

ADRIANO AKIO KOGA
MÁRCIO BILLI FALCÃO

ESTUDO DA FORMA DE UM ATUADOR PIEZELÉTRICO BILAMINAR
UTILIZADO EM UMA BOMBA DE FLUXO OSCILATÓRIA

SÃO PAULO
2007

ADRIANO AKIO KOGA
MÁRCIO BILLI FALCÃO

ESTUDO DA FORMA DE UM ATUADOR PIEZELÉTRICO BILAMINAR
UTILIZADO EM UMA BOMBA DE FLUXO OSCILATÓRIA

TRABALHO DE FORMATURA
APRESENTADO À ESCOLA
POLITÉCNICA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE ENGENHEIRO

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO:
ENGENHARIA MECATRÔNICA

ORIENTADOR: PROF. DR.
EMÍLIO CARLOS NELLI SILVA

SÃO PAULO
2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Koga, Adriano Akio

Estudo da forma de um atuador piezelétrico bilaminar utilizado em uma bomba de fluxo oscilatória / A.A. Koga, M.B. Falcão. -- São Paulo, 2007.

110 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1.Atuadores piezelétricos 2.Método dos elementos finitos 3.Mecânica aplicada (Protótipos) 4.Produtos novos I.Falcão, Márcio Billi II.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t.

A nossos pais, familiares e amigos, que nos deram grande apoio e incentivo durante nossa jornada acadêmica.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao nosso orientador, Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli Silva, pelas orientações e suporte recebidos durante a realização deste trabalho, por ter nos orientado pelos caminhos da pesquisa, e por inspirar grande confiança e motivação em seus alunos.

Agradecemos a INOVEO Automação de Sistemas, pelo suporte durante todo o andamento deste trabalho, principalmente as contribuições de Rogério F. Pires e Sandro Luís Vatanabe no desenvolvimento de nosso trabalho.

Agradecemos ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pela bolsa cedida durante a realização deste trabalho.

Agradecemos aos colaboradores na realização deste projeto, principalmente na etapa de fabricação dos protótipos, destacando, Andres Choi, Marcelo Acácio Rodrigues, Douglas Silva, Jorge e Prof. Dr. Gilberto M. Souza.

Agradecemos à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo pela sólida formação que possibilitou o desenvolvimento deste projeto.

Agradecemos às nossas famílias e amigos que indiretamente nos ajudaram na conclusão deste trabalho de formatura.

Agradecemos a todos, que de maneira direta ou indireta colaboraram na execução deste trabalho.

RESUMO

As bombas de fluxo piezelétricas são instrumentos largamente empregados em diversas áreas da Engenharia, desde a refrigeração de componentes eletrônicos até aplicações na Bioengenharia, como bombeamento de fluidos através do organismo. Um novo princípio para o bombeamento de fluidos foi proposto no Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, através da utilização de materiais piezelétricos. Tais materiais apresentam a característica de produzir deformação mecânica sob a aplicação de uma tensão elétrica em seus terminais, sendo válido também o processo inverso. Dentre os diversos tipos de atuadores piezelétricos, destaca-se o bilaminar, que possui alta capacidade de flexão, sendo largamente utilizado sob a forma de uma viga em balanço. Este trabalho de formatura tem como foco o desenvolvimento e análise de novos formatos para o atuador piezelétrico bilaminar utilizado no bombeamento de fluidos. Seu princípio básico de funcionamento é o aproveitamento dos vórtices gerados pela oscilação harmônica destes atuadores para a geração de um fluxo fluídico, analogamente à cauda de um peixe durante sua locomoção. O objetivo deste projeto é analisar a eficiência dos novos projetos propostos para estes atuadores tanto sob a forma de simulações computacionais pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) quanto através da fabricação e testes com protótipos. A metodologia, os modelos e resultados obtidos são apresentados neste texto de forma a analisar os fenômenos físicos em questão e validar os novos formatos propostos.

Palavras chave: Bomba de fluxo oscilatória, atuador piezelétrico bilaminar, elementos finitos, simulação computacional, caracterização experimental de bombas de fluxo.

ABSTRACT

Piezoelectric flow pumps are instruments widely applied through many Engineering areas, such as cooling of electronic components and Bioengineering applications for fluid pumping through the organism. A new principle for pumping fluids has been proposed inside of the Department of Mechatronic Engineering and Mechanical Systems of the Polytechnic School at University of São Paulo, that uses piezoelectric materials. Such materials present the characteristic of producing strain under an electric potential, being the opposite also valid. Among many types of piezoelectric actuators, the bimorph is highlighted, because it is a device with high bending level, also known as bimorph cantilever. The focus of this graduation project is the development and analysis of new formats of bimorph piezoelectric actuators in fluid pumping. The flow generation principle, based on vortices generated by harmonic oscillation of these actuators, is analogous to the fish swimming tail during its locomotion. The main objective of this project is to analyze the efficiency of the new proposed designs for these actuators, both utilizing computational simulations through the Finite Element Method (FEM) and prototype manufacturing and testing. The methodology, models and attained results are presented in this text, as well as, a way of analyzing the physical phenomena and validating these new proposed designs.

Keywords: Oscillatory flow pump, Bimorph piezoelectric actuator, finite element, computational simulation, experimental characterization.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Fig. 3.1 –	Modos de nadar de algumas espécies de peixes. As áreas hachuradas contribuem para a locomoção.	6
Fig. 3.2 –	Esteira de Karman para um cilindro (a) e para um perfil de asa (b). Rastro deixado pelo nadar de um peixe (c). Observa-se a formação de uma esteira de vórtices com direções de recirculação alternadas.	7
Fig. 3.3 –	Reação em cadeia dos vórtices gerados.	8
Fig. 3.4 –	Princípio de funcionamento da bomba de fluxo estudada.	8
Fig. 3.5 –	Atuador Piezelétrico Bilaminar.	9
Fig. 3.6 –	Principais tipos de caudas natatórias encontradas nos peixes.	10
Fig. 3.7 –	Formatos estudados por Wiguna, et al (2005).	11
Fig. 3.8 –	Configuração do atuador com ponta circular.	11
Fig. 3.9 –	Configuração com atuador trapezoidal.	12
Fig. 3.10 –	Configuração com lâmina trapezoidal.	13
Fig. 3.11 –	Configuração de lâmina com formato de cauda de peixe.	13
Fig. 3.12 –	Configuração baseada na cauda do tipo ostraciforme.	14
Fig. 3.13 –	Configuração baseada na cauda do tipo subcarangiforme.	14
Fig. 3.14 –	Configuração baseada na cauda do tipo carangiforme.	15
Fig. 3.15 –	Configuração baseada na cauda do tipo tuniforme.	15
Fig. 4.1 –	Ilustração da ocorrência do efeito piezelétrico em um cristal com ausência de centro de simetria.	18
Fig. 4.2 –	Ilustração da ausência do efeito piezelétrico em um cristal que apresenta centro de simetria.	18
Fig. 4.3 –	a) Ilustração da ligação em paralelo do atuador bilaminar; b) Ilustração da ligação em serie do atuador bilaminar.	19
Fig. 4.4 –	Atuador piezelétrico bilaminar.	20
Fig. 4.5 –	a) Ilustração da deflexão livre do atuador bilaminar; b) Ilustração da força de blocagem do atuador bilaminar.	21
Fig. 6.1 –	Modelo do Elemento 'FLUID30'.	28
Fig. 6.2 –	Modelo do Elemento 'SOLID98'.	28
Fig. 6.3 –	Condições de contorno aplicadas ao modelo.	30
Fig. 6.4 –	Exemplos da Discretização da malha de elementos finitos: (a) 5mm, (b) 2mm e (c) 1mm.	31
Fig. 6.5 –	Detalhamento do modelo do atuador.	32
Fig. 6.6 –	Modelo final após o pré-processamento (corte longitudinal).	32
Fig. 6.7 –	Modelo do sistema em elementos finitos.	32

Fig. 7.1 –	Detalhamento do modelo do atuador com ponta circular.	34
Fig. 7.2 –	Modelo final simulado (corte longitudinal).	34
Fig. 7.3 –	Modelo geométrico do atuador de ponta circular utilizado na análise de convergência.	35
Fig. 7.4 –	Modelo do atuador de ponta circular imerso em água após a geração da malha.	35
Fig. 7.5 –	Primeiro modo de vibrar do atuador com ponta circular.	36
Fig. 7.6 –	Segundo modo de vibrar do atuador com ponta circular.	36
Fig. 7.7 –	Parâmetros estudados na análise de sensibilidade.	47
Fig. 7.8 –	Modelo de referência com W=20mm, L=40mm e Hc=7,4mm.	48
Fig. 7.9 –	Modelo de comprimento L= 30mm.	50
Fig. 7.10 –	Modelo de comprimento L= 50mm.	50
Fig. 7.11 –	Modelo de largura W= 8mm.	52
Fig. 7.12 –	Modelo de largura W= 40mm.	52
Fig. 7.13 –	Modelo utilizado na análise de convergência.	53
Fig. 7.14 –	Primeiro modo de vibrar do atuador com carenagem em formato de cauda de peixe.	54
Fig. 7.15 –	Segundo modo de vibrar do atuador com carenagem em formato de cauda de peixe.	54
Fig. 7.16 –	Terceiro modo de vibrar do atuador com carenagem em formato de cauda de peixe. Modo de vibração estudado na análise de convergência. (Deslocamento com escala 5:1)	55
Fig. 7.17 –	Modelo Paramétrico e seus parâmetros principais.	59
Fig. 7.18 –	Carenagem com W=40, L=20 e D=10.	59
Fig. 7.19 –	Carenagem com W=50, L=20 e D=10.	60
Fig. 7.20 –	Carenagem com W=30, L=20 e D=10.	60
Fig. 7.21 –	Carenagem com W=40, L=30 e D=10.	61
Fig. 7.22 –	Carenagem com W=40, L=15 e D=10.	61
Fig. 7.23 –	Carenagem com W=40, L=20 e D=15.	62
Fig. 7.24 –	Carenagem com W=40, L=20 e D=5.	62
Fig. 7.25 –	Carenagem com W=40, L=20 e D=0,5.	63
Fig. 7.26 –	Carenagem com W=30, L=15 e D=10.	64
Fig. 7.27 –	Carenagem com W=50, L=15 e D=10.	64
Fig. 8.1 –	Exemplo de uma montagem gerada em arquivo *.iam.	70
Fig. 8.2 –	Exemplo de um desenho técnico gerado em arquivo *.idw.	70
Fig. 8.3 –	Vista isométrica da carcaça inferior do protótipo de altura de canal variável.	72

Fig. 8.4 –	Vista isométrica da carcaça superior do protótipo de altura de canal variável.	72
Fig. 8.5 –	Vista isométrica do engaste inferior do protótipo de altura de canal variável.	72
Fig. 8.6 –	Vista isométrica do engaste superior do protótipo de altura de canal variável.	72
Fig. 8.7 –	Vista isométrica do bocal do protótipo de altura de canal variável.	73
Fig. 8.8 –	Vista isométrica de diversos calços do protótipo de altura de canal variável.	73
Fig. 8.9 –	Vista isométrica do protótipo de altura de canal variável para canal de 6mm de altura.	74
Fig. 8.10 –	Vista isométrica do protótipo de altura de canal variável para canal de 12mm de altura.	74
Fig. 8.11 –	Planos que indicam os locais das vistas de corte realizadas.	74
Fig. 8.12 –	Vista do plano de corte 1.	75
Fig. 8.13 –	Vista do plano de corte 2.	75
Fig. 8.14 –	Vista isométrica da carcaça inferior do protótipo de peças intercambiáveis.	76
Fig. 8.15 –	Vista isométrica da carcaça superior do protótipo de peças intercambiáveis.	76
Fig. 8.16 –	Vista isométrica do engaste inferior do protótipo de peças intercambiáveis.	76
Fig. 8.17 –	Vista isométrica do engaste superior do protótipo de peças intercambiáveis.	76
Fig. 8.18 –	Vista isométrica do bocal do protótipo de peças intercambiáveis.	77
Fig. 8.19 –	Vista isométrica de diferentes módulos internos do protótipo de peças intercambiáveis.	77
Fig. 8.20 –	Encaixe do módulo interno entre as carcaças.	78
Fig. 8.21 –	Vista isométrica de desenho de conjunto do protótipo de peças intercambiáveis.	78
Fig. 8.22 –	Vista isométrica da carcaça inferior fabricada.	81
Fig. 8.23 –	Vista isométrica da carcaça superior fabricada.	81
Fig. 8.24 –	Vista isométrica do engaste inferior fabricado.	81
Fig. 8.25 –	Vista isométrica do engaste superior fabricado.	82
Fig. 8.26 –	Vista isométrica do bocal fabricado.	82
Fig. 8.27 –	Vista de topo do módulo interno com canal de 36mm de largura fabricado.	82

Fig. 8.28 –	Vista de topo do módulo interno com canal de 46mm de largura fabricado.	83
Fig. 8.29 –	Vista de topo do módulo interno com canal de 56mm de largura fabricado.	83
Fig. 8.30 –	Vista de topo das carenagens fabricadas.	83
Fig. 8.31 –	Medidor de vazão.	85
Fig. 9.1 –	Modelos de carenagem testados.	86
Fig. 9.2 –	Ocorrência de recirculação do fluxo de água na região do estreitamento do canal.	88
Fig. 9.3 –	Bancada Experimental.	88
Fig. 9.4 –	Dutos Ensaçados.	99

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico. 7.1 –	Análise do custo computacional.	38
Gráfico. 7.2 –	Impedância elétrica obtido com passo de 50 Hz para elementos de malha de arestas 1,5mm; 1,4mm; 1,3mm; 1,2mm e 1,1mm.	39
Gráfico. 7.3 –	Impedância elétrica obtido com passo de 50 Hz para elementos de malha de arestas 1,0mm; 0,9mm; 0,8mm; 0,7mm e 0,6mm.	39
Gráfico. 7.4 –	Impedância elétrica obtido com passo de 20 Hz para elementos de malha de arestas 1,5mm; 1,4mm; 1,3mm; 1,2mm e 1,1mm.	40
Gráfico. 7.5 –	Impedância elétrica obtido com passo de 20 Hz para elementos de malha de arestas 1,0mm; 0,9mm; 0,8mm; 0,7mm e 0,6mm.	40
Gráfico. 7.6 –	Impedância elétrica obtido com passo de 10 Hz para elementos de malha de arestas 1,5mm; 1,4mm; 1,3mm; 1,2mm e 1,1mm.	41
Gráfico. 7.7 –	Impedância elétrica obtido com passo de 10 Hz para elementos de malha de arestas 1,0mm; 0,9mm; 0,8mm; 0,7mm e 0,6mm.	41
Gráfico. 7.8 –	Elemento de malha de aresta 1,5mm.	42
Gráfico. 7.9 –	Elemento de malha de aresta 1,4mm.	42
Gráfico. 7.10 –	Elemento de malha de aresta 1,3mm.	42
Gráfico. 7.11 –	Elemento de malha de aresta 1,2mm.	42
Gráfico. 7.12 –	Elemento de malha de aresta 1,1mm.	43
Gráfico. 7.13 –	Elemento de malha de aresta 1,0mm.	43
Gráfico. 7.14 –	Elemento de malha de aresta 0,9mm.	43
Gráfico. 7.15 –	Elemento de malha de aresta 0,8mm.	43
Gráfico. 7.16 –	Elemento de malha de aresta 0,7mm.	44
Gráfico. 7.17 –	Elemento de malha de aresta 0,6mm.	44
Gráfico. 7.18 –	Freqüências de Ressonância e de Anti-Ressonância obtidos para os elementos de malha de arestas testados.	44
Gráfico. 7.19 –	Análise de convergência das amplitudes para passos de 50 Hz, 20 Hz e 10 HZ.	45
Gráfico. 7.20 –	Análise de convergência das amplitudes para passo de 2 Hz.	45
Gráfico. 7.21	Variação da freqüência de ressonância com a variação da altura do canal.	49
Gráfico. 7.22	Variação da freqüência de ressonância com a variação do comprimento do atuador.	50

Gráfico. 7.23	Variação da frequência de ressonância com a variação da largura do atuador.	51
Gráfico. 7.24 –	Elemento de malha de aresta 1,5mm.	56
Gráfico. 7.25 –	Elemento de malha de aresta 1,2mm.	56
Gráfico. 7.26 –	Elemento de malha de aresta 1,0mm.	56
Gráfico. 7.27 –	Elemento de malha de aresta 0,8mm.	56
Gráfico. 7.28 –	Elemento de malha de aresta 0,7mm.	56
Gráfico. 7.29 –	Elemento de malha de aresta 0,65mm.	56
Gráfico. 7.30 –	Análise de Convergência da Frequência.	57
Gráfico. 7.31 –	Análise de Convergência da Amplitude.	57
Gráfico. 7.32 –	Análise de Convergência da Frequência.	58
Gráfico. 7.33 –	Impedância do modelo W=30, L=15 e D=10 no vácuo.	66
Gráfico. 7.34 –	Impedância do modelo W=30, L=15 e D=10 na água.	66
Gráfico. 7.35 –	Impedância do modelo W=40, L=15 e D=10 no vácuo.	67
Gráfico. 7.36 –	Impedância do modelo W=40, L=15 e D=10 na água.	67
Gráfico. 9.1 –	Curva de Impedância do atuador para o meio Ar e Água.	89
Gráfico. 9.2 –	Curva de Impedância da carenagem (W=30, L=15 e D=10) para o meio Ar e Água.	90
Gráfico. 9.3 –	Curva de Impedância da carenagem (W=30, L=20 e D=10) para o meio Ar e Água.	90
Gráfico. 9.4 –	Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=15 e D=10) para o meio Ar e Água.	91
Gráfico. 9.5 –	Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=20 e D=10) para o meio Ar e Água.	91
Gráfico. 9.6 –	Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=30 e D=10) para o meio Ar e Água.	92
Gráfico. 9.7 –	Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=20 e D=0,5) para o meio Ar e Água.	92
Gráfico. 9.8 –	Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=20 e D=5) para o meio Ar e Água.	93
Gráfico. 9.9 –	Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=20 e D=15) para o meio Ar e Água.	93
Gráfico. 9.10 –	Curva de Impedância da carenagem (W=50, L=15 e D=10) para o meio Ar e Água.	94
Gráfico. 9.11 –	Curva de Impedância da carenagem (W=50, L=20 e D=10) para o meio Ar e Água.	94
Gráfico. 9.12 –	Curva de Impedância da carenagem ostraciforme para o meio Ar e Água.	95

Gráfico. 9.13 –	Curva de Impedância da carenagem tuniforme para o meio Ar e Água.	95
Gráfico. 9.14 –	Curva de Impedância da carenagem carangiforme para o meio Ar e Água.	96
Gráfico. 9.15 –	Curva de Impedância da carenagem subcarangiforme para o meio Ar e Água.	96
Gráfico. 9.16 –	Curva de Impedância da carenagem retangular para o meio Ar e Água	97
Gráfico. 9.17 –	Vazão gerada em função da largura do canal na região da carenagem.	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 –	Comparação entre materiais piezelétricos e propriedades (valores relativos ao PZT-5H).	22
Tabela 7.1 –	Faixas de frequências utilizadas para simulação do atuador de ponta circular em diferentes passos.	37
Tabela 7.2 –	Comparação entre as frequências de ressonância obtidas pelos métodos de impedância elétrica e de amplitude de deslocamento.	46
Tabela 7.3 –	Resultados da simulação computacional para vários modelos.	65
Tabela 9.1 –	Comparação das Frequências de ressonância obtidas na simulação e através da curva de impedância para os modelos imersos em água.	98
Tabela 9.2 –	Resultados obtidos para o primeiro duto ensaiado (Fig. 9.17a).	100
Tabela 9.3 –	Resultados obtidos para o segundo duto ensaiado (Fig. 9.17b).	100
Tabela 9.4 –	Resultados obtidos para o terceiro duto ensaiado (Fig. 9.17c).	101

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

APDL	-	“ANSYS Parametric Design Language”
LIPCA	-	“Lightweight Piezo-Composite Actuator”
MEF	-	Método de Elementos Finitos
MEMS	-	“Micro-Electro-Mechanical Systems”
PZT	-	Titanato Zirconato de Chumbo (cerâmica piezelétrica)

LISTA DE SÍMBOLOS

R	raio do atuador circular
$L1$	comprimento do atuador
W	largura do atuador
W_{canal}	largura do canal
$W1$	tamanho da maior largura do atuador
$W2$	tamanho da menor largura do atuador
$L2$	comprimento da parte não retangular do atuador
a	profundidade da re-entrância do atuador
$\{T\}$	vetor de tensão mecânica
$\{D\}$	vetor deslocamento elétrico
$[c^E]$	matriz de rigidez elástica obtido com campo elétrico constante
$\{S\}$	vetor de deformação mecânica
$[e]$	matriz de coeficientes piezelétricos de tensão mecânica
$[\epsilon^S]$	matriz dielétrica medido com deformação constante
$\{E\}$	vetor campo elétrico
Σp_i	resultante do dipolo elétrico
d_{ij}	coeficientes piezelétrico de carga
U_0	deflexão livre
F_b	força de blocagem
Y	módulo de Young
$\{U\}$	vetor de deslocamento
$\{\Phi\}$	vetor de potencial elétrico
$\{F\}$	vetor de cargas mecânicas
$\{Q\}$	vetor de cargas elétricas
α	constante de amortecimento multiplicadora da matriz de massa
β	constante de amortecimento multiplicadora da matriz de rigidez
ρ	densidade de material
$[\epsilon]$	matriz de coeficientes dielétricos
$[B_u]$	derivadas das funções de forma do MEF
$[B_\Phi]$	derivadas das funções de forma do MEF
$[K_{uu}]$	matriz de rigidez mecânica
$[K_{u\Phi}]$	matriz de acoplamento piezelétrico
$[K_{\Phi\Phi}]$	matriz de rigidez elétrica

$[M_{uu}]$	matriz de massa
$[C_{uu}]$	matriz de amortecimento
ω	frequência de excitação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO E MOTIVAÇÃO	3
2	OBJETIVOS	5
3	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	6
3.1	Novas Configurações Propostas.....	9
3.1.1	Configuração 1 : Formato com ponta circular	11
3.1.2	Configuração 2: Formato com atuador trapezoidal	12
3.1.3	Configuração 3: Formato trapezoidal.....	13
3.1.4	Configuração 4 : Formato de cauda de peixe	13
3.1.5	Configuração 5 : Formato de cauda tuniforme.....	15
4	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
4.1	Materiais piezelétricos.....	17
4.1.1	Cerâmicas piezelétricas.....	17
4.2	Atuadores Piezelétricos Bilaminares.....	19
5	MEF Piezelétrico	23
5.1	Análise Modal	24
5.2	Análise Harmônica	24
6	MODELAGEM COMPUTACIONAL.....	26
6.1	ANSYS (Software de Elementos Finitos)	27
6.2	Linguagem APDL.....	29
6.3	Condições de Contorno	29
6.4	Modelagem e Simulação no ANSYS.....	30
6.4.1	Pré-Processamento	30
6.4.2	Solução.....	33
6.4.3	Pós-Processamento.....	33
7	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO	34
7.1	Resultados do formato com ponta circular.....	34
7.1.1	Análise de Convergência	34
7.1.2	Análise de Sensibilidade.....	47
7.2	Resultados do formato de cauda de peixe.....	53
7.2.1	Análise de Convergência	53
7.2.2	Análise de Sensibilidade.....	58
7.2.3	Combinação de parâmetros.....	64

8	MÉTODOS EXPERIMENTAIS	68
8.1	Autodesk Inventor Professional 10.....	68
8.1.1	Modelagem do protótipo	69
8.1.2	Montagem	69
8.1.3	Geração de Desenhos Técnicos.....	70
8.2	Projeto dos Protótipos.....	71
8.2.1	Protótipo de Altura de Canal Variável.	71
8.2.2	Protótipo de Peças Intercambiáveis.....	75
8.3	Seleção de Protótipos	79
8.4	Materiais	79
8.5	Fabricação do Protótipo	80
8.6	Alimentação elétrica do modelo	84
8.7	Procedimento Experimental	84
9	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	86
9.1	Problemas Enfrentados na Realização dos Ensaios.....	87
9.2	Resultados Obtidos.....	89
9.2.1	Impedância Elétrica	89
9.2.2	Determinação da Vazão	99
10	CONCLUSÕES	102
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	104
	REFERÊNCIAS - Internet	107
	APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS DO PROJETO DA BOMBA DE ALTURA DE CANAL VARIÁVEL.....	108
	APÊNDICE B – DESENHOS TÉCNICOS DO PROJETO DA BOMBA DE PEÇAS INTERCAMBIÁVEIS.....	117

1 INTRODUÇÃO E MOTIVAÇÃO

Os atuadores piezelétricos são dispositivos que mediante sinais ou estímulos fornecem como resposta um torque ou força. Tais dispositivos têm mostrado uma ampla gama de aplicações, muitas delas voltadas à miniaturização de componentes em equipamentos mecatrônicos. Recentemente uma área de grande interesse para pesquisa é a aplicação de atuadores piezelétricos na fabricação de bombas de fluxo de baixa potência, ou seja, deslocamentos de pequenos volumes de fluido, com baixo consumo de energia e com baixa emissão sonora. A Bioengenharia é a área que tem demonstrado grande interesse por este tipo de equipamento, seja para uma possível aplicação para bombeamento de sangue ou para dosagem de reagentes e medicamentos (Teymoori; Abbaspour-Sani, 2005), como por exemplo, injeção contínua de insulina em pacientes diabéticos durante o dia, eliminando surtos e déficits desta substância.

Outra potencial aplicação prática deste tipo de bomba de fluxo consiste na sua utilização em sistemas de resfriamento de equipamentos eletrônicos (Singhal; Garimella; Raman, 2004). Tal aplicação serve de alternativa ao sistema convencional de refrigeração com ventilação a ar, atualmente empregado. Muitas vezes o sistema não é corretamente dimensionado, levando os equipamentos à falha. A utilização da água como fluido de trabalho permite uma maior capacidade de dissipação térmica, redução na emissão de ruídos, potencial de miniaturização, menor vibração mecânica, além de um número reduzido de peças e partes móveis.

González; Moussa (2002) apresentaram uma bomba de fluxo na qual uma cerâmica piezelétrica age como um pistão: movendo um diafragma para cima, a válvula de saída se fecha e a válvula de entrada se abre permitindo a entrada de líquido, na situação contrária, com o diafragma descendo, a válvula de entrada se fecha enquanto a de saída se abre, fazendo que o fluido interno seja expulso. Assim, consegue-se fluxo num único sentido. Este formato de bomba foi estudado por Zengerle, et al. (1995), Koch, M., et al. (1997), Meng, E., et al. (2000), entre outros.

Em seu trabalho de formatura Nakasone, P.H.; Pires, R.F. (2003) propuseram e provaram a viabilidade de uma bomba de fluxo baseada na forma de nadar dos peixes. A proposta básica era utilizar um atuador piezelétrico bilaminar para emular este comportamento oscilatório do peixe e mesmo de um corpo oscilante em meio

fluido visando à geração de fluxo. O atuador possui formato de lâmina e, quando acionado com uma tensão elétrica alternada, reproduz o movimento desejado.

Testes com a bomba de fluxo oscilatória realizados pelo Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, demonstraram que em certas frequências de operação, e em determinados modos de vibrar do atuador piezelétrico, ocorre uma grande formação de vórtices, que geram uma grande turbulência, acarretando no aumento da vazão, e até mesmo na inversão do sentido do fluxo. A observação dos modos de vibrar em que tais fenômenos ocorrem serviu de inspiração para a proposta de novas formas para o atuador piezelétrico, de modo que pudessem aumentar a amplitude das vibrações do atuador para um determinado modo de vibrar, gerando assim um maior fluxo.

A utilização otimizada de nadadeiras como forma de propulsão permite um deslocamento altamente eficiente e silencioso para robôs e veículos aquáticos. Esta forma de propulsão está sendo estudada por Triantafylloy, M. S. et al. (1995), Hirata, K. et al. (2000), Deng, X. et al. (2005), Liu, J. et al. (2005), entre outros. Autores como Bainbridge, R. (1963), Lauder, G. V. (2000), Van Buskirk, J. et al. (2000) e Webber, D. M. et al. (2001) realizam estudos sobre a influência da forma e do movimento da nadadeira caudal no desempenho da locomoção dos peixes.

Wiguna, T. et al. (2005) utilizou um atuador piezocomposto de baixo peso (LIPCA) para movimentar uma cauda usada como sistema de propulsão em um peixe robô. Foram estudadas algumas formas de cauda, feitas de polipropileno, para a análise da influência na propulsão gerada. Cada cauda testada era caracterizada por uma área específica e por uma razão de aspecto (quadrado da largura pela área da cauda). Após o estudo da forma, foram feitos testes sobre a influência da frequência de operação na velocidade de deslocamento. Concluiu-se que a velocidade de deslocamento é proporcional à força exercida pela cauda e à frequência desta. A maior velocidade foi atingida na frequência natural do sistema da cauda.

Uma vez que foi comprovada a possibilidade do uso de sistemas de propulsão que apresentem o formato de nadadeira, pode-se dizer que tal formato também poderia se mostrar viável para impulsionar um fluido através de um canal e, portanto, poderia se mostrar uma forma viável para um atuador de uma bomba de fluxo oscilatória.

2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho de formatura é analisar a influência de diferentes formatos de lâminas que possam ser aplicadas sobre um atuador piezelétrico bilaminar de bombas de fluxo piezelétricas baseadas no princípio oscilatório. Esta abordagem de aplicar uma carenagem sobre o atuador foi adotada devido à maior facilidade de fabricação e ao menor custo de material. Serão adotadas duas formas de análise: simulação computacional de diversos formatos de carenagens através do Método dos Elementos Finitos e posteriormente a fabricação e teste de alguns protótipos para comparação e validação dos modelos simulados.

3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Assim como vários outros, este estudo baseia-se em soluções encontradas na natureza para os problemas do cotidiano. As bombas de fluxo estudadas neste projeto têm como simples princípio a análise e adaptação do sistema de locomoção dos peixes. Este fenômeno é estudado por autores como Trintafyllou et al. (1993); Videler et al. (1999); Pedley et al. (1999); Sfakiotakis et al. (1999); e Drucker et al. (2001).

