo são obtidas com a excitação concomitante de dois modos de ressonância próximos entre si, a análise acima, aponta para a utilização de materiais mais elásticos, como o bronze fosforoso se o motor for acionado nos modos de vibração de ordem mais baixa. Caso se pretenda o acionamento nos modos mais altos, é interessante que o estator seja composto por materiais menos elásticos, como o aço inoxidável.

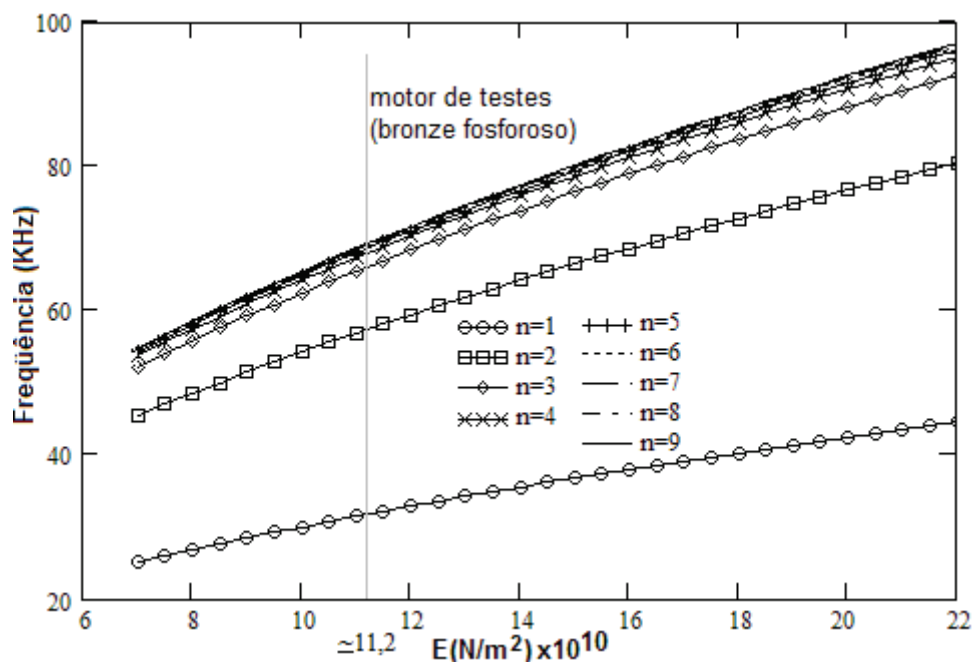


FIGURA 5.7 – Comportamento das frequências naturais quando o módulo de *Young* do material que compõe o estator varia.

A Figura 5.8 mostra o comportamento da frequência dos modos naturais com respeito à variação da densidade do material que compõe o estator. As curvas mostram que materiais mais densos tendem a diminuir e aproximar os modos de vibração na frequência. Logo, como estratégia de projeto, materiais com densidade maior propiciarão frequências dos modos de vibração mais próximas.

A Figura 5.9 mostra o comportamento da frequência dos modos naturais com respeito à variação da razão de *Poisson* (ν). Nela é possível observar que as frequências dos modos não mudam de forma significativa. Desta forma a escolha do material do estator em termos da razão de *Poisson* é irrelevante.

Contudo, a análise das frequências em relação à variação de materiais e dimensões proporciona uma visão geral de comportamento que é fundamental para projeto. Mesmo com as restrições inerentes a esta primeira aproximação da modelagem analítica, já é possível prever comportamentos para que em adição à modelagem por elementos finitos possa ser consolidada uma estratégia de projeto para o motor ultra-sônico linear proposto.

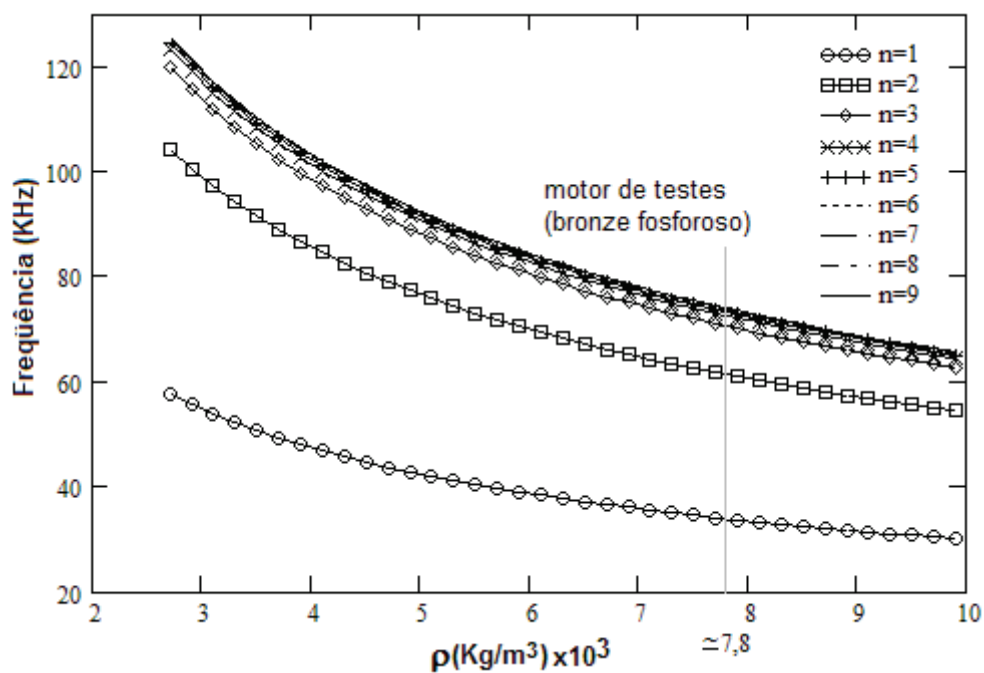


FIGURA 5.8 – Comportamento das freqüências naturais quando a densidade do material que compõe o estator varia.

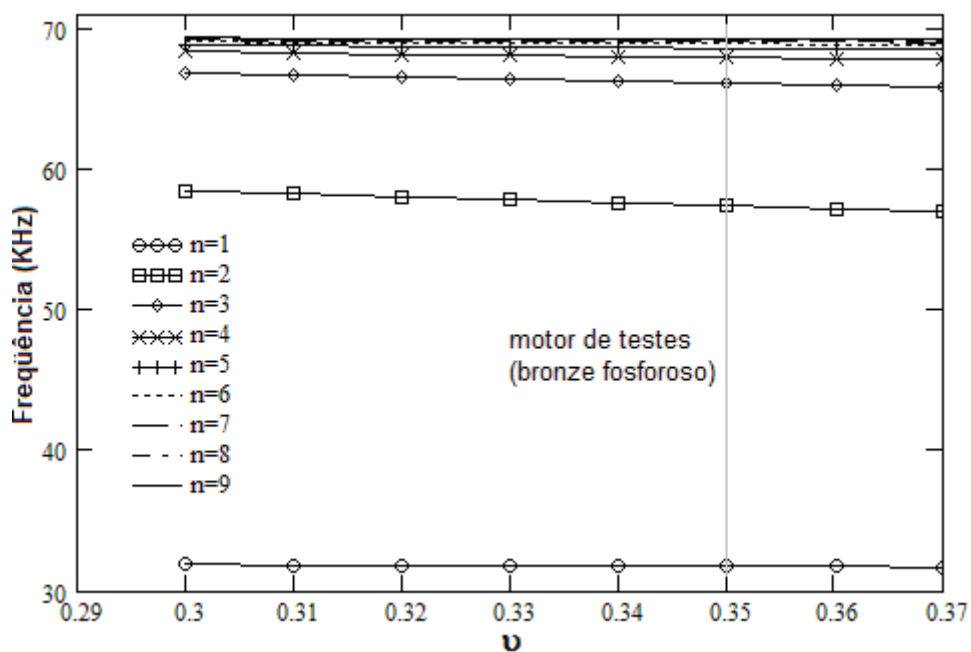


FIGURA 5.9 – Comportamento das freqüências naturais quando a razão de *Poisson* do material que compõe o estator varia.

CAPÍTULO 6

ROTEIRO DE ANÁLISE E CÁLCULOS DIMENSIONAIS

Na busca de um aumento no desempenho das vibrações que foram apresentadas no Capítulo 4, com o motor construído para análise, o presente capítulo amplia o estudo para outras dimensões de estator mantendo as características gerais de *layout* inalteradas.

De forma complementar à análise realizada no Capítulo 5, esta nova etapa do estudo investiga os efeitos da variação do comprimento e do diâmetro do motor levando em consideração todas as particularidades impostas pela geometria do estator. O objetivo é consolidar um roteiro de análise e cálculos dimensionais para este novo tipo de motor, onde as dimensões possam ser estimadas de modo que o dispositivo responda à modos de vibração específicos com parâmetros finais como amplitude e perfis de vibrações elípticos nos dentes. Baseado nestes parâmetros finais, estudos complementares podem estimar grandezas de saída do motor tais como velocidade e força.

Desta forma, algumas restrições estruturais foram estabelecidas para o motor de modo que algumas características não sejam alteradas em relação ao motor prototipado para testes. Estas restrições possuem o objetivo de reduzir o número de parâmetros variados durante a análise. Em etapas posteriores de projeto, o efeito da variação destes parâmetros poderia ser estudado para a otimização final do motor.

Tais restrições estruturais são apresentadas nos itens que seguem abaixo:

1. Os dentes permanecem localizados a 4 mm das extremidades;
2. Os dentes permanecem com a mesma altura ($l=0,75$ mm) e espessura ($j=1$ mm);
3. A parede do tubo continua com a mesma espessura ($m=0,75$ mm);

4. A cerâmica permanece com a mesma espessura ($g=1$ mm);
5. A diferença entre diâmetro externo e diâmetro interno da cerâmica permanece constante, ou seja, ($d-c=8$ mm).
6. Os demais dentes rebaixados situados entre os dentes principais continuam com altura ($l=0,375$ mm), espessura ($j=1$ mm) e espaçamento ($k=1$ mm).

6.1 Resultados da simulação dos modos de vibração para vários comprimentos de estator

A fim de que as características de projeto estipuladas nos parágrafos anteriores possam ser implementadas, a variação do comprimento do estator é efetuada sempre com números ímpares, de modo que a distribuição dos dentes rebaixados, localizados entre os dentes principais (Restrição 6), seja respeitada. A variação do comprimento foi estipulada desta forma para que a simetria da geometria interna do tubo em relação às extremidades fosse mantida, uma vez que a largura de todos os dentes e sucros dos mesmos é mantida constante.

Com o resultado desta nova análise por elementos finitos dos modos de vibração, será possível investigar o comportamento dos modos de vibração em relação à variação do comprimento do estator. A exemplo do estudo realizado na modelagem analítica, deseja-se, especificamente, investigar os modos de vibração com frequências próximas e se a interação entre eles resulta na formação de ondas viajantes no tubo.

Os resultados das simulações modais realizadas por FEM através do software Ansys[®] para estatores com comprimentos entre 21 a 65 mm são mostrados na Figura 6.1. Em todas as simulações, o diâmetro do tubo permanece constante, com o valor de 17 mm, idêntico ao estator do protótipo. Os resultados mostram o comportamento da frequência de vibração natural para os vinte e um primeiros modos de vibração.

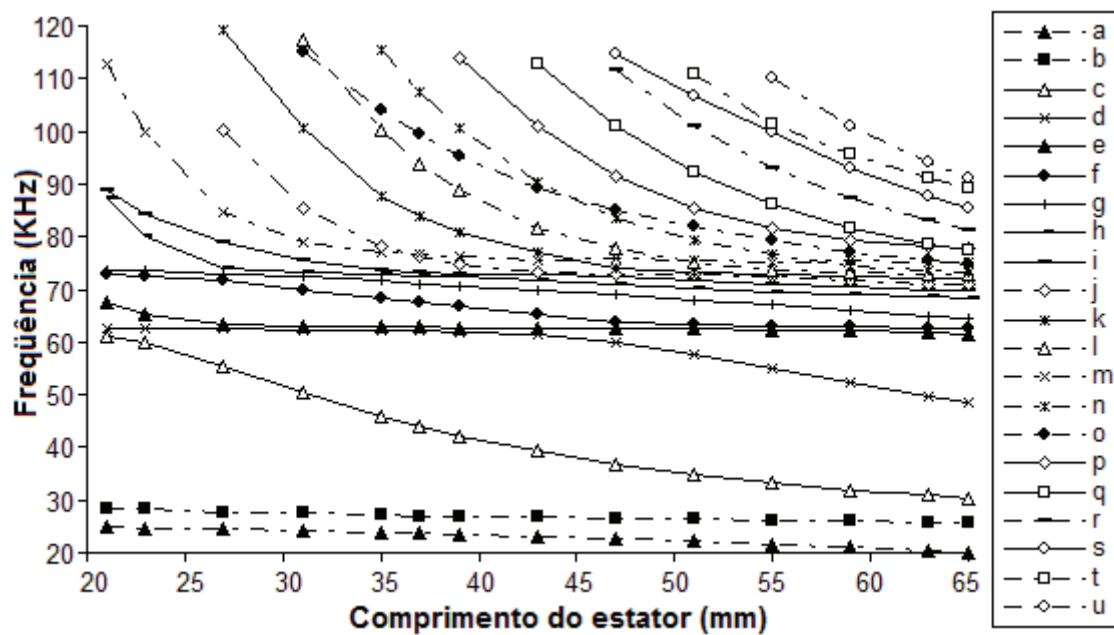
Observa-se na Figura 6.1(a) que as frequências de todos os modos diminuem com o aumento do comprimento do estator. Os modos (a) e (b) apresentam um comportamento distinto em relação aos demais, pois suas frequências praticamente

independem do comprimento do tubo. Esta característica inviabiliza a utilização destes modos, uma vez que não há como aproximar suas frequências com a alteração do comprimento do tubo, diferente da maioria dos outros modos mostrados. Como os modos (a) e (b) só estão presentes no conjunto formado por cerâmica e tubo, este comportamento deve estar associado em grande parte à presença das cerâmicas, cujas posições são mantidas ao longo desta análise.

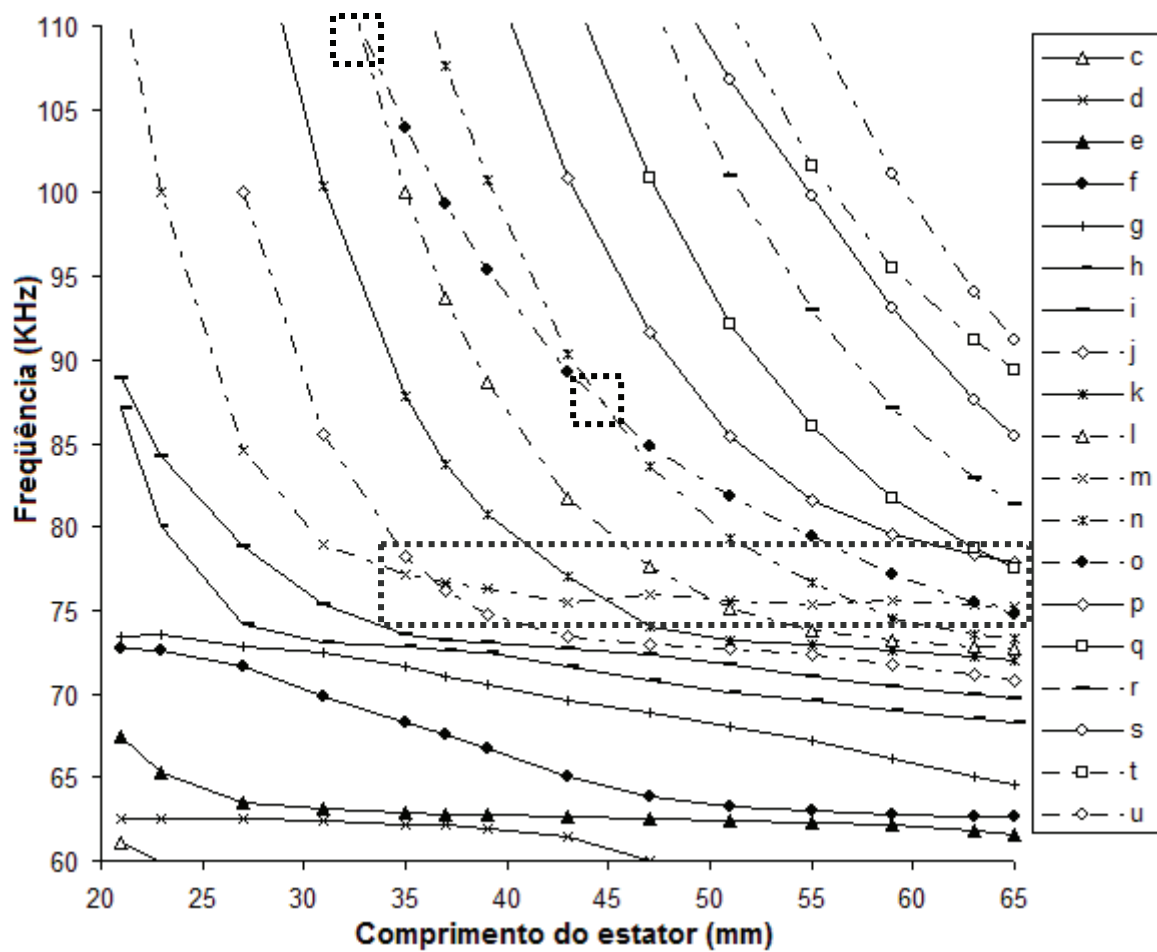
A partir do modo (e) o comportamento das frequências naturais tende a decrescer com o incremento no comprimento do estator. À medida que ocorre o aumento no comprimento do tubo, de um modo geral, as frequências dos modos naturais tendem a se aproximar, o que é desejável em termos de projeto, pois a proximidade entre os modos de vibração favorece a excitação simultânea dos modos escolhidos com FPM elevado. A proximidade entre os modos de vibração longitudinais na frequência também diminui a possibilidade da presença de outros modos não longitudinais entre eles. A combinação destes dois fatores permite a elaboração de projetos que maximizem a performance do motor.

Percebe-se, através da Figura 6.1(b) que no comprimento de 55 mm ocorre a menor separação entre os modos (e) e (f) na frequência. Este resultado coincide com os resultados obtidos no Capítulo 4, indicando que o estudo conduziu a um comprimento do tubo correspondente a uma resposta máxima para estes dois modos de vibração. Além desta condição, outras 12 situações podem ser destacadas na Figura 6.1:

1. Modos (c) e (d) em 21mm de comprimento;
2. Modos (f) e (g) em 21mm de comprimento;
3. Modos (d) e (e) em 35mm de comprimento;
4. Modos (g) e (h) em 31mm de comprimento;
5. Modos (h) e (i) em 21mm e 37mm de comprimento;
6. Modos (i) e (j) em 47mm de comprimento;
7. Modos (j) e (k) em 51mm de comprimento;
8. Modos (k) e (l) em 59mm de comprimento;



(a)



(b)

FIGURA 6.1 – Comportamento da frequência dos 21 modos de vibração natural com a variação do comprimento do estator simulado por FEM no software Ansys®. (a): toda a faixa e (b) detalhe.

9. Modos (l) e (n) em 65mm de comprimento;
10. Modos (s) e (t) em 55mm de comprimento;
11. Modos (k) e (l) em 65mm de comprimento;
12. Modos (i) e (j) em 45mm de comprimento.

Na Figura 6.1(b) também é possível observar ainda que, à medida que o comprimento do tubo é aumentado, observam-se os seguintes cruzamentos das freqüências dos modos de ressonância no tubo:

1. Modos (j) e (m) em 37mm de comprimento;
2. Modos (k) e (m) próximo a 45mm de comprimento;
3. Modos (l) e (m) em 51mm de comprimento;
4. Modos (n) e (m) próximo a 57mm de comprimento;
5. Modos (m) e (o) em 63mm de comprimento;
6. Modos (l) e (o) próximo a 33mm de comprimento;
7. Modos (n) e (o) próximo a 45mm de comprimento;
8. Modos (p) e (q) em 65mm de comprimento.