Sfakiotakis et al. (1999) sugere uma classificação para as diversas espécies de peixes surgidas durante a evolução em dois grandes grupos, considerando o mecanismo de propulsão que utilizam: aqueles no qual sua propulsão é originada por meio de movimentos de seu corpo ou cauda (Fig. 3.1(a)), e outros, cuja propulsão ocorre devido às suas nadadeiras medianas e/ou em pares (dorsal, anal, peitorais ou pélvicas), conforme é mostrado na Fig. 3.1(b).

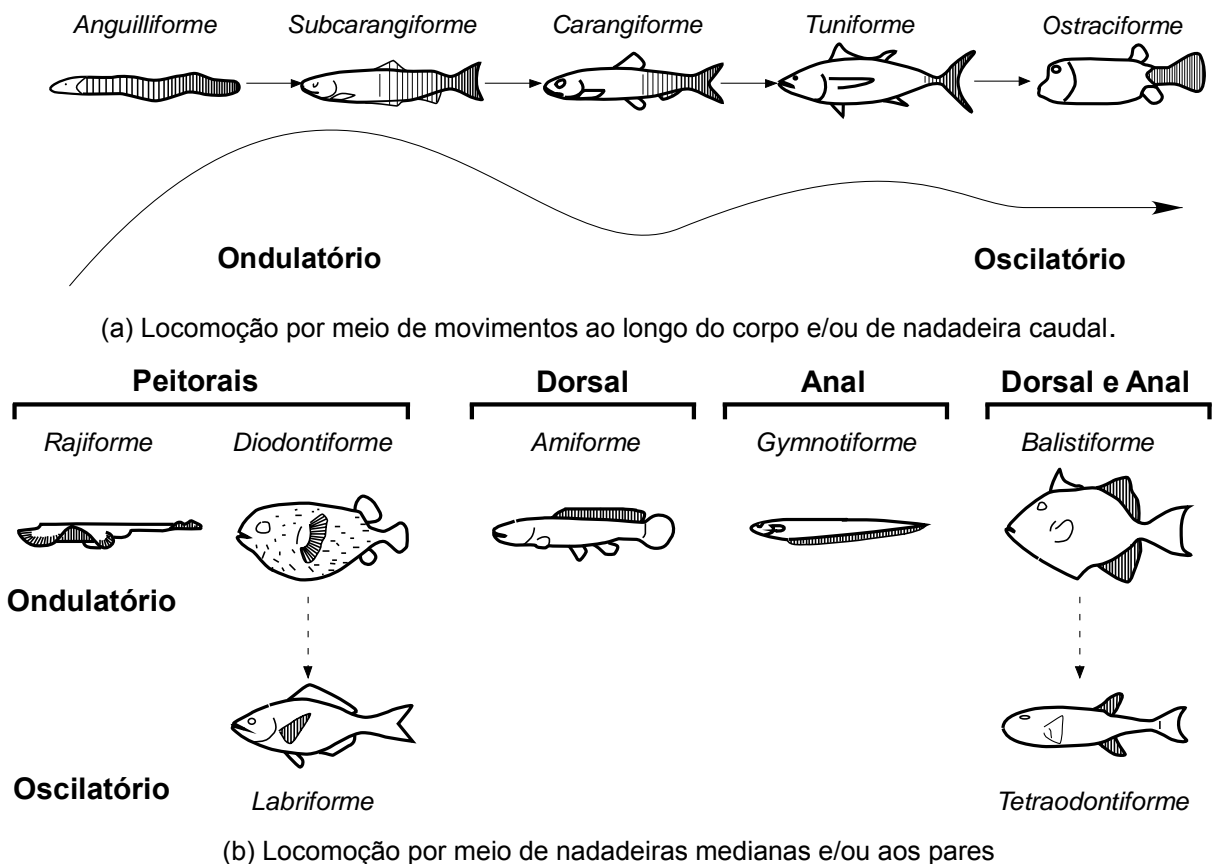


Fig 3.1 – Modos de nadar de algumas espécies de peixes. As áreas hachuradas contribuem para a locomoção.

Dentro do grupo dos peixes cujo mecanismo de propulsão ocorre devido aos movimentos de seu corpo ou cauda (Fig. 3.1(a)), encontram-se animais que executam movimentos desde “ondulatórios” (exemplo: enguia, lampréia, arraia) nos quais se observa uma onda propagante ao longo de seus corpos e outros que executam movimentos “oscilatórios” (exemplo: ostraciídeos), balançando simplesmente seu corpo e cauda, deslocando-se para frente, sem que seja observada a formação de onda. Existem, ainda, aqueles que apresentam uma combinação de ambos os tipos de movimentos, conforme nota-se na Fig. 3.1 (a).

O rastro deixado pelos peixes que nadam devido a movimentos ondulatórios e/ou oscilatórios de seu corpo e cauda consiste numa esteira de vórtices discretos de sinal alternado, gerados devido ao movimento da cauda (Sfakiotakis; Lane; Davies, 1999). Devido à orientação desta esteira de vórtices, que é contrária à esteira de vórtices de Karman, é gerada uma força de arrasto (Sfakiotakis; Lane; Davies, 1999), (Triantafyllou; Triantafyllou; Grosenbaugh, 1993) em torno de corpos colocados numa corrente livre. Pode-se observar o fluxo gerado na direção contrária, entre os vórtices, na Fig. 3.2.

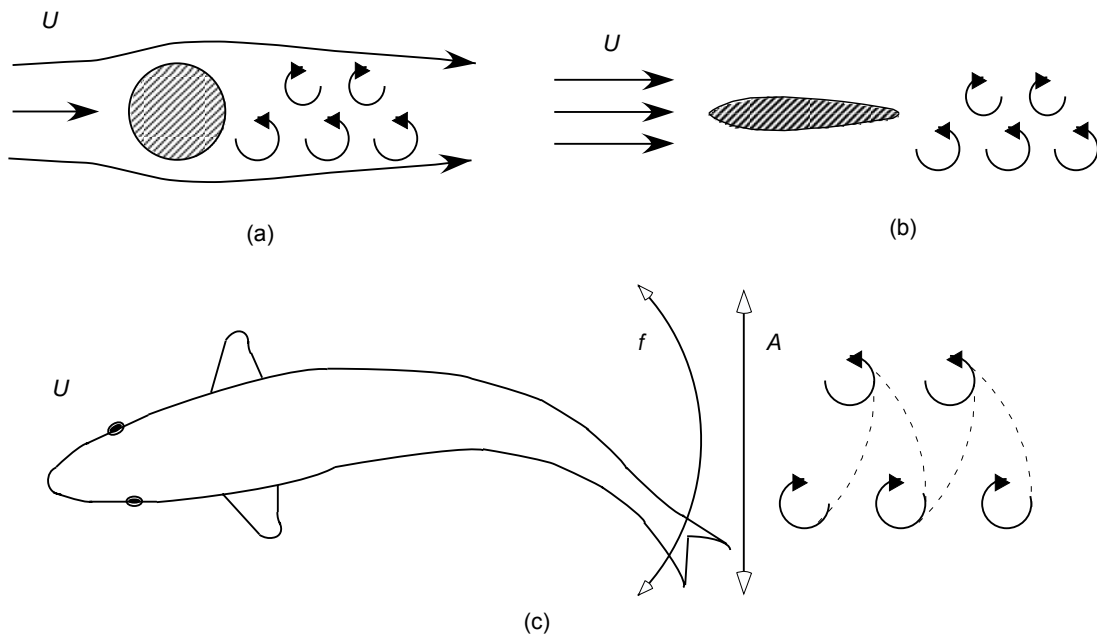


Fig. 3.2 – Esteira de Karman para um cilindro (a) e para um perfil de asa (b). Rastro deixado pelo nadar de um peixe (c). Observa-se a formação de uma esteira de vórtices com direções de recirculação alternadas.

Assim, o que ocorre é a formação cíclica de vórtices com sentidos alternados, semelhante ao que acontece quando se vibra uma lâmina de cobre, conforme Fig. 3.3. A importância deste fato é que cada vórtice gerado impulsiona o que foi gerado anteriormente, na direção contrária ao atuador. Como resultado o fluido é empurrado para a direita, segundo o princípio da ação e reação.

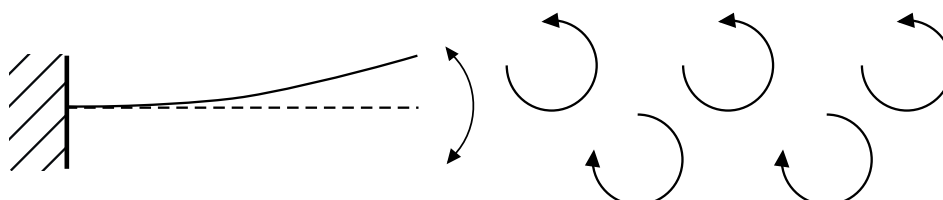


Fig. 3.3 – Reação em cadeia dos vórtices gerados.

Para nadar, os peixes realizam movimentos oscilatórios ou ondulatórios, balançando seu corpo ou cauda de forma a se deslocar para frente. O princípio da bomba de fluxo estudada consiste na idéia de manter-se o peixe fixo enquanto realiza o movimento natatório e com isso gerar o deslocamento do fluido ao seu redor, conforme ilustrado na Fig. 3.4.

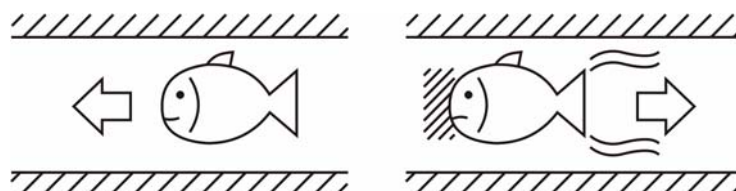


Fig. 3.4 – Princípio de funcionamento da bomba de fluxo estudada.

Para gerar um fenômeno semelhante ao ocorrido quando os peixes se locomovem, um atuador piezelétrico é usado para criar um movimento oscilatório, gerando vazão no meio fluido. Este tipo de atuador possui o formato de uma lâmina e, quando acionado com uma tensão elétrica alternada, produz o movimento oscilatório de flexão desejado, conforme ilustra a Fig. 3.5.

Esse fenômeno já vem sendo estudado por outros pesquisadores como é o caso de Bürmann et al. (2003); Açikalin et al. (2003); e Basak et al. (2005), com o foco voltado para utilização de um atuador piezelétrico bilaminar para o resfriamento de componentes eletrônicos apresentando um estudo da resposta dinâmica do atuador. Kim et al. (2004), apresentam alguns resultados analíticos e

computacionais sobre o fluxo gerado através de um atuador bilaminar piezelétrico. Loh et al. (2002) utiliza um atuador piezelétrico para movimentar uma barra produzindo um movimento oscilatório e estuda os efeitos do fluxo gerado no aumento da transferência de calor por convecção. Os autores citados utilizam, no entanto, ar como fluido de trabalho, visando aplicações em refrigeração.

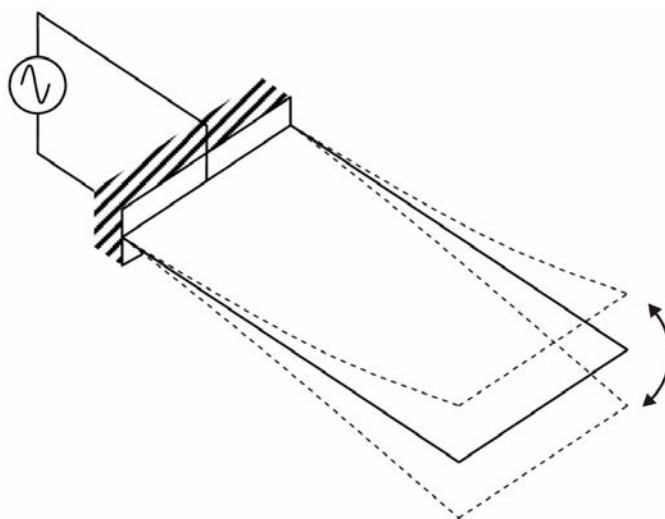


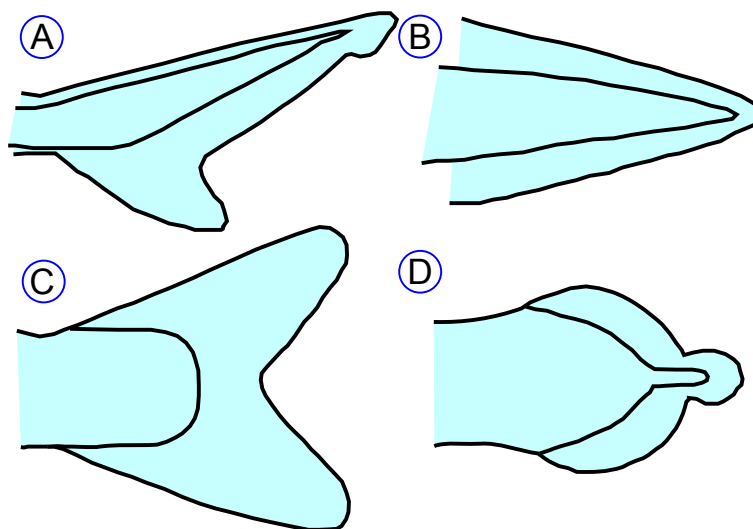
Fig. 3.5 – Atuador Piezelétrico Bilaminar.

Nakasone (2006), em seu trabalho de Mestrado, estudou a viabilidade de uma bomba com um atuador piezelétrico bilaminar em um meio aquático, concluindo que é viável utilizar uma bomba de fluxo baseada neste princípio de funcionamento. Pires et al. (2006) demonstraram a obtenção de maiores vazões com um atuador bilaminar piezelétrico engastado em um canal de acrílico, através da excitação do atuador em seu segundo modo de vibrar.

3.1 Novas Configurações Propostas

A proposta deste trabalho de formatura consiste na análise de viabilidade de novas configurações do atuador bilaminar da bomba de fluxo piezelétrica oscilatória estudada. Até este momento, as análises deste tipo de bomba realizadas em outros trabalhos levaram em consideração lâminas de formato retangular ou suas combinações dentro do canal de escoamento. O estudo a ser realizado inclui variações no formato das lâminas aplicadas de modo a explorar outros modos de vibrar no plano da lâmina e obter um maior aproveitamento dos vórtices gerados

pela oscilação da mesma. Na natureza são encontrados quatro tipos básicos de caudas nos peixes, conforme mostrado na Fig. 3.6.



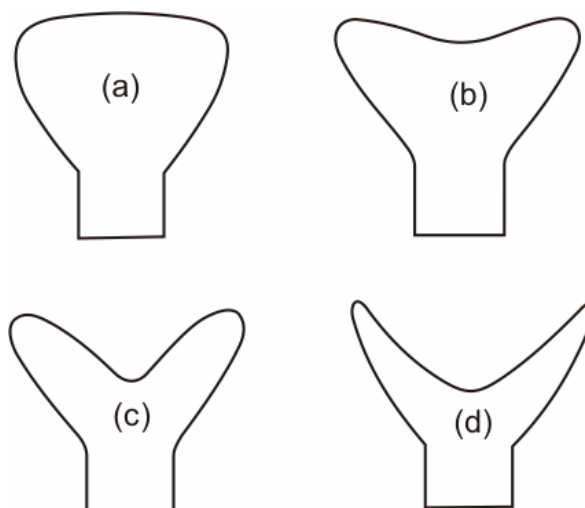
(a) Heterocercal (b) Protocercal (c) Homocercal (d) Diphycercal

Fig. 3.6 – Principais tipos de caudas natatórias encontradas nos peixes.

Cada categoria apresentada na Fig. 3.6 possui características próprias, detalhadas a seguir:

- *Heterocercal*: apresenta um grande lóbulo e claramente apresenta uma assimetria entre as duas partes da cauda.
- *Protocercal*: a nadadeira caudal se estende ao redor da coluna vertebral, apresentando simetria, entretanto sem lóbulos.
- *Diphycercal*: refere-se a nadadeira caudal com três lóbulos, no qual a coluna se estende até o final da cauda.
- *Homocercal*: presente na maioria dos peixes, a coluna vertebral não se estende pelo lóbulo, e a nadadeira é mais ou menos simétrica. Podem ser classificadas de acordo com o formato. A nadadeira pode ser arredondada no seu final, ser truncada ou acabar com uma borda reta, ou apresentar um formato arredondado de lua crescente.

Durante os estudos para o projeto e construção de um peixe robô biomimético, Wiguna et al. (2005) realizaram experimentos sobre a força exercida pela movimentação da cauda em seu centróide. Foram analisados os desempenhos dos formatos da cauda de algumas espécies de peixes homocercais (Fig. 3.7).



(a) cauda ostraciforme (b) cauda subcarangiforme
(c) cauda carangiforme (d) cauda tuniforme

Fig. 3.7- Formatos estudados por Wiguna, et al (2005).

Foram propostas cinco configurações de atuadores: atuador retangular com a ponta circular; dois atuadores trapezoidais, sendo que em um deles o material piezelétrico apresenta a forma trapezoidal e no outro caso o atuador é retangular e uma placa trapezoidal será posicionada sobre ele; dois atuadores com o formato de cauda de peixe. O primeiro modelo com formato de cauda de peixe permite simular três diferentes formatos de cauda, apenas com a variação de um parâmetro, sendo eles: cauda ostraciforme, subcarangiforme e carangiforme. Outro modelo permite o estudo da cauda tuniforme.

3.1.1 Configuração 1 : Formato com ponta circular

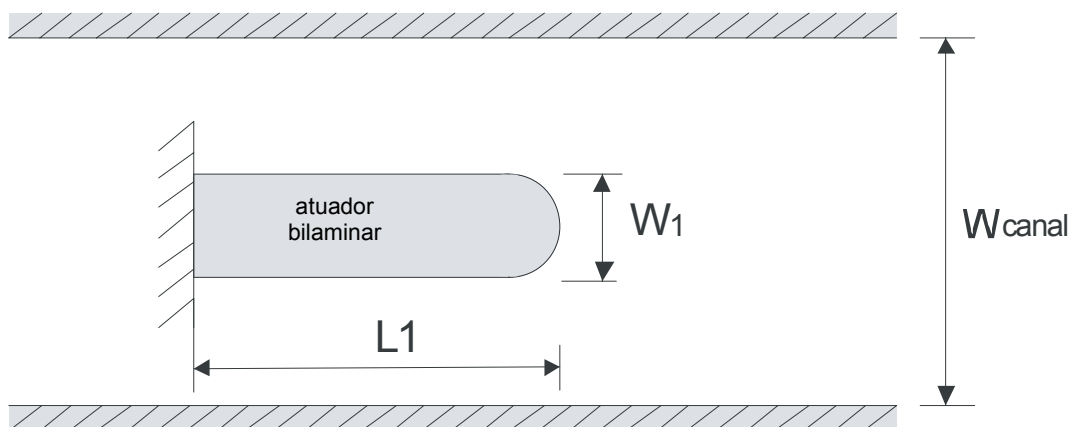


Fig. 3.8 – Configuração do atuador com ponta circular.

Esta configuração possui como principal característica o arredondamento da extremidade livre do atuador. O principal objetivo desta configuração é descobrir se existe influência das “quinas” do atuador na geração de vazão e estudar o comportamento do programa de simulação diante de uma forma do material piezelétrico um pouco mais complexa que os atuadores retangulares estudados anteriormente nos trabalhos de Nakasone, P.H.; Pires, R.F. (2003), e Vatanabe, S.L.; Choi, A. (2006).

3.1.2 Configuração 2: Formato com atuador trapezoidal

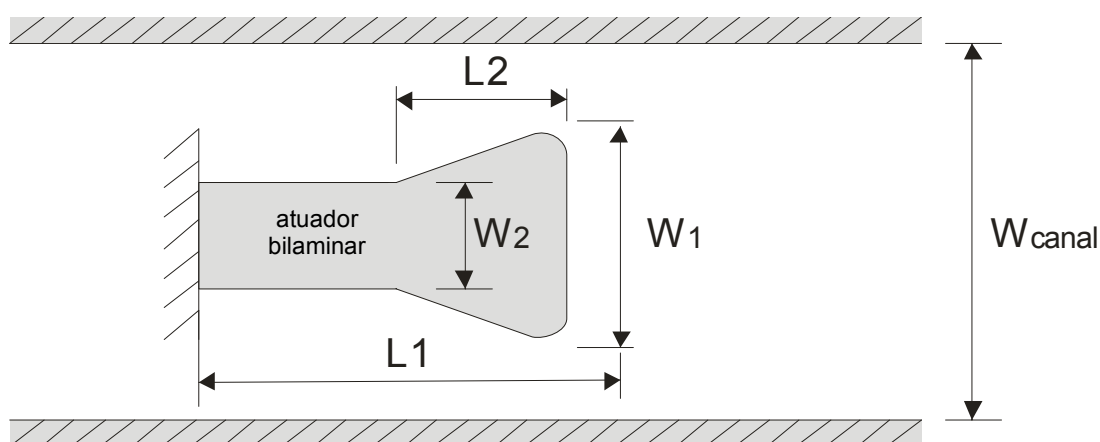


Fig. 3.9 – Configuração com atuador trapezoidal.

A principal característica deste formato é a diferença das dimensões do atuador na “base” (W_2) e na extremidade livre (W_1). Através da alteração da dimensão da extremidade, é possível obter um atuador com um ângulo maior ou menor, e conseqüentemente estudar a influência da forma na geração de vazão. O arredondamento das extremidades tem como função eliminar a influência dos cantos vivos na geração de vórtices, o que influenciaria na vazão gerada.

3.1.3 Configuração 3: Formato trapezoidal

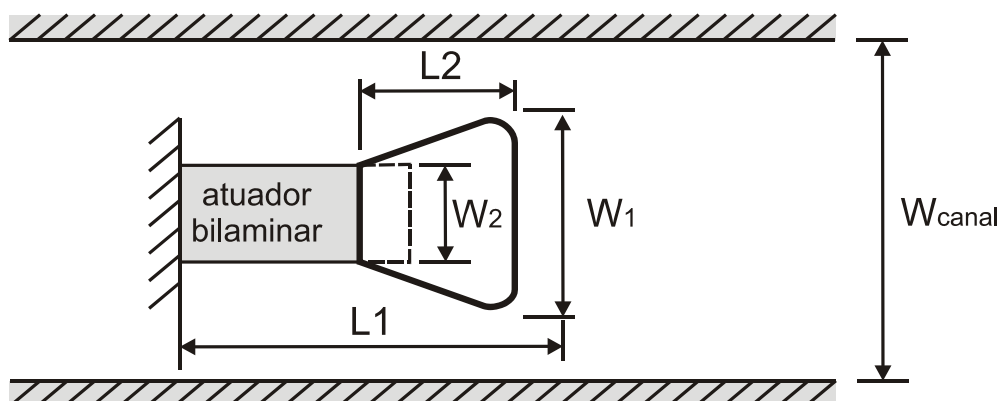


Fig. 3.10 – Configuração com lâmina trapezoidal.

A principal característica deste formato é a presença de uma fina lâmina de formato trapezoidal posicionada sobre um atuador retangular. Através da alteração da dimensão da extremidade da lâmina (W_1), é possível obter um ângulo maior ou menor, e conseqüentemente estudar a influência da forma na geração de vazão.

3.1.4 Configuração 4 : Formato de cauda de peixe

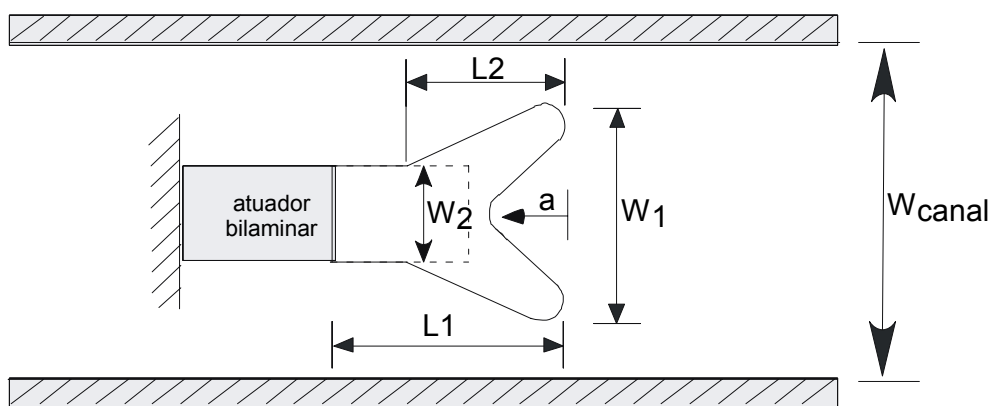


Fig. 3.11 – Configuração de lâmina com formato de cauda de peixe.

Esta é a configuração de maior interesse para este trabalho, possui um formato que busca simular a geometria de uma cauda de peixe. A partir do modelo apresentado na Fig. 3.11 é possível obter as geometrias de cauda ostraciforme, subcarangiforme e carangiforme apenas alterando a dimensão da variável “a” observada na figura. Uma explicação mais detalhada sobre estas configurações é apresentada a seguir.

a) Formato de cauda ostraciforme

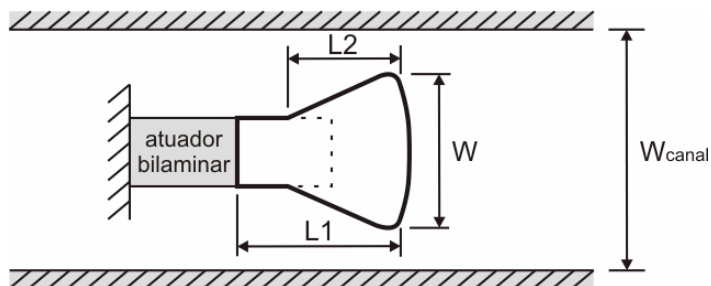


Fig. 3.12 – Configuração baseada na cauda do tipo ostraciforme.

A configuração baseada na forma ostraciforme de cauda de peixe é caracterizada por um formato triangular com um pequeno alongamento na região central (forma de uma ostra) conforme mostrado na Fig. 3.12.

Para obter esta configuração basta que a variável “a” mostrada na Fig. 3.11 seja negativa.

b) Formato de cauda subcarangiforme

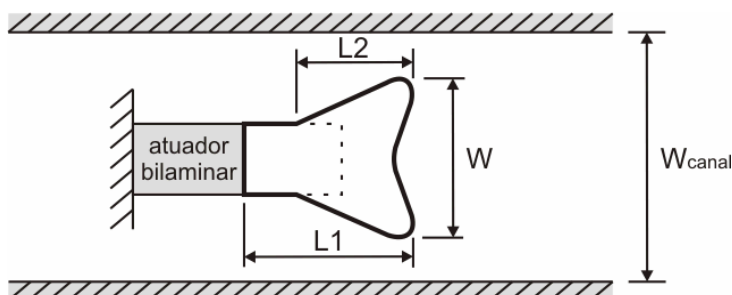


Fig. 3.13 – Configuração baseada na cauda do tipo subcarangiforme.

Esta configuração apresenta como característica a forma triangular com uma leve re-entrância na região central. Esta re-entrância (Fig. 3.13) gera um afilamento na região das pontas, o que provavelmente causa a diminuição da rigidez nessa região e conseqüente aumento nas amplitudes de oscilação das pontas. Os animais com a característica subcarangiforme utilizam entre metade e 2/3 do corpo para a geração dos movimentos ondulatórios durante sua locomoção. Um exemplo é a truta.

Para obter esta configuração basta que a variável “a” mostrada na Fig. 3.11 seja positiva e apresente um valor não muito elevado.

c) Formato de cauda carangiforme

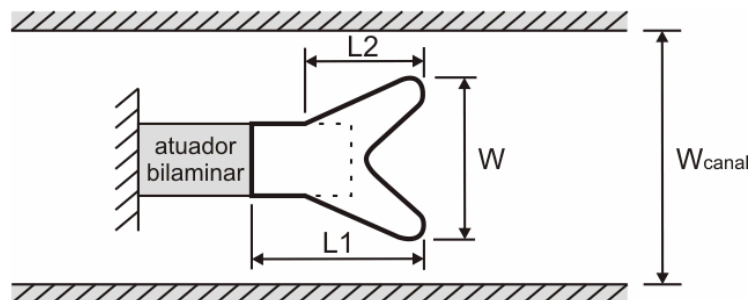


Fig.3.14 – Configuração baseada na cauda do tipo carangiforme.

Esta configuração é muito semelhante à configuração subcarangiforme, porém apresenta uma maior re-entrância na região central (Fig. 3.14). A diferença entre os dois é a porção do corpo utilizada para a movimentação oscilatória, que neste caso corresponde à 1/3 final do corpo do peixe. Em geral é presente em peixes de corpo altamente achatado lateralmente.

Para obter esta configuração basta que a variável “a” mostrada na Fig. 3.11 seja positiva e com dimensão superior a apresentada na configuração subcarangiforme.

3.1.5 *Configuração 5 : Formato de cauda tuniforme*

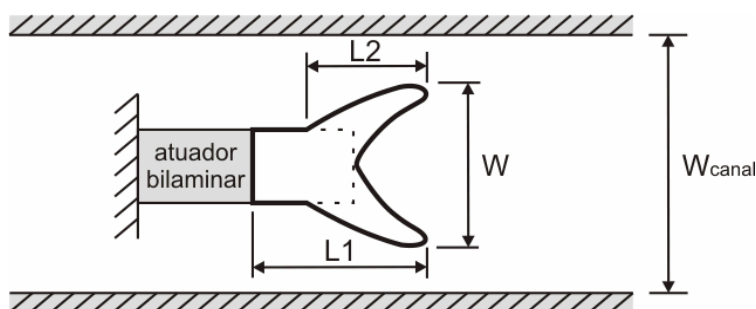


Fig. 3.15 – Configuração baseada na cauda do tipo tuniforme.

Esta configuração (Fig. 3.15) é baseada em peixes com cauda tuniforme (proveniente de *Thunnus*, gênero do atum). As pontas da cauda possuem um grande afilamento. Os animais que possuem este formato de cauda em geral apresentam alta velocidade de locomoção.

Entre os formas apresentadas acima, será dada maior atenção a configuração 1 (Formato com ponta circular) e principalmente a configuração 4 (Formato de cauda de peixe), foco deste trabalho. Para estas, serão realizadas análises computacionais com auxílio do Método dos Elementos Finitos (MEF) e, de acordo com os resultados obtidos, será feito o levantamento experimental da vazão proporcionada pelos modelos.

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

4.1 Materiais piezelétricos

Os materiais piezelétricos são materiais específicos que se contraem e se expandem de acordo com a tensão elétrica aplicada em seus terminais e vice-versa, gerando deformação no sentido longitudinal e transversal de acordo com a excitação aplicada. Devido a essa característica, os materiais piezelétricos são geralmente usados em acelerômetros, sensores de pressão e força, transdutores de ultra-som, atuadores, nanoposicionadores, giroscópios, entre outros dispositivos de mecânica de precisão.

As equações constitutivas do efeito piezelétrico são:

$$[T] = [c^E][S] - [e]^t \{E\} \quad (4.1)$$

$$\{D\} = [\epsilon^S]\{E\} + [e][S] \quad (4.2)$$

onde:

$[T]$ = vetor de tensão mecânica;

$\{D\}$ = vetor deslocamento elétrico;

$[c^E]$ = matriz de rigidez elástica obtido com campo elétrico constante;

$[S]$ = vetor de deformação mecânica;

$[e]$ = matriz de coeficientes piezelétricos de tensão mecânica;

$[\epsilon^S]$ = matriz dielétrica medido com deformação constante;

$\{E\}$ = vetor campo elétrico.

4.1.1 Cerâmicas piezelétricas

A origem física da piezeletricidade é explicada pela assimetria de cargas na estrutura do material, que acaba por gerar uma polarização da rede estrutural. Apenas em cristais com falta de centro de simetria ocorre o efeito piezelétrico, como visto na Fig. 4.1.

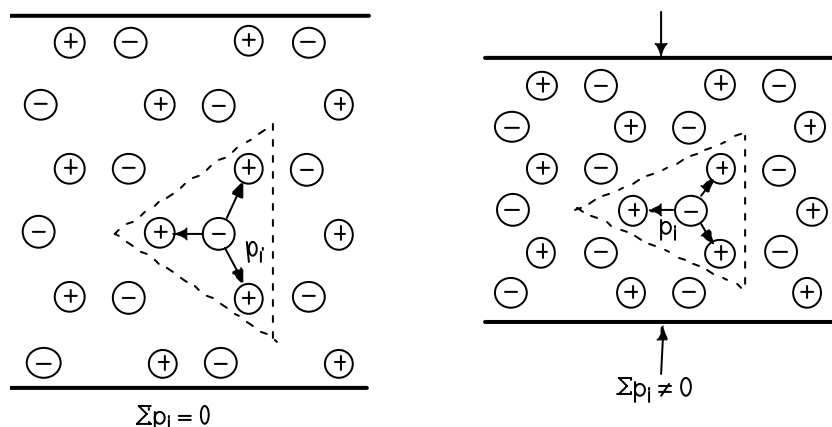


Fig. 4.1 – Ilustração da ocorrência do efeito piezelétrico em um cristal com ausência de centro de simetria.

Um cristal com centro de simetria não apresenta efeito piezelétrico, pois o dipolo sempre desaparece, mesmo quando uma tensão é aplicada, como pode ser visto na Fig. 4.2.

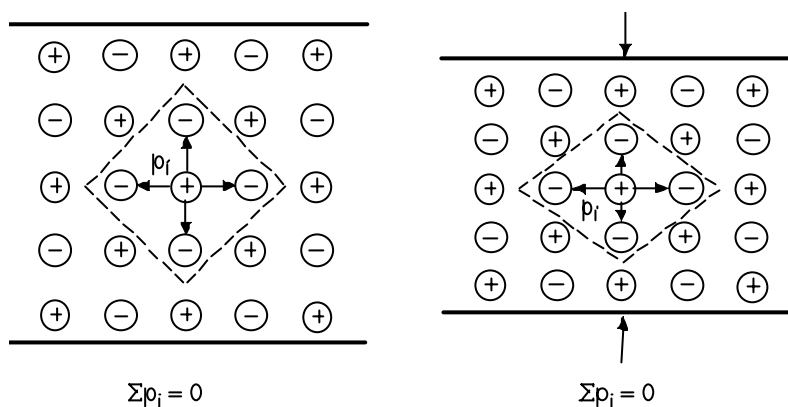


Fig. 4.2 – Ilustração da ausência do efeito piezelétrico em um cristal que apresenta centro de simetria.

A aplicação de uma carga altera a posição relativa entre as cargas positivas e negativas, causando o surgimento de um dipolo elétrico que leva à polarização do cristal. Inversamente, os dipolos elétricos se alinham em resposta a um campo elétrico aplicado, causando o deslocamento dos átomos e resultando em uma deformação mensurável do cristal.

Materiais cerâmicos como o titanato de bário e o PZT (titanato zirconato de chumbo) são ferrelétricos, isto é, exibem polarização espontânea quando submetidos a um campo elétrico. Portanto, os materiais ferrelétricos devem ser polarizados para exibirem comportamento piezelétrico.

O efeito piezelétrico é descrito em termo dos coeficientes piezelétricos de carga (d_{ij}) que relacionam a carga aplicada sobre a superfície na direção i ao deslocamento, força aplicada, ou tensão na direção j . A cerâmica PZT é geralmente caracterizada por um valor relativamente alto do coeficiente d_{33} (relaciona a tensão aplicada e deslocamento no mesmo eixo, normalmente o eixo z), o que é desejável para materiais piezelétricos.

Quando a temperatura excede um valor crítico conhecido como temperatura de Curie, o material perde sua polarização espontânea e características piezelétricas. No caso do PZT quando esta temperatura é alcançada (cerca de 320° C) o material deixa de ser um cristal tetraédrico e passa a ser um cristal cúbico, e conseqüentemente passa a apresentar um centro de simetria fazendo com que não reste nenhum dipolo líquido e nenhuma polarização espontânea em sua estrutura.

4.2 Atuadores Piezelétricos Bilaminares

Atuadores bilaminares são elementos flexíveis compostos de duas finas placas de materiais cerâmicos unidos a uma placa metálica. Esta placa metálica atua como o eletrodo central do conjunto. A polarização das placas é tal que quando voltagem é aplicada a um dos eletrodos a placa expande e a outra contrai, causando a curvatura do atuador. Estes atuadores são polarizados tanto de forma a operarem em paralelo, Fig. 4.3 a, como em série, Fig. 4.3 b.

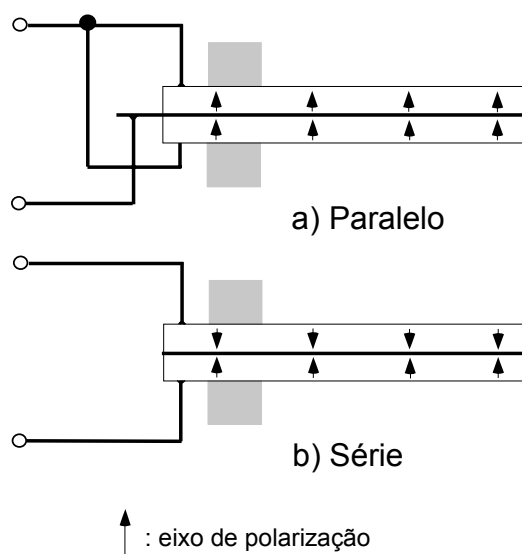


Fig. 4.3 – a) Ilustração da ligação em paralelo do atuador bilaminar; b) Ilustração da ligação em série do atuador bilaminar.

Para a operação em série as duas placas devem estar polarizadas na mesma direção em relação à placa central, ou seja, ambas devem ser positivas ou negativas. Para a operação em paralelo as placas devem estar polarizadas em direções opostas em relação ao centro. Devido às diferenças de polarização, os elementos em série e em paralelo não são intercambiáveis.

Atuadores operando em série ou em paralelo apresentam consumo de energia equivalente, entretanto a deflexão por voltagem aplicadas é cerca de duas vezes maior na operação em paralelo, isto por que a voltagem total é aplicada em cada placa. Tanto a operação dos atuadores em série, quanto em paralelo são limitadas (exceto na operação em ressonância). Em ambos os casos pode ocorrer uma despolarização de uma das placas cerâmicas, isto porque sempre existe uma placa que “enxerga” uma tensão que se opõe a direção de polarização original.

Elementos bilaminares são capazes de desenvolver uma deflexão relativamente elevada (e com pequena força) com tensão de operação moderada quando comparada a um atuador de apenas uma lâmina. A reversão da polaridade de operação reverte a direção de curvatura.

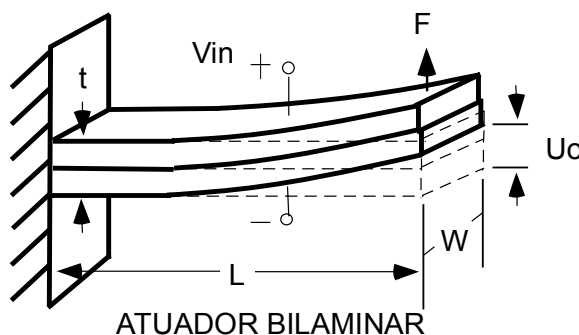


Fig. 4.4 – Atuador piezelétrico bilaminar.

O desempenho dos atuadores piezelétricos bilaminares são comumente especificados em termos de sua deflexão livre (U_0) e força de blocagem (F_b). Estes critérios são determinados pela espessura e largura do PZT, comprimento do atuador, propriedades do material, bem como a tensão aplicada. Um modelo simples de um atuador bilaminar com espessura de camada constante é adotado para mostrar a viabilidade.

A deflexão livre U_0 (equação 4.3) é o deslocamento ocorrido quando a máxima tensão possível é aplicada e o atuador se encontra completamente livre

para se movimentar, sem que nenhuma força seja exercida sobre ele (Fig. 4.5 a). A força de bloqueio F_b (equação 4.4) é a força exercida pelo atuador quando a máxima tensão possível é aplicada e o atuador está com seu movimento completamente restringido (Fig. 4.5 b).

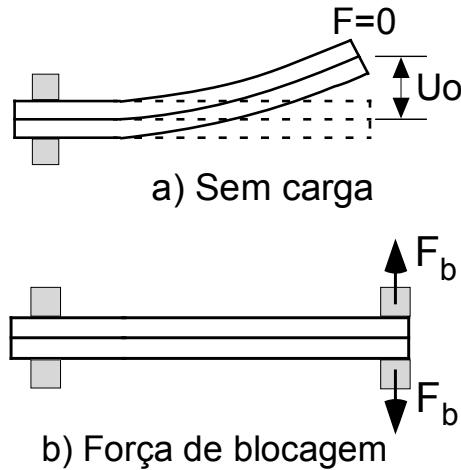


Fig. 4.5 – a) Ilustração da deflexão livre do atuador bilaminar; b) Ilustração da força de bloqueio do atuador bilaminar.

Segundo Cappelleri, D. J. et al. (2000), as equações de deflexão livre e de força de bloqueio são dadas por:

$$U_0 = 4d_{31} \left(\frac{L^2}{t^2} \right) V_{in} \quad (4.3)$$

$$F_b = \frac{3}{4} Y w d_{31} \left(\frac{t}{L} \right) V_{in} \quad (4.4)$$

onde:

d = constante de transmissão (deformação produzida/campo aplicado).

Y = módulo de Young do material piezoelétrico.

É importante observar que estas equações não levam em conta o “sanduíche” de camadas do material piezoelétrico e assumem uma ligação perfeita entre as camadas.

O atuador é considerado otimizado para uma aplicação caso ele seja capaz de fornecer a força requerida estando à metade de sua deflexão livre total. A alta

voltagem de operação, a histerese, e a fadiga são as principais considerações no projeto mecânico.

A escolha da cerâmica do tipo PZT-5A deve-se a duas razões principais: comparativamente a outras cerâmicas, o PZT-5A possui alto fator de acoplamento eletro-mecânico aliado a alta flexibilidade (Tabela 4.1) e para o caso de atuadores bilaminares comerciais disponíveis esta é a cerâmica padrão depositada sobre o atuador.

Tabela 4.1 – Comparação entre materiais piezelétricos e propriedades (valores relativos ao PZT-5H).

	Cerâmica B	PZT-2	PZT-4	PZH-5A	PZT-5H	PZT-8
Valor percentual em relação ao maior valor encontrado						
Fator de Acoplamento	51	72	89	92	100	8
Flexibilidade	52	71	75	100	100	70
Ponto de Curie	115°C	370°C	328°C	365°C	193°C	300°C

5 MEF Piezelétrico

A modelagem de atuadores piezelétricos no ANSYS utiliza o Método de Elementos Finitos (MEF). Este método é um procedimento numérico que pode ser usado para se obter soluções para uma abrangente variedade de problemas de Engenharia envolvendo diversos tipos de análise. A seguir, é discutida sua aplicação para elementos piezelétricos e o desenvolvimento de suas equações.

A formulação do MEF piezelétrico pode ser escrita em termos do deslocamento $\{U\}$ e do potencial elétrico $\{\Phi\}$ para cada nó, sendo que os esforços mecânicos são expressos em termos de $\{F\}$ e as cargas elétricas em termos de $\{Q\}$, resultando na seguinte forma matricial:

$$\begin{bmatrix} [M_{uu}] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_{uu}] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U} \\ \dot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{uu}] & [K_{u\phi}] \\ [K_{u\phi}] & [K_{\phi\phi}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ \Phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ Q \end{Bmatrix} \quad (5.1)$$

sendo que para cada elemento temos:

$$[K_{uu}]_e = \iiint_{\Omega_e} [B_u]^T [c] [B_u] dV \quad (5.2)$$

$$[K_{u\phi}]_e = \iiint_{\Omega_e} [B_u]^T [e] [B_\phi] dV \quad (5.3)$$

$$[K_{\phi\phi}]_e = \iiint_{\Omega_e} [B_\phi]^T [\epsilon] [B_\phi] dV \quad (5.4)$$

$$[M_{uu}]_e = \rho \cdot \iiint_{\Omega_e} [N_u]^T [N_u] dV \quad (5.5)$$

$$[C_{uu}]_e = \alpha \cdot [M_{uu}] + \beta \cdot [K_{uu}] \quad (5.6)$$

onde:

α : constante de amortecimento multiplicadora da matriz de massa.

β : constante de amortecimento multiplicadora da matriz de rigidez.

ρ : densidade de material.

$[c]$: coeficientes elásticos.

$[e]$: coeficientes piezelétricos.

$[\epsilon]$: coeficientes dielétricos.

$[B_u]$, $[B_\phi]$: derivadas das funções de forma do MEF.

$[K_{uu}]$: Matriz de rigidez mecânica.

$[K_{u\phi}]$: Matriz de acoplamento piezelétrico.

$[K_{\phi\phi}]$: Matriz de rigidez elétrica.

$[M_{uu}]$: Matriz de massa.

$[C_{uu}]$: Matriz de amortecimento.

Através da utilização de métodos que adotam diferentes condições de contorno para a resolução desta equação, torna-se possível a obtenção de diferentes análises, como a análise estática, análise modal, análise transiente e análise harmônica.

5.1 Análise Modal

Para análise de atuadores piezelétricos é necessário, primeiramente, descobrir algumas de suas frequências naturais. Para isso utiliza-se a análise modal. Essa análise consiste na solução da equação 5.1 na forma de um problema de autovalores e autovetores.

Assim, reduzindo a equação 5.1, têm-se:

$$\begin{bmatrix} [M_{uu}] & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{uu}] & [K_{u\phi}] \\ [K_{u\phi}]^T & [K_{\phi\phi}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \Phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{Q} \end{Bmatrix} \quad (5.7)$$

Para $\{\mathbf{Q}\} = 0$ na equação acima, obtém-se um problema de autovalor e autovetor que permite calcular a frequência de anti-ressonância. Para a obtenção da frequência de ressonância, basta zerar o potencial elétrico dos eletrodos e após considerar o sistema da equação 5.7, eliminando-se as equações que envolvem os nós dos eletrodos, obtém-se o problema de autovalor e autovetor correspondente.

5.2 Análise Harmônica

As cerâmicas piezelétricas dos atuadores são excitadas com ondas de tensão elétricas senoidais (harmônicas), o que faz necessário o uso da análise harmônica para obtenção dos resultados. A análise harmônica permite a investigação da estrutura piezelétrica sob a influência de força, cargas elétricas, deslocamentos e/ou voltagens harmônicas.

Forças e cargas elétricas podem ser expressas da seguinte forma:

$$\{\mathbf{F}(\mathbf{t})\} = \{\mathbf{F}\}e^{j\omega t}; \quad \{\mathbf{Q}(\mathbf{t})\} = \{\mathbf{Q}\}e^{j\omega t} \quad (5.8)$$

Dessa forma, os deslocamentos e o potencial elétrico são dados por:

$$\{\mathbf{U}(\mathbf{t})\} = \{\mathbf{U}\}e^{j\omega t}; \quad \{\Phi(\mathbf{t})\} = \{\Phi\}e^{j\omega t} \quad (5.9)$$

sendo ω a frequência de excitação.

Vale lembrar que esses valores de $\{\mathbf{U}\}$, $\{\Phi\}$, $\{\mathbf{F}\}$, $\{\mathbf{Q}\}$ apresentam números reais quando não há amortecimento e, números complexos quando há amortecimento no sistema, o que significa a adição de um deslocamento de fase. Substituindo as equações 5.8 e 5.9 na equação de equilíbrio piezelétrica 5.1, obtêm-se:

$$\begin{bmatrix} [\mathbf{K}_{uu}] + j\omega[\mathbf{C}_{uu}] - \omega^2[\mathbf{M}_{uu}] & [\mathbf{K}_{u\phi}] \\ [\mathbf{K}_{u\phi}]^T & [\mathbf{K}_{\phi\phi}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{\mathbf{U}} \\ \hat{\Phi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \hat{\mathbf{F}} \\ \frac{1}{j\omega} \hat{\mathbf{I}} \end{Bmatrix} \quad (5.10)$$

Sendo que $\hat{}$ representa matrizes complexas. A análise harmônica permite determinar a resposta em frequência das características da estrutura piezelétrica (Ostergaard et al, 1986; Lerch, 1990).

6 MODELAGEM COMPUTACIONAL

A modelagem computacional trata do desenvolvimento de modelos matemáticos para descrição de um determinado problema, contendo as variáveis envolvidas no sistema estudado e as formulações que regem as respostas do mesmo a uma dada entrada. Está envolvido neste processo o desenvolvimento ou aplicação de códigos computacionais que facilitem e acelerem o processo de resolução do modelo matemático permitindo que seja encontrada a solução para o problema proposto.

Problemas complexos resultam em um grande aumento da quantidade de variáveis físicas para serem manipuladas e controladas na definição do problema, sendo muitas vezes necessária a adoção de hipóteses e proposição de teorias para sua solução. Os modelos matemáticos adotados resultam em equações diferenciais parciais ou ordinárias com um grande número de variáveis as quais necessitam, na grande maioria dos casos, da aplicação de um algoritmo numérico que possibilite sua resolução.

A utilização do método de elementos finitos (MEF) é justificada em situações em que a solução analítica de um dado problema é demasiadamente complexa ou mesmo quando não há uma formulação analítica disponível.

Uma formulação analítica do problema da bomba de fluxo em questão seria demasiadamente complexa, inviabilizando a sua solução e exigindo a adoção de restrições e hipóteses que acabariam por comprometer os resultados. Além disso, um item importante refere-se à caracterização do equipamento, feita de maneira bem mais simples através de simulação computacional, havendo assim, uma diminuição do número de protótipos a serem construídos e ensaiados, além da possibilidade de determinação de parâmetros ótimos de funcionamento e curvas de resposta.

Um exemplo bastante prático da utilização de simulações é a análise de sensibilidade. Para mapear o comportamento do sistema para um determinado parâmetro (geométrico, por exemplo) em 10 ou 20 pontos dentro de um domínio, basta alterar a variável desejada e realizar novamente a simulação. A situação análoga quando se pensa na construção de protótipos resultaria na construção de 10 ou 20 protótipos, o que de imediato é inviável.

Neste projeto o MEF é utilizado como ferramenta para a simulação e análise do problema da bomba pelo fato de ser um método genérico e poderoso, muito usado na Engenharia atualmente.

As etapas de uma simulação utilizando MEF consistem em:

- **pré-processamento**: consiste na definição das geometrias e das propriedades dos materiais, bem como a criação da malha de elementos finitos que será utilizada no processo de cálculo.
- **solução**: consiste na aplicação de condições de contorno e carregamentos, envolvendo também toda a parte de cálculo numérico para obtenção dos resultados.
- **pós-processamento**: é feita a visualização dos resultados obtidos, através das mais variadas formas de representação gráfica ou tabelas.

6.1 ANSYS (Software de Elementos Finitos)

Para a simulação da bomba piezelétrica é utilizado o software ANSYS de Elementos Finitos. O software conta com uma vasta biblioteca de elementos para a simulação dos mais diversos tipos de sistemas, incluindo sistemas multidisciplinares, através do pacote “Multiphysics”. Neste caso serão realizadas simulações harmônicas nas quais serão estudados os efeitos de interação entre o atuador piezelétrico e o fluido por meio de uma análise acústica. Com isto é possível estudar a resposta do sistema a uma excitação harmônica e dessa forma obter os modos de vibração e as frequências de ressonância de um determinado tipo de atuador. Baseado nestes resultados pode-se fazer uma análise comparativa entre os diferentes tipos de atuadores.

Para simular o comportamento do atuador bilaminar imerso na água é necessário criar um modelo acústico do canal interno da bomba de fluxo (ANSYS, 2005), utilizando-se o elemento “FLUID30” (Fig. 6.1) com as propriedades da água (densidade específica e velocidade de propagação do som) e em seu interior modela-se o atuador piezelétrico bilaminar, utilizando-se o elemento “SOLID98” (Fig. 6.2), que é capaz de simular no plano tri-dimensional materiais estruturais, como o cobre, e também materiais com propriedades piezelétricas. Os graus de liberdade de interesse do “FLUID30” são os deslocamentos em ‘x’, ‘y’ e ‘z’ e a pressão; do “SOLID98” são: deslocamentos em ‘x’, ‘y’ e ‘z’ e tensão elétrica aplicada. Vale ressaltar que a utilização de um elemento de placa piezelétrico para a modelagem

do atuador bilaminar diminuiria o custo computacional consideravelmente e sua aplicação seria válida, já que o atuador segue as condições de um elemento de placa. Porém o software Ansys não conta com um elemento de placa piezelétrico tri-dimensional e portanto foi necessário utilizar o elemento sólido na modelagem do atuador.

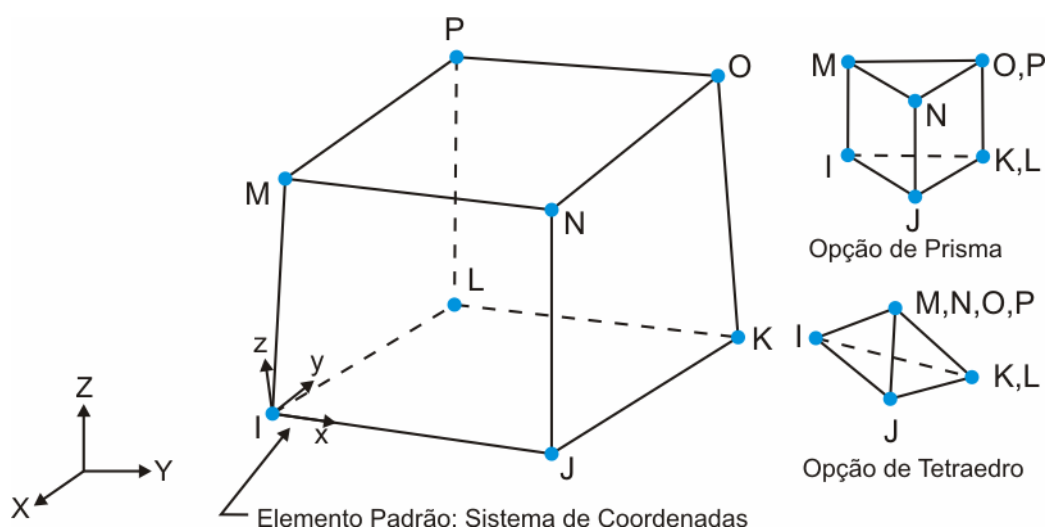


Fig. 6.1 – Modelo do Elemento 'FLUID30'.

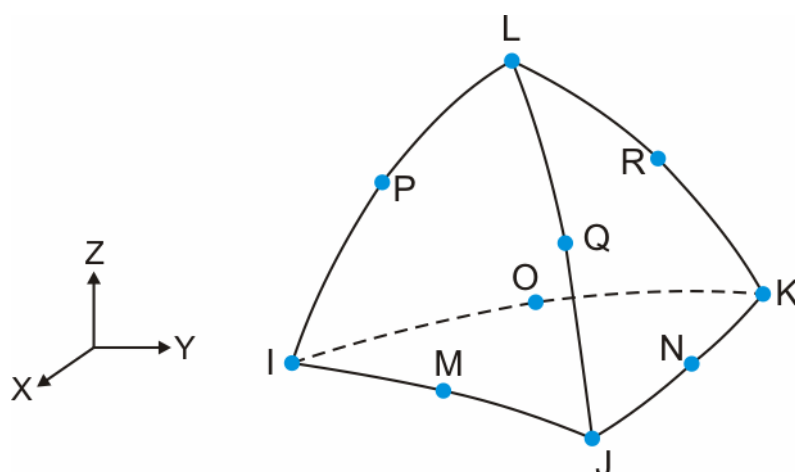


Fig. 6.2 – Modelo do Elemento 'SOLID98'.

Para uma melhor visualização dos fenômenos gerados na interação entre o atuador e o meio fluídico seria ideal a utilização de uma análise fluídica tri-dimensional, que permitiria a visualização das linhas de corrente e velocidades do escoamento gerado além de permitir obter a vazão gerada no canal. Porém, por envolver análises transientes de alta complexidade, este tipo de simulação possui um altíssimo custo computacional, o qual é limitante para a aplicação do mesmo

para o estudo dos formatos mais complexos de atuador. Enquanto, neste caso, uma simulação acústica exige de 5 a 7 horas de processamento em média, a simulação fluídica necessitaria de um tempo de processamento estimado de 1 a 2 dias.

De modo a contornar esta limitação computacional foi adotada uma abordagem experimental para a determinação da vazão gerada pelo atuador. Tal abordagem será discutida mais adiante.

As simulações no ANSYS são realizadas com o software operando em modo 'batch', ou seja, utilizando um arquivo de texto em linguagem APDL ("ANSYS Parametric Design Language") contendo os comandos necessários para definição de geometrias, malha, condições de contorno e solução do sistema. Desta forma economiza-se tempo na análise de sensibilidade e no estudo de cada alternativa, pois, construindo-se um modelo paramétrico do atuador, basta alterar os parâmetros do mesmo no arquivo em APDL para criar um atuador diferente e realizar uma nova simulação.

6.2 Linguagem APDL

Para a simulação da bomba piezelétrica foi utilizada a linguagem APDL (ANSYS Parametric Design Language), uma linguagem utilizada para automatizar funções comuns ou mesmo para a construção de um modelo a partir de seus parâmetros ou variáveis. O APDL possibilita ainda a realização de uma série de outras funcionalidades, tais como: repetição de comandos, macros, condições "if-then-else", loops, além de operações com vetores e matrizes. Esta linguagem foi utilizada para dinamizar a criação de modelos computacionais para a bomba piezelétrica, uma vez que para alterar um determinado parâmetro, basta editar o arquivo do código-fonte e refazer a simulação, não havendo a necessidade de realizar novamente toda a construção do modelo utilizando a interface gráfica do programa.

6.3 Condições de Contorno

A aplicação das condições de contorno no ambiente de simulação é realizado sob a forma de restrições de deslocamento (estruturais) e aplicação de tensões elétricas (Fig. 6.3). São aplicadas condições de impedância unitária nos contornos

do modelo para que não haja reflexão das ondas se propagando no meio acústico. Também deve-se incluir uma condição de interação entre fluido e estrutura na região do contorno do atuador para realizar a transição entre os elementos sólidos e fluidos.

Pode-se também aplicar condições de simetria no problema, o que diminui pela metade o número de elementos a serem utilizados na simulação e conseqüentemente acelera a solução do mesmo.

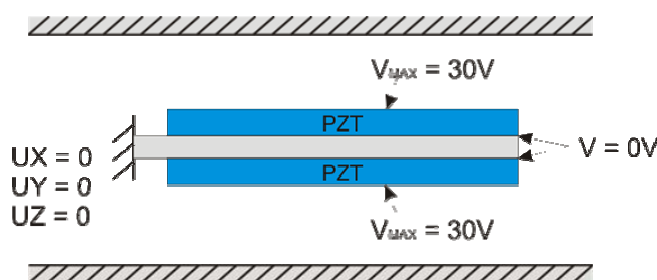


Fig 6.3 – Condições de contorno aplicadas ao modelo.

6.4 Modelagem e Simulação no ANSYS

6.4.1 Pré-Processamento

O pré-processamento é o primeiro passo a ser implementado na simulação computacional, no qual é construído o modelo geométrico a ser simulado pelo MEF. Primeiramente são definidas as posições de pontos e posteriormente, linhas e áreas correspondentes para gerar um conjunto de volumes que representam os corpos que interagem na simulação. O próximo passo é a geração da malha de elementos finitos. Nesta etapa deve-se ressaltar a importância da discretização da malha, uma vez que uma malha pouco refinada resulta em um resultado pouco preciso, ao passo que uma malha demasiadamente refinada elevará o custo computacional da simulação. A Fig. 6.4 permite uma fácil comparação entre diferentes discretizações da malha. Na Fig. 6.4a, tem-se uma malha menos refinada, contendo cerca de 6.000 elementos de 5mm de aresta no total. Na fig 6.4b, tem-se uma malha um pouco mais refinada, com aproximadamente 40.000 elementos de 2mm de aresta e finalmente a figura 6.4c mostra uma malha contendo 200.000 elementos de 1mm cada. Vale ressaltar que a contagem de elementos inclui a geração da malha do

fluido (não exibido neste caso) que envolve o atuador, que é responsável por grande parte dos elementos.