Conforme discutido na Seção 4.3 as condições geométricas de interesse para o projeto de um motor tubular com o princípio de funcionamento proposto, são aquelas onde existam duas freqüências de ressonância bastante próximas. Em um caso limite o estator poderia ser projetado de modo que as freqüências dos modos que se cruzam fossem idênticas, levando a zero a possibilidade de modos indesejáveis em seu interior e conduzindo ao infinito o valor do FPM (Ver Seções 4.2 e 4.4.2). Porém a proximidade entre os modos de ressonância na freqüência não é o único fator relevante para o funcionamento eficiente do motor. Os modos que contribuem no FPM devem ter seus máximos de deformação em pontos próximos no tubo, para que os vibradores sejam posicionados em sua vizinhança. As duas condições devem ser satisfeitas para a excitação com alto FPM.

6.2 Resultados da simulação dos modos de vibração para vários diâmetros de estator

Para a avaliação da variação do diâmetro projetado sobre o comportamento dos modos, foram efetuadas diversas simulações com a variação do diâmetro do estator (limitados pelas Restrições 3, 4 e 5). Entre as simulações, foi mantida a espessura da parede do tubo em 0,75 mm e a espessura das cerâmicas em 1 mm. Embora o diâmetro interno da cerâmica tenha que acompanhar a variação do diâmetro externo do tubo, a diferença entre o diâmetro externo e diâmetro interno do anel de PZT foi mantida em 8 mm.

O propósito do estudo com a variação do diâmetro é o mesmo dos anteriores: Identificar valores que resultem em modos de ressonância longitudinais com frequências próximas. A Figura 6.2 mostra os resultados das simulações modais com o Ansys[®], com o diâmetro variando de 8 a 30 mm, e comprimento constante (55mm), idêntico ao do protótipo. Os resultados mostram a variação das frequências até o vigésimo primeiro modo de vibração.

Na Figura 6.2(a) é possível perceber que o aumento do diâmetro do estator também provoca a redução das frequências de todos os modos naturais de vibração. Semelhante ao caso em que houve variação no comprimento do estator, os modos (a), (b), juntamente com o modo (c), apresentam um comportamento diferenciado em relação aos demais. Em relação aos outros modos, o aumento do diâmetro do estator implica em uma redução de frequência pouco significativa e de comportamento aproximadamente linear. A hipótese mais provável para este tipo de comportamento pode estar no fato de os modos serem eminentemente longitudinais, e serem pouco sensíveis às variações das dimensões da cerâmica e do diâmetro do tubo. A frequência do modo (d) se aproxima da frequência dos demais na medida em que o diâmetro aumenta. As frequências dos modos (h), (i), (j), (k), (l), (m), (n), (o), (p) e (q) são extremamente próximas na grande maioria da faixa de diâmetros simulados.

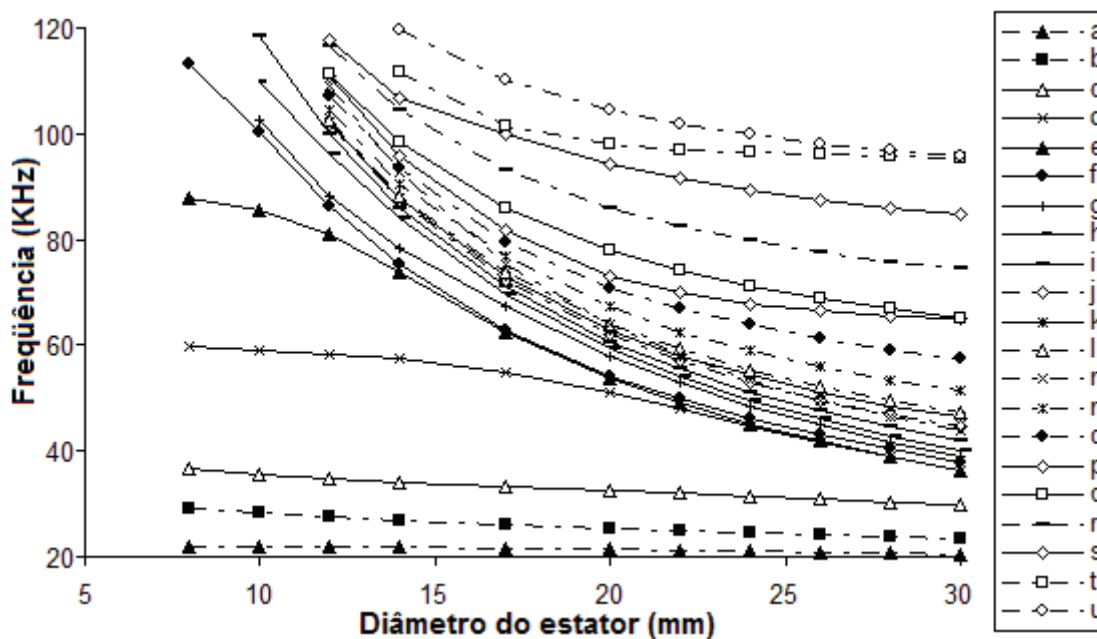
A partir da Figuras 6.2(a) e 6.2(b) é possível identificar algumas regiões favoráveis ao projeto de motores:

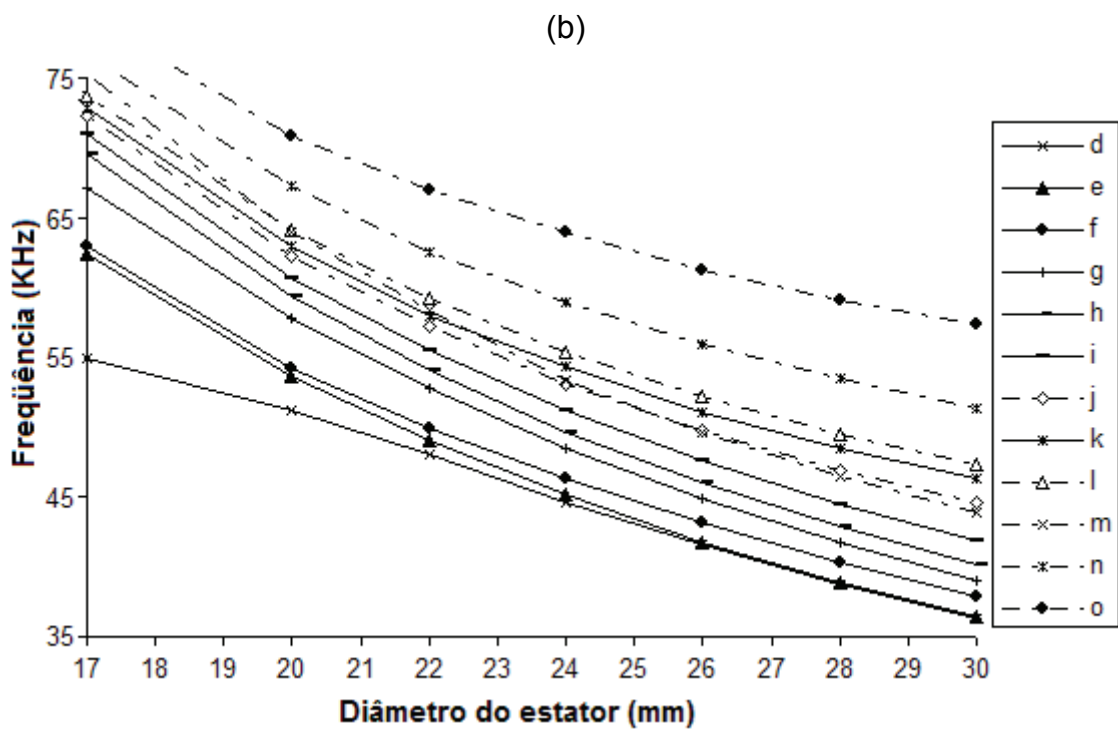
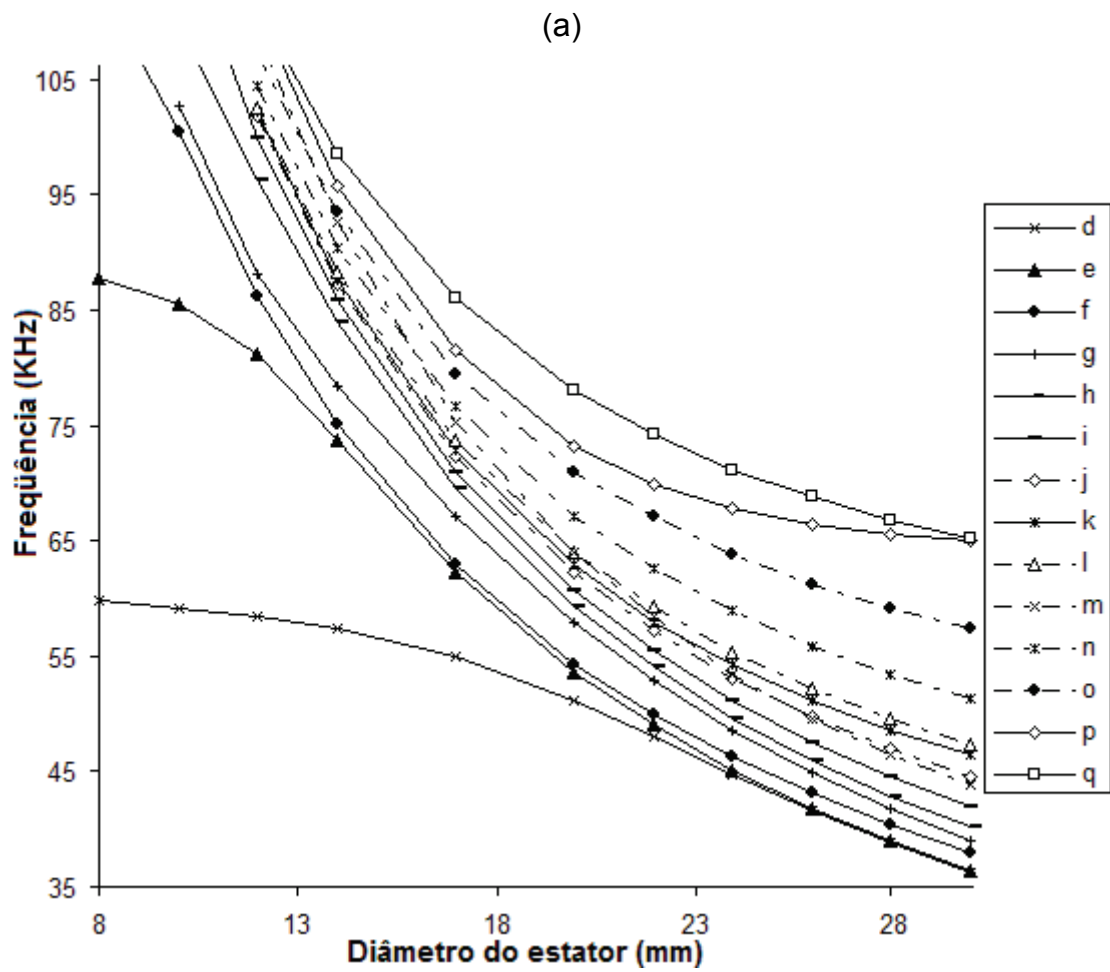
1. Modos (d) e (e) em aproximadamente 30,5 mm de diâmetro;

2. Modos (e) e (f) em 17 mm e em aproximadamente 30,5 mm de diâmetro;
3. Modos (q) e (p) em aproximadamente 30,5 mm de diâmetro;
4. Modos (t) e (u) em aproximadamente 30,5 mm de diâmetro;
5. Modos (k) e (l) em 12 mm de diâmetro;
6. Modos (l) e (n) em 12 mm de diâmetro;
7. Modos (k) e (l) em 12 mm de diâmetro;
8. Modos (k) e (l) em 12 mm de diâmetro;
9. Modos (r) e (s) em 12 mm de diâmetro;
10. Modos (k) e (l) em aproximadamente 13,5 mm de diâmetro;
11. Modos (m) e (o) em aproximadamente 13,5 mm de diâmetro;
12. Modos (i) e (j) em 14 mm de diâmetro;
13. Modos (j) e (k) em aproximadamente 19,8 mm e 20 mm de diâmetro.

Semelhante ao apresentado na Seção 6.1, o modo (m) cruza com outros modos de vibração ao longo da faixa simulada em quatro situações. São elas:

1. Modos (m) e (j) em 25,5 mm de diâmetro;
2. Modos (m) e (l) em aproximadamente 19,8 mm de diâmetro;
3. Modos (m) e (n) em aproximadamente 17 mm de diâmetro;
4. Modos (o) e (m) em 12 mm de diâmetro;





(c)

FIGURA 6.2 – Comportamento da freqüência dos 21 modos de vibração natural com a variação do diâmetro do estator simulado por FEM no software Ansys[®]. (a): toda a faixa, (b) detalhe geral e (c): detalhe de alguns cruzamentos de freqüências.

De um modo geral os gráficos das Figuras 6.1 e 6.2 apresentam regiões onde há uma grande proximidade entre as curvas dos modos naturais. Todas as freqüências apresentadas nestes gráficos são listadas na Tabela 6.1 para melhor identificação.

6.3 Análise das situações de proximidade entre as freqüências dos modos ressonantes

As Seções 6.1 e 6.2 apresentaram o comportamento das freqüências dos modos de ressonância para dimensões do estator, favoráveis à produção de ondas viajantes e à conseqüente produção de movimentos lineares. Na presente seção estas situações são analisadas mais detalhadamente. Para facilitar a referência às condições de interesse, estas são sumarizadas nas Tabelas 6.2 e 6.3. Para melhor identificação, as condições são organizadas por um índice, onde a segunda coluna indica o comprimento ou diâmetro em que a situação de interesse foi encontrada, e a terceira coluna indica o par de modos naturais sob investigação.

A quinta coluna mostra o número de modos naturais não longitudinais compreendidos entre os modos de interesse, denominados por f_1 e f_2 , para o primeiro e o segundo modos respectivamente, organizados em ordem crescente de freqüências (quinta coluna). A quarta e a sexta colunas mostram o número de modos não longitudinais compreendidos entre o modo de interesse e o primeiro modo longitudinal existente abaixo e acima do par de modos sob investigação.

As colunas 8 e 9 apresentam a freqüência natural de vibração dos modos estudados. As colunas 7 e 10 representam, respectivamente, os vizinhos imediatamente inferior e superior ao modo de vibração sob estudo. Estes modos de vibração podem ser longitudinais ou não. As colunas que seguem (11°, 12°, 13° e 14°) apresentam o nível de deformação longitudinal e radial normalizados dos modos de vibração sob estudo em relação à 2,34 μm na posição dos dentes do

motor. Como o estator é simétrico em relação às extremidades, a deformação para os dois dentes é idêntica.

A última coluna apresenta, quando necessário, algumas observações quanto aos modos de vibração objeto de destaque na dimensão do estator sob análise. Estas observações incluem perfis de deformação de maior amplitude verificados, bem como, características gerais de alguns modos.

Embora cada situação particular tenha sido escolhida baseada na proximidade das freqüências de ressonância dos modos longitudinais, indicando a possibilidade de um caso de interesse, é possível observar na Tabela 6.2 que há vários casos onde há modos não longitudinais em seu interior. Uma vez que estes modos poderão ter MPF maior que os modos longitudinais, podem alterar completamente as vibrações finais almejadas. Na Tabela 6.2 estas situações estão indicadas pelos índices: 3, 5, 9, 12, 13, 17, 18, 21 e 25. Na Tabela 6.3 todas as situações encontradas continuam sob análise uma vez que não há modos não longitudinais entre os modos naturais sob estudo.

TABELA 6.1 – Frequência dos primeiros 21 modos naturais do motor com estator variando de 21 a 65mm no comprimento (a) e de 8 a 30mm no diâmetro (b).

		Frequência dos modos naturais (Hz)																																			
		a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u															
(a)																																					
Compr.																																					
21mm		24757	28424	61025	62532	67444	72724	73474	87115	88888																											
23mm		24625	28195	59881	62555	65285	72545	73546	80000	84261	112612																										
27mm		24384	27774	55305	62488	63529	71650	72825	74149	78782	100076	119258	100035																								
31mm		24116	27433	50237	62369	63067	69871	72464	73096	75339	85589	100450	117518	78978	114879																						
35mm		23815	27147	45832	62216	62858	68318	71624	72778	73534	78282	87815	100094	77163	115341	103881																					
37mm		23650	27019	43920	62108	62786	67550	71058	72625	73204	76179	83735	93679	76662	107589	99338																					
39mm		23475	26899	42189	61958	62726	66744	70531	72416	73012	74753	80714	88658	76264	100733	95413	113909																				
43mm		23089	26679	39208	61385	62624	65077	69643	71670	72734	73383	77066	81761	75419	90385	89218	100928	112715																			
47mm		22651	26479	36777	59994	62532	63808	68863	70805	72316	72988	74044	77634	75959	83672	84850	91629	100896	111724	114644																	
51mm		22157	26293	34802	57677	62435	63213	68061	70123	71693	72690	73241	75158	75593	79364	81788	85424	92148	101038	106771	110899																
55mm		21680	26117	33203	54987	62316	62943	67161	69563	70978	72312	72908	73767	75292	76657	79401	81562	85993	92992	99822	101548	110175															
59mm		21011	25948	31916	52282	62143	62787	66135	69048	70399	71711	72648	73153	75530	74474	77203	79497	81689	87152	93046	95545	101133															
63mm		20377	25783	30883	49707	61840	62676	65030	68526	69931	71097	72269	72863	75300	73544	75413	78328	78666	82944	87603	91154	94089															
65mm		20051	25701	30446	48487	61587	62629	64500	68251	69722	70829	72007	72742	75228	73268	74718	77893	77512	81310	85416	89330	91223															
(b)																																					
Diâmetro																																					
8mm		21909	29084	36571	59903	87835	113312																														
10mm		21933	28202	35482	59187	85509	100484	102722	109774	118535																											
12mm		21880	27488	34671	58385	81116	86263	88160	96230	99992	101780	102117	102505	109090	104451	107268	111046	111419	116632	117539																	
14mm		21788	26887	34019	57351	73729	75156	78481	83875	85931	87269	87678	88300	92639	90416	93454	95800	98518	104597	106875	111679	119471															
17mm		21680	26117	33203	54987	62316	62943	67161	69563	70978	72312	72908	73767	75292	76657	79401	81562	85993	92992	99822	101548	110175															
20mm		21396	25437	32469	51213	53616	54274	57859	59306	60677	62199	62986	64061	63946	67194	70902	73179	77998	85732	94400	97994	104475															
22mm		21237	25007	31983	48010	49011	49896	52812	54029	55461	57152	57920	59255	58377	62595	67033	69814	74179	82318	91447	97066	101839															
24mm		21066	24584	31478	44664	45122	46293	48535	49660	51169	53061	54303	55369	53399	58910	63890	67742	71176	79663	89137	96472	99810															
26mm		20881	24161	30939	41542	41796	43160	44888	45995	47577	49706	51101	52178	49589	55909	61288	66448	68775	77559	87309	96060	98218															
28mm		20679	23732	30355	38758	38923	40367	41752	42886	44525	46926	48503	49528	46434	53431	59129	65595	66827	75868	85842	95759	96946															
30mm		20463	23294	29718	36300	36418	37870	39036	40225	41903	44604	46381	47303	43820	51362	57328	65000	65227	74489	84649	95532	95916															

TABELA 6.2 – Situações selecionadas para análise para vários comprimentos de estator.

ind.	Comprí. Modos (mm)	nº de modos não longitudinais				Frequências dos modos longitudinais sob análise (Hz)				Def. Long. D _L (normaliz)		Def. Rad D _R (normaliz)		Observações
		f ₁ ^{ant.}	f ₁	f ₂	f ₂ ^{sup}	f ₁ ^{ant.}	f ₁	f ₂	f ₂ ^{post.}	1	2	1	2	
1	21	5	0	20		59643	61025	62532	65689	0,424	0,083	0,794	1,015	i com > D _L =0,81
2	21	2	0	11		72715	72724	73474	73733	0,124	0,006	0,044	0,247	i com > D _L =0,81
3	21	11	2	14		86607	87115	88888	89843	0,124	0,817	0,512	0,176	i com > D _L =0,81
4	31	3	0	2		70292	72464	73096	73423	0,150	0,085	0,024	0,132	c com > D _L =0,92
5	33	10	3	17		103396	108106	109098	109478	0,539	0,393	0,431	0,132	—
6	35	6	0	14		62191	62216	62858	64002	0,195	0,017	1,015	0,024	c com > D _L =0,88
7	37	1	0	4		71579	72625	73204	73386	0,132	0,056	0,432	0,159	c com > D _L =0,91 e o com > D _L =0,55
8	37	4	0	10		75437	76179	76662	77695	0,083	0,265	0,311	0,105	c com > D _L =0,91 e o com > D _L =0,55
9	45	0	3	4		73123	74735	76310	76537	0,156	0,155	0,247	0,056	c com > D _L =0,83 e d com > D _L =0,45, mas D _R desprezíveis
10	45	4	0	0		72389	72575	73123	74735	0,132	0,072	0,004	0,132	c com > D _L =0,83 e d com > D _L =0,45, mas D _R desprezíveis
11	45	0	0	4		72575	73123	74735	75018	0,072	0,156	0,132	0,247	c com > D _L =0,83 e d com > D _L =0,45, mas D _R desprezíveis
12	45	8	2	6		86084	86659	86836	89048	0,076	0,526	0,313	0,115	c com > D _L =0,83 e d com > D _L =0,45, mas D _R desprezíveis
13	47	2	2	0		70962	72360	72958	74044	0,141	0,088	0,042	0,099	—
14	51	2	0	4		72097	72690	73241	73980	0,122	0,052	0,033	0,155	c com > D _L =0,76 e d com > D _L =0,60, mas D _R desprezíveis
15	51	4	0	6		75095	75158	75593	77383	0,071	0,158	0,249	0,071	c com > D _L =0,76 e d com > D _L =0,60, mas D _R desprezíveis
16	55	7	0	7		61696	62316	62943	63350	0,159	0,007	0,962	0,997	c com > D _L =0,77 e d com > D _L =0,81, mas D _R desprezíveis
17	55	1	1	1		71402	72312	72908	73629	0,137	0,097	0,049	0,086	—
18	57	2	1	3		74441	74996	75869	76343	0,115	0,064	0,195	0,124	c com > D _L =0,7 e d com > D _L =0,65. D _R despr. com ampl. semlh.
19	59	3	0	0		72084	72648	73153	74474	0,123	0,062	0,020	0,132	c com > D _L =0,7 e d com > D _L =0,65. D _R despr. com ampl. semlh.
20	59	0	0	2		72648	73153	74474	75018	0,062	0,062	0,132	0,212	c com > D _L =0,7 e d com > D _L =0,65. D _R despr. com ampl. semlh.
21	63	2	1	0		71824	72269	72863	73544	0,131	0,101	0,054	0,073	c com > D _L =0,7 e d com > D _L =0,65. D _R despr. com ampl. semlh.
22	63	6	0	2		75077	75300	75413	76655	0,013	0,086	0,111	0,229	c com > D _L =0,7 e d com > D _L =0,65. D _R despr. com ampl. semlh.
23	65	5	0	0		71873	72007	72742	73268	0,124	0,201	0,082	0,044	—
24	65	2	3	8		76819	77512	77893	78486	0,256	0,051	0,088	0,223	—
25	65	0	0	2		72007	72742	73268	73845	0,113	0,047	0,044	0,150	—

Nota: Os valores das deformações estão normalizados em relação a 2,34µm.