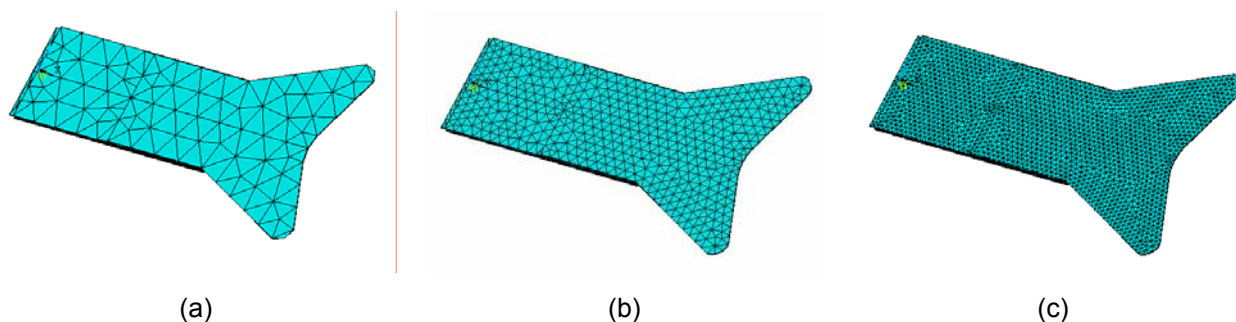


Fig. 6.4 – Exemplos da Discretização da malha de elementos finitos:
(a) 5mm, (b) 2mm e (c) 1mm.

Após a definição da geometria do modelo e a geração da malha de elementos, as condições de contorno para o problema devem ser definidas, ou seja, as condições das quais temos um conhecimento prévio e que servem de ponto de partida para a solução do problema, conforme mostrado anteriormente no item 6.3.

Tendo definido as condições de contorno, um dos passos finais antes de realizar a simulação propriamente dita é a definição das propriedades do elemento fluido utilizado para a simulação, no caso, o FLUID30. Para a simulação da bomba de fluxo, é necessário definir a densidade, a viscosidade e a velocidade de propagação do som no fluido. A condutividade térmica e o calor específico não são necessários uma vez que não há interesse no comportamento térmico do sistema neste momento. O fluido utilizado foi a água, cuja massa específica é 1000 kg/m^3 e viscosidade dinâmica 1 N.s/m^2 e a velocidade de propagação do som adotada foi de 1500 m/s .

Ao final do processo de pré-processamento cria-se um modelo do atuador, como mostrado na Fig. 6.5. Nela pode-se ver, em detalhe, a distribuição dos materiais empregados na simulação. A Fig. 6.6 mostra o corte longitudinal do modelo completo, incluindo o modelo do fluido e a Fig. 6.7 mostra o modelo de elementos finitos, com a malha criada. É importante salientar a presença de uma camada intermediária entre os elementos sólidos e fluidos, chamada de fluido estruturado (vermelho). Esta camada é responsável pela interação dos fenômenos da propagação das ondas na interface atuador/água e na região das paredes do duto externo. É importante ressaltar que os modelos implementados no ambiente do

ANSYS foram parametrizados, isto permite uma fácil modificação dos modelos para diversas configurações, sem a necessidade de reconstruir o modelo do início.

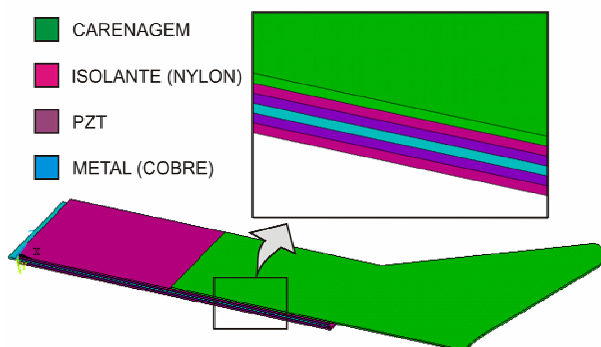


Fig. 6.5 – Detalhamento do modelo do atuador.

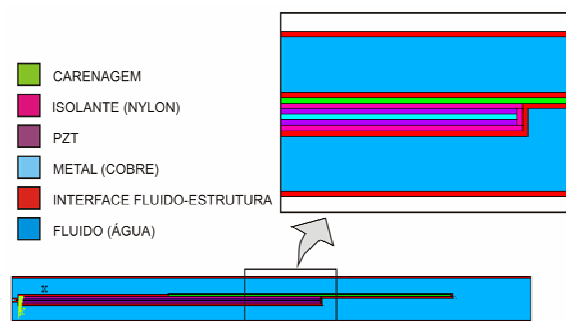


Fig. 6.6 – Modelo final após o pré-processamento (corte longitudinal).

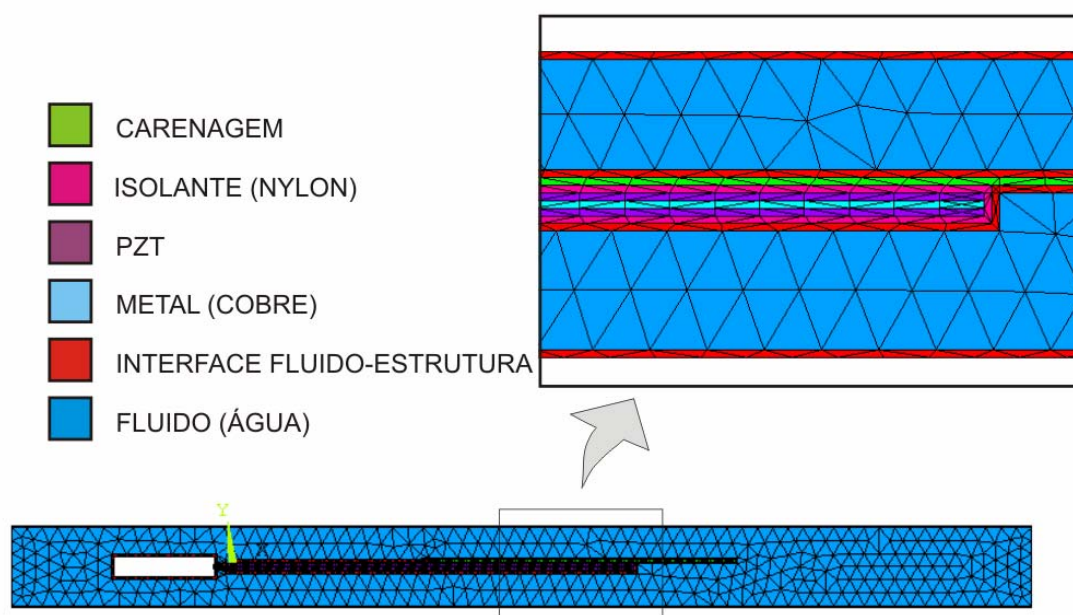


Fig. 6.7 – Modelo do sistema em elementos finitos.

6.4.2 Solução

Tendo definido toda a geometria, a malha, as condições de contorno, propriedades do elemento e demais configurações necessárias, realiza-se a simulação propriamente dita. Esta etapa tem duração média de 5 a 7 horas, pois depende da discretização da malha e dos parâmetros de convergência adotados, os quais serão discutidos posteriormente.

6.4.3 Pós-Processamento

Após a conclusão da simulação propriamente dita, dá-se início à etapa de pós-processamento. Nesta etapa os resultados obtidos podem ser visualizados através de gráficos, tabelas ou outro meio apropriado. Para o caso da análise harmônica/acústica da bomba piezelétrica, o mais importante de se observar são os modos de vibrar e respectivas frequências de ressonância do atuador dentro do meio fluido, as amplitudes da oscilação e a distribuição de pressões geradas.

Para o estudo proposto o objetivo é encontrar modos de oscilação que permitam um maior deslocamento do fluido ao longo do canal através da formação de uma esteira de vórtices alternados. Neste caso, é traçado o espectro de frequências contendo as frequências de ressonância do sistema. É possível também traçar um gráfico da impedância elétrica em função da frequência. Este perfil de impedância é o mais importante, pois é ele quem determina o fenômeno da ressonância do atuador piezelétrico e deste perfil identifica-se a frequência ideal de operação, que gera as maiores amplitudes de oscilação.

7 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO

Das configurações propostas no item 3.1 deste trabalho, foram realizadas simulações computacionais para o Formato com ponta circular (itens 3.1.1), e para o Formato de cauda de peixe (item 3.1.4). No Formato de cauda de peixe foram analisados o Formato de cauda subcarangiforme (sub-item *b*) e Formato de cauda carangiforme (sub-item *c*).

7.1 Resultados do formato com ponta circular

7.1.1 Análise de Convergência

Após definido o modelo geométrico a ser simulado, o passo seguinte é a realização da análise de convergência de malha. A principal função desta análise preliminar é determinar a discretização que irá ser utilizada nas demais simulações.

A obtenção de uma discretização adequada tem como objetivo encontrar um tamanho de elemento que permita que a simulação forneça um resultado razoavelmente preciso sem um custo computacional demasiadamente elevado

Para esta etapa foi utilizado um modelo básico durante a realização das simulações. As imagens mais detalhadas do atuador com ponta circular e do modelo final simulado (incluindo o fluido) podem ser observadas nas Fig. 7.1 e Fig. 7.2, respectivamente.

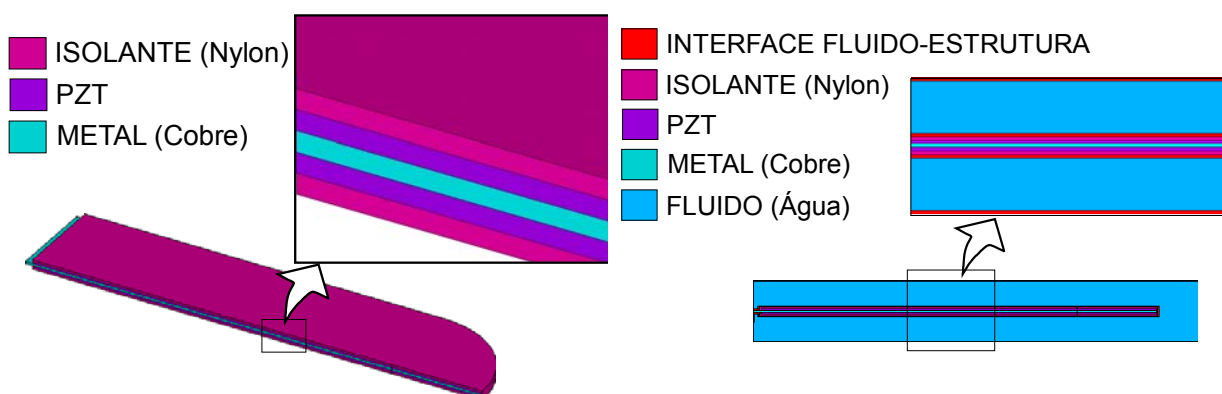


Fig. 7.1 – Detalhamento do modelo do atuador com ponta circular.

Fig. 7.2 – Modelo final simulado (corte longitudinal).

Para a análise de convergência foi realizado o levantamento dos espectros de frequência e foram obtidos os modos de vibrar do sistema para diferentes níveis de discretização da malha, todos realizados para o mesmo modelo geométrico, apresentado na Fig.7.3. Este modelo possui 20mm largura (W_{pzt}), 40mm de comprimento (L_{pzt}) e 1mm na região do engaste (L_{base}).

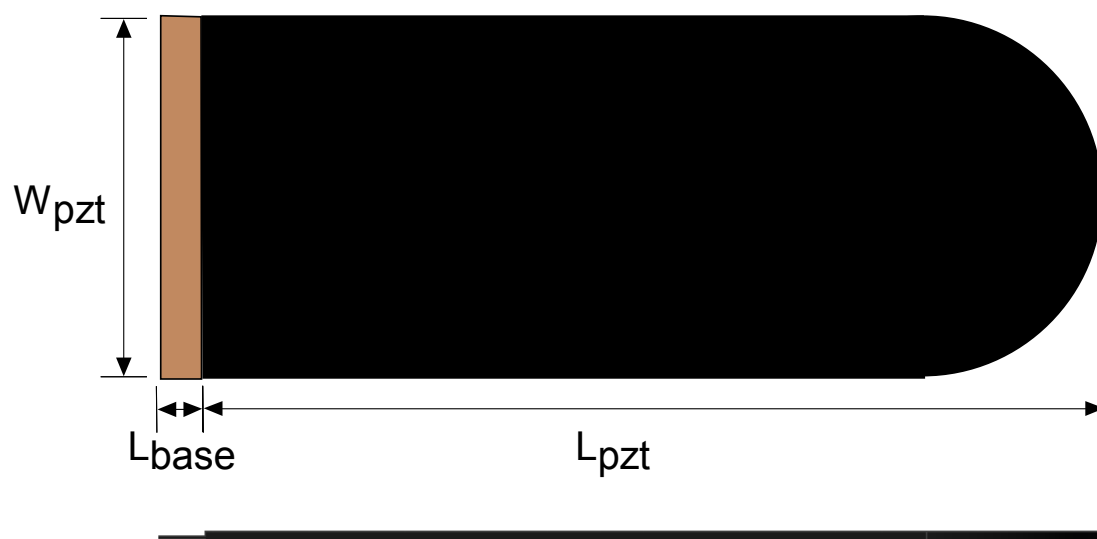


Fig. 7.3 – Modelo geométrico do atuador de ponta circular utilizado na análise de convergência.

Na Fig. 7.4 é possível observar o modelo após a geração da malha.

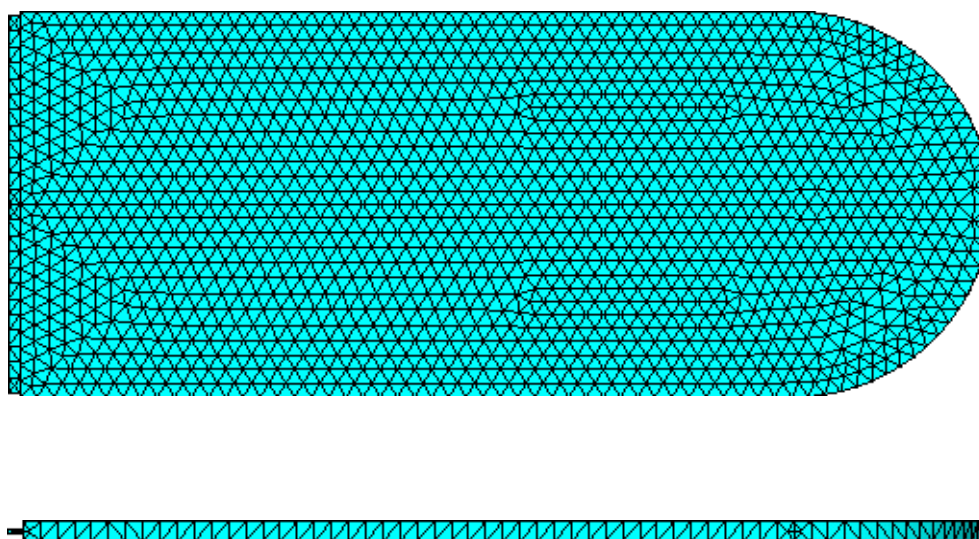
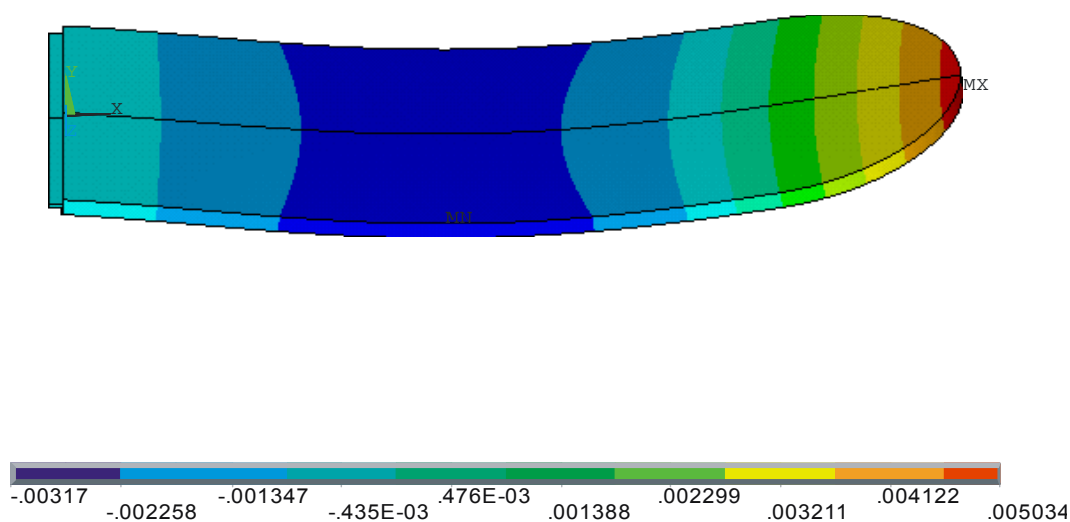
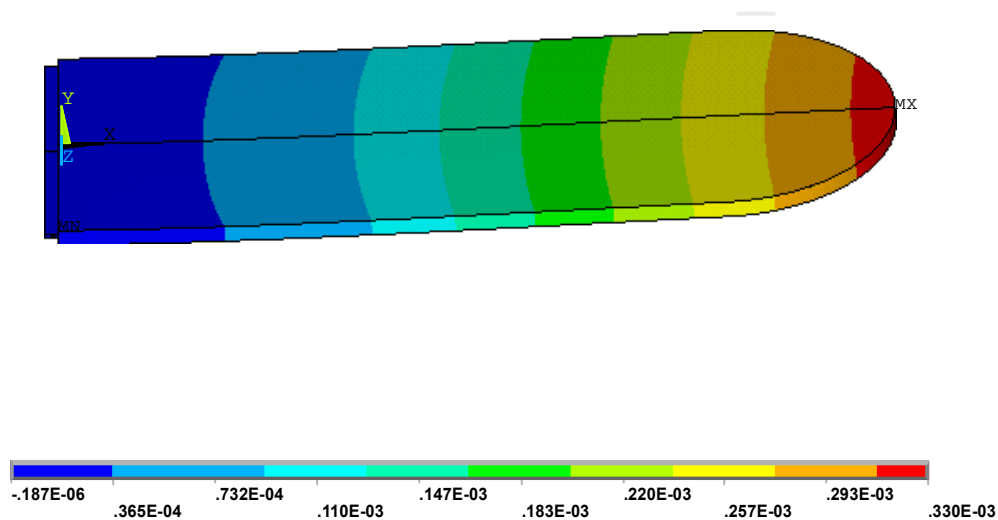


Fig. 7.4 – Modelo do atuador de ponta circular imerso em água após a geração da malha.

Durante a execução de simulações preliminares para o atuador com ponta circular foram encontrados dois modos de vibrar no intervalo de frequências de 0 a 1000 Hz. A Fig. 7.5 ilustra o primeiro modo de vibrar, e a Fig.7.6 ilustra o segundo modo.



O segundo modo foi escolhido para a realização da análise de convergência e de sensibilidade, pois apresenta grande deslocamento da extremidade do atuador quando comparado à região central. O esperado é que os modelos que apresentem alta amplitude de deslocamento juntamente com elevada frequência de ressonância possuam um melhor desempenho, justificando assim a escolha do segundo modo de vibrar para a realização das análises.

As dimensões da aresta dos elementos tetraédricos utilizados na análise de convergência foram: 1,5; 1,4; 1,3; 1,2; 1,1; 1,0; 0,9; 0,8; 0,7 e 0,6mm. O método empregado para reduzir o custo computacional foi a realização da análise de convergência para diferentes passos. O passo determina os intervalos de frequência que serão simulados. Quanto menor o passo para um determinado intervalo de frequências, maior o número de resultados obtidos, e melhor sua precisão. Entretanto usar um passo muito pequeno para uma faixa de frequências grande tem o fator negativo do aumento do custo computacional, o que poderia inviabilizar a execução da simulação.

Assim, a simulação do modelo apresentado na Fig. 7.4 foi realizada com passos de 50, 20, 10 e 2Hz. Primeiramente foi realizada a simulação com os maiores passos para um intervalo de frequências maior. Depois de analisar os resultados obtidos um novo intervalo de frequências, que contenha a frequência de ressonância do modelo simulado, é determinado e irá servir como a nova faixa de frequências utilizada na simulação com o passo menor.

A Tabela 7.1 mostra as faixas de frequência utilizadas para os diferentes passos simulados e os respectivos intervalos de frequências de ressonância obtidos para os diferentes tamanhos do elemento da malha. Para os passos de 50, 20 e 10 Hz foram obtidos resultados para 10 valores de frequência em cada simulação, enquanto que para o passo de 2 Hz foram obtidos resultados para 20 valores de frequência em cada simulação.

Tabela 7.1 – Faixas de frequências utilizadas para simulação do atuador de ponta circular em diferentes passos.

Passo (Hz)	Faixa de Frequências (Hz)		Freq. de Ressonância (Hz)	
	Inicial	Final	Valor Mínimo	Valor Máximo
50	300	800	700	700
20	600	800	680	680
10	640	740	680	690
2	670	710	684	688

O Gráfico 7.1 mostra a análise do custo computacional para a realização das simulações com diferentes tamanhos de elemento e para diferentes passos. É interessante notar que o custo computacional praticamente independe do passo utilizado, mas isto somente ocorre porque o número de iterações é mantido constante. Os valores do custo computacional obtidos para o passo de 2Hz foram o dobro do apresentado no Gráfico 7.1, entretanto como foram realizadas 20 iterações (para os demais passos foram realizadas 10 iterações, conforme dito anteriormente) os valores obtidos foram divididos por 2 para que a comparação pudesse ser realizada de maneira coerente. Assim podemos concluir que custo computacional depende diretamente do número de iterações realizadas em cada simulação e do grau refinamento da malha (tamanho do elemento utilizado).

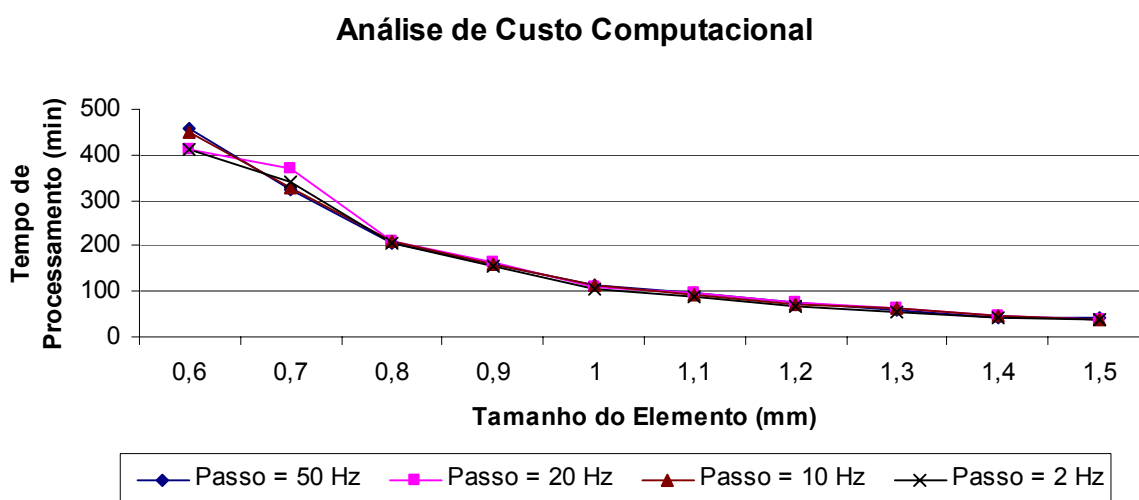


Gráfico. 7.1 – Análise do custo computacional.

Os espectros de frequência obtidos para o modelo simulado com passos de 50 Hz, 20 Hz e 10 Hz podem ser observados nos Gráficos 7.2 a 7.7. Em alguns destes gráficos é possível notar o local onde ocorrem as frequências de ressonância (valor mínimo da impedância elétrica) e anti-ressonância (valor máximo da impedância elétrica).

Para alguns tamanhos de elemento, a localização da frequência de ressonância não é muito clara, por este motivo a escolha das faixas de frequência em que as simulações com passos menores foram executadas foi baseada nas frequências próximas à frequência de anti-ressonância.

Curva de Impedância Elétrica (Passo 50Hz)

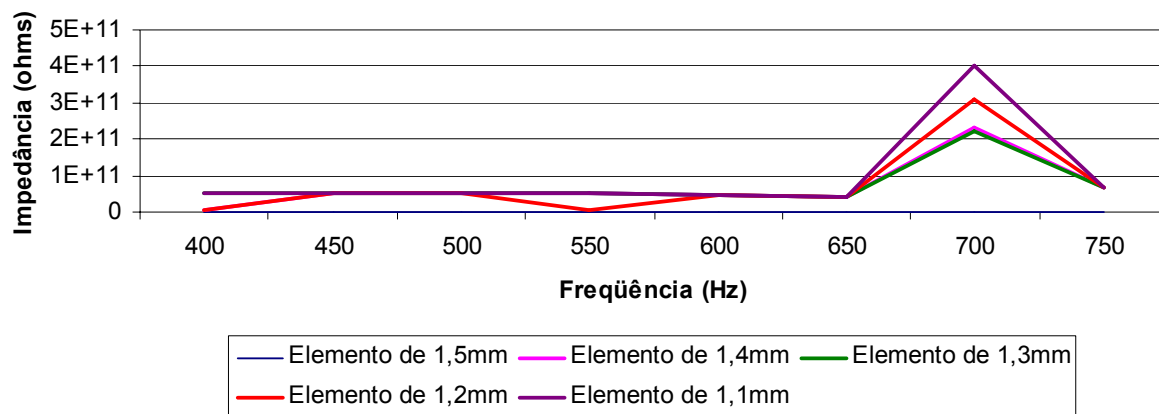


Gráfico. 7.2 – Impedância elétrica obtido com passo de 50 Hz para elementos de malha de arestas 1,5mm; 1,4mm; 1,3mm; 1,2mm e 1,1mm.

Curva de Impedância Elétrica (Passo 50 Hz)

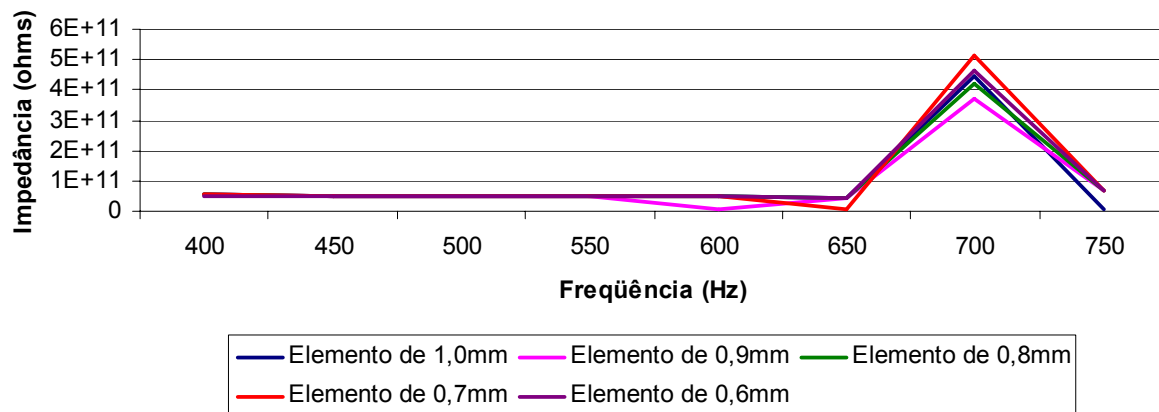


Gráfico. 7.3 – Impedância elétrica obtido com passo de 50 Hz para elementos de malha de arestas 1,0mm; 0,9mm; 0,8mm; 0,7mm e 0,6mm.

Curva de Impedância Elétrica (Passo 20Hz)

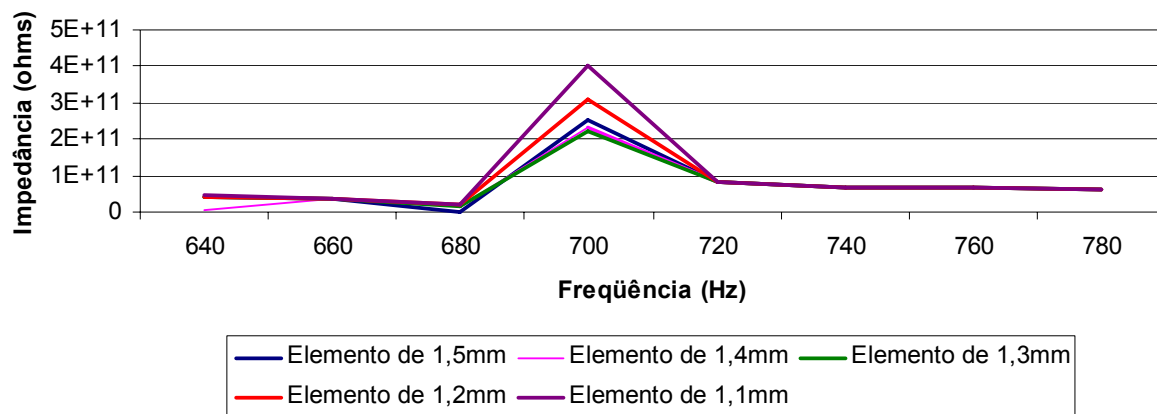


Gráfico. 7.4 – Impedância elétrica obtido com passo de 20 Hz para elementos de malha de arestas 1,5mm; 1,4mm; 1,3mm; 1,2mm e 1,1mm.