TABELA 6.3 – Situações selecionadas para análise para vários diâmetros de estator.

Índ.	Diâm. (mm)	Modos	nº de modos não longitudinais				Frequências dos modos longitudinais sob análise (Hz)				Def. Long. D_L (normaliz)		Def. Rad D_R (normaliz)		Observações
			f_{1^o} ant. e f_1	f_1 e f_2	f_2 e f_{2^o} sup	f_{1^o} anterior	f_1	f_2	f_{2^o} posterior	1	2	1	2		
1	12	k-l	1	0	0	101970	102117	102505	104451	0,191	0,044	0,020	0,106	c com > D_L =0,83 e d com > D_L =0,86. D_R despr. com ampl. semih.	
2	12	l-n	0	0	3	102117	102505	104451	105046	0,047	0,101	0,102	0,198	c com > D_L =0,83 e d com > D_L =0,86. D_R despr. com ampl. semih.	
3	12	o-m	3	0	3	107191	107288	109090	106607	0,159	0,132	0,238	0,071	c com > D_L =0,83 e d com > D_L =0,86. D_R despr. com ampl. semih.	
4	12	r-s	9	0	—	115984	116632	117539	118605	0,159	0,309	0,318	0,053	c com > D_L =0,83 e d com > D_L =0,86. D_R despr. com ampl. semih.	
5	13,5	j-k	1	0	1	89490	90467	90850	91106	0,185	0,141	0,088	0,021	c com > D_L =0,80 e d com > D_L =0,79. D_R despr. com ampl. semih.	
6	13,5	m-o	5	0	2	95343	96248	96495	96881	0,106	0,176	0,017	0,247	c com > D_L =0,80 e d com > D_L =0,79. D_R despr. com ampl. semih.	
7	14	i-j	4	0	1	84829	85931	87269	87605	0,141	0,168	0,141	0,079	c com > D_L =0,78 e d com > D_L =0,77. D_R despr. com ampl. semih.	
8	17	e-f	7	0	7	61696	62316	62943	63350	0,159	0,007	0,971	0,997	c com > D_L =0,72 e d com > D_L =0,64. D_R despr. com ampl. semih.	
9	17	m-n	3	0	5	75137	75292	76657	76940	0,141	0,009	0,132	0,203	c com > D_L =0,72 e d com > D_L =0,64. D_R despr. com ampl. semih.	
10	19,8	j-k	2	0	1	62606	62768	63543	64149	0,115	0,088	0,024	0,114	c com > D_L =0,68 e d com > D_L =0,49. D_R baixo mas com ampl. semih.	
11	19,8	m-l	1	0	7	64149	64587	64604	64658	0,001	0,141	0,229	0,088	c com > D_L =0,68 e d com > D_L =0,49. D_R baixo mas com ampl. semih.	
12	20	j-k	2	0	1	62157	62199	62986	63496	0,115	0,088	0,032	0,115	c com > D_L =0,67 e d com > D_L =0,47. D_R baixo mas com ampl. semih.	
13	25,5	m-j	6	0	4	49798	50475	50485	50559	0,195	0,099	0,023	0,014	c com > D_L =0,59 e d com > D_L =0,19	
14	30,5	d-e	14	0	0	35203	35731	35841	37288	0,115	0,044	0,644	0,671	d, p et > D_L =0,48. d e e > D_R =0,66	
15	30,5	e-f	0	0	3	35731	35841	37288	37431	0,044	0,124	0,671	0,176	d, p et > D_L =0,48. d e e > D_R =0,66	
16	30,5	p-q	15	0	15	64304	64872	64880	65309	0,503	0,021	0,083	0,238	d, p et > D_L =0,48. d e e > D_R =0,66	
17	30,5	t-u	18	0	23	94445	95483	95690	95803	0,424	0,099	0,042	0,246	d, p et > D_L =0,48. d e e > D_R =0,66	

Nota: Os valores das deformações estão normalizados em relação a 2,34 μ m.

A investigação do número de modos não longitudinais entre pares de modos longitudinais se estende para os primeiros modos longitudinais localizados antes e depois de cada modo natural sob estudo. As colunas 4 e 6 das duas tabelas mostram esta informação. Embora menos importante que análise no parágrafo anterior, que tratava do número de modos não longitudinais localizados entre os modos de interesse, esta análise pode se tornar relevante nas situações mostradas pelos índices 10, 11, 19, 20, 23 e 24 da Tabela 6.2 e pelos índices 1, 2, 14 e 15 da Tabela 6.3. Percebe-se que nestes casos, há três modos longitudinais adjacentes e não apenas dois como nos demais. Dois destes modos estão sob o foco da análise corrente, uma vez que foram escolhidos devido à proximidade de suas frequências. Porém, a presença do terceiro modo longitudinal na vizinhança dá uma segunda opção de estudo. Logo, com três modos de vibração longitudinais vizinhos há duas opções de análise, com os dois primeiros modos e com os dois seguintes. Desta forma pode-se avaliar qual o par de modos é mais adequado à produção de movimento, analisando-se: os FPMs, os perfis e as deformações máximas. O efeito combinado determina o formato da trajetória de vibração dos dentes do motor e a capacidade de geração de movimento.

A análise da separação dos modos na frequência pode ser visualizada na Tabela 6.4. Em (a) são mostradas as frequências para o caso da simulação com o comprimento variante e em (b) para o diâmetro variante. Na Tabela 6.4(a) observam-se separações bastante reduzidas entre f_1 e f_2 (menores que 500 Hz), identificadas pelos índices 8, 12, 15, 22 e 25. Porém, conforme foi concluído da análise na Seção 4.3, as condições não são favoráveis ao projeto do estator devido à presença de modos não longitudinais entre os modos de interesse. Na Tabela 6.4(b) as menores separações entre modos correspondem aos índices 11, 13 e 16, separados respectivamente de 17, 10 e 8 Hz. Estas situações são extremamente favoráveis para a obtenção de um alto MPF. Outras condições, com separações menores que 500 Hz são encontradas com os índices 1, 5, 6, 14 e 17.

De um modo geral todo o distanciamento de pares de frequência menor que 1,5% até um limite de estudo de 100 kHz faz da situação em questão objeto de interesse no projeto do estator.

Embora as frequências do par de modos sob interesse sejam adjacentes e estejam próximas, o distanciamento em frequência entre cada um destes modos e seus vizinhos imediatos com frequências acima e abaixo deles, também se torna um

fator a ser considerado como uma possível soma de componentes não longitudinais indesejáveis. Caso a distância em frequência do modo imediatamente inferior ao modo de menor frequência do par de interesse, ou, o modo imediatamente superior ao modo de maior frequência do par seja menor que o distanciamento entre as frequências do próprio par (f_1 e f_2), componentes não longitudinais oriundas destes outros modos podem modificar o perfil de deformação resultante.

Além da análise das separações entre os modos, deve ser realizado um estudo da vibração na posição dos dentes do estator para os modos de interesse no projeto. A componente longitudinal de vibração (D_L) de cada modo contribui com o deslocamento da superfície do dente na direção tangencial. Esta componente de deformação é responsável pela produção da força que impulsiona eixo e estator quando pressionados um ao outro, o movimento desejado. A componente de deformação radial D_R , de cada modo, é responsável por sua vez, pela força normal à interface de contato eixo-estator, determinando portanto, a força de atrito. A cada semi-ciclo das vibrações, a deformação do tubo faz com que o dente avance em direção ao eixo. No semi-ciclo seguinte, o dente recua e a sua superfície perde o contato com o eixo móvel. É de extremo interesse de projeto que no momento de deformação máxima em avanço de D_R , D_L seja próximo ao seu máximo de deformação. Desta forma a força de impulsão sobre as peças será maximizada.

As amplitudes das componentes D_L e D_R para cada modo de vibração, na posição dos dentes, podem ser analisadas nas Tabelas 6.2 e 6.3. Os valores de deformação estão normalizados em relação a $2,34 \mu\text{m}$. A amplitude das vibrações normalizadas nos dentes do estator, simuladas para o estator construído para estudo foi de 1 e 0,16 para D_R e D_L respectivamente. Estes valores são extremamente úteis no julgamento de uma nova situação de projeto do estator.

De um modo geral, em sua maioria, as componentes longitudinais dos modos listados Tabelas 6.2 e 6.3 possuem amplitudes pequenas quando comparadas com os valores citados acima. Valores de componentes longitudinais praticamente nulas são encontradas nas situações denotadas pelos índices 2 e 16 na Tabela 6.2 e pelos índices 8, 9 e 11 da Tabela 6.3. Percebe-se que os índices 16 da primeira tabela e 8 da segunda, equivalem à mesma geometria do estator e é a situação que foi foco do estudo no Capítulo 4. Lembrando que nesta situação de estudo o modo (f) possui a componente de vibração longitudinal praticamente nula.

TABELA 6.4 – Diferença das freqüências entre os modos de interesse e vizinhos para simulações com variação no comprimento (a) e no diâmetro (b).

Índice	(a)			Índice	(b)		
	Distanciamento em freqüência de modos de vibração (Hz)				Distanciamento em freqüência de modos de vibração (Hz)		
	f_{inferior} e f_1	f_1 e f_2	f_2 e f_{superior}		f_{inferior} e f_1	f_1 e f_2	f_2 e f_{superior}
1	1382	1507	3167	1	147	388	1946
2	9	750	259	2	388	1946	595
3	508	1773	955	3	77	1822	2483
4	2172	632	327	4	668	907	1066
5	4710	992	380	5	977	383	256
6	25	642	1144	6	905	247	386
7	1046	579	182	7	1102	1338	336
8	742	483	1033	8	620	627	407
9	1612	1575	227	9	155	1365	283
10	186	548	1612	10	162	775	606
11	548	1612	283	11	438	17	54
12	575	177	2212	12	42	787	510
13	1398	598	1086	13	677	10	74
14	593	551	739	14	528	110	1447
15	63	435	1790	15	110	1447	143
16	620	627	407	16	568	8	429
17	910	596	721	17	1038	207	113
18	555	873	474				
19	564	505	1321				
20	505	1321	544				
21	445	594	681				
22	223	113	1242				
23	134	735	526				
24	735	526	577				
25	693	381	593				

O estator com maior D_L corresponde à linha 5 da Tabela 6.2. A deformação possui magnitude de aproximadamente 0,5 e 0,4 para f_1 e f_2 respectivamente. Porém, existem três modos não longitudinais entre os modos do par, o que descarta sua escolha para o projeto do motor.

Dos modos avaliados, apenas um número reduzido possui valor significativo para D_L na posição do dente do estator. Estes modos são representados pelo índice 1 da Tabela 6.2 e pelos índices 4, 16 e 17 na Tabela 6.3. Os níveis de deformação longitudinal normalizados estão na faixa de 0,3 a 0,5 para um dos modos do par. O

outro modo geralmente apresenta amplitude normalizada inferior, na faixa de 0,16 ou menor.

Logo, a escolha das dimensões viáveis ao projeto do estator, se restringe a apenas quatro opções, que continuarão a ser investigadas na seção seguinte.

Considerando a maior amplitude normalizada da componente de deformação radial D_R , pode-se identificar a geometria 1 na Tabela 6.2 com D_R igual a 0,8 e 1,0 para f_1 e f_2 respectivamente. Nas demais geometrias, o nível máximo de D_R não ultrapassa 0,3 em um dos modos e nunca menor do que 0,05 para o outro.

6.4 Análise final e comparação das deformações nas quatro melhores condições de estator

Após a análise completa das diversas dimensões de estator, apenas quatro geometrias satisfazem às condições para a geração de movimento. A fim de verificar qual delas é capaz de produzir a movimentação dos dentes do estator de forma eficiente serão efetuadas simulações com vibrações forçadas. O objetivo dessa simulação é determinar a trajetória executada pela superfície dos dentes para cada conjunto de modos de vibração selecionado.

A Tabela 6.5 apresenta os parâmetros de entrada utilizados na simulação harmônica forçada, para as quatro dimensões de estator selecionadas para projeto. As frequências das excitações aplicadas são as médias entre os dois modos de cada par escolhido. As simulações foram realizadas para condições de excitação idênticas às apresentadas no Capítulo 4, ou seja, fontes senoidais com $100 V_{pp}$ ($35,3 V_{rms}$) defasadas de 90° . A Tabela 6.5 mostra a frequência de excitação utilizada para cada um dos quatro casos selecionados, identificados agora por letras romanas (I, II, III e IV).

Durante o intervalo de tempo em que o dente se desloca contra o eixo, há um instante de máxima pressão entre eles, onde ocorre o ápice da deformação radial, conduzindo a um maior desempenho na transmissão da componente de movimentação longitudinal. Este ponto de ápice no toque das peças é mostrado pela última coluna da Tabela 6.5. Nota-se que nos casos (I), (II), e (IV) no momento do ápice do toque a deformação longitudinal não é a máxima, embora nos casos (II) e

(IV) estejam muito próximas a ela (87% de proximidade em (II) e 95% em (IV)). No caso (I), menos favorável, a deformação de ápice no toque apresenta apenas 60% da deformação máxima longitudinal.

A situação (III) se destaca devido ao alto nível das vibrações, tanto longitudinais quanto radiais, tendo máximos de 2,6 e 3,8 μm respectivamente. Além disto, no ápice da deformação de toque, a componente de deformação longitudinal é máxima.

TABELA 6.5 – Organização das situações prováveis de projeto do estator com nível máximo e de toque das componentes longitudinais e radiais em operação simulados por FEM.

Ident.	D (mm)	C (mm)	Modos	Frequência dos modos longitudinais			Def. forçada longitudinal (μm)		Def. forçada radial (μm)	
				f_1	$f_{\text{excitação}}$	f_2	máxima	toque	máxima	toque
I	17,0	21	c-d	61025	61778	62532	0,22	0,13	1,94	1,94
II	12,0	55	r-s	116632	117086	117539	0,08	0,07	0,05	0,05
III	30,5	55	q-p	64872	64876	64880	2,60	2,60	3,80	3,80
IV	30,5	55	t-u	95483	95587	95690	0,45	0,43	0,10	0,10

A Figura 6.3 mostra o movimento elíptico descrito pelos dois dentes do estator nas quatro condições descritas na Tabela 6.5. Os eixos coordenados dos gráficos de cada situação estão na mesma escala para representar visualmente a trajetória de movimentação do dente.

Verifica-se em todos os gráficos que os dois dentes tendem a impulsionar o eixo para o mesmo lado para cada situação, fato consistente com a hipótese da formação de ondas viajantes no tubo. A escolha da posição dos dentes no tubo como um fator de seleção das características de deformação também podem ser confirmados. A situação (IV) da Figura 6.3 mostra um tipo de vibração com componentes longitudinais maiores que radiais, indicando um estator mais adequado à aplicações que requeiram mais velocidade que força. Já a situação (I) mostra o contrário, um movimento vibratório com componentes radiais muito maiores que longitudinais, indicando mais força e pouca velocidade.

De um modo geral, o aumento do comprimento do tubo faz com que as componentes radiais de vibração sejam reduzidas. Por outro lado, o aumento do

diâmetro do tubo favorece o aumento da componente de vibração radial. Logo, tubos com comprimento e diâmetro semelhantes possibilitam a ocorrência de modos que componentes de vibração de magnitude semelhante. Porém, este tipo de alteração estrutural implica em: mudança das frequências dos modos, ocorrência de outros modos de vibração, alteração da ordem de ocorrência etc... de tal forma que este tipo de ajuste final das componentes de vibração se torna pouco prático. A análise realizada no Capítulo 4 comparando tubo com o conjunto tubo-cerâmicas confirma a hipótese.

O equilíbrio na ordem de grandeza das componentes radial e longitudinal das situações (I) e (IV) pode ser ajustado também através da mudança da posição dos dentes ao longo do tubo e da alteração do ângulo de defasagem θ entre os dois sinais de acionamento. A primeira opção, por ser estrutural, pode acarretar em mudança nos modos ressonantes, consequentemente deve ser colocada como última opção. A alternativa de ajuste do ângulo de defasagem θ é mais viável uma vez que só os parâmetros de acionamento são alterados para tentar equilibrar o nível das duas componentes de vibração. Porém, a alteração de θ implica em alteração do modo como as componentes de onda gerada pelas duas cerâmicas interferem no tubo, podendo ocorrer a redução da magnitude das duas componentes.

Nas outras duas situações (II e III) há um equilíbrio na ordem de grandeza das componentes, que favorece a transmissão equilibrada de força e velocidade ao eixo. Porém, a eficácia desta transmissão também está ligada à ordem de grandeza das amplitudes das componentes de vibração. Percebe-se através da Figura 6.3, que a situação (II) possui um dos níveis mais baixos de amplitude para ambas as componentes ($\cong 50\text{nm}$) enquanto que a situação (III) possui o nível mais alto (2,6 e $3,8\mu\text{m}$ para as componentes longitudinal e radial respectivamente).

Este equilíbrio entre as componentes indica, em termos práticos, que a conversão eletromecânica útil proporciona 50% de força e 50% de velocidade no movimento do eixo. A componente de vibração radial é responsável pela força de impulsão do eixo devido à alteração cíclica da força de atrito entre as superfícies. A componente longitudinal é responsável pela transmissão da velocidade uma vez que sua vibração é transmitida tangencialmente ao eixo. O equilíbrio entre as duas componentes na situação (III) também é favorecido pela geometria do estator, pois o

comprimento de 55 mm e o diâmetro 30,5 mm possuem valores relativamente próximos. De acordo com a hipótese anterior, a ocorrência de modos de vibração com maior equilíbrio na amplitude das componentes de vibração é maior. No caso da situação (III), além deste fator, os máximos de vibração das duas componentes estão próximos à posição dos dentes e o conjunto de todos estes fatores conduzem aos altos níveis vibracionais que os resultados mostram.

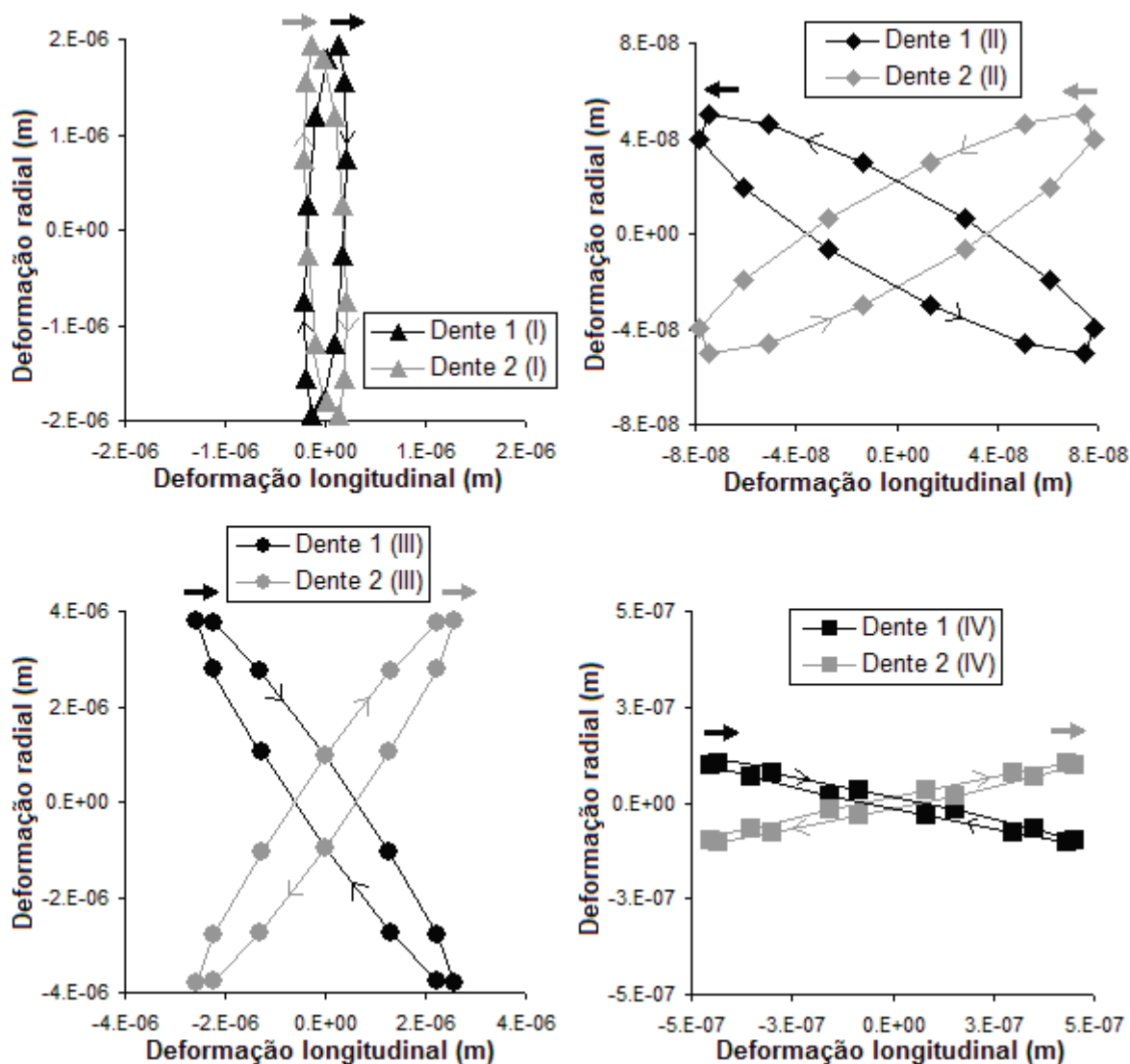


FIGURA 6.3 – Comportamento de movimentação dos dois dentes do estator para as situações I, II, III e IV mostradas na Tabela 6.5.

Para que seja possível uma comparação entre todas as situações apresentadas na Tabela 6.5, a Figura 6.4 mostra as quatro situações através de gráficos sob os mesmos eixos coordenados.

É possível ratificar a grande diferença na ordem de magnitude da amplitude das componentes de vibração da situação (III) em relação às demais. Sua componente longitudinal de $2,6\ \mu\text{m}$ é 6 vezes maior que a segunda maior componente longitudinal mostrada ($0,43\ \mu\text{m}$ – Situação (IV)). A sua componente radial de $3,8\ \mu\text{m}$ é 2 vezes maior que a segunda maior componente radial ($1,9\ \mu\text{m}$ da situação (I)). Apesar de a situação (I) apresentar o segundo melhor desempenho em termos radiais, suas amplitudes longitudinais de $0,13\ \mu\text{m}$ inviabilizam sua utilização prática. Esta circunstância é idêntica à apresentada em relação ao protótipo. Portanto, dentre as quatro situações de estator, a situação (III) é a que apresenta as melhores características para a transmissão do movimento ao eixo do motor ultrassônico linear proposto.

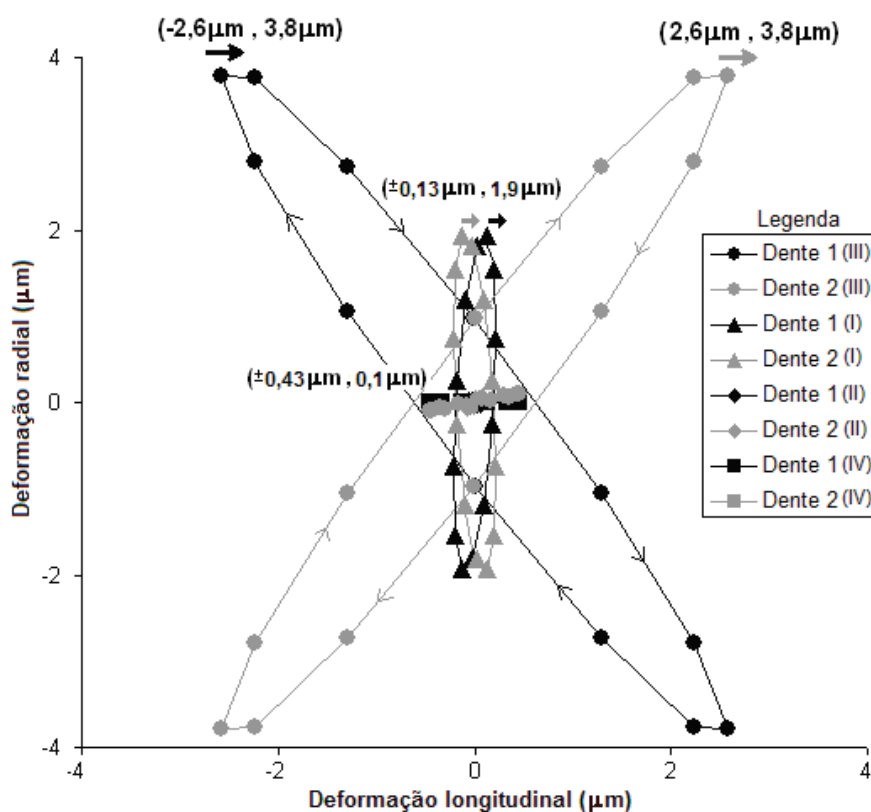


FIGURA 6.4 – Comparação da trajetória elíptica de movimentação dos dentes do estator nas quatro situações mostradas pela Tabela 6.5.

6.5 Comparação do motor com estator previamente construído e projetado

A Tabela 6.6 ilustra a evolução de desempenho do estator projetado com o estator construído no início da investigação.

O comprimento de ambos os estatores é idêntico, porém o diâmetro difere consideravelmente. Apesar de a frequência de acionamento do estator do motor projetado ser muito próxima da frequência do estator do motor de testes, devido à mudança em seu diâmetro, os modos (q) e (p) é que são excitados. No caso do motor construído, verificou-se no Capítulo 4 que os modos (e) e (f) eram utilizados para a geração das vibrações.

Comparando os níveis de deformação radial é possível observar que o motor projetado apresenta vibrações 90% maiores que o estator do motor de testes. No caso das vibrações longitudinais, além de o motor projetado apresentar a deformação máxima muito próxima do instante de ápice do toque, contra apenas 30% de aproveitamento da deformação máxima no instante do toque no estator construído, seus níveis globais de amplitude diferem consideravelmente.

A componente de vibração longitudinal do motor projetado é em torno de 3600% maior que no caso do motor construído, indicado um aumento de performance em velocidade nesta mesma porcentagem. A componente radial é 90% maior, ou seja, imprime 90% a mais de força no eixo. A Figura 6.5 mostra os movimentos elípticos dos dentes do estator dos dois casos de forma comparativa sob os mesmos eixos coordenados. É possível observar que o motor projetado através dos critérios de estudo apresentados possui maior amplitude nas vibrações do estator, que conduz ao aumento da performance do mesmo.

Comparando as Figuras 6.4 e 6.5, é possível perceber grande semelhança nos perfis de deformação da situação I apresentada na Tabela 6.5 e do motor prototipado para estudo. Porém as dimensões de ambos os estatores diferem no diâmetro – 12 mm para o estator da situação I e 17 mm para o motor de testes.

Percebe-se também que a defasagem temporal da transmissão do movimento pelos dois dentes é a mesma, ou seja, os dois dentes possuem impulsão máxima no mesmo instante de tempo equivalendo a 30° temporais das senóides de acionamento. Ao contrário do resultado do protótipo apresentado pela

Figura 4.16(b), o movimento dos dentes do motor projetado está em fase, tornando a transmissão do movimento ainda mais eficaz.

TABELA 6.6 – Comparação do comportamento do estator construído e projetado calculado por FEM através do software Ansys®.

Estator	D (mm)	C (mm)	Modos	Frequência dos modos longitudinais			Def. forçada longitudinal (μm)		Def. forçada radial (μm)	
				f_1	$f_{\text{excitação}}$	f_2	máxima	toque	máxima	toque
Construído	17,0	55	e-f	62316	62629	62943	0,23	0,07	2,00	2,00
Projetado	30,5	55	q-p	64872	64876	64880	2,60	2,60	3,80	3,80

Nota: Ondas de acionamento em $100V_{pp}$ e 90° de defasagem entre ambas.

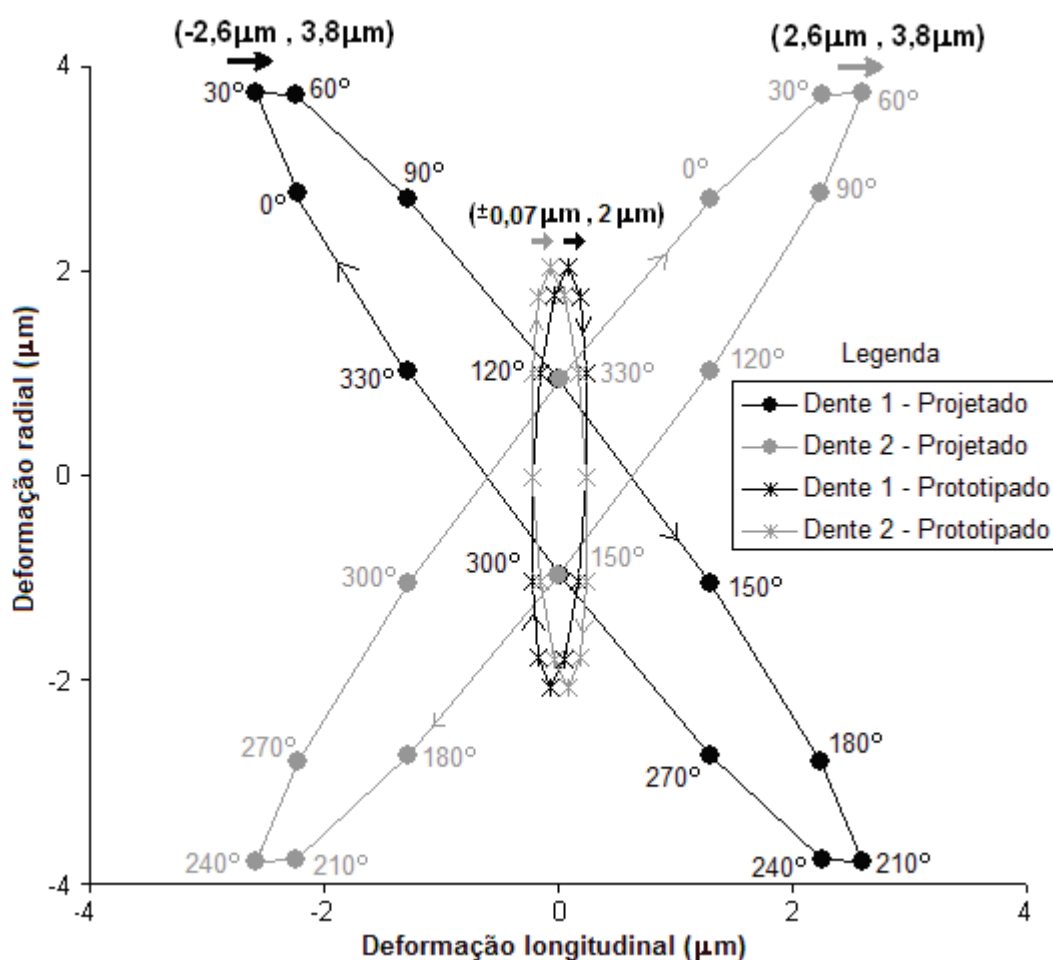


FIGURA 6.5 – Comparação entre o movimento elíptico dos dentes do motor prototipado e projetado.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES

Neste trabalho foram investigadas as interações entre os diversos modos de ressonância em uma estrutura metálica tubular e sua utilização na implementação de um motor ultra-sônico linear.

Baseado nas topologias existentes foi verificado que motores ultra-sônicos com geometria tubular utilizam em sua grande maioria o movimento rotativo para a geração de seu movimento. Devido às várias características particulares desta geometria, ainda não exploradas, o trabalho propôs um estudo onde os modos de ressonância mecânica de um cilindro vazado pudessem ser utilizados para a geração de movimentos lineares.

Desta forma, um motor ultra-sônico linear tubular foi construído baseado em um estudo prévio das outras topologias existentes e no entendimento dos fenômenos que envolviam uma estrutura tubular vazada metálica. Vários ensaios foram realizados com o estator sendo formado por tubo vazado dentado internamente e duas cerâmicas piezelétricas em diversas configurações de posicionamento de cerâmica e dimensões de eixos, a fim de encontrar algumas situações favoráveis de movimento. Os ensaios demonstraram o surgimento de movimentação bidirecional de 1,2 e 3,3 cm/s na frequência de acionamento de 61,7 kHz. Em 4,7 kHz também foram constatados movimentos bidirecionais de 2,2, 3,4 e 4,4 cm/s. Em 58,48 kHz foi medido o movimento unidirecional na velocidade de 7cm/s. Este desempenho foi obtido a partir de vibrações quase exclusivamente perpendiculares à superfície e com muitos fatores de instabilidade presentes. No decorrer da seqüência de ensaios, hipóteses foram lançadas para analisar cada ponto de instabilidade verificado. A fim de comprová-las, várias modificações foram feitas no protótipo e ao final dos ensaios muitas ainda não tinham sido comprovadas. Estes resultados experimentais evidenciam que uma estrutura cilíndrica vazada,

quando excitada adequadamente é capaz de produzir movimento. Porém, os ensaios mostraram que muitos fatores atuam simultaneamente de forma que a repetibilidade dos resultados é prejudicada. Com isto houve a necessidade de um estudo mais aprofundado no estator do motor.

O trabalho então foi focado para a solução destes problemas visando o pleno entendimento das vibrações no motor de modo a propor um roteiro análise e cálculos dimensionais para este tipo de dispositivo. Para atingir este objetivo, foram realizados estudos utilizando uma nova modelagem matemática de forma analítica em conjunto com uma modelagem através do método de elementos finitos (FEM), de forma a caracterizar o comportamento vibracional do estator do motor.

Através do estudo do estator por FEM, foi possível verificar todos os perfis de deformação dos 21 primeiros modos longitudinais existentes no motor construído. Um estudo aprofundado foi realizado e a instabilidade de movimentos verificada nas etapas anteriores foi justificada através de uma análise geral do estator. Os modos com maior entrega de energia vibracional na posição dos dentes do estator não possuíam equilíbrio entre as componentes de deformação radial e longitudinal. A amplitude da componente radial, responsável pelo acréscimo de pressão entre estator e eixo, sendo em torno de 27 vezes maior que a amplitude da componente longitudinal, responsável pela transmissão de velocidade, inviabilizou um movimento satisfatório. Adicionalmente o instante de máximo de toque efetivo dos dentes do motor utiliza apenas 30% da capacidade de impulsionamento possível para geometria construída. Outro fator que ratifica a fragilidade dos movimentos do protótipo é a não sincronização dos momentos de impulsionamento entre os dois dentes. Ambos estão deslocados temporalmente de 90° em relação às senóides de acionamento, reduzindo a transmissão efetiva de movimento.

Através da modelagem matemática analítica foi possível estudar os modos de ressonância do estator inserindo a perturbação imposta pelas cerâmicas através de vibrações cossenoidais forçadas. Mesmo com as restrições impostas por este primeiro modelo matemático para o motor proposto, foi possível estudar a influência das dimensões do material que forma o estator no comportamento das freqüências dos modos naturais. Verificou-se que, em relação ao protótipo, diâmetros maiores de estator fazem com que as freqüências dos modos naturais se aproximem e diminuam seu valor. Aumentando o comprimento também há uma aproximação das freqüências dos modos, porém há um afastamento global das freqüências para

comprimentos maiores que 65 mm. Tubos formados por materiais mais duros, fazem com que as frequências dos modos se tornem mais altas. Tubos com maior densidade tendem a reduzir as frequências dos modos. A razão de *Poisson* é praticamente invariante, na variação das dimensões estudadas. A proximidade das frequências de acionamento favorecem um alto índice de entrega de energia vibracional dos modos de vibração utilizados.

Baseado no desenvolvimento desta nova topologia de motor ultra-sônico linear tubular foi realizado também por FEM, um estudo envolvendo as dimensões de estator compreendidas entre 20 a 65 mm de comprimento e 8 a 30,5 mm de diâmetro de tubo incluindo as não-linearidades impostas pela geometria. Trinta e uma situações de proximidades de frequências naturais com condições potenciais de produção de movimento foram estudadas. De forma conjunta com o estudos destas foi apresentado um roteiro de análise e cálculos dimensionais para este tipo de dispositivo mostrando todos os passos necessários para o projeto de motor ultra-sônico linear tubular. As estratégias de projeto conduziram a um estator com novas dimensões, onde o comportamento das vibrações foram maximizados.

Destas, uma condição apresentou resultados de simulação com deformações longitudinais de 2,6 μm e radiais de 3,8 μm com acionamento das cerâmicas com 35,3 V e com 90° de defasagem elétrica. A mesma ordem de grandeza entre as amplitudes das componentes indicam equilíbrio entre força e velocidade de impulsionamento do motor. Em termos comparativos percentuais, a amplitude das componentes de deformação radial nos dentes no motor projetado são 90% maiores que no caso do motor previamente construído. Teoricamente a amplitude longitudinal do estator projetado supera o motor construído para testes em cerca de 3600%. A partir deste dado percentual é possível projetar uma nova velocidade máxima para o protótipo em torno de 252 cm/s (ou 2,52 m/s). Logo, verifica-se significativa melhora em desempenho entre o motor construído e as simulações do motor projetado através da metodologia proposta, ratificando a eficácia do método de análise e projeto propostos.

7.1 Dificuldades de projeto

Embora a metodologia proposta tenha apresentado resultados e análises de significativa contribuição, muitos aspectos do projeto poderiam ter sido aprimorados, baseado na visão mais ampla do comportamento vibratório da estrutura do motor. O desenvolvimento de um outro motor baseado na topologia apresentada deve ser feito através da inversão das etapas de prototipagem e estimativa de parâmetros de projeto.

O comportamento das frequências naturais do estator deve ser analisada de forma conjunta com a escolha do tipo do seu material. Após, baseado na geometria, dimensões e materiais envolvidos, devem ser realizadas simulações modais e harmônicas transientes da estrutura para o conhecimento dos perfis de deformação e frequência natural dos modos de vibração. A partir desta análise é possível identificar as situações onde as componentes de deformação são maximizadas dos dentes do estator. Posteriormente um protótipo deve ser construído para que os ajustes finais sejam realizados bem como a finalização do motor. Esta seria a cronologia correta do projeto.