Curva de Impedância Elétrica (Passo 20Hz)

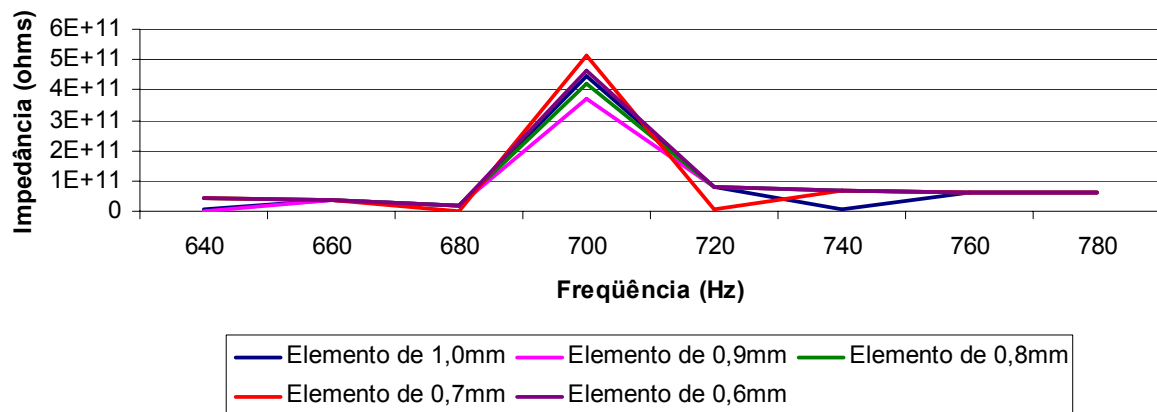


Gráfico. 7.5 – Impedância elétrica obtido com passo de 20 Hz para elementos de malha de arestas 1,0mm; 0,9mm; 0,8mm; 0,7mm e 0,6mm.

Curva de Impedância Elétrica (Passo 10 Hz)

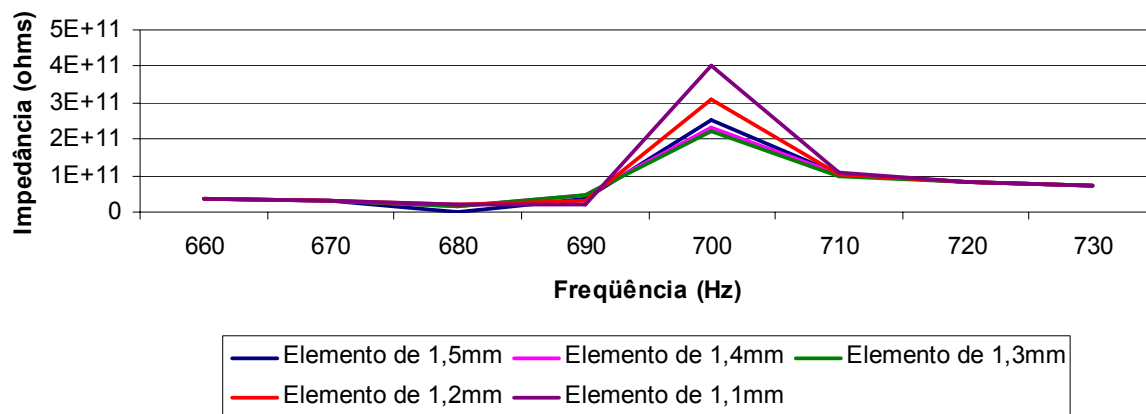


Gráfico. 7.6 – Impedância elétrica obtido com passo de 10 Hz para elementos de malha de arestas 1,5mm; 1,4mm; 1,3mm; 1,2mm e 1,1mm.

Curva de Impedância Elétrica (Passo 10 Hz)

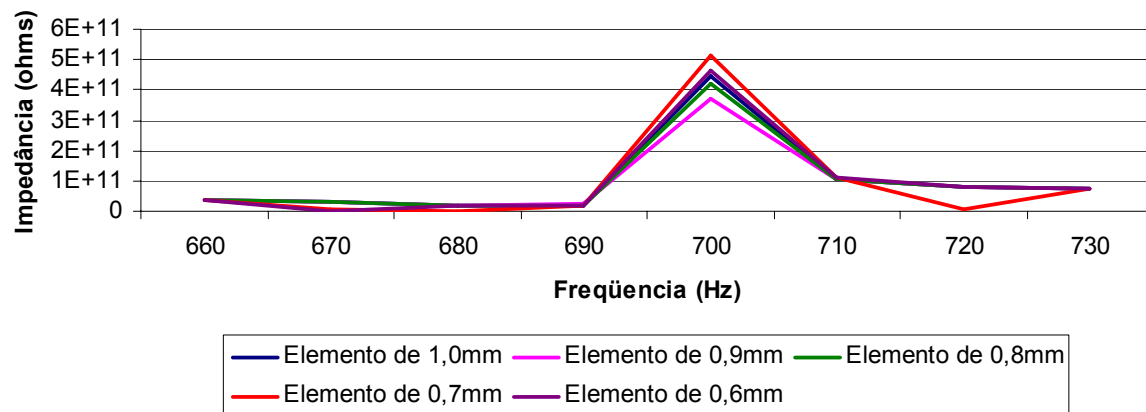


Gráfico. 7.7 – Impedância elétrica obtido com passo de 10 Hz para elementos de malha de arestas 1,0mm; 0,9mm; 0,8mm; 0,7mm e 0,6mm.

Após determinar uma faixa mais estreita de valores para a realização das simulações com passo de 2Hz foram obtidas as curvas de impedância elétrica para os diferentes tamanhos de elemento simulados. Nestas curvas estão destacados os pontos em que ocorre a frequência de ressonância, ponto no qual se obtém a máxima conversão eletro-mecânica para o material, resultando assim em um maior deslocamento mecânico. Estas curvas são apresentadas nos Gráficos 7.8 a 7.17.

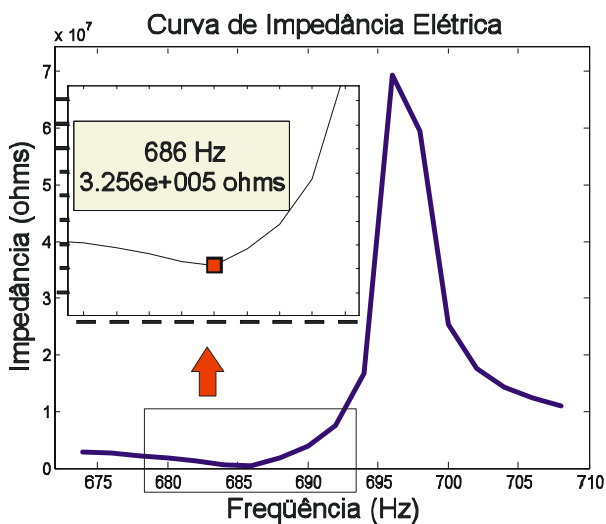


Gráfico 7.8 – Elemento de malha de aresta
1,5mm.

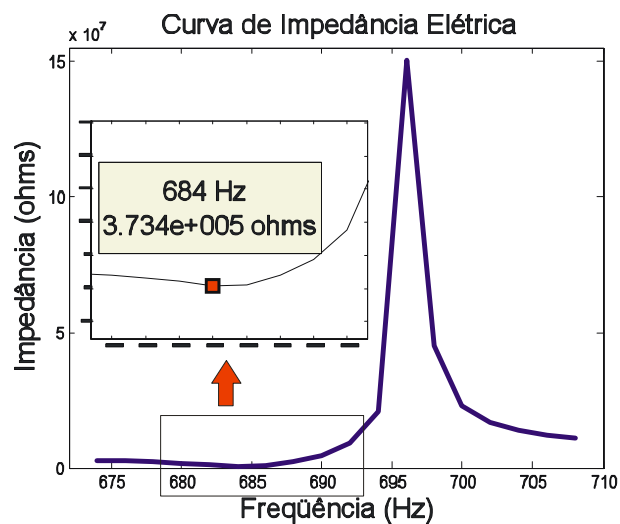


Gráfico 7.9 – Elemento de malha de aresta
1,4mm.

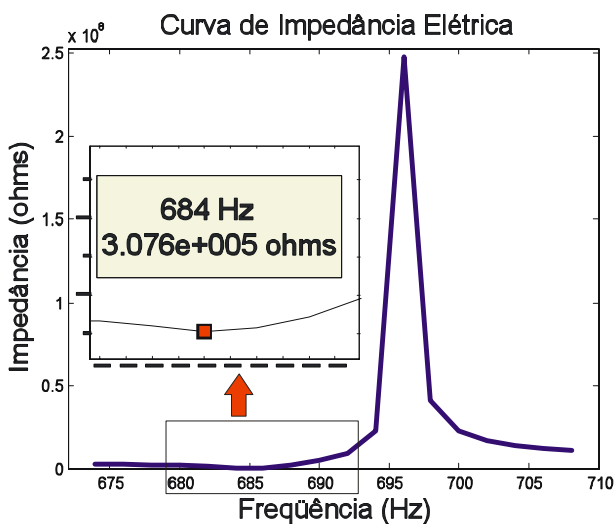


Gráfico 7.10 – Elemento de malha de aresta
1,3mm.

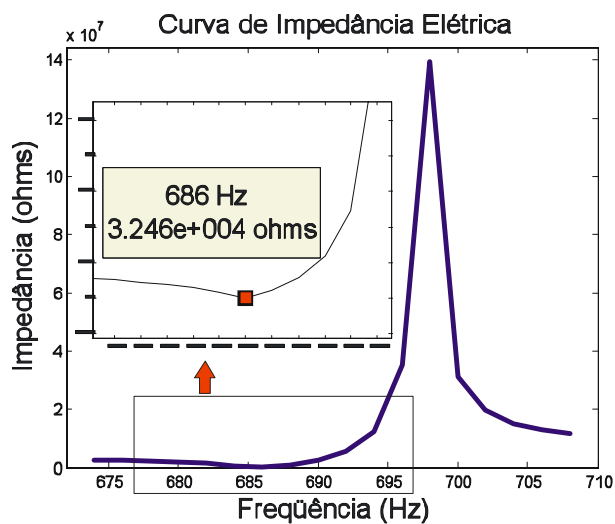


Gráfico 7.11 – Elemento de malha de aresta
1,2mm.

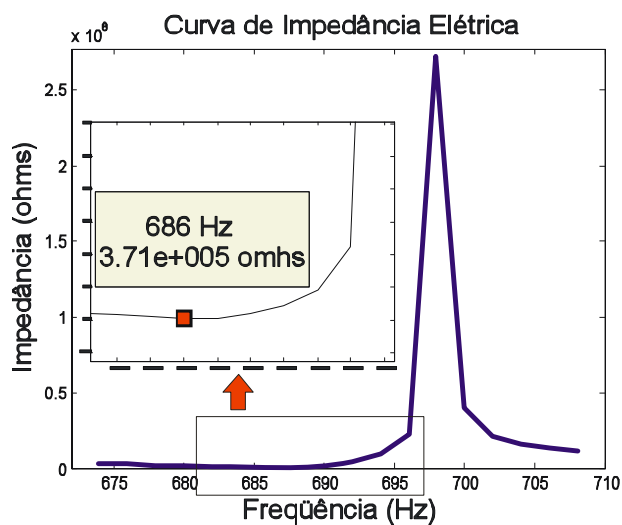


Gráfico 7.12 – Elemento de malha de aresta
1,1mm.

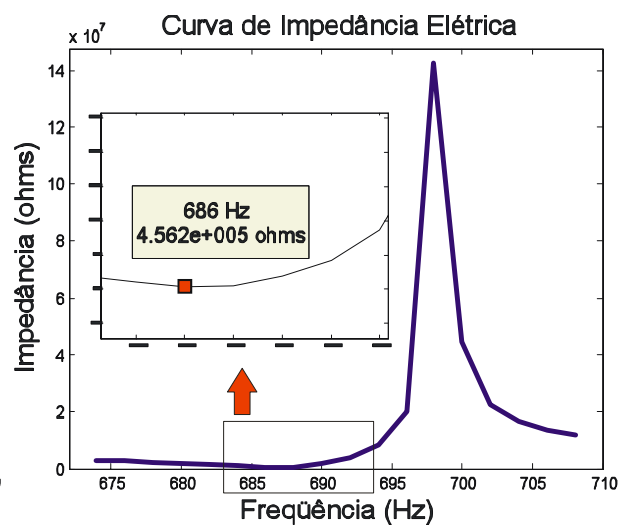


Gráfico 7.13 – Elemento de malha de aresta
1,0mm.

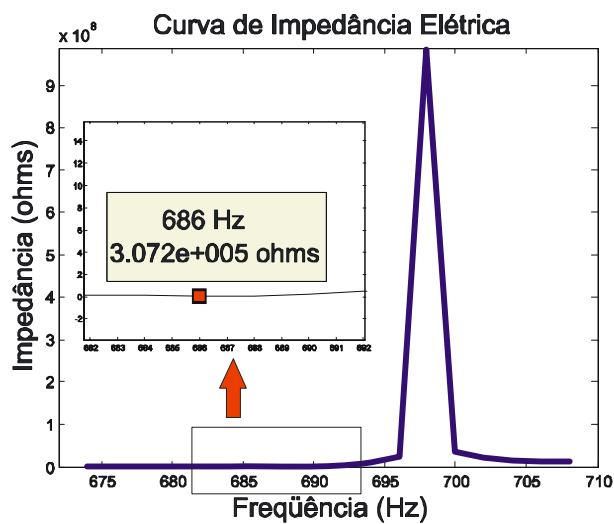


Gráfico 7.14 – Elemento de malha de aresta
0,9mm.

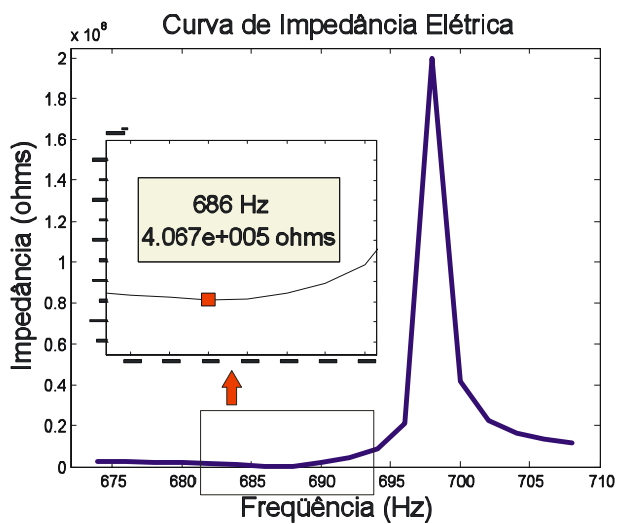
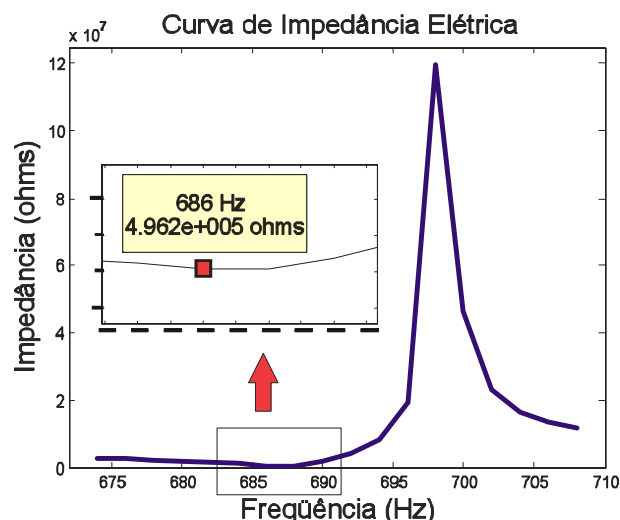
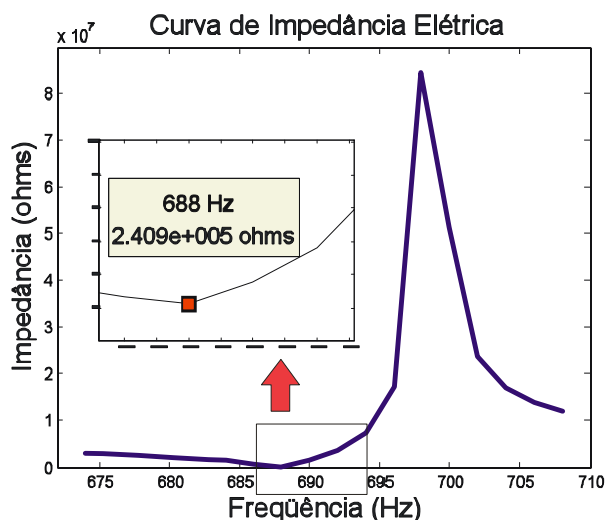


Gráfico 7.15 – Elemento de malha de aresta
0,8mm.



É importante notar nestes gráficos que para muitos tamanhos de elemento o ponto de ocorrência da mínima impedância elétrica não está muito claro, por este motivo foi obtido o Gráfico 7.18 que apresenta as frequências de ressonância e anti-ressonância para os diferentes tamanhos de elementos de malha simulados.

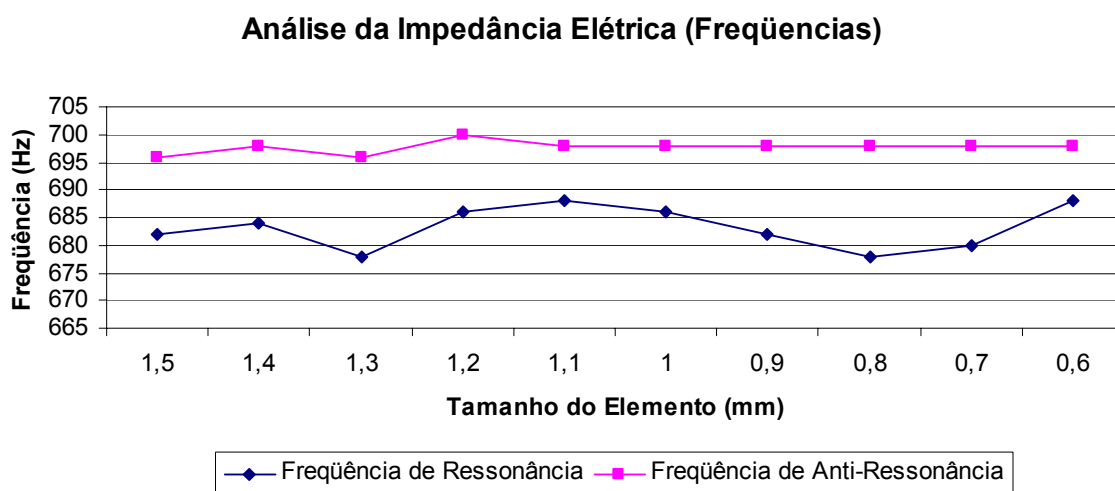


Gráfico. 7.18 – Frequências de Ressonância e de Anti-Ressonância obtidos para os elementos de malha de arestas testados.

A análise do Gráfico 7.18 não permite identificar um valor para o qual a frequência de ressonância converge com a diminuição do tamanho do elemento. As simulações utilizando elementos entre 1,1mm e 0,8mm pareciam indicar a convergência desta frequência, entretanto as simulações com elementos de 0,7mm

e 0,6mm indicaram a dispersão do valor. Esta dispersão pode indicar que para alguns tamanhos de elemento o software de simulação não é capaz de obter um resultado satisfatório para o formato simulado, mas por se tratar de uma hipótese decidiu-se fazer o levantamento dos modos de vibração e da amplitude de deslocamento mecânico da extremidade livre do atuador.

A análise preliminar das amplitudes de deslocamento indicou que conforme era reduzido o tamanho do passo, ocorria um aumento do valor do deslocamento. Isto pode ser observado nos Gráficos 7.19 e 7.20.

Análise de Convergência (Amplitude)

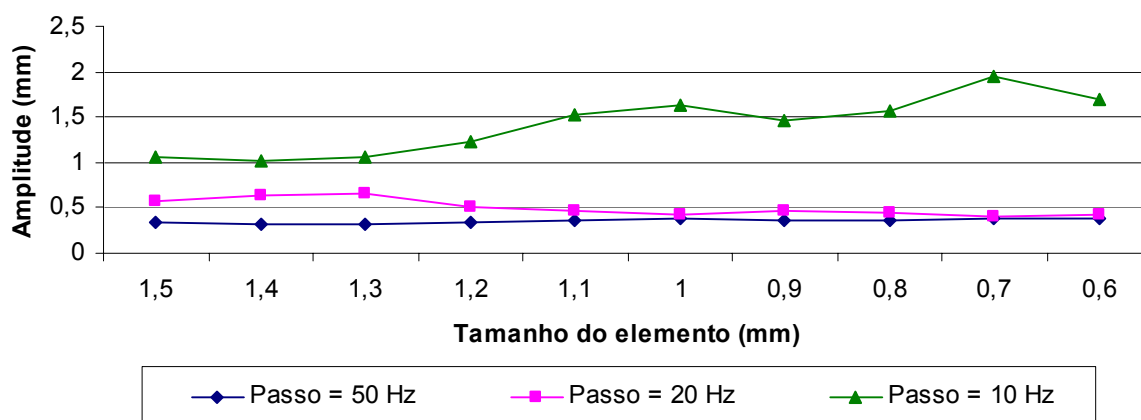


Gráfico. 7.19 - Análise de convergência das amplitudes para passos de 50 Hz, 20 Hz e 10 Hz.

Análise de Convergência (Amplitude)

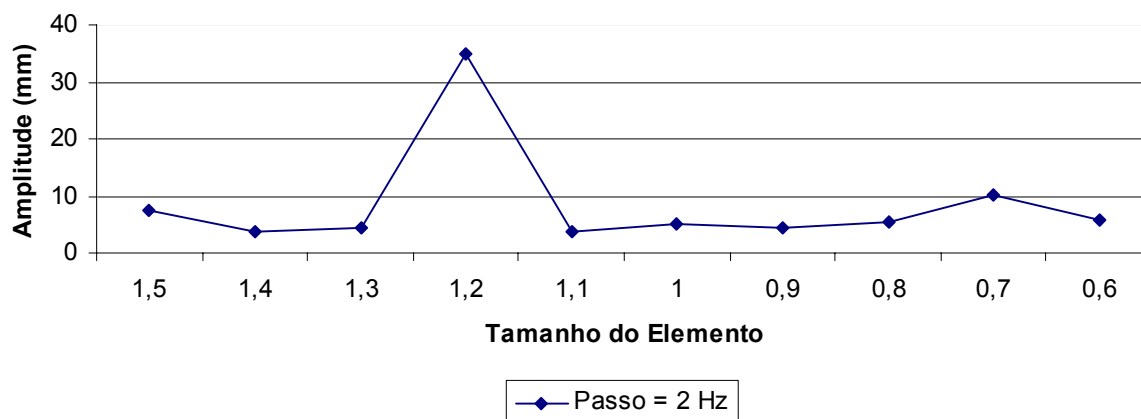


Gráfico. 7.20 - Análise de convergência das amplitudes para passo de 2 Hz.

Da análise do Gráfico 7.20 podemos notar que os valores obtidos para a amplitude de deslocamento da ponta do atuador são muito elevados. Isto ocorre, pois na realização da simulação não foram considerados os efeitos de amortecimento do engaste, que foi considerado perfeitamente rígido. Com isso, quando o atuador é excitado em sua frequência de ressonância a amplitude de deslocamento da ponta do atuador tende a ir para infinito.

Caso um deslocamento da grandeza apresentada no Gráfico 7.20 ocorresse no atuador bilaminar, a placa de cobre sofreria deformação plástica e possivelmente falhar por fadiga, enquanto o PZT (material cerâmico) seria fraturado devido a grande deformação a que estaria submetido.

A Tabela 7.2 mostra a comparação dos resultados para a frequência de ressonância obtida através da análise da mínima impedância elétrica e da máxima amplitude de deslocamento.

Tabela 7.2 – Comparação entre as frequências de ressonância obtidas pelos métodos de impedância elétrica e de amplitude de deslocamento.

Elemento (mm)	Frequências de Ressonância (Hz)	
	Métodos utilizados:	
	Mínima Impedância Elétrica	Máxima Amplitude de Deslocamento
1,5	682	686
1,4	684	684
1,3	678	684
1,2	686	686
1,1	688	686
1,0	686	688
0,9	682	686
0,8	678	686
0,7	680	688
0,6	688	688

Para a realização da análise de sensibilidade foi utilizado um elemento de malha tetraédrico com 0,9mm de aresta e um passo de 20 Hz entre cada iteração. Mesmo não sendo possível obter resultados muito precisos, este passo apresentou valores coerentes com o que deveria ser esperado no modelo real e permite a

análise de uma faixa mais ampla de valores mantendo o custo computacional relativamente baixo.

7.1.2 Análise de Sensibilidade

A principal função da análise de sensibilidade é determinar a influência de diferentes parâmetros do modelo geométrico nos resultados obtidos na simulação. Conforme explicado anteriormente esta análise está sendo realizada apenas como título de curiosidade uma vez que os valores obtidos na análise de convergência não foram muito confiáveis.

A análise de sensibilidade foi realizada através da alteração de três parâmetros do modelo: o comprimento total do atuador (L) a largura do atuador (W) e a altura do canal (H_c). A Fig. 7.7 ilustra estes parâmetros.

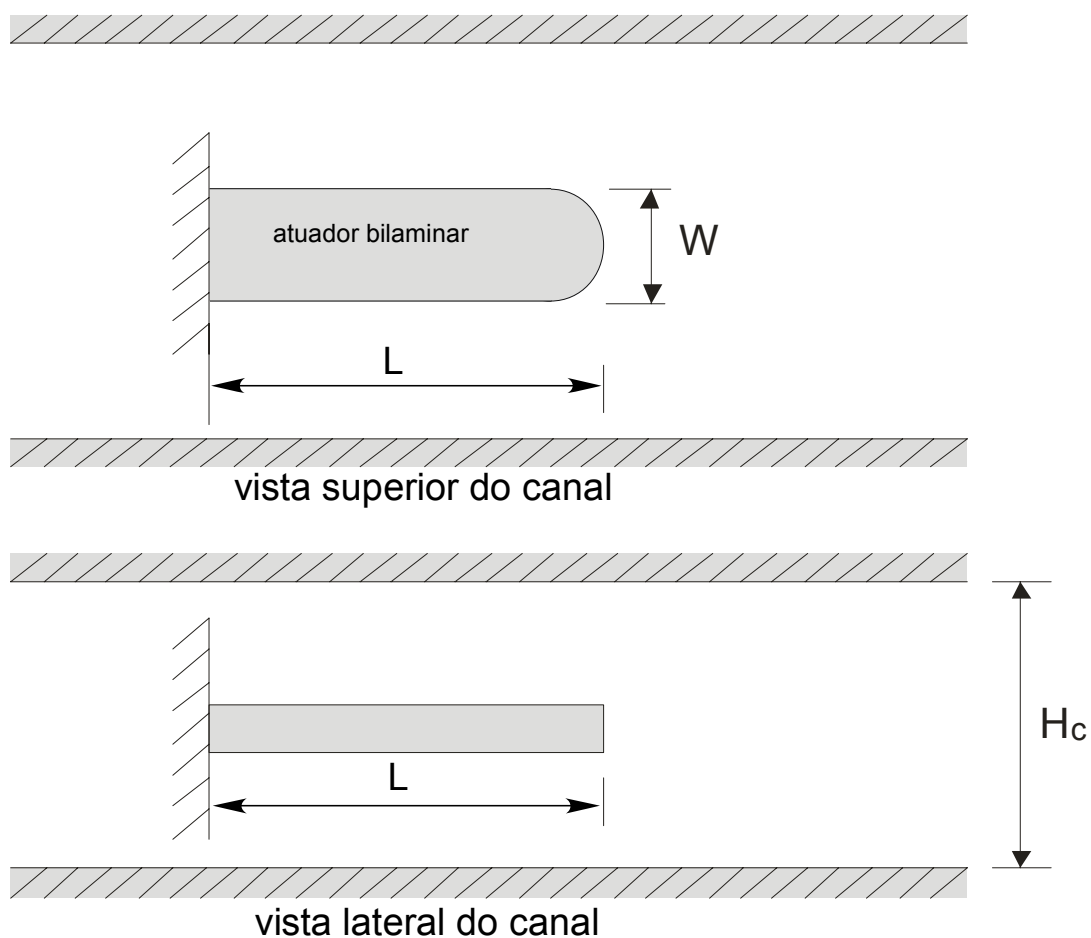


Fig. 7.7 – Parâmetros estudados na análise de sensibilidade.

a) Modelo de Referência

Foi escolhido um modelo de referência que permitisse comparar as respostas da análise de sensibilidade para alguns parâmetros. O modelo escolhido foi o mesmo utilizado para a análise de convergência, e apresenta como dimensões padrão $L=40\text{mm}$, $W=20\text{mm}$ e $H_c=7,4\text{mm}$. A ilustração do modelo de referência utilizado na simulação é mostrado na Fig. 7.8.

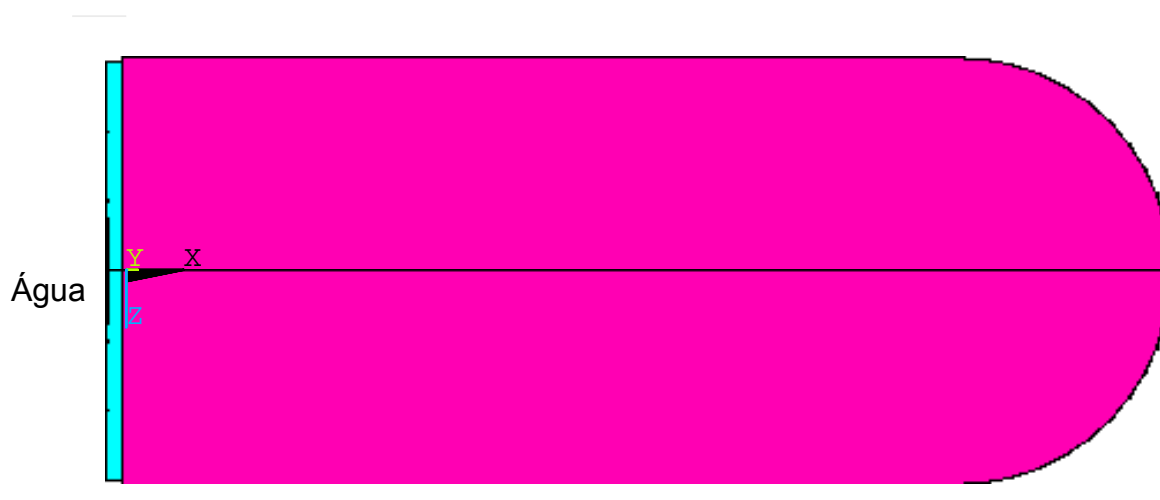


Fig. 7.8 – Modelo de referência com $W=20\text{mm}$, $L=40\text{mm}$ e $H_c=7,4\text{mm}$.

b) Variação da altura do canal (H_c)

Para este ensaio o comprimento e a largura do atuador foram mantidos constantes nos valores de referência, enquanto o valor da altura do canal foi alterado. Esta simulação teve como objetivo verificar a influência da altura do canal na amplitude do deslocamento da ponta do atuador e em sua impedância elétrica.