Muitas dificuldades foram encontradas no decorrer do trabalho devido à parte mecânica do motor de testes. Quando o nível de vibração das peças está na faixa de nanômetros, o alto nível de rugosidade das superfícies de contato e a qualidade da usinagem das partes metálicas são cruciais. Estes dois fatores podem inviabilizar a movimentação satisfatória do motor. Como foi demonstrado ao longo deste estudo, estes fatores estiveram sempre presentes no trabalho.

A tecnologia de usinagem dos materiais disponíveis também ofereceu barreiras ao longo da pesquisa. Processos de fabricação de precisão mais fina seriam necessários.

A dificuldade na caracterização vibratória da estrutura, mostrando os perfis de deformação resultantes do motor com a simples variação da frequência de acionamento foi mais um entrave. A falta de instrumentos mais adequados para auxiliar estes estudos, como um vibrômetro *laser dopler*, gerou extremas dificuldades no decorrer dos trabalhos.

A pouca disponibilidade de amostras de cerâmicas piezelétricas também limitou o andamento da pesquisa. A falta de amostras com características mais apropriadas, como largura, diâmetro interno e externo maiores também geraram dificuldades.

7.2 Contribuições

O autor acredita serem originais as seguintes contribuições:

- 1) Apresentação de uma topologia inédita de motor ultra-sônico tubular de ondas viajantes com movimentos lineares;
- 2) Indicação da possibilidade da geração de movimentos conjuntos lineares e angulares em um mesmo dispositivo;
- 3) Formulação de um primeiro modelo matemático para o estator da nova topologia de motor proposta;
- 4) Investigação dos fenômenos que envolvem a formação das ondas viajantes em uma estrutura tubular apontando os melhores recursos de utilização da mesma para a geração de movimento;
- 5) Indicação de um roteiro de projeto para o desenvolvimento de motores que se baseiam na topologia sugerida neste trabalho;
- 6) Possibilidade de projeto de motores ultra-sônicos de ondas viajantes nas mais variadas geometrias e formatos baseando-se nas estratégias de projeto e simulações apresentadas;
- 7) Realização de depósito de propriedade intelectual sobre a topologia de formação das ondas viajantes propostas em banco de patente nacional e internacional (UFSM, 2007).

7.3 Sugestões para continuidade do trabalho

Devido à originalidade do estudo desenvolvido em motores ultras-sônicos tubulares lineares, este trabalho pode servir como base para novas investigações destes tipos de dispositivos nas mais variadas frentes de pesquisa. Pode-se sugerir para estudos posteriores:

- 1) Construção e caracterização de parâmetros como força, velocidade e resolução do motor projetado neste trabalho;
- 2) Aprimoramento da modelagem matemática do estator do motor;
- 3) Estudo aprofundado da interação no contato entre os dentes do estator e seu eixo central para a maximização da performance do motor;
- 4) Investigação de motores lineares tubulares com estator formado por tubo metálico revestido por tubo de PZT e por película piezelétrica;
- 5) Utilização da metodologia proposta para a realização de uma investigação aprofundada para a obtenção de dois graus de liberdade de movimento através de segmentação dos eletrodos das cerâmicas piezelétricas;
- 6) Investigação de métodos de controle adaptativos que maximizem as características de microposicionamento do dispositivo;
- 7) Estudo da influência no desempenho do motor quando submetido à variação de parâmetros como temperatura, nível de rugosidade nos dentes do estator e no eixo e desgaste das peças;
- 8) Estudo de métodos eficientes para o controle do nível de pressão entre estator e eixo e análise de sua influência em características como velocidade e força;
- 9) Utilização da metodologia de projeto proposta para a análise e projeto de motores ultra-sônicos nas mais variadas geometrias e dimensões.

7.4 Publicações relacionadas à tese

1. PIPPI, R. S., RODRIGUES, C. R., Resonant modes of tubular shells and their use for ultrasonic linear motors. Submetido à IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control (UFFC) em 03 de maio de 2008;
2. PIPPI, R. S., RODRIGUES, C. R., TAMBARA, R., DAL ALBA, M. A New Type of Tubular Traveling-Wave Ultrasonic Motor. Submetido e aceito para apresentação oral em “2008 IEEE International Ultrasonics Symposium (IUS)” a ser realizado em Beijing, China nos dias 2 a 5 de novembro de 2008;
3. UFSM – Universidade Federal de Santa Maria, Cesar Ramos Rodrigues e Rafael Silva Pippi. **Motor Ultra-sônico Linear com Dois Graus de Liberdade**, BR n. PI0601218-3A, 06 nov. 2007;
4. KUHN, G. G., RODRIGUES, C. R., PIPPI, R. S. Analysis of the rotation speed behavior of an USM in relation to the thickness changing of the PZT ceramic. In: 2007 IEEE International Ultrasonics Symposium - UFFC - Procedures, p. 2551-2553, Vol. 1, New York, 2007;
5. PIPPI, R. S., RODRIGUES, C. R., AITA, A. L., MARTINS, J. B. dos S.. VHDL Control System for Linear Ultrasonic Motors. In: Smart Structures and Materials 2006: Modeling, Signal Processing, and Control conference – SPIE Procedures, San Diego, 2006;
6. RODRIGUES, C. R., PIPPI, R. S., AITA, A. L., MARTINS, J. B. dos S. Position Controller for Linear Ultrasonic Motors. In: 20th South Symposium on Microelectronics - SIM – 2005 Procedures, p. 153-156. 2005, Santa Cruz do Sul -RS, 2005;
7. PIPPI, R. S., RODRIGUES, C. R., AITA, A. L., MARTINS, J. B. dos S. VHDL Description and Simulation of a High Resolution Control System for Linear

Ultrasonic Motors. In: 25th Symposium on Ultrasonic Electronics - USE – 2004
Procedures, p. 291-292, Sapporo – JP, 2004;

BIBLIOGRAFIA

AMABILI, M. Free vibration of partially filled, horizontal cylindrical shells, **Journal of Sound and Vibration**, v. 191, n. 5, p. 757-780, 1996.

ANKYANETS, E. K., Natural vibrations of cylindrical shell reinforced with two-layer rings, **International Applied Mechanics**, v. 41, n. 8, p. 924-928, 2005.

AOYAGI, M., BEEBY, S. P., WHITE, M. N. A novel multi-degree-of-freedom thick-film ultrasonic motor, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 49, n. 2, p. 151-158, february, 2002.

BAI, D., ISHII, T., NAKAMURA, K., UEHA, S., YONEZAWA, T. AND NAKAHASHI, T. An ultrasonic motor driven by the phase-velocity difference between two traveling waves, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 51, n. 6, p. 680-685, june, 2004.

BURLEIGH. InchWorm Motors, **DARPA Smart structures technology interchange – Compact hybrid actuation program kick-off**, june. 2000.

CHAU, K. T., SHI, B., HU, M. Q., CHUNG, S. W., Design and control of a new ultrasonic stepping motor, In: 37th IAS ANNUAL MEETING Procedures, p. 2259-2266, v. 4, 2002.

CHAU, K. T., SHI, B., HU, M-Q., JING, L., FAN. Y. Micro-stepping control of ultrasonic stepping motors. In: IEEE 39th IAS ANNUAL MEETING Procedures, p. 353-359, october, 2004

_____. A sort cylinder ultrasonic motor with novel excitation mode, In: IEEE/IAS Procedures, p. 360-365, Seattle, October, 2004.

CHAU, K. T., SHI, B., HU, M-Q. A new design method and half-step operation for ultrasonic stepping motors, **IEEE Transactions on industry applications**, v. 39, n. 4, p. 953-960, july/august, 2003.

CHU, X., YAN, L., LI, L. Characteristic analysis of an ultrasonic micromotor using a 3 mm diameter piezoelectric rod, **Smart Materials and Structures**, v. 13, p. 17-23, febr., 2004.

CALLAHAN, J., BARUH, H. Modal sensing of circular cylindrical shells using segmented piezoelectric elements, **Smart Materials and Structures**, v. 8, p. 125-135, 1999.

CAROTENUTO, R., LAMBERTI, N., IULA, A., PAPPALARDO, M. A new low voltage piezoelectric micromotor based on stator precessional motion, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 45, n. 5, p. 1427-1435, sept., 1998.

DELLMANN, L., ROTH, S., BEURET, C., RACINE, G-A., LORENZ, H., DESPONT, M., RENAUD, P., VETTIGER, P., ROOIJ, N. F. Fabrication process of high aspect ratio elastic structures for piezoelectric motor applications, In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON SOLID-STATE SENSOR AND ACTUATORS Procedures, p. 641-644, Chicago, june, 1997.

DONG, I., LIM, S. P., LEE, K. H, ZHANG, J., LIM, L. C., UCHINO, K. Piezoelectric ultrasonic micromotor with 1.5 mm diameter, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 50, n. 4, p. 361-367, april, 2003.

DONG, S., WANG, S., SHEN, W., LI, L. A miniature piezoelectric ultrasonic motor based on circular bending vibration mode, In: IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS Procedures, p. 325-330, v. 5, n. 4, december, 2000.

FRIEND, J., NAKAMURA, K., UEHA, S. A traveling-wave linear piezoelectric actuator with enclosed piezoelectric elements - the "Scream" actuator, In: IEEE/ASME Procedures, p. 183-188, California, July, 2005.

FRIEND, J. R., STUTTS, D. S. Design, optimization, and the prototyping of a small tuning-fork ultrasonic, In: IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 653-656, Nevada, 1999.

FUNAKUBO, T. *et al.* Ultrasonic linear motor using multilayer piezoelectric actuators, **Jpn. J. Appl. Phys.**, v. 34, n. 5B, p. 2756-2759, may 1995.

GAZIS, D. C. Exact analysis of the plane-strain vibrations of thick-walled hollow cylinders, **J. Acoust. Soc. Amer.**, v. 30, n. 8, p. 786-794, august. 1958.

_____. Three-dimensional investigation of the propagation of waves in hollow circular cylinders. I. Analytical foudation, **J. Acoust. Soc. Amer.**, v. 31, n. 5, p. 568-573, may. 1959.

_____. Three-dimensional investigation of the propagation of waves in hollow circular cylinders. II. Numerical results, **J. Acoust. Soc. Amer.**, v. 31, n. 5, p.573-578, may. 1959.

GRAFF, K. F. **Wave motion in eastic slids**. Oxford: Oxford University Press, 1975. 649p

HAGOOD, IV. N. W., MCFARLAND, A. J. Modeling of a piezoelectric rotary ultrasonic motor, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 42, n. 2, p. 210-224, march 1995.

HO, S-T. Modelling of the linear ultrasonic motor using an elliptical shape stator. In: ICM 2006 – IEEE 3rd INTERNATIONAL CONVERENCE ON MECHATRONICS Procedures, p. 82-87, Budapest, Hungary, july, 2006.

JEONG, S-H., LEE, H-K., KIM, I-J., KIM, H-O., LIM, K-J. Vibration analysis of the stator in ultrasonic motors by FEM, In: 5th INTERNATIONAL CONFERENCE ON PROPERTIES AN APPLICATIONS OF DIELECTRIC MATERIALS Procedures, p. 1091-1094, Seoul, May, 1997.

JOU, J. M., HOU, J. L. A study on a new type linear ultrasonic motor (LUSM), In: 2007 IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 2554-2557, New York, USA, October, 2007.

JUANG, P-A., GU, D-W. Finit element simulation for a new disc-type ultrasonic stator, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 50, n. 4, p. 368-375, april, 2003.

JUPING, G., MINQIANG, H., JINLONG, BIN, S., YUEPING, M. Ressonant booster for driving ultrasonic motors, In: PESC '03 – 34th IEEE ANNUAL CONFERENCE Procedures, p. 545-549, June, 2003.

KIM, H. W., DONG, S., LAORATANAKUL, P., UCHINO, K., PARK, T. G. Novel method for driving the ultrasonic motor, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 49, n. 10, p. 1356-1362, october, 2002.

KOC, B., XU, Y., UCHINO, K. Ceramic/metal composite piezoelectric motors, In: IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 687-690, Sendai, may, 1998.

KROME, J. W., WALLASCHECK, J. Influence of the piezoelectric actuator on the vibrations of the stator of a traveling wave motor, In: IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 413-416, Seattle, july, 1995.

_____. J. Novel disk type ultrasonic traveling wave motor for high torque, In: IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 385-390, Toronto, October, 1997.

KUHN, G. G., RODRIGUES, C.R., PIPPI, R.S. Analysis of the rotation speed behavior of an USM in relation to the thickness changing of the PZT ceramic, In: 2007 IEEE International Ultrasonics Symposium – UFFC 2007 Procedures, v. 1, New York, USA, October, 2007.

KURIBAYASHI, M., UEHA, S. AND MORI, E. Excitation conditions for flexural traveling waves for a reversible ultrasonic liner motor, **J. Acoust. Soc. Amer.**, v. 77, n. 4, p. 1431-1435, april. 1985.

KUROSAWA, M. K. State-of-the-art surface acoustic wave linear motor and its future applications, **ELSEVIER – Ultrasonics**, v. 38, p. 15-19, 2000.

KUROSAWA, M., TAKAHASHI, M., HIGUCHI, T. Optimum pre-load of surface acoustic wave motor, In: IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 369-372, november, 1996.

LAMBERTI, N., IULA, A., PAPPALARDO, M. A piezoelectric motor using flexural vibration of a thin piezoelectric membrane. Novel method for driving the ultrasonic motor, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 45, n. 1, p. 23-29, january, 1998.

LEE, C-H., LEE, S-H., JUNG, H-K., LEE, J-K., HONG, K-S. Analytic and numerical approaches for characteristic analysis of linear ultrasonic motor, In: 1999 IEMD – Electric Machines and Drivers Procedures, p. 619-621, Seattle, 1999.

LEE, K., LEE, D-K., BORODINAS, S.; VASILJEV, P.; NAHM, S. and YOON, S-J. Analysis of shaking beam actuator for piezoelectric linear ultrasonic motor, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 51, n. 11, p.1508-1513, nov. 2004.

LEE, S-H., ROH, Y. Design and fabrication of ultrasonic traveling wave bi-directional linear motors. In: IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 557-660, NV, october, 1999.

LI, L., XING, Z., CHU, X., GUI, Z. A method of improving the resolution and torque of stepper ultrasonic motor, In: ISAF 2002 Procedures, p. 323-325, May, 2002.

LI, C., SHAO, D., XU, J. Effect of enhancing amplitude in a tip of fine outstanding leg on a vibrator and its application to a very thin linear ultrasonic motor. In: IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 2265-2268, Vancouver, Canada, october, 2006.

LIM, C. K., HE, S., CHEN, I-M., YEO, S. H. A Piezo-on-slider type linear ultrasonic motor for the application of positioning stages, In: 1999 IEEE/ASME Procedures, p. 103-108, Atlanta, 1999.

LOH, B-G. and RO, P. I. An object transport system using flexural ultrasonic progressive waver generated by two-mode excitation, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 47, n. 4, p. 994-999, july. 2000.

MAAS, J., SCHULTE, T., FRÖHLOKE, N. Model based control for ultrasonic motors, **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, v. 5, n. 2, p. 165-180, june, 2000.

MING, Y., HANSON, B., LEVESLEY, M. C., WALKER, P. G., WATTERSON, K. G. Amplitude modulation drive to rectangular-plate linear ultrasonic motors com vibrators dimensions 8 mm x 2.16mm x 1mm, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 53, n. 12, p. 2435-2441, december, 2006.

MORITA, T., KUROSAWA, M. K., HIGUSHI, T. Simulation of surface acoustic wave motor with spherical slider, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 46, n. 4, p. 929-934, july, 1999.

NAKAMURA, K., MARGAIRAZ, J., ISHII, T., UEHA, S. Ultrasonic stepping motor using spatially shifted standing vibrations, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 44, n. 4, p. 823-828, july, 1997.

PALMER, J. A., DESSENT, B., MULLING, J. F., USHER, T., GRANT, E., EISCHEN, J. F., KINDON, A. I. and FRANZON, P. D. The design and characterization of a novel piezoelectric transducer-based linear motor, **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, v. 9, n. 2, p. 392-398, june, 2004.

PANUSITTIKORN, W., LEE, M. C. and RO, P. I. Modeling and sliding-mode control of friction-based object transport using two-mode ultrasonic excitation, **IEEE Transactions on industrial electronics**, v. 51, n. 4, p. 917-926, august. 2004.

PIPPI, R. S. **Projeto e construção de motores rotativos ultra-sônicos de ondas viajantes**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2003.

PURWANTO, E., TOYAMA, S. Development of an ultrasonic motor as a fine-orienting stage, **IEEE Transactions on robotics and automation**, v. 17, n. 4, p. 464-471, august 2001.

RACINE, G-A., BEURET, C., LUTHIER, C., ROOIJ, N. F. Speed control of elastic force motors by means of integrated piezoelectric sensors, In: IEEE MEMS'94 – Micro Electro Mechanical Systems Procedures, p. 124-129, Oiso, January, 1994.

RAYNER, P. J., WHATMORE, R. W. Travelling wave ultrasonic motor using the B₀₈ flexural mode of a circular membrane, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 48, n. 3, p. 683-690, may, 2001.

RION CO, Suzuki Kazuma, Miyashita Kiyoshi, Tomioka Kiyoshi. **Ultrasonic Linear Motor**, JP n. 2041671, 09 febr. 1990.

RION CO, Suzuki Kazuma, **Ultrasonic Linear Motor**, JP n. 2070274, 09 march 1990.

RODRIGUES, C. R, PIPPI, R. S. Análise experimental do movimento em um motor ultra-sônico, In: XIV – CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA – CBA Procedures, p. 08-11, Natal, 2002.

UFSM – Universidade Federal de Santa Maria, Cesar Ramos Rodrigues e Rafael Silva Pippi. **Motor Ultra-sônico Linear com Dois Graus de liberdade**, BR n. PI0601218-3A, 06 nov. 2007.

SASHIDA, T.; KENJO, T. **An Introduction to Ultrasonic Motors**. Oxford: Claredon Press, 1993. 242p.

SEIKO EPSON CORP; HONDA ELECTRONIC, Mitsui Takashi, Honda Keisuke, **Ultrasonic Linear Motor**, JP n. 5049273, 26 febr. 1993.

SWOKOWSKI, E. S. **Cálculo com geometria analítica**. v. 1, 2ª ed, Makron Books, São Paulo, 1994. 744p

TAKEMURA, T., MAENO, T. Design and control of an ultrasonic motor capable of generating multi-DOF motion, **IEEE/ASME Transactions on mechatronics**, v. 6, n. 4, p. 499-506, december, 2001.

UCHINO, K.; GINIWEICZ, J. R. **Micromechatronics**, Marcel Dekker, Inc. NY, NY, 2003. 504p

WAKAI, T., KUROSAWA, M. K., HIGUCHI, T. Transducer for an ultrasonic linear motor with flexible driving part, In: IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 683-683, Sendai, may, 1998.

WAKATSUKI, N., KAGAWA, Y., HABA, M. Tri-axial sensors and actuators made of a single piezoelectric cylindrical shell, **IEEE Sensors Journal**, v. 4, n. 1, p. 102-107, February, 2004.

WU, X., CHENG, G., JACKSON, D. J., YANG, Z., WU, B. Design of single stator multi-freedom piezoelectric motor drive, In: IEEE 33rd Southeastern Symposium on System Theory Procedures, p. 151-154, march, 2001.

ZHANG, F.; CHEN, W.; LIU, J. and WANG, Z. Bidirectional linear ultrasonic motor using longitudinal vibrating transducers, **IEEE Transactions on ultrasonic, ferroelectrics, and frequency control**, v. 52, n. 1, p. 134-138, jan. 2005.

ZHANG, L., XIANG, L., WEI, G. W. Local adaptive differential quadrature for free vibration analysis of cylindrical shells with various boundary conditions, **ELSEVIER – International Journal of Mechanical Sciences**, v. 48, p. 1126-1138, 2006.

ZHAO, C., WANG, G., JIN, L. A new type of self-correction ultrasonic motor using standing wave, In: IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM Procedures, p. 671-674, NV, october, 1999.

ZHAO, X., CHEN, H., JIN, D., MENG, Z. The influence of piezoceramic actuator on the stator vibrations in traveling wave ultrasonic motor, In: IEEE 13th ISAF'02 Procedures, p. 331-334, june, 2002.

ZHOU, D., CHEUNG, Y. K., LO, S. H. and AU, F. T. 3D vibration analysis of solid and hollow circular cylinders via Chebyshev–Ritz method, **ELSEVIER – Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.**, v. 192, p.1575-1589, 2003.

APÊNDICE I

ARQUIVOS DE SIMULAÇÃO POR FEM

I.1 Simulação harmônica transiente do anel piezelétrico

```
!JPGPRF,600,100,1      ! MACRO TO SET Prefs FOR JPEG PLOTS
!/SHOW,JPEG
/!PREP7
SMRT,OFF
/TITLE, SIMULACAO DA DEFORMACAO DO ANEL CERAMICO
ET,1,SOLID5,0
```

```
/COM, -----
/COM,MATERIAL 1 ----- PZT4 -----
/COM, -----
MP,DENS,1,7500          ! DENSITY
MP,PERX,1,7.124E-9      ! PERMITTIVITY (X DIRECTION)
MP,PERY,1,7.124E-9      ! PERMITTIVITY (y DIRECTION)
MP,PERZ,1,5.841E-9      ! PERMITTIVITY (Z DIRECTION)
TB,PIEZ,1              ! DEFINE PIEZ. TABLE
TB,DATA,16,10.5        ! E61 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TB,DATA,14,10.5        ! E52 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TB,DATA,3,-4.1         ! E13 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TB,DATA,6,-4.1         ! E23 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TB,DATA,9,14.1         ! E33 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TB,ANEL,1              ! DEFINE STRUCTURAL TABLE
TB,DATA,1,13.2E10,7.1E10,7.3E10 ! INPUT [C] MATRIX
TB,DATA,7,13.2E10,7.3E10
TB,DATA,12,11.5E10
TB,DATA,16,3.0E10
TB,DATA,19,2.6E10
TB,DATA,21,2.6E10
```

```
/COM                      ** DEFINE GEOMETRIC PARAMETERS **
REXT=12.5E-3
RINT=8.5E-3
H=1.0E-3
NRAIO=5
NPZT=1
NFI=18
ANGINI=0
ZERO=1E-5
CSYS,1
```

```
/VIEW,1,0.24801,-0.81994,0.51673
/VUP,,Y
```

```

/TYPE,,4

K,1,RINT,ANGINI
K,2,REXT,ANGINI
K,3,REXT,ANGINI,H
K,4,RINT,ANGINI,H
KGEN,2,1,4,1,,180
L,1,2
LESIZE,1,,,NRAIO
L,2,3
LESIZE,2,,,NPZT
L,2,6
LESIZE,3,,,NFI

V,6,2,1,5,7,3,4,8
VATT,1          ! cria o volume da cerâmica

MSHK,1          ! MAPPED VOLUME MESH
MSHA,0,3D       ! USING HEX
SHPP,OFF        ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
                 ! FOR WEDGE SHAPE MESH OF SOLIDS
VMESH,ALL       ! MESH ALL VOLUMES
CSYS,0
VSYMM,Y,ALL
CSYS,1
NUMMRG,NODE

NSEL,S,LOC,Z,0
  D,ALL,VOLT,0   !ELETRODO DE BAIXO COM ZERO VOLTS
NSEL,S,LOC,Z,H
NSEL,R,LOC,X,RINT,REXT
  CP,1,VOLT,ALL  !ELETRODO DE CIMA ABERTO
  *GET,N1,NODE,,NUM,MIN
NSEL,ALL

D,N1,VOLT,1

FINISH

/SOLU
EQLV,SPARSE     ! USING SPARSE MATRIX SOLVER
ANTYPE,HARMIC   ! PERFORM HARMONIC ANALYSIS
OUTRES,ALL,ALL  ! STORE EVERY SUBSTEP
HARFRQ,20000,100000 ! SOLVE FOR FREQ=20KHZ AND 35KHZ
NSUBST,400
KBC,1           ! STEP BOUNDARY CONDITIONS
SOLVE
FINISH

SOLVE
FINISH

/POST26
RFORCE,2,N1,AMPS ! STORE CHARGES ON ELECTRODE
PI2=(3.14159*2.)
PROD,3,2,1,,ADMIT1,,,PI2,1 ! CALCULATE ADMITTANCE (10 DEG. SLICE)
QUOT,4,,3,,Z_ohm1,,,1
PRVAR,4

```

I.2 Simulação modal do anel piezométrico

```

!JPGPRF,600,100,1      ! MACRO TO SET PREFS FOR JPEG PLOTS
!/SHOW,JPEG
/PREP7
SMRT,OFF
/TITLE, SIMULACAO DA DEFORMACAO DO ANEL CERAMICO
ET,1,SOLID5,3

/COM, -----
/COM,MATERIAL 1 ----- PZT4 -----
/COM, -----
MP,DENS,1,7500          ! DENSITY
MP,PERX,1,7.124E-9     ! PERMITTIVITY (X DIRECTION)
MP,PERY,1,7.124E-9     ! PERMITTIVITY (y DIRECTION)
MP,PERZ,1,5.841E-9     ! PERMITTIVITY (Z DIRECTION)
TB,PIEZ,1              ! DEFINE PIEZ. TABLE
TBDATA,16,10.5         ! E61 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,14,10.5         ! E52 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,3,-4.1          ! E13 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,6,-4.1          ! E23 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,9,14.1          ! E33 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TB,ANEL,1              ! DEFINE STRUCTURAL TABLE
TBDATA,1,13.2E10,7.1E10,7.3E10 ! INPUT [C] MATRIX
TBDATA,7,13.2E10,7.3E10
TBDATA,12,11.5E10
TBDATA,16,3.0E10
TBDATA,19,2.6E10
TBDATA,21,2.6E10

/COM                    ** DEFINE GEOMETRIC PARAMETERS **
REXT=12.5E-3
RINT=8.5E-3
H=1.0E-3
NRAIO=5
NPZT=1
NFI=18
ANGINI=0
ZERO=1E-5
CSYS,1

/VIEW,1,0.24801,-0.81994,0.51673
/VUP,,Y
/TYPE,,4

K,1,RINT,ANGINI
K,2,REXT,ANGINI
K,3,REXT,ANGINI,H
K,4,RINT,ANGINI,H
KGEN,2,1,4,1,,180
L,1,2
LESIZE,1,,NRAIO
L,2,3
LESIZE,2,,NPZT
L,2,6
LESIZE,3,,NFI

```

```

V,6,2,1,5,7,3,4,8
VATT,1          ! cria o volume da cerâmica

MSHK,1          ! MAPPED VOLUME MESH
MSHA,0,3D      ! USING HEX
SHPP,OFF       ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
                ! FOR WEDGE SHAPE MESH OF SOLIDS
VMESH,ALL      ! MESH ALL VOLUMES
CSYS,0
VSYMM,Y,ALL
CSYS,1
NUMMRG,NODE

FINISH

/SOLU
!ANTYP,STATIC
ANTYP,MODAL
MODOPT,LANB,50,1000,100000
MXPAND,50

NSEL,S,LOC,Z,0
D,ALL,VOLT,0    !ELETRODO DE BAIXO COM ZERO VOLTS
NSEL,S,LOC,Z,H
NSEL,R,LOC,X,RINT,REXT
CP,1,VOLT,ALL   !ELETRODO DE CIMA ABERTO
D,ALL,VOLT,0    !ELETRODO DE CIMA COM ZERO VOLTS
NSEL,ALL

SOLVE
FINISH

```

I.3 Simulação modal do tubo metálico

```

!JPGPRF,600,600,1      ! MACRO TO SET Prefs FOR JPEG PLOTS
!SHOW,JPEG
/PREP7
SMRT,OFF
/TITLE, MODOS DE VIBRACAO DO TUBO METALICO
ET,1,SOLID5,0

/COM, -----
/COM,MATERIAL 1 ----- BRONZE FOSFOROSO -----
/COM, -----

MP,DENS,1,8900
MP,EX,1,11.2E10
MP,NUXY,1,0.35

!-----DEFINE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS-----

```

```

!*****

```

DIAMETRO =17E-3 !diametro do tubo

!*****
!*****

H_TOTAL=55E-3 !tamanho do tubo

!*****

RAIO = DIAMETRO/2

R_EXT_DENT=RAIO-0.75E-3 ! espessura = 0,75mm !!!7.75E-3

R_INT_DENT=R_EXT_DENT-0.75E-3 ! altura do dente principal = 0,75mm !7.0E-3

!parametros do dente do tubo

R_MEI_DENT=R_EXT_DENT-0.375E-3 ! altura do meio dente = 0,375mm !7.375E-3

!tamanho de meio dente

R_INT_CER=RAIO !!!8.5E-3 !igual ao diametro externo do tubo

!R_EXT_CER=12.5E-3

H_REC=1.0E-3 !unidades em milímetros

!H_DEN=H_REC+1.0E-3

N_RAI_DENT=1 !numero de divisoes na altura do dente principal

N_RAI_MEI_DENT=1 !numero de divisoes na altura do meio dente

N_RAI_CORPO=1 !numero de divisoes da espessura do tubo

!N_RAI_CER=3

N_H_DEN=1 !numero de divisoes no meio do dente principal

!N_H_CORPO=55 !numero de divisoes do corpo do tubo

NFI=18 !numero de divisoes da meia circunferencia

ANGINI=0

!POS_CER=4*H_REC

DIST_DEN_PONTA=4E-3 !distancia entre o dente e a ponta do tubo

NUMERO_DENTES_REBAIXADOS = (H_TOTAL-2*DIST_DEN_PONTA-3*H_REC)*1000/2

CSYS,1

!-----DESENHO DO TUBO SEM DENTES-----

K,1,R_EXT_DENT,ANGINI

K,2,R_INT_CER,ANGINI

K,3,R_INT_CER,ANGINI,H_TOTAL

K,4,R_EXT_DENT,ANGINI,H_TOTAL

KGEN,2,1,4,1,,180

L,1,2

LESIZE,1,,,N_RAI_CORPO

L,2,3

LESIZE,2,,,H_TOTAL*1000

L,2,6

LESIZE,3,,,NFI

V,1,2,3,4,5,6,7,8

VATT,1

VSEL,ALL

!-----DESENHO DOS DOIS DENTES PRINCIPAIS-----

K,9,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA

K,10,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+H_REC

K,11,R_INT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+H_REC

K,12,R_INT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA

KGEN,2,9,12,1,,180

L,9,10

LESIZE,13,,,N_H_DEN

```

L,10,11
LESIZE,14,,N_RAI_DENT
L,9,13
LESIZE,15,,NFI
V,9,10,11,12,13,14,15,16
VSEL,S,VOLU,,2
VATT,1
VSEL,ALL

```

```

MSHK,1          ! MAPPED VOLUME MESH
MSHA,0,3D      ! USING HEX
SHPP,OFF       ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
VMESH,ALL
VGEN,2,2,2,1,,H_TOTAL-2*DIST_DEN_PONTA-H_REC

```

!-----DESENHO DOS DENTES REBAIXADOS-----

```

K,25,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+2*H_REC
K,26,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+3*H_REC
K,27,R_MEI_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+3*H_REC
K,28,R_MEI_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+2*H_REC
KGEN,2,25,28,1,,180
L,25,26
LESIZE,37,,N_H_DEN
L,26,27
LESIZE,38,,N_RAI_MEI_DENT
L,25,29
LESIZE,39,,NFI
V,25,26,27,28,29,30,31,32
VSEL,S,VOLU,,4
VATT,1
VSEL,ALL

```

```

MSHK,1          ! MAPPED VOLUME MESH
MSHA,0,3D      ! USING HEX
SHPP,OFF       ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
VMESH,ALL
VGEN,NUMERO_DENTES_REBAIXADOS,4,4,1,,2*H_REC

```

!-----REBATE AS FORMAS PARA 360 GRAUS-----

```

CSYS,0
VSYMM,Y,ALL
CSYS,1
NUMMRG,NODE
FINISH

```

!-----ANALISE MODAL-----

```

/SOLU
ANTYPE,MODAL
MODOPT,LANB,300,1,100000
MXPAND,300
SOLVE
FINISH

```

!-----GENERAL POSTPROCESSOR-----

```

/VIEW,1,1,1,1
/VUP,,Z

```

```

/TYPE,,4

NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,R_EXT_DENT
NSEL,R,LOC,Y,ANGINI

```

I.4 Simulação modal do estator

```

!JPGPRF,600,600,1      ! MACRO TO SET PREFS FOR JPEG PLOTS
!/SHOW,JPEG
/PREP7
SMRT,OFF
/TITLE, SIMULACAO DO ACIONAMENTO NO TUBO METALICO
ET,1,SOLID5,0

```

```

/COM, -----
/COM,MATERIAL 1 ----- BRONZE FOSFOROSO -----
/COM, -----
MP,DENS,1,8900
MP,EX,1,11.2E10
MP,NUXY,1,0.35

```

```

/COM, -----
/COM,MATERIAL 2 ----- PZT4 -----
/COM, -----
MP,DENS,2,7500          ! DENSITY
MP,PERX,2,7.124E-9     ! PERMITTIVITY (X DIRECTION)
MP,PERY,2,7.124E-9     ! PERMITTIVITY (y DIRECTION)
MP,PERZ,2,5.841E-9     ! PERMITTIVITY (Z DIRECTION)
TB,PIEZ,2              ! DEFINE PIEZ. TABLE
TBDATA,16,10.5         ! E61 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,14,10.5         ! E52 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,3,-4.1          ! E13 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,6,-4.1          ! E23 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,9,14.1          ! E33 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TB,ANEL,2              ! DEFINE STRUCTURAL TABLE
TBDATA,1,13.2E10,7.1E10,7.3E10 ! INPUT [C] MATRIX
TBDATA,7,13.2E10,7.3E10
TBDATA,12,11.5E10
TBDATA,16,3.0E10
TBDATA,19,2.6E10
TBDATA,21,2.6E10

```

```

!-----DEFINE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS-----

```

```

|*****
DIAMETRO=17E-3      !diametro do tubo

```

```

|*****
|*****

```

```

H_TOTAL=55E-3      !tamanho do tubo

```

```

|*****

```


!-----DEFINE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS-----

RAIO = DIAMETRO/2
 R_EXT_DENT=RAIO-0.75E-3
 R_INT_DENT=R_EXT_DENT-0.75E-3
 R_MEI_DENT=R_EXT_DENT-0.375E-3
 R_INT_CER=RAIO

N_RAI_DENT=1
 N_RAI_MEI_DENT=1
 N_RAI_CORPO=1
 N_H_DEN=1
 NFI=18
 ANGINI=0

R_EXT_CER=R_INT_CER+4E-3
 N_RAI_CER=5
 H_REC=1.0E-3
 DIST_DEN_PONTA=4E-3
 POS_CER=DIST_DEN_PONTA
 NUMERO_DENTES_REBAIXADOS = (H_TOTAL-2*DIST_DEN_PONTA-3*H_REC)*1000/2

CSYS,1

!-----DEFINE ÂNGULO DE VISÃO-----

/VIEW,1,0,1,0!0,1,0
 /VUP,,Z!X !X
 /TYPE,,4

!-----DESENHO DO TUBO SEM DENTES-----

K,1,R_EXT_DENT,ANGINI
 K,2,R_INT_CER,ANGINI
 K,3,R_INT_CER,ANGINI,H_TOTAL
 K,4,R_EXT_DENT,ANGINI,H_TOTAL
 KGEN,2,1,4,1,,180
 L,1,2
 LESIZE,1,,,N_RAI_CORPO
 L,2,3
 LESIZE,2,,,H_TOTAL*1000
 L,2,6
 LESIZE,3,,,NFI
 V,1,2,3,4,5,6,7,8
 VATT,1
 VSEL,ALL !(LINHAS 1 a 12)

!-----DESENHO DOS DOIS DENTES PRINCIPAIS-----

K,9,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA
 K,10,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+H_REC
 K,11,R_INT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+H_REC
 K,12,R_INT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA
 KGEN,2,9,12,1,,180
 L,9,10
 LESIZE,13,,,N_H_DEN
 L,10,11
 LESIZE,14,,,N_RAI_DENT
 L,9,13
 LESIZE,15,,,NFI
 V,9,10,11,12,13,14,15,16
 VSEL,S,VOLU,,2

```

VATT,1
VSEL,ALL  !(LINHAS 12 a 24)

MSHK,1          ! MAPPED VOLUME MESH
MSHA,0,3D      ! USING HEX
SHPP,OFF       ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
VMESH,ALL
VGEN,2,2,2,1,,H_TOTAL-2*DIST_DEN_PONTA-H_REC !(LINHAS 24 a 36)

```

```
!-----DESENHO DOS DENTES REBAIXADOS-----
```

```

K,25,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+2*H_REC
K,26,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+3*H_REC
K,27,R_MEI_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+3*H_REC
K,28,R_MEI_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+2*H_REC
KGEN,2,25,28,1,,180
L,25,26
LESIZE,37,,N_H_DEN
L,26,27
LESIZE,38,,N_RAI_MEI_DENT
L,25,29
LESIZE,39,,NFI
V,25,26,27,28,29,30,31,32
VSEL,S,VOLU,,4
VATT,1
VSEL,ALL

```

```

MSHK,1          ! MAPPED VOLUME MESH
MSHA,0,3D      ! USING HEX
SHPP,OFF       ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
VMESH,ALL
VGEN,NUMERO_DENTES_REBAIXADOS,4,4,1,,2*H_REC
!(LINHAS 36+12*NUMERO_DENTES_REBAIXADOS)

```

```
!-----DESENHO DAS CERÂMICAS-----
```

```
!-----Cerâmica 3-----
```

```

PONTO=32+8*(NUMERO_DENTES_REBAIXADOS-1)
LINHA=36+12*NUMERO_DENTES_REBAIXADOS
K,PONTO+1,R_INT_CER,ANGINI,POS_CER
K,PONTO+2,R_INT_CER,ANGINI,POS_CER+H_REC
K,PONTO+3,R_EXT_CER,ANGINI,POS_CER+H_REC
K,PONTO+4,R_EXT_CER,ANGINI,POS_CER
KGEN,2,PONTO+1,PONTO+4,1,,180
L,PONTO+1,PONTO+2
LESIZE,LINHA+1,,N_H_DEN
L,PONTO+2,PONTO+3
LESIZE,LINHA+2,,N_RAI_CER
L,PONTO+3,PONTO+7
LESIZE,LINHA+3,,NFI
V,PONTO+1,PONTO+2,PONTO+3,PONTO+4,PONTO+5,PONTO+6,PONTO+7,PONTO+8
VSEL,S,VOLU,,NUMERO_DENTES_REBAIXADOS+4
VATT,2
VSEL,ALL
MSHK,1          ! MAPPED VOLUME MESH
MSHA,0,3D      ! USING HEX
SHPP,OFF       ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
VMESH,ALL

```

```
!-----Cerâmica 2-----
```

```

VGEN,2,NUMERO_DENTES_REBAIXADOS+4,NUMERO_DENTES_REBAIXADOS+4,1,,H_TOTAL-
2*POS_CER-H_REC

```

```
!-----REBATE AS FORMAS PARA 360 GRAUS-----
CSYS,0
VSYMM,Y,ALL
CSYS,1
```

```
NUMMRG,NODE
```

```
!-----CERÂMICA 2-----
NSEL,S,LOC,Z,H_TOTAL-POS_CER
NSEL,R,LOC,X,R_INT_CER,R_EXT_CER
D,ALL,VOLT,0
NSEL,S,LOC,Z,H_TOTAL-POS_CER-H_REC
NSEL,R,LOC,X,R_INT_CER,R_EXT_CER
CP,2,VOLT,ALL
*GET,N2,NODE,,NUM,MIN
NSEL,ALL
```

```
!-----CERÂMICA 3-----
NSEL,S,LOC,Z,POS_CER
NSEL,R,LOC,X,R_INT_CER,R_EXT_CER
D,ALL,VOLT,0
NSEL,S,LOC,Z,POS_CER+H_REC
NSEL,R,LOC,X,R_INT_CER,R_EXT_CER
CP,3,VOLT,ALL
*GET,N3,NODE,,NUM,MIN
NSEL,ALL
```

```
D,N2,VOLT,0
D,N3,VOLT,0
FINISH
```

```
/SOLU
ANTYPE,MODAL
MODOPT,LANB,300,1,120000
MXPAND,300
SOLVE
FINISH
```

```
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,R_EXT_DENT
NSEL,R,LOC,Y,ANGINI
```