A altura do canal sofreu variações de $0,2\text{mm}$ entre cada simulação, tendo suas medidas variadas entre $6,4\text{mm}$ e $12,0\text{mm}$. Os valores obtidos para as frequências de ressonância, tanto no caso da amplitude de deslocamento da ponta do atuador, como da impedância elétrica podem ser vistos no Gráfico 7.21.

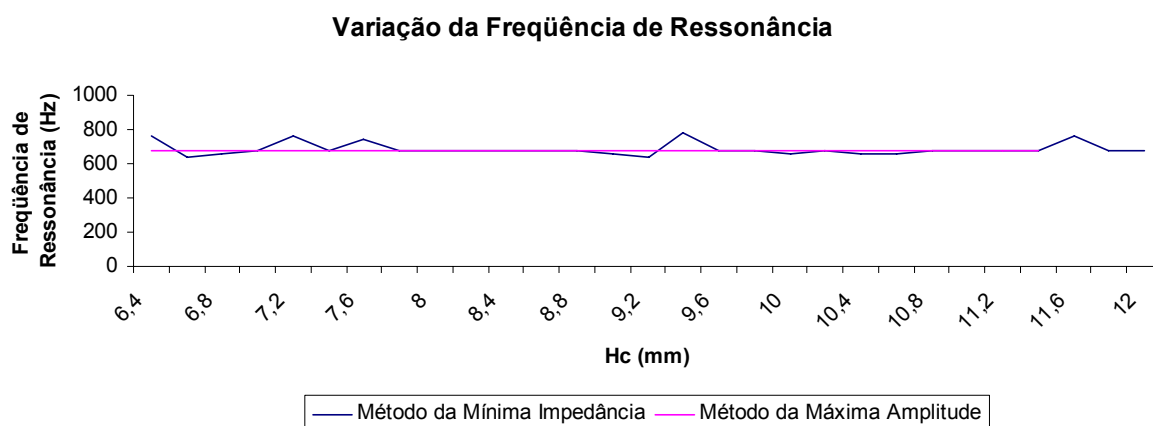


Gráfico. 7.21 - Variação da frequência de ressonância com a variação da altura do canal.

Mesmo utilizando um passo elevado para a análise (20 Hz), o que não garante uma qualidade de análise adequada para os resultados obtidos, é possível concluir pela da análise da frequência de ressonância obtida através do método da máxima amplitude do deslocamento da ponta do atuador que a altura do canal tem pouca influência no deslocamento da ponta do atuador.

A análise utilizando o método da mínima impedância elétrica indica que a frequência de ressonância depende da altura do canal, entretanto os valores obtidos parecem se distribuir de forma quase que aleatória, sem que nenhum padrão seja mantido com a variação da altura do canal.

c) Variação do comprimento do atuador (L)

Neste ensaio a largura do atuador e a altura do canal foram mantidos constantes nos valores de referência, enquanto o valor do comprimento do atuador foi alterado. Novamente a análise da influência da variação do parâmetro será realizada de duas maneiras diferentes, através da análise da amplitude do deslocamento da ponta do atuador e da impedância elétrica.

O comprimento do atuador sofreu variações de 2mm entre cada simulação, tendo suas medidas alteradas entre 30mm e 50mm. Os valores obtidos para as frequências de ressonância, tanto no caso da amplitude de deslocamento da ponta do atuador, como da impedância elétrica podem ser vistos no Gráfico 7.22.

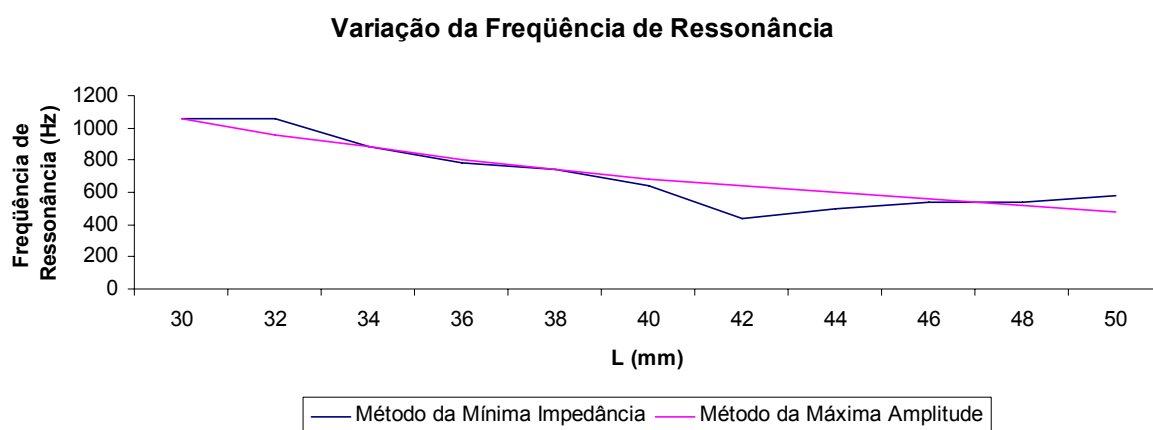


Gráfico. 7.22 - Variação da frequência de ressonância com a variação do comprimento do atuador.

Os atuadores com comprimento $L = 30\text{mm}$ e $L = 50\text{mm}$ podem ser observados nas figuras 7.9 e 7.10, respectivamente.



Fig. 7.9 – Modelo de comprimento $L = 30\text{mm}$.

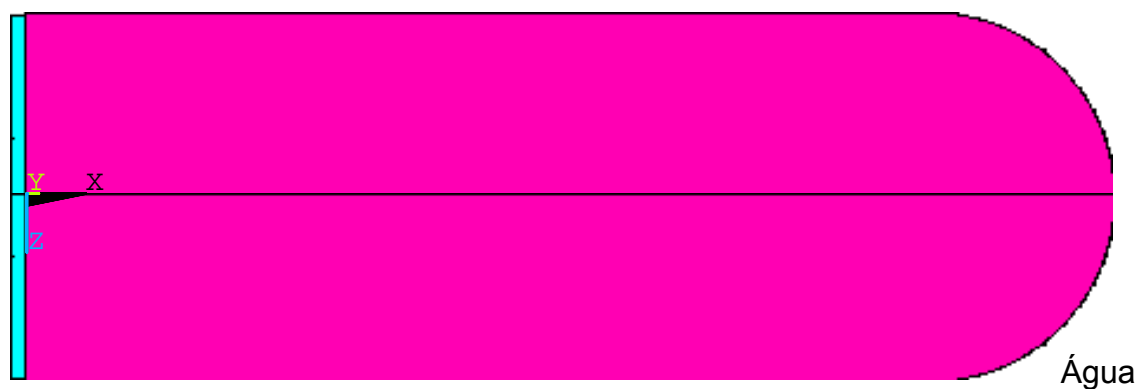


Fig. 7.10 – Modelo de comprimento $L = 50\text{mm}$.

Da análise dos dados apresentados no Gráfico 7.22 é possível concluir que a frequência de ressonância sofre uma grande variação com a alteração do comprimento do atuador. Este fato pôde ser observado tanto através da análise utilizando a amplitude de deslocamento, quanto da impedância elétrica.

d) Variação da largura do atuador (W)

Nesta simulação a largura do atuador foi alterada enquanto a altura do canal e o comprimento do atuador foram mantidos constantes nos valores de referência. Devido ao arredondamento da ponta, o comprimento do atuador depende de sua largura. Caso a largura seja alterada, o raio da ponta também é alterado, o que implica na modificação do comprimento total do atuador. Para a realização desta simulação foi necessário que o comprimento do atuador fosse ajustado de acordo com a nova dimensão da largura, para que apenas um parâmetro fosse alterado. Da mesma maneira que foi realizado anteriormente, a análise da influência da variação do parâmetro será realizada de duas maneiras diferentes, através da análise da amplitude do deslocamento da ponta do atuador e da impedância elétrica.

A largura do atuador sofreu variações de 2mm entre cada simulação, tendo suas medidas alteradas entre 8mm e 40mm. Os valores obtidos para as frequências de ressonância, tanto no caso da amplitude de deslocamento da ponta do atuador, como da impedância elétrica podem ser vistos no Gráfico 7.23. Pode-se notar que os valores obtidos a partir dos dois métodos apresentam certa coerência para os maiores valores da largura.

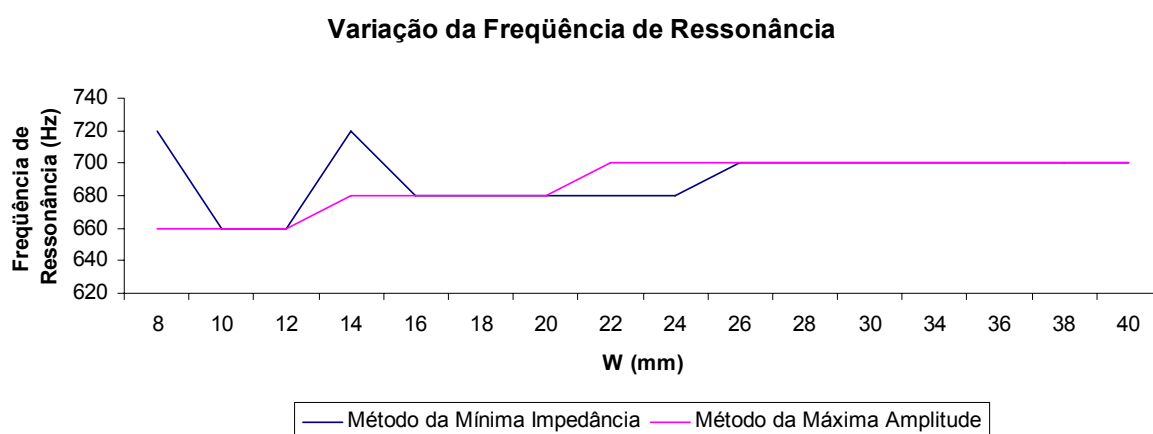


Gráfico. 7.23 - Variação da frequência de ressonância com a variação da largura do atuador.

Os atuadores com largura $W = 8\text{mm}$ e $W = 40\text{mm}$ podem ser observados nas figuras 7.11 e 7.12, respectivamente.



Fig. 7.11 – Modelo de largura $W = 8\text{mm}$.

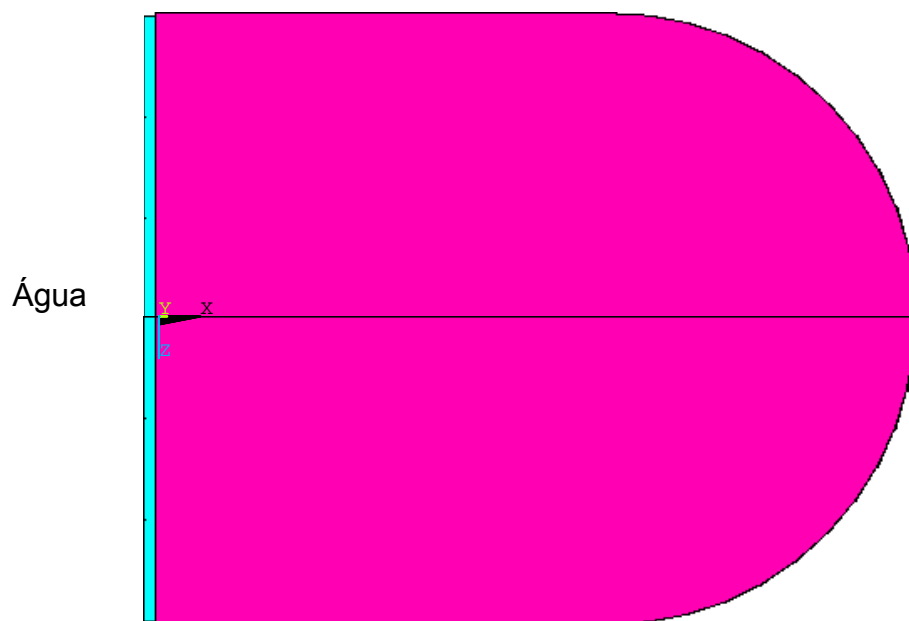


Fig. 7.12 – Modelo de largura $W = 40\text{mm}$.

7.2 Resultados do formato de cauda de peixe

7.2.1 Análise de Convergência

A primeira análise a ser realizada é a análise de convergência, cujo objetivo é determinar a influência da discretização da malha nos resultados da simulação do modelo. Para isso, são simulados alguns modelos básicos para diferentes níveis de discretização (dimensão dos elementos). Através da comparação entre os resultados obtidos para cada discretização é possível determinar um nível ideal de discretização que permita obter resultados coerentes sem um aumento excessivo da carga computacional, que reflete no tempo total necessário para a simulação.

Para a análise de convergência neste projeto foi realizado um levantamento dos espectros de frequência e obtidos os modos de vibrar do sistema para diferentes níveis de discretização da malha, todos realizados para um mesmo modelo geométrico (Fig. 7.13).

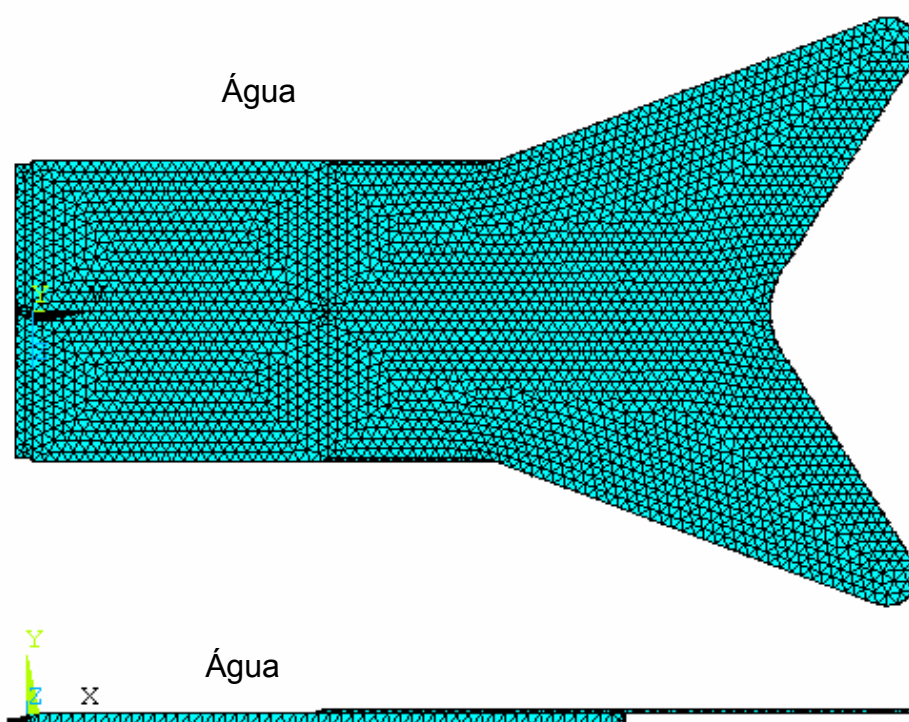


Fig. 7.13 – Modelo utilizado na análise de convergência.

Durante a execução de simulações preliminares para o atuador com carenagem em formato de cauda de peixe foram encontrados três modos de vibrar

no intervalo de freqüências de 0 a 1200 Hz. A Fig. 7.14 ilustra o primeiro modo de vibrar, a Fig.7.15 ilustra o segundo modo e a Fig.7.16 ilustra o terceiro modo.

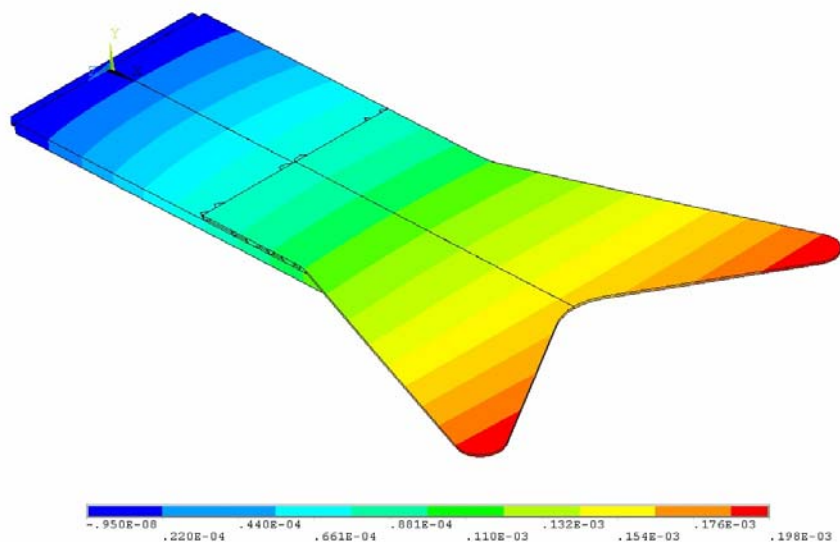


Fig. 7.14 – Primeiro modo de vibrar do atuador com carenagem em formato de cauda de peixe.

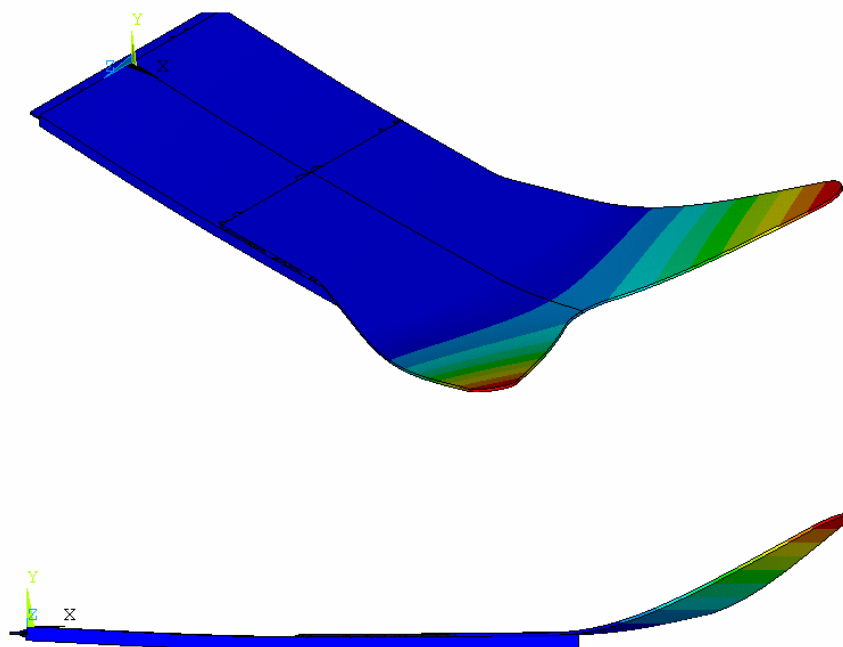


Fig. 7.15 – Segundo modo de vibrar do atuador com carenagem em formato de cauda de peixe.

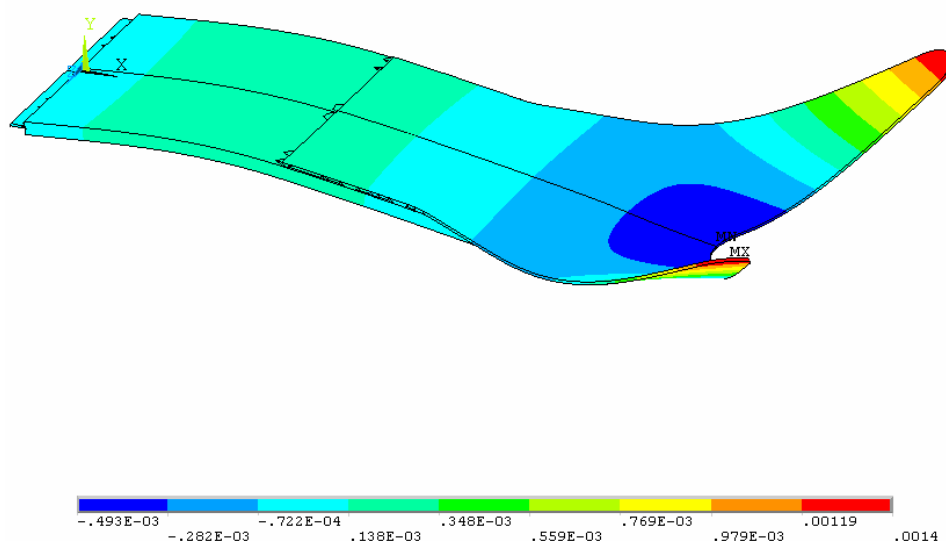


Fig. 7.16 – Terceiro modo de vibrar do atuador com carenagem em formato de cauda de peixe. Modo de vibração estudado na análise de convergência. (Deslocamento com escala 5:1)

O terceiro modo foi escolhido para a realização da análise de convergência e de sensibilidade. Este modo foi escolhido devido ao comportamento das pontas da carenagem que apresentam os maiores deslocamentos, cujo efeito esperado é a geração de um escoamento maior do fluido. Este modo é uma derivação do segundo modo de vibrar do atuador sozinho, que é caracterizado pela formação de uma “crista” no meio do atuador.

As dimensões da aresta do elemento (tetraédrico) utilizadas na análise de convergência foram: 1,5 , 1,2 , 1,0 , 0,8 , 0,7 e 0,65mm. Os respectivos espectros de frequência obtidos estão ilustrados nos Gráficos. 7.24 a 7.29. Estes espectros referem-se aos valores de impedância elétrica no atuador ao redor da frequência de ressonância do mesmo, no qual se pode visualizar claramente as frequências de ressonância (valor mínimo da impedância elétrica) e anti-ressonância (valor máximo). Busca-se trabalhar exatamente na frequência de ressonância piezelétrica, pois para esta frequência obtém-se o máximo de conversão eletro-mecânica do material, o que resulta em um maior deslocamento.

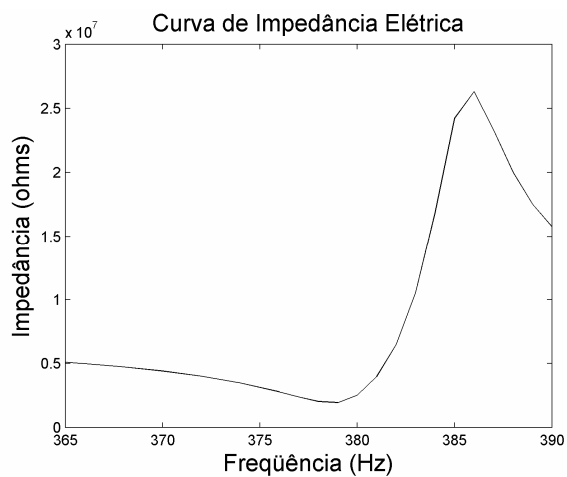


Gráfico. 7.24 - Elemento de malha de aresta 1,5mm.

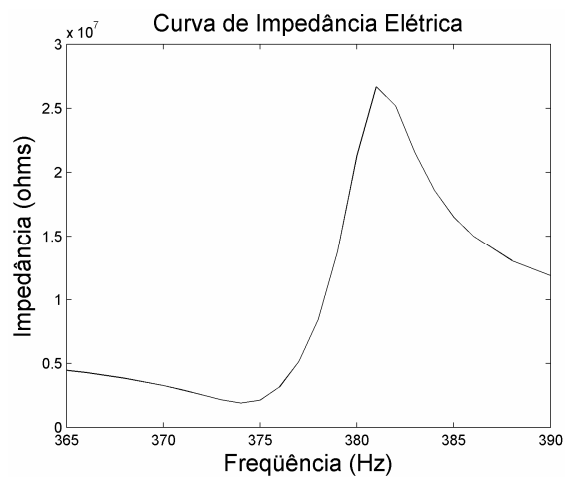


Gráfico. 7.25 - Elemento de malha de aresta 1,2mm.

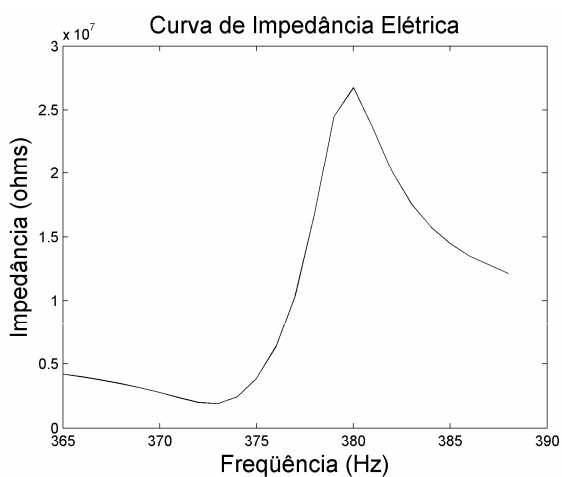


Gráfico. 7.26 - Elemento de malha de aresta 1,0mm.

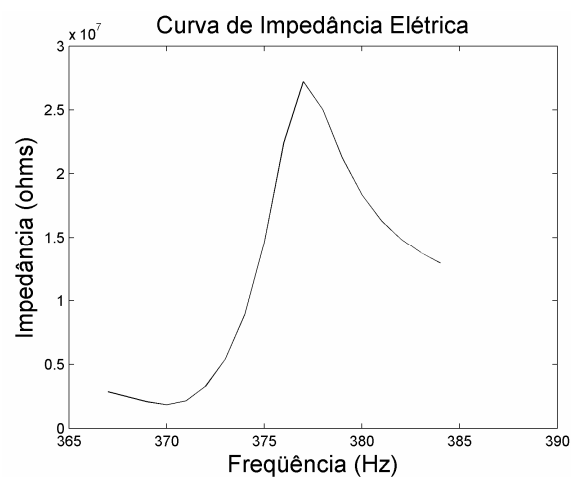


Gráfico. 7.27 - Elemento de malha de aresta 0,8mm.

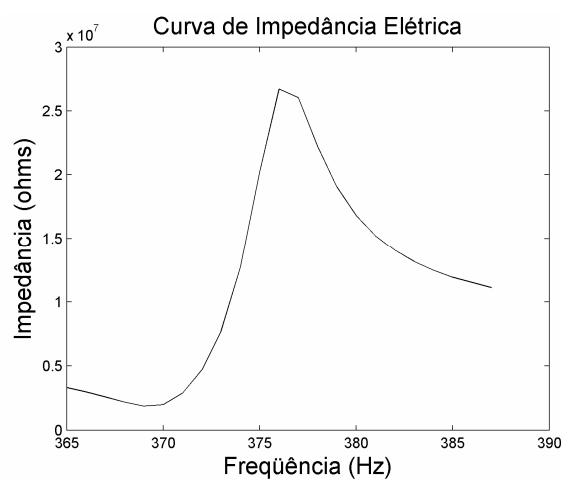


Gráfico. 7.28 - Elemento de malha de aresta 0,7mm.

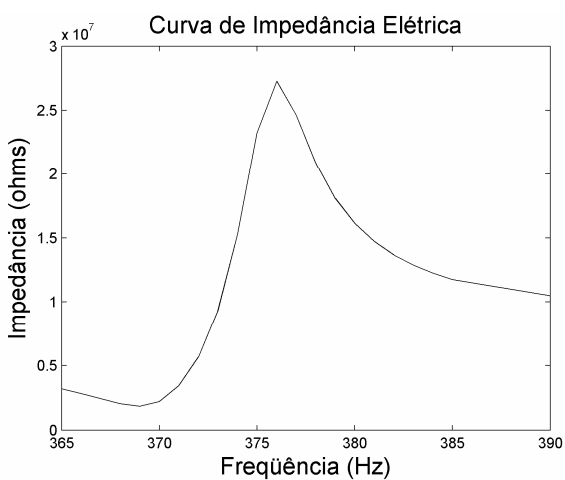


Gráfico. 7.29 - Elemento de malha de aresta 0,65mm.

Foi realizado também o levantamento do tempo de processamento de cada simulação. Os Gráficos 7.30 a 7.32 mostram respectivamente a análise de convergência da frequência e amplitude do modelo e a análise de custo computacional.

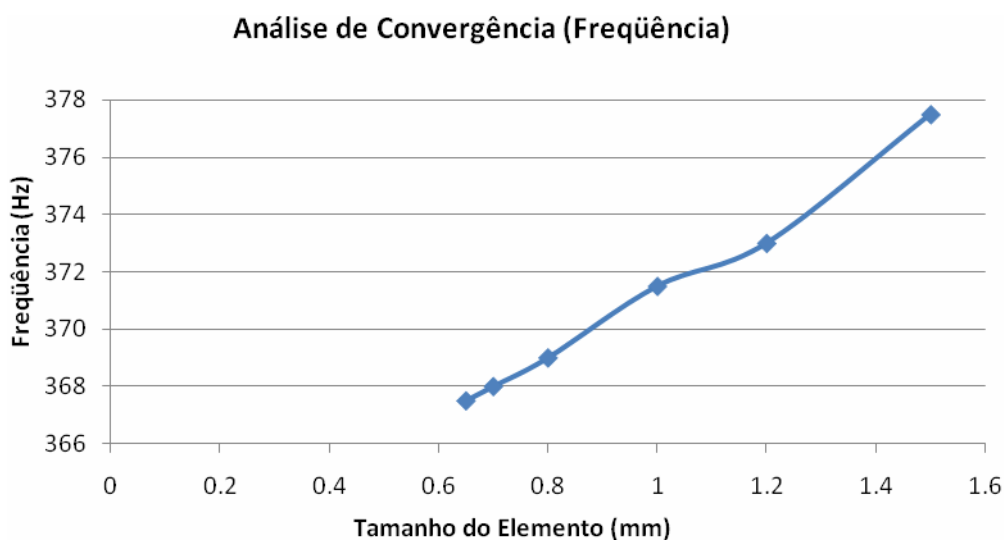


Gráfico. 7.30 - Análise de Convergência da Frequência.