I.5 Simulação harmônica transiente forçada do estator

```
!JPGPRF,600,600,1      ! MACRO TO SET PREFS FOR JPEG PLOTS
!/SHOW,JPEG
/PREP7
SMRT,OFF
/TITLE, SIMULACAO DO ACIONAMENTO NO TUBO METALICO
ET,1,SOLID5,0
```

```
/COM, -----
/COM,MATERIAL 1 ----- BRONZE FOSFOROSO -----
```

```

/COM, -----
MP,DENS,1,8900
MP,EX,1,11.2E10
MP,NUXY,1,0.35

/COM, -----
/COM,MATERIAL 2 ----- PZT4 -----
/COM, -----
MP,DENS,2,7500          ! DENSITY
MP,PERX,2,7.124E-9      ! PERMITTIVITY (X DIRECTION)
MP,PERY,2,7.124E-9      ! PERMITTIVITY (y DIRECTION)
MP,PERZ,2,5.841E-9      ! PERMITTIVITY (Z DIRECTION)
TB,PIEZ,2              ! DEFINE PIEZ. TABLE
TBDATA,16,10.5         ! E61 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,14,10.5         ! E52 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,3,-4.1          ! E13 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,6,-4.1          ! E23 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TBDATA,9,14.1          ! E33 PIEZOELECTRIC CONSTANT
TB,ANEL,2              ! DEFINE STRUCTURAL TABLE
TBDATA,1,13.2E10,7.1E10,7.3E10 ! INPUT [C] MATRIX
TBDATA,7,13.2E10,7.3E10
TBDATA,12,11.5E10
TBDATA,16,3.0E10
TBDATA,19,2.6E10
TBDATA,21,2.6E10

!-----DEFINE ENTRADAS ELÉTRICAS-----

TENSAO=50 !(Volts de amplitude)
DEFASAGEM=90 !(Graus)
TETAZERO=0 ! (Graus)
PI=3.1415926536

TENSAO_DEF_REAL_D2=TENSAO*COS(TETAZERO*PI/180)
TENSAO_DEF_IMAG_D2=TENSAO*SIN(TETAZERO*PI/180)

TENSAO_DEF_REAL_D3=TENSAO*COS((TETAZERO+DEFASAGEM)*PI/180)
TENSAO_DEF_IMAG_D3=TENSAO*SIN((TETAZERO+DEFASAGEM)*PI/180)

!-----DEFINE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS-----

!*****

DIAMETRO=17E-3          !diametro do tubo

!*****
!*****

H_TOTAL=55E-3           !tamanho do tubo

!*****

FREQUE=62629

!-----DEFINE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS-----
RAIO = DIAMETRO/2
R_EXT_DENT=RAIO-0.75E-3
R_INT_DENT=R_EXT_DENT-0.75E-3
R_MEI_DENT=R_EXT_DENT-0.375E-3

```

R_INT_CER=RAIO

N_RAI_DENT=1

N_RAI_MEI_DENT=1

N_RAI_CORPO=1

N_H_DEN=1

NFI=18

ANGINI=0

!H_DEN=H_REC+1.0E-3

!N_H_CORPO=55

!POS_CER=4*H_REC

R_EXT_CER=R_INT_CER+4E-3

N_RAI_CER=5

H_REC=1.0E-3

DIST_DEN_PONTA=4E-3

POS_CER=DIST_DEN_PONTA

NUMERO_DENTES_REBAIXADOS = (H_TOTAL-2*DIST_DEN_PONTA-3*H_REC)*1000/2

CSYS,1

!-----DEFINE ÂNGULO DE VISÃO-----

!/VIEW,1,1,1,!0,1,0 ! Vista isométrica

!/VUP,,X! !X

!/TYPE,,4

/VIEW,1,0,1,0!0,1,0 !Vista lateral

/VUP,,X! !X

/TYPE,,4

!-----DESENHO DO TUBO SEM DENTES-----

K,1,R_EXT_DENT,ANGINI

K,2,R_INT_CER,ANGINI

K,3,R_INT_CER,ANGINI,H_TOTAL

K,4,R_EXT_DENT,ANGINI,H_TOTAL

KGEN,2,1,4,1,,180

L,1,2

LESIZE,1,,,N_RAI_CORPO

L,2,3

LESIZE,2,,,H_TOTAL*1000

L,2,6

LESIZE,3,,,NFI

V,1,2,3,4,5,6,7,8

VATT,1

VSEL,ALL !(LINHAS 1 a 12)

!-----DESENHO DOS DOIS DENTES PRINCIPAIS-----

K,9,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA

K,10,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+H_REC

K,11,R_INT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+H_REC

K,12,R_INT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA

KGEN,2,9,12,1,,180

L,9,10

LESIZE,13,,,N_H_DEN

L,10,11

LESIZE,14,,,N_RAI_DENT

L,9,13

LESIZE,15,,,NFI

V,9,10,11,12,13,14,15,16
 VSEL,S,VOLU,,2
 VATT,1
 VSEL,ALL !(LINHAS 12 a 24)

MSHK,1 ! MAPPED VOLUME MESH
 MSHA,0,3D ! USING HEX
 SHPP,OFF ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
 VMESH,ALL
 VGEN,2,2,2,1,,,H_TOTAL-2*DIST_DEN_PONTA-H_REC !(LINHAS 24 a 36)

!-----DESENHO DOS DENTES REBAIXADOS-----

K,25,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+2*H_REC
 K,26,R_EXT_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+3*H_REC
 K,27,R_MEI_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+3*H_REC
 K,28,R_MEI_DENT,ANGINI,DIST_DEN_PONTA+2*H_REC
 KGEN,2,25,28,1,,180
 L,25,26
 LESIZE,37,,,N_H_DEN
 L,26,27
 LESIZE,38,,,N_RAI_MEI_DENT
 L,25,29
 LESIZE,39,,,NFI
 V,25,26,27,28,29,30,31,32
 VSEL,S,VOLU,,4
 VATT,1
 VSEL,ALL

MSHK,1 ! MAPPED VOLUME MESH
 MSHA,0,3D ! USING HEX
 SHPP,OFF ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
 VMESH,ALL
 VGEN,NUMERO_DENTES_REBAIXADOS,4,4,1,,,2*H_REC
 !(LINHAS 36+12*NUMERO_DENTES_REBAIXADOS)

!-----DESENHO DAS CERÂMICAS-----

!-----Cerâmica 3-----

PONTO=32+8*(NUMERO_DENTES_REBAIXADOS-1)
 LINHA=36+12*NUMERO_DENTES_REBAIXADOS
 K,PONTO+1,R_INT_CER,ANGINI,POS_CER
 K,PONTO+2,R_INT_CER,ANGINI,POS_CER+H_REC
 K,PONTO+3,R_EXT_CER,ANGINI,POS_CER+H_REC
 K,PONTO+4,R_EXT_CER,ANGINI,POS_CER
 KGEN,2,PONTO+1,PONTO+4,1,,180
 L,PONTO+1,PONTO+2
 LESIZE,LINHA+1,,,N_H_DEN
 L,PONTO+2,PONTO+3
 LESIZE,LINHA+2,,,N_RAI_CER
 L,PONTO+3,PONTO+7
 LESIZE,LINHA+3,,,NFI
 V,PONTO+1,PONTO+2,PONTO+3,PONTO+4,PONTO+5,PONTO+6,PONTO+7,PONTO+8
 VSEL,S,VOLU,,NUMERO_DENTES_REBAIXADOS+4
 VATT,2
 VSEL,ALL
 MSHK,1 ! MAPPED VOLUME MESH
 MSHA,0,3D ! USING HEX
 SHPP,OFF ! TURN OFF SHAPE CHECKING TO ALLOW
 VMESH,ALL

!-----Cerâmica 2-----

```
VGEN,2,NUMERO_DENTES_REBAIXADOS+4,NUMERO_DENTES_REBAIXADOS+4,1,,,H_TOTAL-
2*POS_CER-H_REC
```

```
!-----REBATE AS FORMAS PARA 360 GRAUS-----
```

```
CSYS,0
VSYMM,Y,ALL
CSYS,1
```

```
NUMMRG,NODE
```

```
!-----CERÂMICA 2-----
```

```
NSEL,S,LOC,Z,H_TOTAL-POS_CER
NSEL,R,LOC,X,R_INT_CER,R_EXT_CER
D,ALL,VOLT,0
NSEL,S,LOC,Z,H_TOTAL-POS_CER-H_REC
NSEL,R,LOC,X,R_INT_CER,R_EXT_CER
CP,2,VOLT,ALL
*GET,N2,NODE,,NUM,MIN
NSEL,ALL
```

```
!-----CERÂMICA 3-----
```

```
NSEL,S,LOC,Z,POS_CER
NSEL,R,LOC,X,R_INT_CER,R_EXT_CER
D,ALL,VOLT,0
NSEL,S,LOC,Z,POS_CER+H_REC
NSEL,R,LOC,X,R_INT_CER,R_EXT_CER
CP,3,VOLT,ALL
*GET,N3,NODE,,NUM,MIN
NSEL,ALL
```

```
!D,N2,VOLT,0
!D,N3,VOLT,0
D,N2,VOLT,TENSAO_DEF_REAL_D2,TENSAO_DEF_IMAG_D2
D,N3,VOLT,TENSAO_DEF_REAL_D3,TENSAO_DEF_IMAG_D3
```

```
FINISH
```

```
/SOLU
EQSLV,SPARSE ! USING SPARSE MATRIX SOLVER
ANTYPE,HARMIC ! PERFORM HARMONIC ANALYSIS
OUTRES,ALL,ALL ! STORE EVERY SUBSTEP
HARFRQ,FREQUE ! SOLVE FOR FREQ=20KHZ AND 35KHZ
NSUBST,1
KBC,1 ! STEP BOUNDARY CONDITIONS
SOLVE
FINISH
```

```
NSEL,ALL
INSEL,S,LOC,X,R_EXT_DENT
NSEL,S,LOC,X,R_INT_DENT
NSEL,R,LOC,Y,ANGINI
```

```
!/POST1
!SET,1
!PRNSOL,DOF
!PLNSOL,U,SUM,0
!!PLNSOL,VOLT,,0
!ANHARM,30,0.03
```

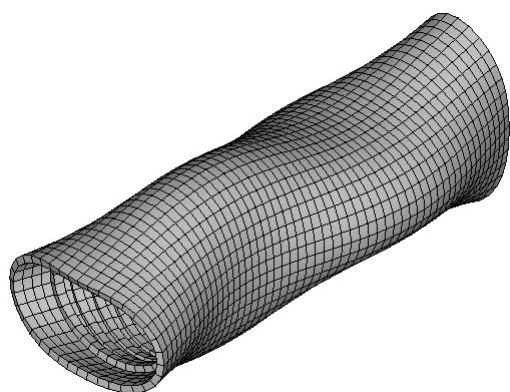
!FINISH

/POST1
SET,1
PLNSOL,U,SUM,0
PRNSOL,DOF
FINISH

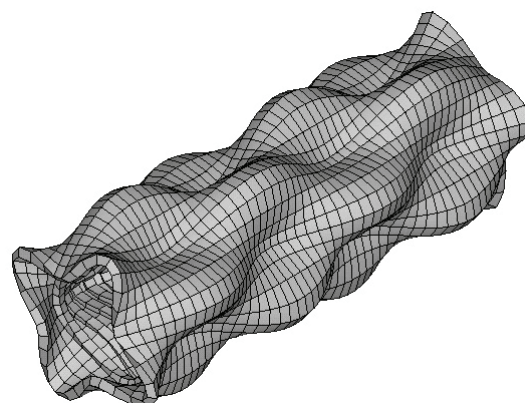
APÊNDICE II

**ALGUNS MODOS DE VIBRAÇÃO
COMPOSTOS**

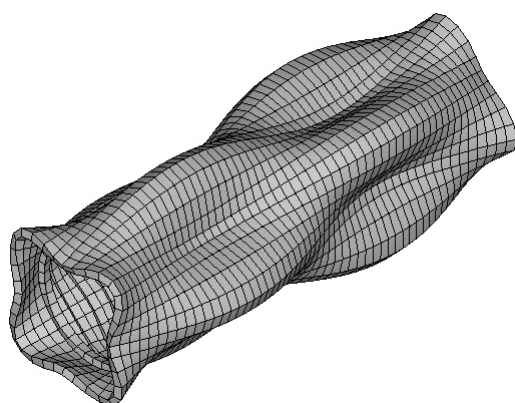
II.1 Alguns modos de vibração compostos encontrados na simulação modal do tubo metálico (Seção 4.4.2 – Capítulo 4)



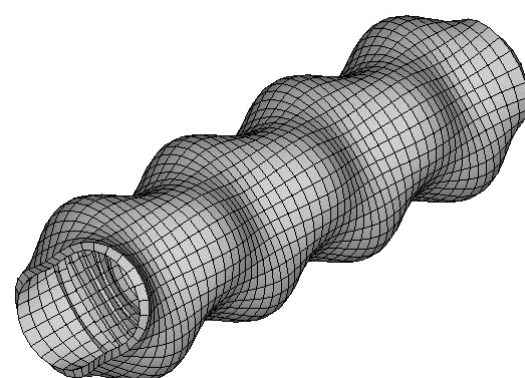
(18678Hz)



(51238Hz)



(43530Hz)



(59080Hz)

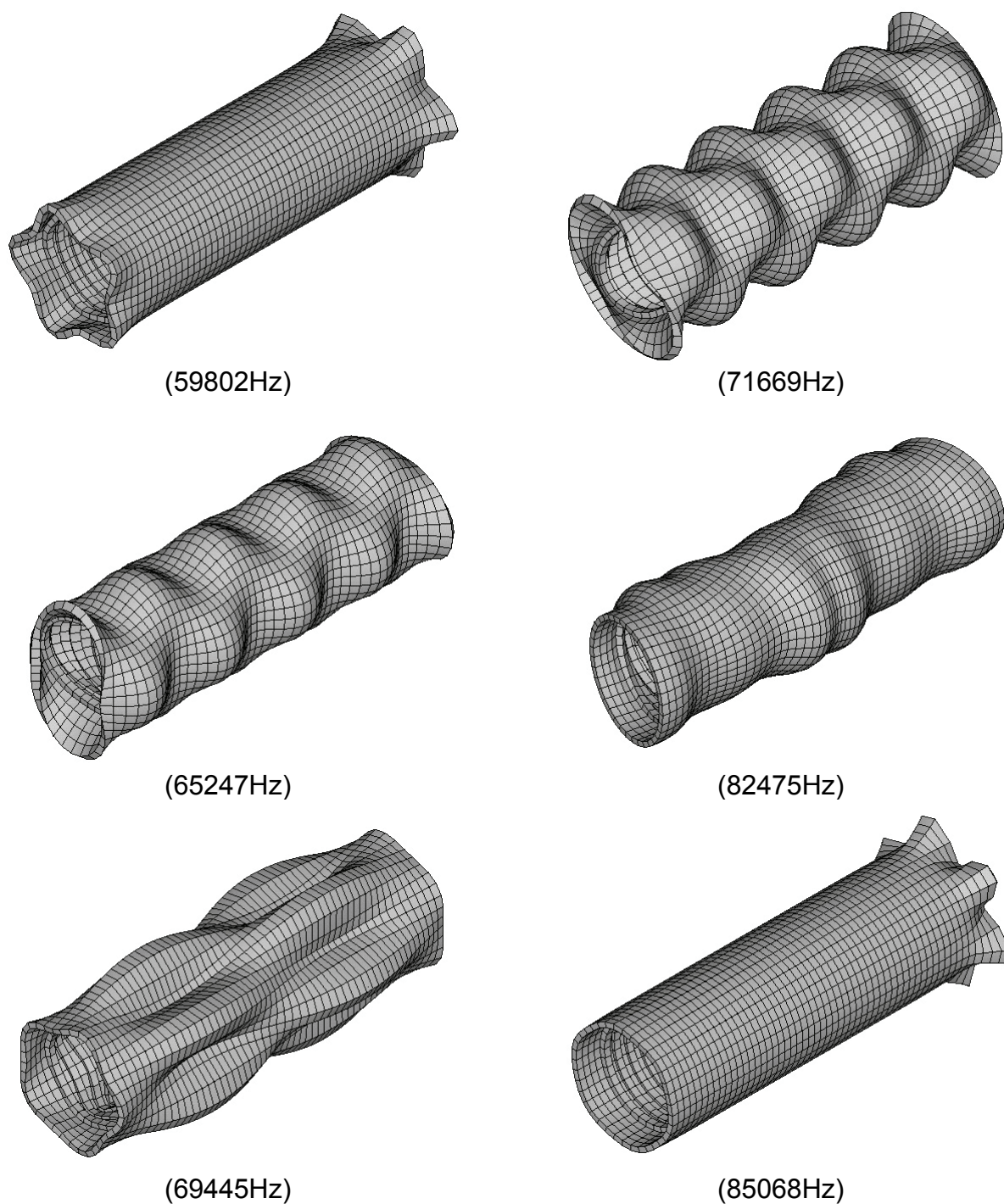
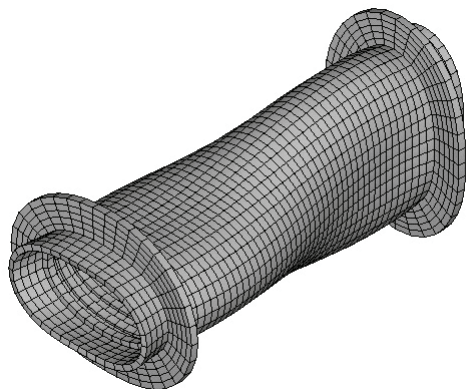
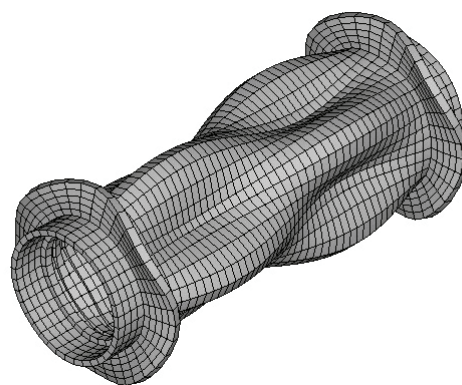


FIGURA II.1 – Simulação modal mostrando 10 dos vários perfis de deformação não-longitudinais do tubo metálico por FEM no software Ansys[®].