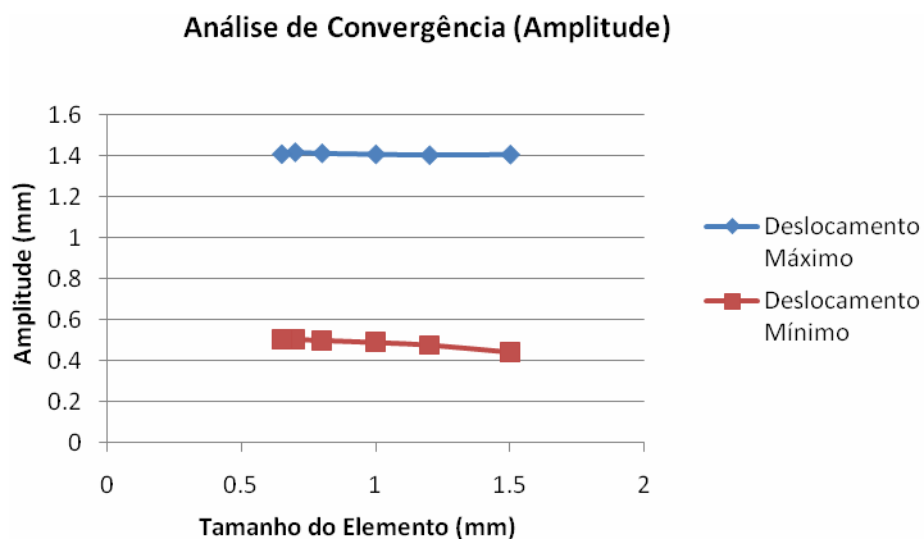


Gráfico. 7.31 - Análise de Convergência da Amplitude.

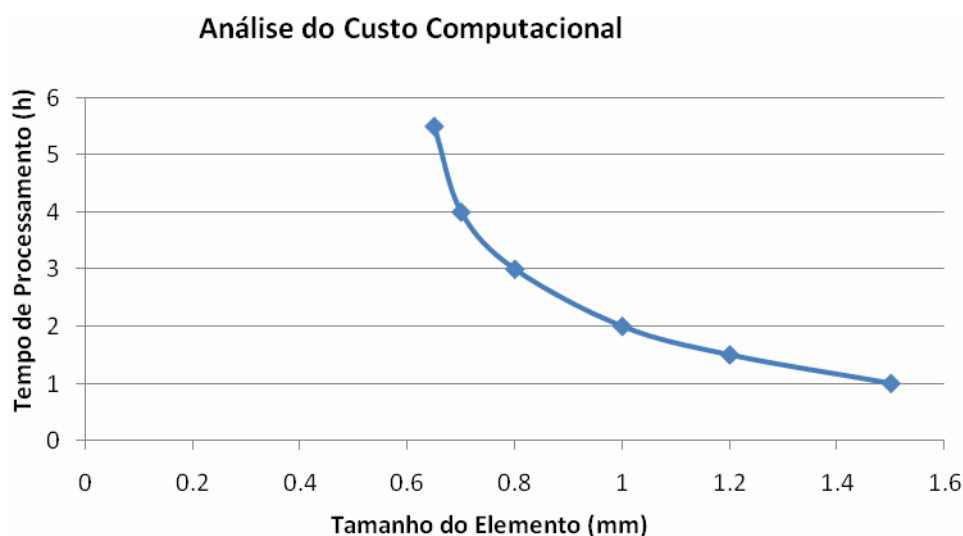


Gráfico. 7.32 - Análise de Convergência da Frequência.

A malha escolhida diante dos resultados obtidos é composta por elementos tetraédricos de 0,8mm de aresta pois esta discretização já apresenta a convergência dos valores de frequência e amplitude e o custo computacional ainda não é demasiadamente alto.

7.2.2 Análise de Sensibilidade

Definido o tamanho dos elementos utilizados na simulação, através da análise de convergência, inicia-se a análise de sensibilidade, que consiste basicamente em variar alguns parâmetros do modelo separadamente e verificar a influência de cada um destes nos resultados obtidos pela simulação. Foram realizadas análises com os seguintes parâmetros: largura (W) e comprimento da carenagem (L) e comprimento da reentrância na região central da carenagem (D). A Fig. 7.17 ilustra estas dimensões.

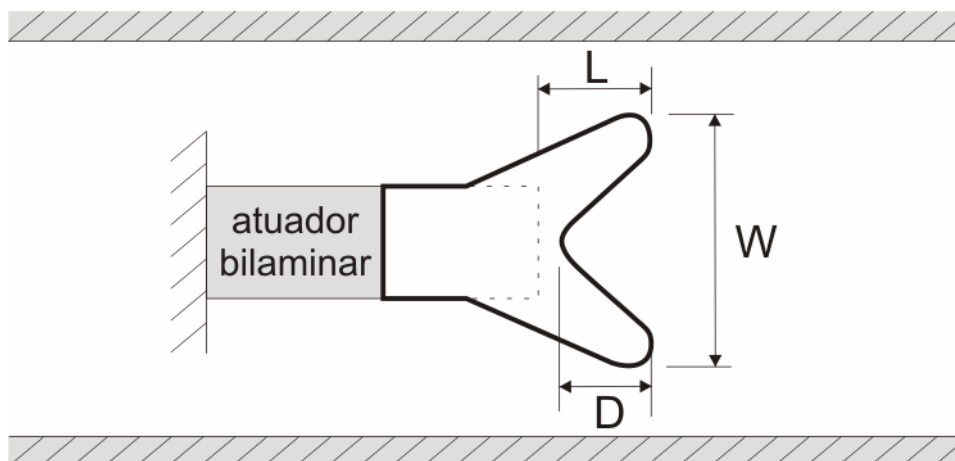


Fig. 7.17 – Modelo Paramétrico e seus parâmetros principais.

a) Carenagem de referência

Foi escolhido um atuador de referência que permitisse comparar as respostas da análise de sensibilidade dos vários parâmetros. O atuador selecionado é o mesmo utilizado na análise de convergência, cujas dimensões são $W=40$, $L=20$ e $D=10$ (Fig. 7.18). Estas dimensões são dadas em milímetros e essa será a unidade utilizada na descrição dos próximos modelos, salvo casos em que seja especificada outra unidade. As dimensões do atuador bilaminar são 40mm de comprimento e 20mm de largura.

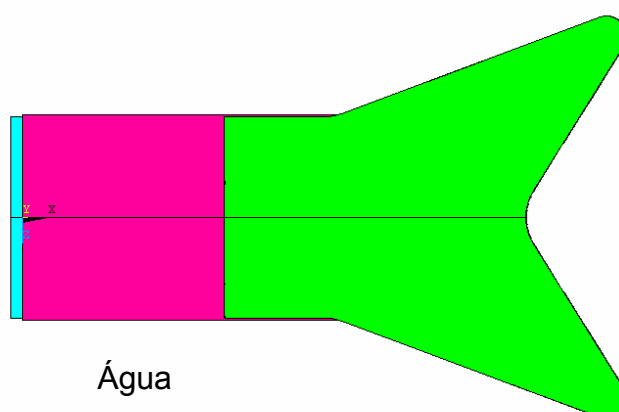


Fig. 7.18 – Carenagem com $W=40$, $L=20$ e $D=10$.

b) Variação da Largura da Carenagem

Variou-se a largura da carenagem para 2 valores diferentes, 50 e 30mm (Fig. 7.19 e 7.20), mantendo-se os outros parâmetros constantes.

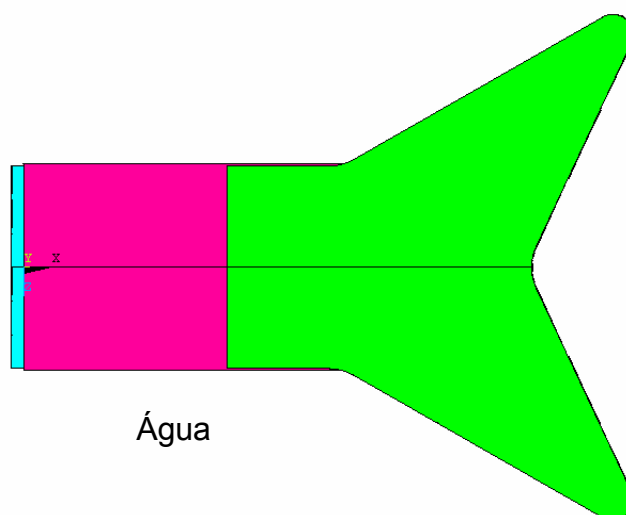


Fig. 7.19 – Carenagem com $W=50$, $L=20$ e $D=10$.

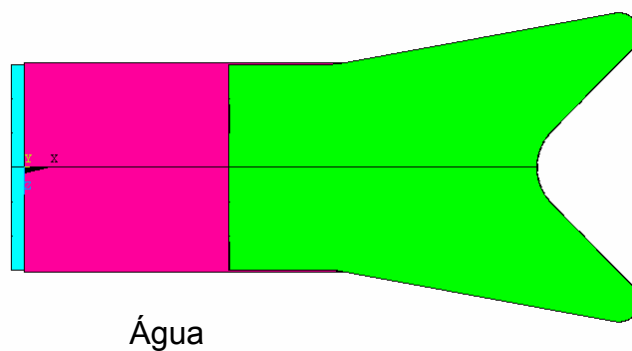


Fig. 7.20 – Carenagem com $W=30$, $L=20$ e $D=10$.

c) Variação do Comprimento da Carenagem

Variou-se o comprimento da carenagem para 2 valores diferentes, 30 e 15mm (Fig. 7.21 e 7.22), mantendo-se os outros parâmetros constantes.

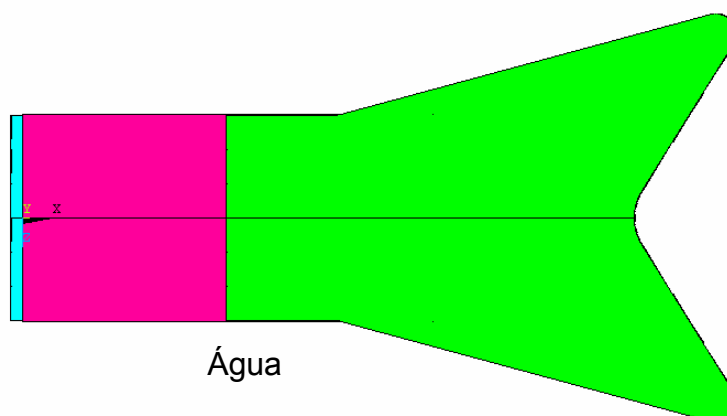


Fig. 7.21 – Carenagem com $W=40$, $L=30$ e $D=10$.

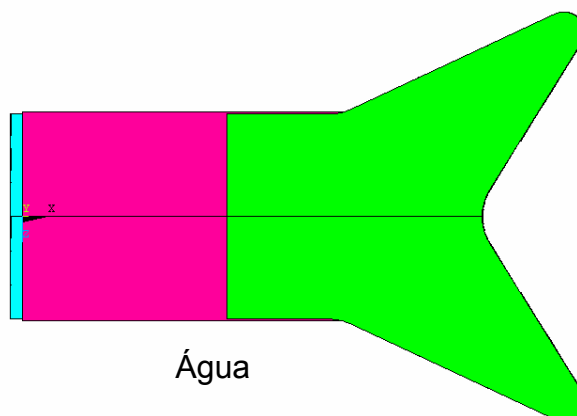


Fig. 7.22 – Carenagem com $W=40$, $L=15$ e $D=10$.

d) Variação do Comprimento de Reentrância na Região Central da Carenagem

Variou-se o comprimento de reentrância da carenagem para 3 valores diferentes, 15, 5 e 0,5mm (Fig. 7.23 a 7.25), mantendo-se os outros parâmetros constantes.

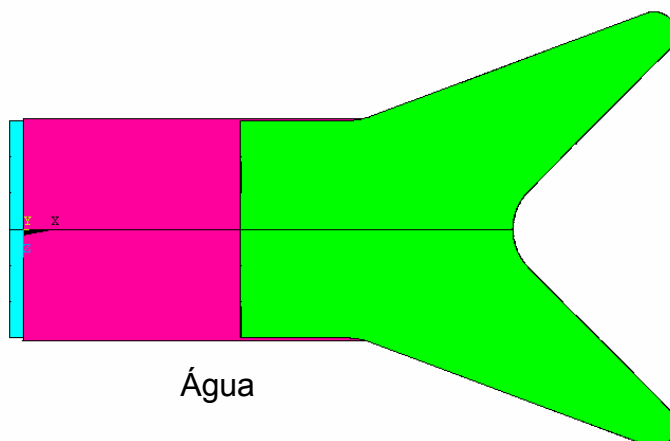


Fig. 7.23 – Carenagem com $W=40$, $L=20$ e $D=15$.

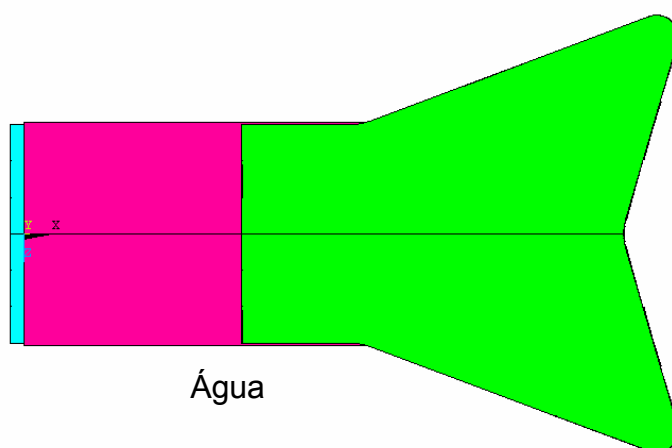


Fig. 7.24 – Carenagem com $W=40$, $L=20$ e $D=5$.

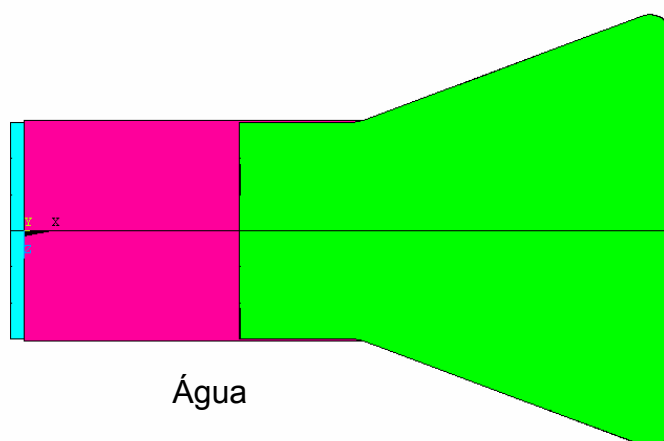


Fig. 7.25 – Carenagem com $W=40$, $L=20$ e $D=0,5$.

7.2.3 Combinação de parâmetros

Após a análise de sensibilidade, realizada variando-se os parâmetros do atuador separadamente, é feita uma combinação de diferentes parâmetros buscando atingir configurações mais eficientes para o sistema. Foram simuladas as seguintes configurações (Fig. 7.26 e 7.27) e os respectivos resultados estão demonstrados. Como critério de escolha de possíveis novas configurações, buscou-se alternativas que propiciassem ao sistema as maiores amplitudes juntamente com frequências mais altas, pois foi observado em trabalhos anteriores (Vatanabe, S.L.; Choi, A., 2006), uma maior eficiência do atuador nestes casos.

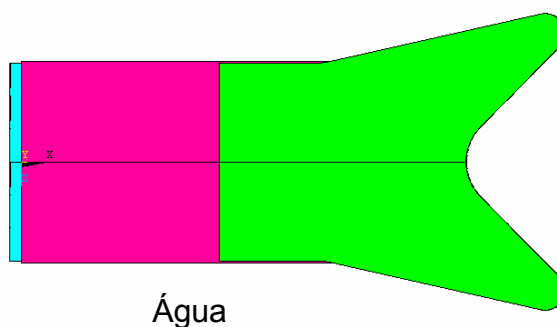


Fig. 7.26 – Carenagem com $W=30$, $L=15$ e $D=10$.

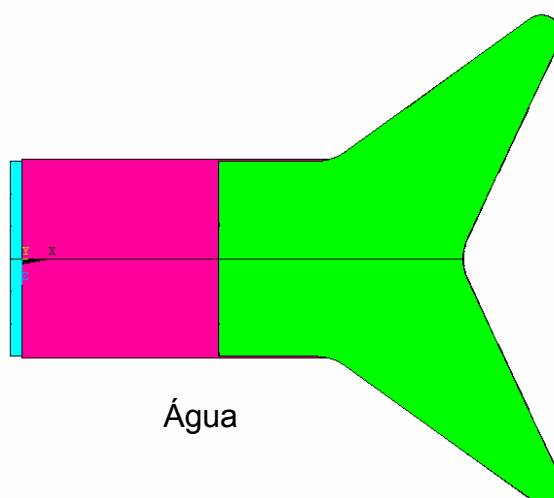


Fig. 7.27 – Carenagem com $W=50$, $L=15$ e $D=10$.

Os resultados obtidos das simulações computacionais estão expostos na Tabela 7.3. Nela constam os parâmetros geométricos de cada modelo e as respectivas frequências de ressonância e deslocamentos na ponta da carenagem no 3º modo de vibrar do conjunto atuador e carenagem. Consta da tabela o produto da frequência pelo deslocamento que foi o critério que guiou a seleção de protótipos a serem fabricados e testados posteriormente.

Tabela 7.3 – Resultados da simulação computacional para vários modelos.

W	L	D	F (Hz)	Deslocamento (mm)	F x Deslocamento
40	20	10	369,0	1.412	521.028
40	15	10	446.5	1.504	671.536
40	30	10	274.0	1.786	489.364
50	20	10	330.0	1.419	468.270
30	20	10	412.0	1.361	560.732
40	20	0.5	358.0	1.377	492.966
40	20	5	358.0	1.59	569.220
40	20	15	396.0	1.204	476.784
60	20	10	300.0	1.409	422.700
30	15	10	529.0	1.532	810.428
50	15	10	393.0	1.206	473.958

Apesar de não ser possível determinar o desempenho em termos de vazão para cada modelo através da simulação harmônica, o esperado é que os modelos que apresentem alta amplitude de deslocamento juntamente com elevada frequência de ressonância possuam um melhor desempenho na caracterização experimental.

Foi adotado como critério de seleção das melhores carenagens o produto Amplitude x Frequência. Os melhores resultados estão destacados na coluna F x Deslocamento da Tabela 7.3. Cabe ressaltar que a amplitude obtida na simulação acústica apresenta algumas incompatibilidades devido aos efeitos de amortecimento. Na simulação os efeitos de amortecimento não são considerados e, desta forma a amplitude de deslocamento tenderia a infinito.

Para os modelos $W=30$, $L=15$ e $D=10$ e $W=40$, $L=15$ e $D=10$ foram levantados os espectros completos de frequência no vácuo e na água. Os gráficos são apresentados abaixo.

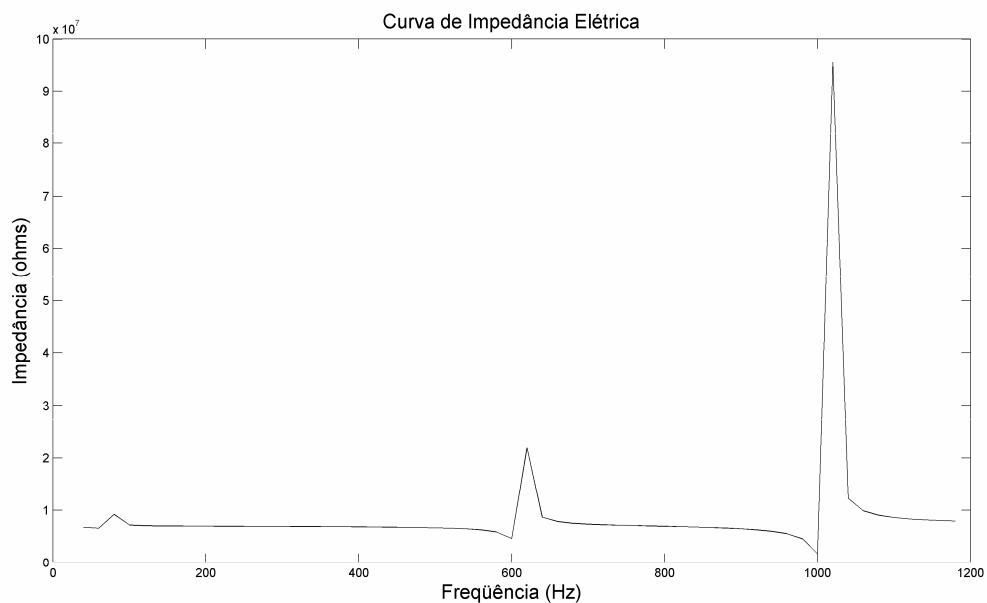


Gráfico. 7.33 – Impedância do modelo $W=30$, $L=15$ e $D=10$ no vácuo.

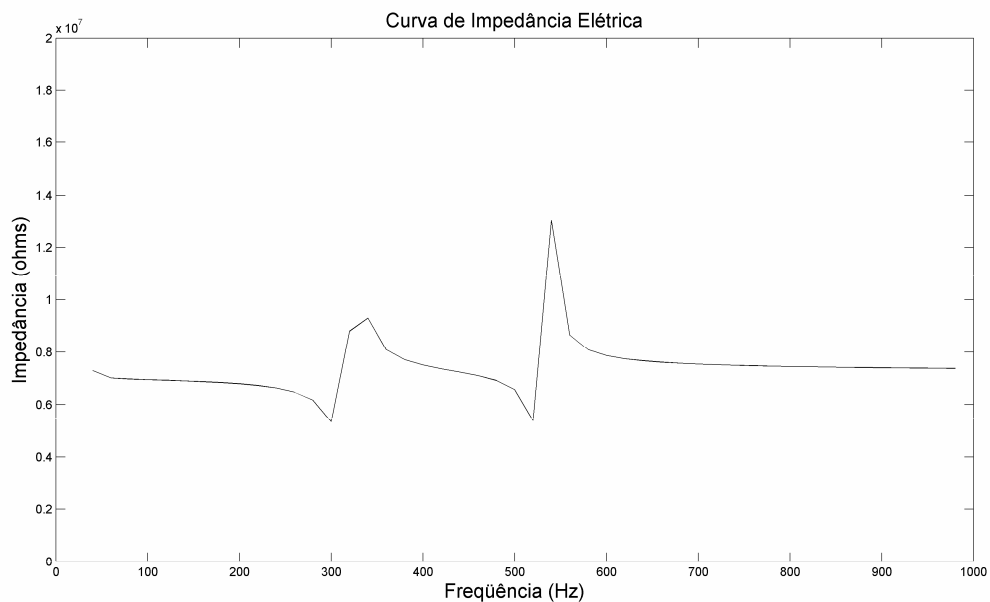


Gráfico. 7.34 – Impedância do modelo $W=30$, $L=15$ e $D=10$ na água.

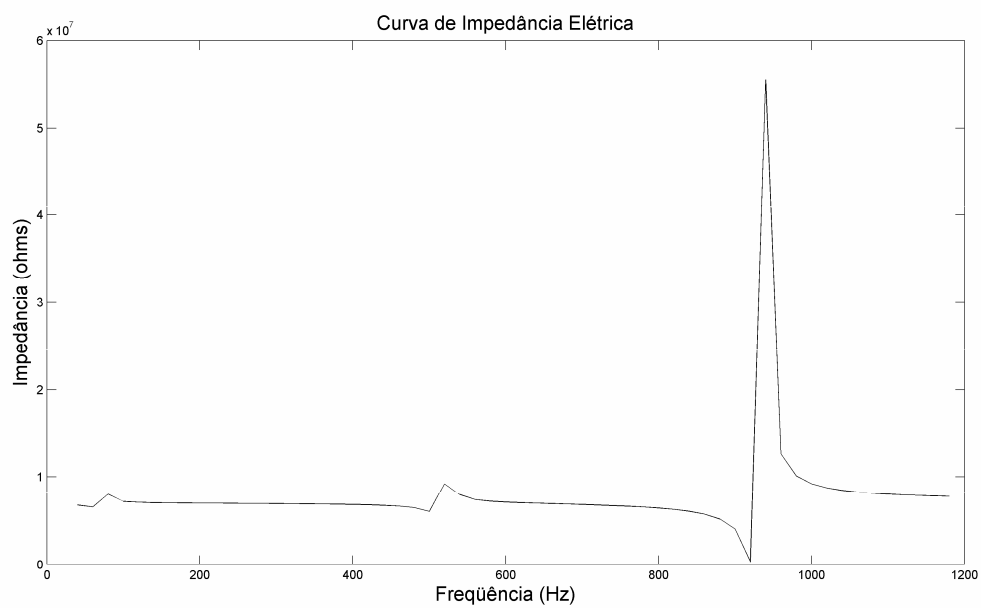


Gráfico. 7.35 – Impedância do modelo W=40, L=15 e D=10 no vácuo.

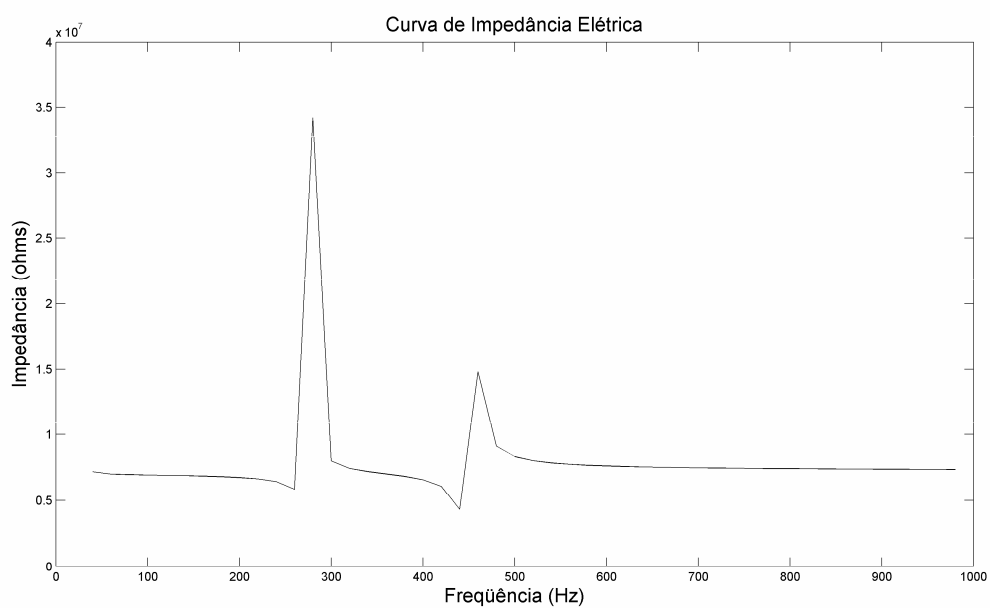


Gráfico. 7.36 – Impedância do modelo W=40, L=15 e D=10 na água.

8 MÉTODOS EXPERIMENTAIS

As simulações computacionais realizadas permitiram obter a resposta em frequência para os formatos de atuadores apresentados no item 3.1.4 deste trabalho, tendo como resultados a frequência de ressonância e a amplitude de oscilação do modelo. Entretanto, as simulações acústicas não permitem a obtenção dos valores de vazões produzidas pelo atuador em operação, sendo necessárias neste caso a execução de simulações fluídicas em análise transiente. Tais simulações exigem uma grande carga de processamento, tornando o custo computacional muito alto, o que acaba inviabilizando a análise de um grande número de formatos. Por este motivo, foi adotada a abordagem experimental para a obtenção das vazões de cada modelo. Além disso, é possível verificar através de ensaios a ocorrência de fenômenos não considerados nas simulações computacionais.

A abordagem experimental consiste no projeto e escolha de um protótipo que seja capaz oferecer condições semelhantes às adotadas na realização das simulações computacionais, como comprimento, largura e altura do canal, distância entre o atuador e as paredes, entre outras. Depois de realizado o projeto, este é revisto e aprovado, o que o torna apto a seguir para a etapa de fabricação, na qual o modelo físico é obtido.

Tendo o protótipo fabricado, a etapa seguinte consiste na montagem e realização dos testes experimentais propostos. Neste trabalho será realizado o levantamento das curvas de impedância e da vazão fornecida por cada um dos formatos de atuadores testados. A realização dos testes utiliza parâmetros obtidos na simulação computacional, e a adequação destes aos resultados experimentais permite que a simulação seja validada ou não.

8.1 Autodesk Inventor Professional 10

Para a realização do projeto dos protótipos das bombas piezelétricas foi utilizado o software Autodesk Inventor Professional 10, capaz de gerar modelos 3D complexos de forma eficiente. O uso do software permite que sejam feitas verificações no projeto antes da fabricação dos protótipos, reduzindo assim a possibilidade de erros de projeto que possam atrasar a etapa de fabricação dos

protótipos ou até mesmo a perda de um protótipo causado por uma falha no projeto. Além disso, a modelagem 3D associada às simulações realizadas no software ANSYS, também utilizado durante este trabalho, permitem o refinamento dos projetos das bombas antes que elas entrem no estágio de fabricação, diminuindo assim os custos.

8.1.1 Modelagem do protótipo

A modelagem de uma peça genérica é feita em arquivos de extensão *.ipt. O primeiro passo é gerar um Sketch 2D, isto é, um desenho que pode ser criado em qualquer plano de trabalho ou face plana de um sólido. O objetivo é criar os perfis ou contornos que serão usados na criação de um sólido. De forma geral, ele define as geometrias principais da peça.

A partir do Sketch 2D é possível utilizar uma Feature para transformar a figura plana em um sólido. As Features incluem diversas operações básicas, como é o caso da subtração de sólidos (usadas para furação), além de permitir ao usuário gerar extrusões, revoluções, chanfros, raios de arredondamento, roscas, etc.

8.1.2 Montagem

Com todas as peças modeladas é possível gerar uma montagem total do protótipo em questão. A realização das montagens no Autodesk Inventor Professional 10 tem como objetivo visualizar possíveis erros de projeto, assim como as interferências entre as peças que constituem o protótipo. As montagens são realizadas em arquivos *.iam.

Para a realização da montagem é necessário definir restrições para o posicionamento das partes como, por exemplo, restrições de eixos, faces e arestas coincidentes. A definição de restrições tem o propósito de definir as posições de cada peça que compõem o mecanismo. A Fig. 8.1 mostra um exemplo de uma montagem gerada em arquivo *.iam.