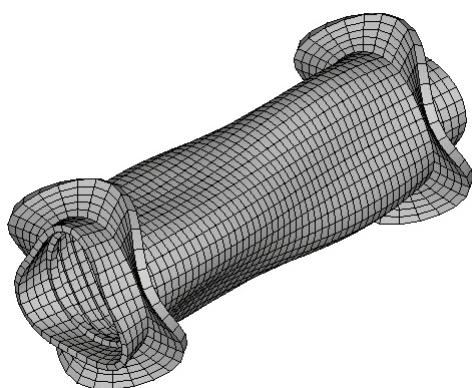
II.2 Alguns modos de vibração compostos encontrados na simulação modal do estator (Seção 4.4.3 – Capítulo 4)



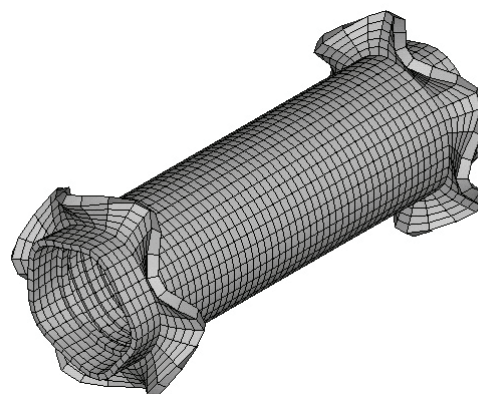
(13361Hz)



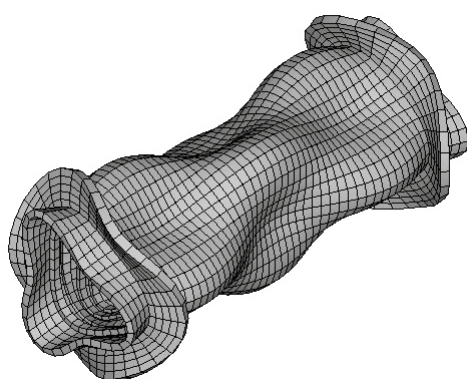
(67098Hz)



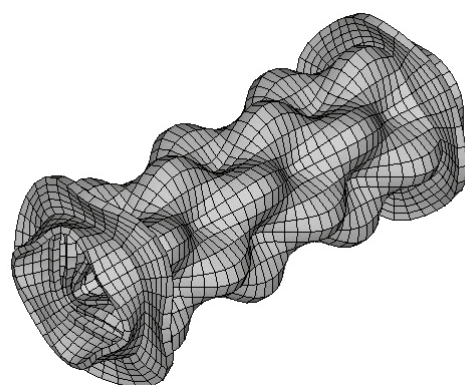
(23607Hz)



(67983Hz)



(30739Hz)



(69982Hz)

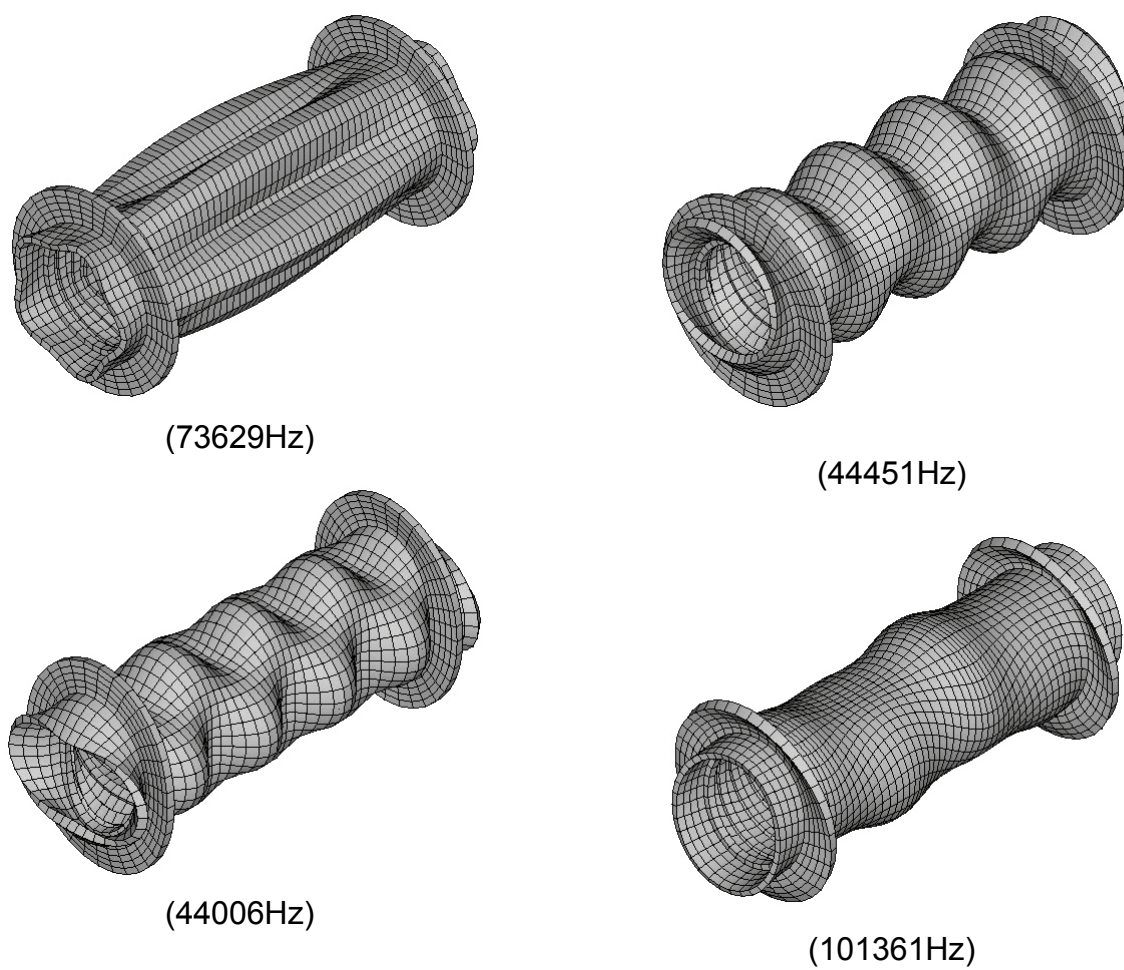


FIGURA II.2 – Simulação modal mostrando 10 dos vários perfis de deformação não-longitudinais do estator por FEM no software Ansys® .

APÊNDICE III

VIBRAÇÕES FORÇADAS**III.1 Vibrações forçadas em um corpo elástico**

Esta seção apresenta um dos vários métodos utilizados para modelagem analítica de vibrações forçadas em meios elásticos. A base teórica é trabalhada em termos de uma das equações gerais para as deformações produzidas em cordas vibrantes, inspirada nos estudos de Graff (1975) e apresentada na Equação III.1.

$$T \frac{d^2 y(x,t)}{dx^2} - \rho \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} = q(x,t) \quad (\text{III.1})$$

Os termos T e ρ representam a tensão e a densidade de massa por unidade de comprimento da corda vibrante. O termo $q(x,t)$ representa um carregamento geral forçado (excitação) no espaço e no tempo.

Considerando o caso de um carregamento harmônico, um tipo de solução pode ser encontrado através da integral de *Fourier*. Adicionalmente, particularizando a variação espacial do carregamento para o caso de uma excitação concentrada, a solução do problema pode ser encontrada através de uma superposição de *Fourier*.

No caso de uma função de carregamento variando harmonicamente, surgem dois tipos de problemas. Quando a função de excitação é aplicada nas fronteiras do sistema físico (nas bordas da corda para o presente caso), a equação diferencial se torna homogênea, pois o carregamento está nas fronteiras. Porém, este carregamento localizado nas bordas faz com que as condições de contorno sejam não-homogêneas. Se, por outro lado, a função de carregamento está agindo no interior do sistema (entre as duas extremidades da corda), a equação geral torna-se não-homogênea. Neste caso as condições de contorno são homogêneas, pois o carregamento não está sendo aplicado nas bordas (Graff, 1975).

Dentre os vários métodos que podem ser utilizados para encontrar a solução deste tipo de problema, será abordada neste anexo a solução realizada através das funções de *Green*.

III.1.1 Solução através das funções de *Green*

Tomando o caso de uma força $q(x,t)$ de amplitude P variando harmonicamente e agindo pontualmente em $x=x'$ tem-se:

$$q(x,t) = P \cdot \delta(x - x') \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{III.2})$$

O termo $\delta(x - x')$ representa a função impulso de *Dirac* deslocada no eixo x . Ela traz a informação do ponto de aplicação do carregamento localizado em $x=x'$.

Adicionando o carregamento harmônico no sistema, a equação diferencial torna-se:

$$\frac{d^2 y(x,t)}{dx^2} - \frac{\rho}{T} \cdot \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} = \frac{P}{T} \cdot \delta(x - x') \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{III.3})$$

A solução geral da Equação III.3 pode ser escrita na forma:

$$y(x,t) = Y(x) \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{III.4})$$

Resultando em:

$$\frac{d^2 Y(x)}{dx^2} + c^2 \cdot Y(x) = \frac{P}{T} \delta(x - x') \quad (\text{III.5})$$

Onde,

$$c^2 = \frac{\omega^2}{T/\rho} \quad (\text{III.6})$$

A partir deste ponto as condições de contorno impostadas devem ser incluídas na formulação do problema para ambas as bordas. Para um caso genérico de bordas livres:

$$Y(0) = Y(L) \quad (\text{III.7})$$

Agora, recordando que $\delta(x - x') = 0$ para todo $x \neq x'$, será visto que duas soluções para a equação homogênea devem ser encontradas: uma válida para $x < x'$ e outra para $x > x'$. Desta forma:

$$Y_1(x) = C_{11} \cdot \text{sen}(c \cdot x) + C_{21} \cdot \text{cos}(c \cdot x) \quad (0 < x < x') \quad (\text{III.8})$$

$$Y_2(x) = C_{12} \cdot \text{sen}(c \cdot x) + C_{22} \cdot \text{cos}(c \cdot x) \quad (x' < x < L) \quad (\text{III.9})$$

É importante salientar que a forma geral de solução da Equação III.5 descrita pelas Equações III.8 e III.9 é válida quando o termo “c” é um número real. No caso de “c” ser imaginário a forma geral teria termos exponenciais neperianos ao invés de senos e cossenos (Swokowski, 1994).

Para o caso de interesse no presente estudo (“c” real) trabalhando com as Equações III.8 e III.9 e com as condições de contorno (Equação III.7) é possível encontrar a solução para apenas duas das quatro constantes (C_{11} , C_{21} , C_{12} e C_{22}) mostradas nas Equações III.8 e III.9.

Para incluir na solução do sistema a descontinuidade imposta pela aplicação da excitação, mais duas condições são necessárias. Uma é em $Y_1'(x) = Y_2'(x)$, referente à continuidade no deslocamento em y. Para obter a outra condição, a Equação III.5 deve ser integrada na vizinhança da descontinuidade da excitação, resultando em:

$$\int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \frac{d^2 Y(x)}{dx^2} dx + c^2 \cdot \int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} Y(x) dx = \frac{P}{a} \int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \delta(x - x') dx = 1 \quad (\text{III.10})$$

O termo ε representa um valor infinitesimal e é utilizado para dar a informação do limiar positivo e negativo relativo em relação ao ponto x' .

Já que $Y(x)$ deve ser contínuo através de $x=x'$, a segunda integral do lado esquerdo da Equação III.10 desaparece e a equação se torna:

$$\int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \frac{d^2 Y(x)}{dx^2} dx = \frac{dY(x)}{dx} \Big|_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} = \frac{dY_2(x')}{dx} - \frac{dY_1(x')}{dx} = \frac{P}{T} \quad (\text{III.11})$$

Esta segunda condição de contorno representa a curvatura na descontinuidade do sistema. Através dela as outras duas constantes restantes das Equações III.8 e III.9 podem ser encontradas.

Assim, a Equação III.12 é a resposta do sistema e é chamada de função de *Green* $G(x/x')$.

$$G(x/x') = \begin{cases} Y_1(x) & (0 < x < x') \\ Y_2(x) & (x' < x < L) \end{cases} \quad (\text{III.12})$$

Portanto, a resposta de um sistema com uma excitação harmônica concentrada de magnitude $P=T$ aplicada em $x=x'$ é então:

$$y(x,t) = G(x/x') \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{III.13})$$

Quando mais de um ponto de carregamento é incluído no sistema, a análise é feita individualmente para cada caso e o resultado final é a superposição da solução de todas as fontes de excitação.

III.2 Cálculo de $U_U(x)$ e $W_U(x)$ pelas funções de Green

Utilizando as Equações 5.38 a 5.42 obtém-se os valores dos coeficientes C_{11} e C_{12} :

$$C_{11} = 0 \quad (\text{III.14})$$

$$C_{12} = C_{22} \cdot \tan(\phi \cdot L) \quad (\text{III.15})$$

De acordo com o que foi trabalhado na Seção III.1, as duas últimas condições são extraídas do ponto de aplicação da excitação em $x=x'$. Sendo assim uma delas é:

$$U_1(x') = U_2(x') \quad (\text{III.16})$$

A outra vem a partir da Equação III.10 como:

$$\int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \frac{d^2U(x)}{dx^2} dx + \phi^2 \cdot \int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} U(x) dx = F_u \cdot [\gamma] \cdot \int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \delta(x-x') dx + F_w \cdot [\eta] \cdot \int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \frac{d\delta(x-x')}{dx} dx \quad (\text{III.17})$$

ficando:

$$\int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \frac{d^2U(x)}{dx^2} dx = \frac{dU(x)}{dx} \Big|_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} = \frac{dU_2(x')}{dx} - \frac{dU_1(x')}{dx} = F_u \cdot [\gamma] \quad (\text{III.18})$$

Assim, é possível encontrar os valores para os termos que ainda estão faltando.

$$C_{12} = \frac{\gamma \cdot F_u}{\phi} \cdot \cos(\phi \cdot x') \quad (\text{III.19})$$

Substituindo a Equação III.19 em III.15, obtém-se:

$$C_{22} = \frac{\gamma \cdot F_u}{\phi} \cdot \frac{\cos(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} \quad (\text{III.20})$$

E posteriormente,

$$C_{21} = \frac{\gamma \cdot F_u}{\phi} \cdot \left[\text{sen}(\phi \cdot x') + \frac{\cos(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} \right] \quad (\text{III.21})$$

Finalmente a solução para este equacionamento é:

$$G_U(x/x') = \begin{cases} U_1(x) = \frac{\gamma \cdot F_u}{\phi} \cdot \left[\text{sen}(\phi \cdot x') + \frac{\cos(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} \right] \cdot \cos(\phi \cdot x) & (0 < x < x') \\ U_2(x) = \frac{\gamma \cdot F_u}{\phi} \cos(\phi \cdot x') \cdot \left[\text{sen}(\phi \cdot x) + \frac{\cos(\phi \cdot x)}{\tan(\phi \cdot L)} \right] & (x' < x < L) \end{cases} \quad (\text{III.22})$$

A Equação III.22 representa a função de *Green* para a componente de deformação longitudinal $U_U(x)$.

As duas expressões em U ($U_1(x)$ e $U_2(x)$), embora diferentes, se equivalem na modelagem do movimento em toda a extensão total do tubo ($0 < x < L$) caso o problema seja trabalhado somente termos das freqüências naturais de ressonância do sistema. Portanto, como a análise tem sentido somente em torno dos modos de ressonância, $U_U(x)$ pode ser representado somente pela expressão $U_1(x)$ da Equação III.22. Assim:

$$U_U(x) = U_1(x) = \frac{\gamma \cdot F_u}{\phi} \cdot \left[\text{sen}(\phi \cdot x') + \frac{\cos(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} \right] \cdot \cos(\phi \cdot x) \quad (0 < x < L) \quad (\text{III.23})$$

Para encontrar a parcela de deformação radial $W_U(x)$ gerada por esta deformação em $U_U(x)$ utiliza-se a Equação 5.40

$\left(W(x) = \frac{R \cdot v}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \cdot \left[\frac{dU(x)}{dx} - \frac{R}{v} \cdot Q_w(x) \right] \right)$, resultando em:

$$W_U(x) = -\frac{R \cdot v}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \gamma F_U \cdot \left[\text{sen}(\phi \cdot x') + \frac{\cos(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} \right] \text{sen}(\phi \cdot x) - \frac{R^2}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} F_w \cdot \delta(x - x') \quad (\text{III.24})$$

O último termo da Equação III.24 desaparece porque não está vinculado ao efeito ressonante. Uma vez que o primeiro termo se torna muito grande devido a este fenômeno, o último se torna desprezível, tornando a expressão final para $W_U(x)$ como:

$$W_U(x) = -\frac{R \cdot v}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \cdot \gamma \cdot F_U \cdot \left[\text{sen}(\phi \cdot x') + \frac{\cos(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} \right] \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) \quad (0 < x < L) \quad (\text{III.25})$$

As Equações III.23 e III.25 mostram que a amplitude da força de excitação longitudinal F_U também contribui para as deformações radiais em $W_U(x)$, como já era previsto devido ao acoplamento destas duas componentes. Como mostra a equação abaixo, relação de proporcionalidade para este caso é de:

$$-\frac{R \cdot v}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \cdot \gamma = -\frac{R \cdot v}{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1} \cdot \frac{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1}{R^2 \beta^2 \omega^2 + (v^2 - 1)} = -\frac{R \cdot v}{R^2 \beta^2 \omega^2 + (v^2 - 1)} \quad (\text{III.26})$$

Como a Equação III.26 mostra, a parcela de vibração da componente radial $W_U(x)$ causada pela componente de excitação longitudinal F_U depende da combinação de parâmetros tais como: dimensões, propriedades de materiais e frequência de acionamento.

III.3 Cálculo de $W_w(x)$ e $U_w(x)$ pelas funções de Green

Utilizando as Equações 5.45 a 5.48 obtém-se os valores dos coeficientes D_{21} e D_{22} :

$$D_{21} = 0 \quad (\text{III.27})$$

$$D_{22} = -D_{12} \cdot \tan(\phi \cdot L) \quad (\text{III.28})$$

Semelhante à seção precedente, as condições de contorno em $x=x'$ são expressas por:

$$W_1(x') = W_2(x') \quad (\text{III.29})$$

$$\int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \frac{d^2 W(x)}{dx^2} dx + \phi^2 \cdot \int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} W(x) dx = -F_w \cdot [\tau] \cdot \int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \delta(x-x') dx -$$

$$-F_w \cdot \left[\frac{R}{v} \eta \right] \cdot \int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \frac{d^2 \delta(x-x')}{dx^2} dx + F_u \cdot [\eta] \cdot \int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \frac{d\delta(x-x')}{dx} dx \quad (\text{III.30})$$

Ficando:

$$\int_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} \frac{d^2 W(x)}{dx^2} dx = \frac{dW(x)}{dx} \Big|_{x'-\varepsilon}^{x'+\varepsilon} = \frac{dW_2(x')}{dx} - \frac{dW_1(x')}{dx} = -F_w \cdot [\tau] \quad (\text{III.31})$$

Os termos em função de η do lado direito da Equação III.30 desaparecem devido à derivada da integral da função impulso de *Dirac* em $x=x'$.

Desta forma, é possível encontrar os valores para os termos que ainda estão faltando.

$$D_{12} = -\frac{\tau \cdot F_w}{\phi} \cdot \frac{\text{sen}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} \quad (\text{III.32})$$

Substituindo a Equação III.32 em III.28, obtém-se:

$$D_{22} = \frac{\tau \cdot F_w}{\phi} \cdot \text{sen}(\phi \cdot x') \quad (\text{III.33})$$

E posteriormente,

$$D_{11} = -\frac{\tau \cdot F_w}{\phi} \cdot \left[\frac{\text{sen}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} - \cos(\phi \cdot x') \right] \quad (\text{III.34})$$

Finalmente a solução para este equacionamento é:

$$G_w(x/x') = \begin{cases} W_1(x) = -\frac{\tau \cdot F_w}{\phi} \cdot \left[\frac{\text{sen}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} - \cos(\phi \cdot x') \right] \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) & (0 < x < x') \\ W_2(x) = -\frac{\tau \cdot F_w}{\phi} \cdot \text{sen}(\phi \cdot x') \cdot \left[\frac{\text{sen}(\phi \cdot x)}{\tan(\phi \cdot L)} - \cos(\phi \cdot x) \right] & (x' < x < L) \end{cases} \quad (\text{III.35})$$

A Equação III.35 representa a função de *Green* para a componente de deformação longitudinal $W_w(x)$.

De modo semelhante à seção anterior, as duas expressões em W ($W_1(x)$ e $W_2(x)$), embora diferentes, se equivalem na modelagem do movimento em toda a extensão total do tubo ($0 < x < L$) caso o problema seja trabalhado somente em termos das freqüências naturais de ressonância do sistema. Portanto, como a análise tem sentido somente em torno dos modos de ressonância, $W_w(x)$ pode ser representado somente pela expressão $W_1(x)$ da Equação III.35. Assim:

$$W_w(x) = W_1(x) = -\frac{\tau \cdot F_w}{\phi} \cdot \left[\frac{\text{sen}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} - \cos(\phi \cdot x') \right] \cdot \text{sen}(\phi \cdot x) \quad (0 < x < L) \quad (\text{III.36})$$

Para encontrar a parcela de deformação longitudinal $U_w(x)$ gerada por esta deformação em $W_w(x)$ utiliza-se a Equação 5.46

$$\left(U(x) = \int \left(\frac{R}{v} \cdot Q_w(x) + \frac{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1}{R \cdot v} \cdot W(x) \right) \right), \text{ resultando em:}$$

$$U_w(x) = U_1(x) = \frac{R^2 \beta^2 \omega^2 - 1}{R \cdot \nu} \cdot \frac{\tau \cdot F_w}{\phi^2} \cdot \left[\frac{\text{sen}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} - \cos(\phi \cdot x') \right] \cdot \cos(\phi \cdot x) \quad (\text{III.37})$$

$(0 < x < L)$

Substituindo as expressões de τ , ϕ^2 e realizando as devidas simplificações algébricas a equação acima se torna:

$$U_w(x) = U_1(x) = \frac{R \cdot F_w}{\nu} \cdot \left[\frac{\text{sen}(\phi \cdot x')}{\tan(\phi \cdot L)} - \cos(\phi \cdot x') \right] \cdot \cos(\phi \cdot x) \quad (0 < x < L) \quad (\text{III.38})$$

As Equações III.36 e III.38 mostram que a amplitude da força de excitação longitudinal F_w também contribui para as deformações longitudinais em $U_w(x)$, como já era previsto devido ao acoplamento destas duas componentes. Como mostra a equação acima, a relação de proporcionalidade para este caso é de R/ν .

Portanto, a parcela de vibração da componente radial $U_w(x)$ causada pela componente de excitação radial F_w é inversamente proporcional à razão de *Poisson* e diretamente proporcional ao raio médio do tubo.