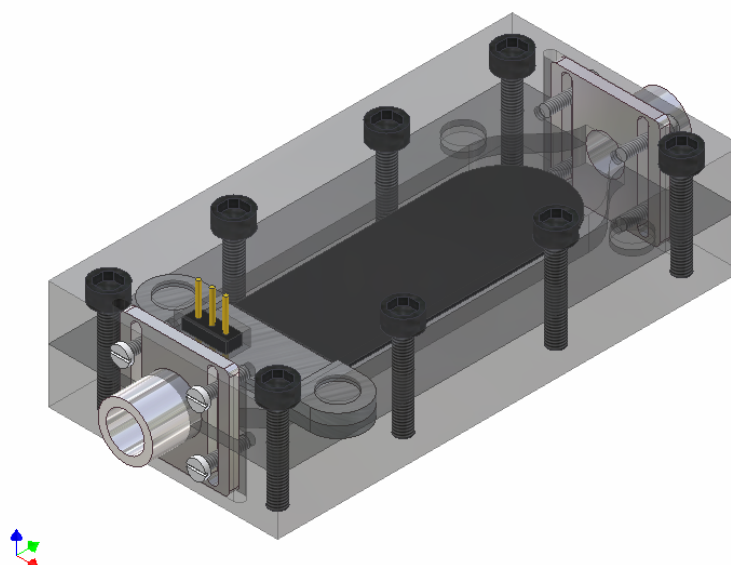


Fig. 8.1 – Exemplo de uma montagem gerada em arquivo *.iam.

8.1.3 Geração de Desenhos Técnicos

A geração de desenhos técnicos no Autodesk Inventor Professional 10 é feita em arquivos de extensão *.idw. Nesse ambiente 2D é possível gerar vistas de base, ortogonais, isométricas, de cortes e de detalhes. Além disso, podem-se gerar cotas de forma automática ou manual. A Fig. 8. 2 mostra um exemplo de um desenho técnico gerado em arquivo*.idw.

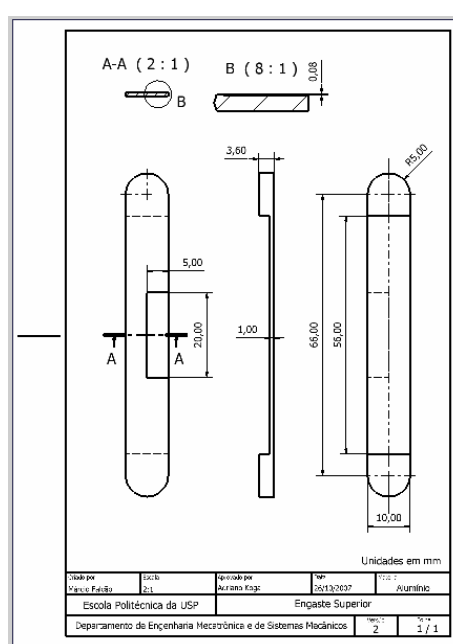


Fig. 8.2 – Exemplo de um desenho técnico gerado em arquivo *.idw.

8.2 Projeto dos Protótipos

A característica básica adotada para o projeto dos protótipos foi a obtenção de protótipos que fossem fáceis de serem montados e desmontados, e que permitissem realizar a alteração de parâmetros dimensionais básicos de forma rápida de modo a permitir o teste de modelos variados de atuador sem que fosse necessário construir uma bomba diferente para cada formato de atuador.

Foram realizados projetos para dois protótipos diferentes de maneira paralela à execução das simulações computacionais: um que permite a alteração da altura do canal mantendo sua largura constante, e outro que permite a alteração da largura do canal mantendo sua altura constante.

8.2.1 *Protótipo de Altura de Canal Variável.*

O projeto deste protótipo foi feito para permitir o estudo da influência da altura do canal na vazão da bomba de fluxo piezelétrico. Esta bomba foi projetada para permitir que a altura do canal pudesse ser alterada para qualquer valor entre 6mm e 12mm bastando alterar o calço utilizado e adicionar ou remover camadas de vedação. Para este projeto, a largura do canal foi mantida em 22mm, valor este utilizado na simulação computacional do atuador de ponta circular apresentado no item 3.1.1 deste trabalho.

O projeto é composto por duas carcaças (uma inferior e outra superior), dois engastes (um inferior e outro superior), bocal e diversos calços e camadas de vedação.

Nas carcaças inferior e superior (Fig. 8.3 e Fig. 8.4, respectivamente) estão usinados o canal da bomba, as furações de fixação, furações do bocal, além das cavidades para a colocação dos engastes e dos calços. Além disso, na carcaça superior existem furações adicionais para a passagem dos fios que serão responsáveis pela ligação elétrica do atuador piezelétrico.

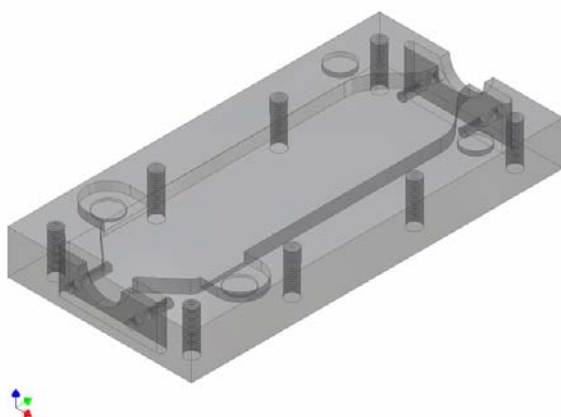


Fig. 8.3 – Vista isométrica da carcaça inferior do protótipo de altura de canal variável.

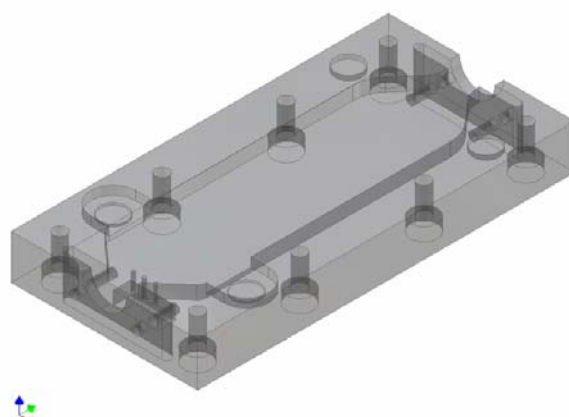


Fig. 8.4 – Vista isométrica da carcaça superior do protótipo de altura de canal variável.

Os engastes superior e inferior (Fig. 8.5 e Fig. 8.6, respectivamente) foram projetados de modo que possam ser encaixados um sobre o outro. É possível observar nas figuras a presença de um pequeno rebaixo que é utilizado para a fixação do atuador piezelétrico. O atuador fica preso sob pressão, sem que nenhum elemento de fixação seja colocado nos engastes. Isto torna mais fácil o projeto de montagem e desmontagem da bomba piezelétrica.

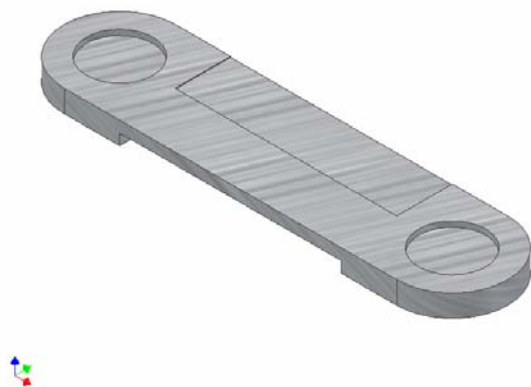


Fig. 8.5 – Vista isométrica do engaste inferior do protótipo de altura de canal variável.

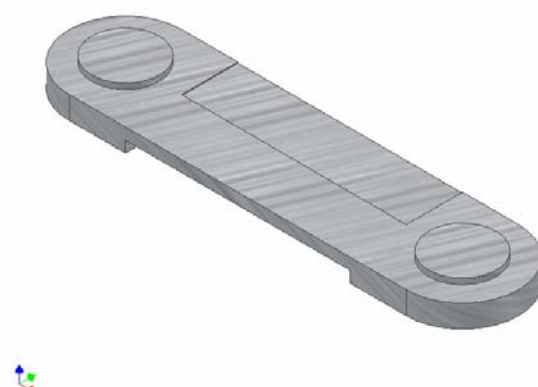


Fig. 8.6 – Vista isométrica do engaste superior do protótipo de altura de canal variável.

O bocal (Fig. 8.7) apresenta como característica a presença de rasgos ao invés de furos de fixação. Estes rasgos têm como objetivo permitir a alteração livre

da altura do canal sem que para isso seja necessário refazer os furos de fixação no bocal, ou na carcaça.

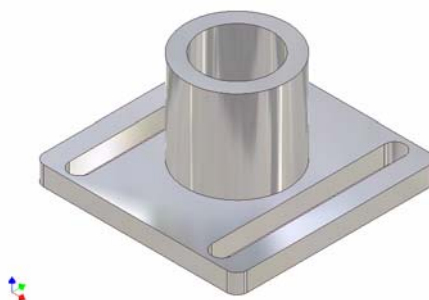


Fig. 8.7 – Vista isométrica do bocal do protótipo de altura de canal variável.

Os calços (Fig. 8.8) servem para garantir que a dimensão desejada para a altura do canal seja mantida no fechamento da bomba com os parafusos. Estes calços são posicionados nos engastes e em outras cavidades presentes na carcaça.

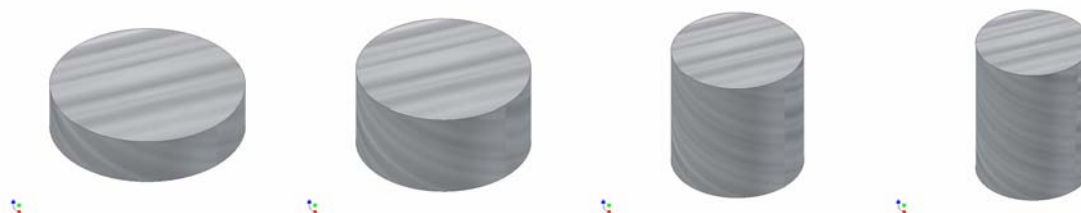


Fig. 8.8 – Vista isométrica de diversos calços do protótipo de altura de canal variável.

Quando o calço é utilizado para a alteração da altura do canal, é necessário alterar a espessura da camada de vedação da bomba para evitar que ocorram vazamentos durante os ensaios. A seguir estão ilustrados os desenhos de conjunto para os dois casos extremos da altura do canal. A Fig. 8.9 mostra o caso do canal com 6mm de altura, no qual a camada de vedação praticamente desprezível, e a Fig. 8.10 para o canal de 12mm de altura, na qual a camada de vedação apresenta uma dimensão muito elevada.

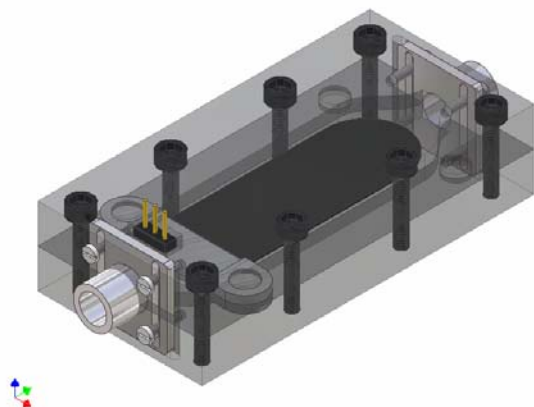


Fig. 8.9 – Vista isométrica do protótipo de altura de canal variável para canal de 6mm de altura.

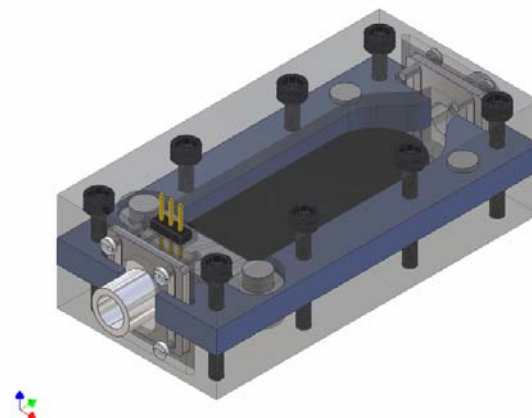


Fig. 8.10 – Vista isométrica do protótipo de altura de canal variável para canal de 12mm de altura.

O uso dos calços e da vedação pode ser mais bem observado nas Fig. 8.11 a 8.13, ilustradas a seguir. Estas figuras revelam vistas de corte na região do uso dos calços.

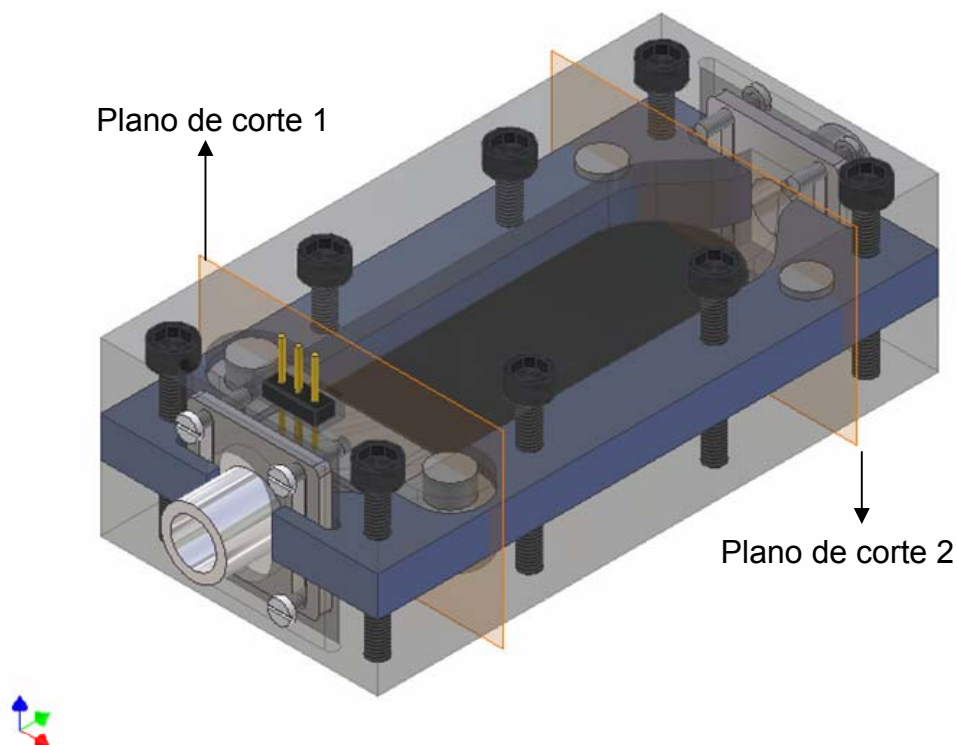


Fig. 8.11 – Planos que indicam os locais das vistas de corte realizadas.

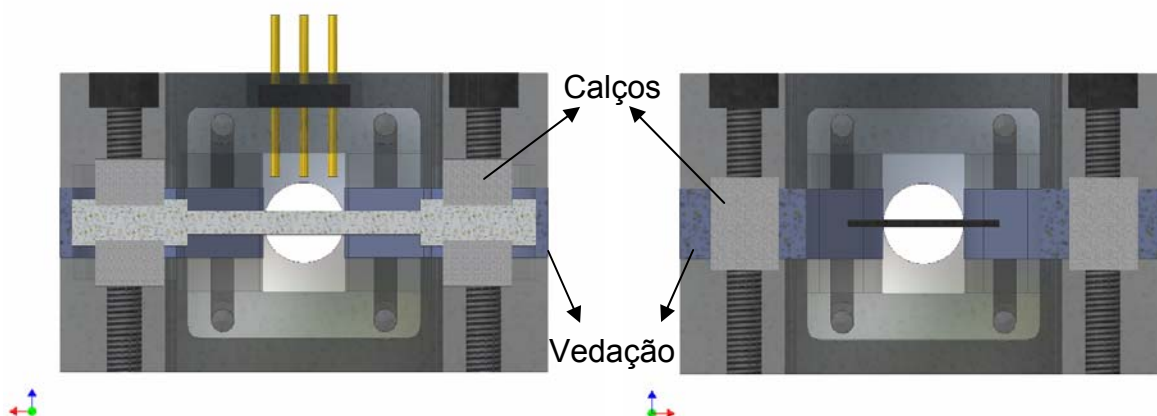


Fig. 8.12 – Vista do plano de corte 1.

Fig. 8.13 – Vista do plano de corte 2.

Os desenhos técnicos do projeto desta bomba de altura de canal variável estão apresentados no **ANEXO A** deste trabalho.

8.2.2 Protótipo de Peças Intercambiáveis.

O projeto deste protótipo foi feito para permitir o estudo da influência da largura do atuador na vazão da bomba de fluxo piezelétrico. Esta bomba foi projetada para permitir que a largura do duto pudesse assumir qualquer valor entre 30mm (para um atuador com 24mm de largura) e 56mm (para um atuador com 50mm de largura), a altura do canal foi mantida em 7,6mm, valor este utilizado na simulação computacional do atuador em formato de cauda de peixe, apresentado no item 3.1.4 deste trabalho.

Para este projeto decidiu-se utilizar um conceito relativamente mais simples que o apresentado no item 8.2.1. O projeto apresenta duas carcaças (uma inferior e outra superior), dois engastes (um inferior e outro superior), bocal, módulos internos e uma camada de vedação.

As carcaças inferior e superior (Fig. 8.14 e 8.15, respectivamente) foram projetadas para conter todos os furos necessários para o fechamento do protótipo e para fixação do bocal, operações que requerem grande precisão no posicionamento, necessitando de realização de calibragem dos equipamentos utilizados na fabricação. Desta maneira, estas peças só precisam ser fabricadas uma vez e podem ser utilizadas para diferentes módulos internos, poupando tempo e custos. As peças são bastante parecidas e se diferem apenas pela profundidade da

cavidade interna e pela presença de alguns furos para a passagem da fiação do atuador na carcaça superior.

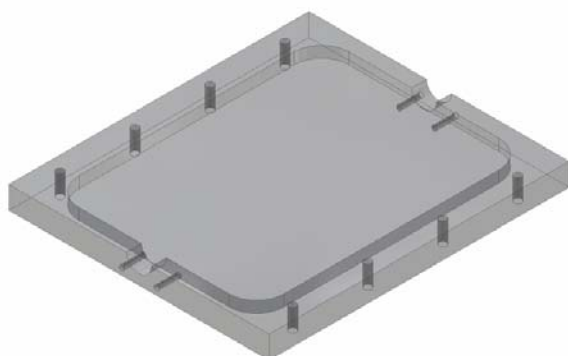


Fig. 8.14 – Vista isométrica da carcaça inferior do protótipo de peças intercambiáveis.

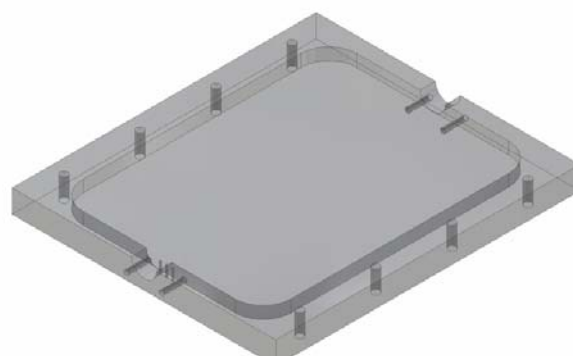


Fig. 8.15 – Vista isométrica da carcaça superior do protótipo de peças intercambiáveis.

Os engastes superior e inferior (Fig. 8.16 e Fig. 8.17, respectivamente) foram projetados de modo que possam ser posicionados um sobre o outro. Eles apresentam dimensão fixa, independente da largura do canal utilizado. É possível observar nas figuras a presença de um pequeno rebaixo que é utilizado para a fixação do atuador piezelétrico. O atuador fica preso sob pressão, sem que nenhum elemento de fixação seja colocado nos engastes. Isto torna mais fácil o projeto de montagem e desmontagem da bomba piezelétrica.



Fig. 8.16 – Vista isométrica do engaste inferior do protótipo de peças intercambiáveis.

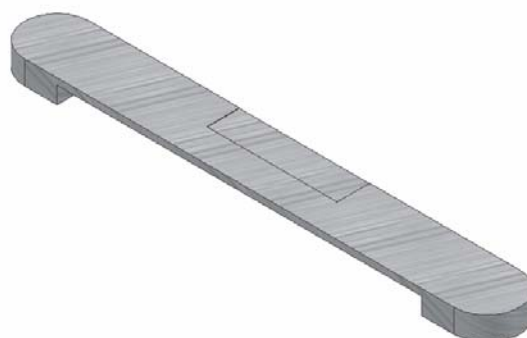


Fig. 8.17 – Vista isométrica do engaste superior do protótipo de peças intercambiáveis.

O bocal (Fig. 8.18), diferentemente do apresentado no projeto de altura de canal variável (item 8.2.1) apresenta furos de fixação, isto pelo fato de não ser necessária a alteração da altura do canal.

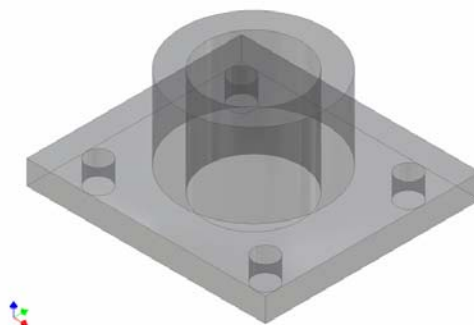


Fig. 8.18 – Vista isométrica do bocal do protótipo de peças intercambiáveis.

Os módulos internos são as peças que contêm o canal usinado (Fig. 8.19). Nestas peças são usinados o canal do atuador, e a cavidade do engaste.

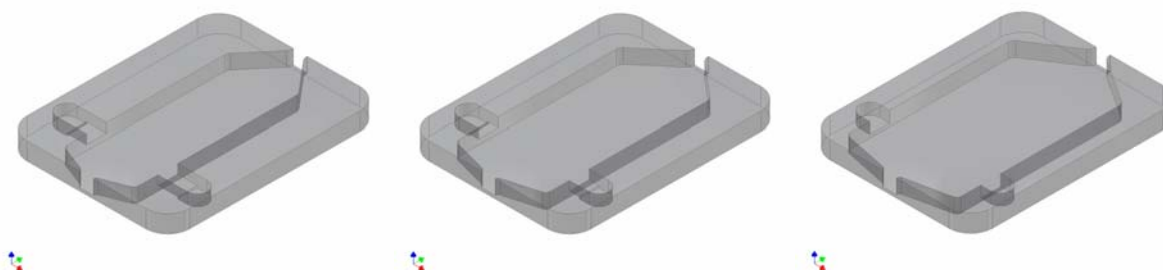


Fig. 8.19 – Vista isométrica de diferentes módulos internos do protótipo de peças intercambiáveis.

Para realizar testes com diferentes larguras de atuadores basta alterar o módulo interno que está sendo utilizado. Esta troca é muito simples, uma vez que esta peça fica encaixada dentro das carcaças, bastando puxá-lo. A forma de montagem do módulo interno entre as carcaças é apresentada na Fig. 8.20.

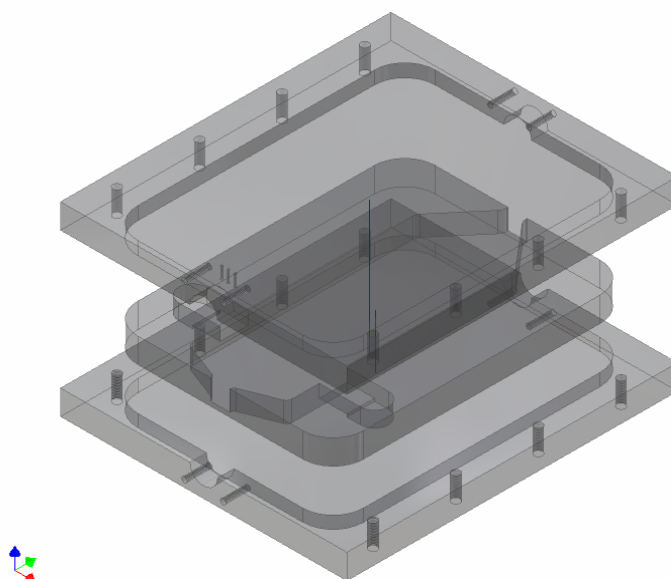


Fig. 8.20 – Encaixe do módulo interno entre as carcaças.

A seguir está ilustrado o desenho de conjunto do projeto da bomba de peças intercambiáveis.

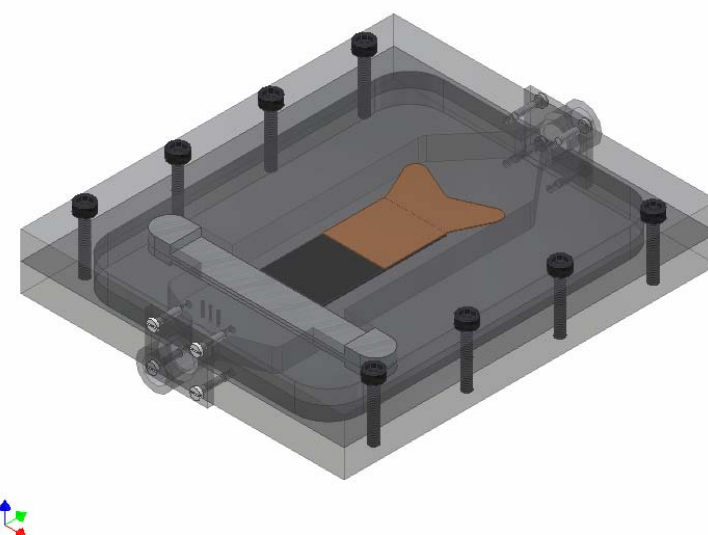


Fig. 8.21 – Vista isométrica de desenho de conjunto do protótipo de peças intercambiáveis.

Os desenhos técnicos do projeto desta bomba de peças intercambiáveis estão apresentados no **ANEXO B** deste trabalho.

8.3 Seleção de Protótipos

A análise dos resultados obtidos na simulação computacional permitiu concluir que os dados obtidos para o atuador de ponta circular não eram confiáveis. Além disso, o projeto do protótipo de altura de canal variável mostrou-se extremamente complexo de ser fabricado, e poderia não ser muito confiável devido à espessa camada de vedação necessária para seu bom funcionamento. Estes motivos aliados aos bons resultados obtidos na simulação do atuador em formato de cauda de peixe, favoreceram a escolha do protótipo de peças intercambiáveis para a construção.

Baseado nos resultados obtidos na simulação harmônica acústica, apresentados no item 7.2, foram selecionados alguns modelos de carenagem para a caracterização experimental. Como critério básico adotou-se a busca por modelos que apresentassem altas amplitudes, propiciando uma maior movimentação de fluido, e ao mesmo tempo trabalhassem as frequências de ressonância mais altas.

Para a realização dos ensaios todos os modelos simulados foram selecionados. Além disso foram incluídos nos testes os modelos com formato de cauda de peixe que não foram simulados, como o formato tuniforme e o ostraciforme, apresentados no item 3.1 do trabalho.

Determinados os modelos a serem testados, são determinadas as larguras dos canais a serem usinados no módulo interno. As larguras dos canais são:

- $W_{\text{canal}} = 36\text{mm}$, para o atuador com carenagem de 30mm de largura.
- $W_{\text{canal}} = 46\text{mm}$, para o atuador com carenagem de 40mm de largura.
- $W_{\text{canal}} = 56\text{mm}$, para o atuador com carenagem de 50mm de largura.

Com estas larguras de canal é possível realizar o teste para qualquer formato de cauda de peixe.

8.4 Materiais

Para a confecção do protótipo foram selecionados alguns materiais com propriedades desejáveis ao projeto, de fácil aquisição ou disponíveis no Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Dentre eles:

Acrílico: Utilizado nas carcaças inferior e superior, no módulo interno no qual o canal será usinado e no bocal. A principal propriedade é a transparência, que possibilita a visualização do escoamento do fluido no interior do canal, além de apresentar boa rigidez, isolamento elétrico e não estar sujeito a problemas de corrosão ou outras reações que possam interferir na operação;

Cobre: Utilizado na carenagem do modelo. Apresenta boa resistência mecânica, flexibilidade, boa trabalhabilidade e maleabilidade;

Atuador Piezelétrico: Composto por um atuador bilaminar de cerâmica PZT, conforme citado anteriormente no item 4.2;

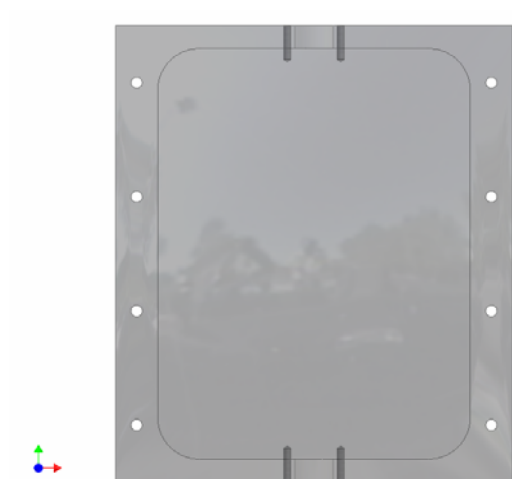
Velumóide (Papel Guarnital): É um produto constituído por misturas homogêneas de fibras celulósicas, impregnado com resinas especiais. Este material é especificamente destinado à fabricação de juntas de vedação e é utilizado na vedação do protótipo, reduzindo a chance de ocorrerem vazamentos do fluido durante seu escoamento. É posicionado entre o módulo interno e a carcaça superior, ficando comprimido entre elas na montagem.

8.5 Fabricação do Protótipo

O protótipo foi usinado no centro de usinagem CNC Deckel Maho, presente no Departamento de Engenharia Mecânica e Sistemas Mecatrônicos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Conforme já dito, grande parte das peças foram usinadas em acrílico, a fim de permitir a fácil visualização do escoamento do fluido e movimentação do atuador, além de ser um material de fácil usinagem. Como elementos de fixação das carcaças foram utilizados parafusos que permitem uma fixação segura e de fácil montagem e desmontagem. Os engastes utilizados para fixação dos atuadores foram feitos em alumínio devido à facilidade de usinagem, resistência contra corrosão e rigidez, característica necessária para não interferir de modo significativo nos modos de vibrar dos atuadores.

As figuras a seguir mostram as fotos das peças após serem fabricadas.

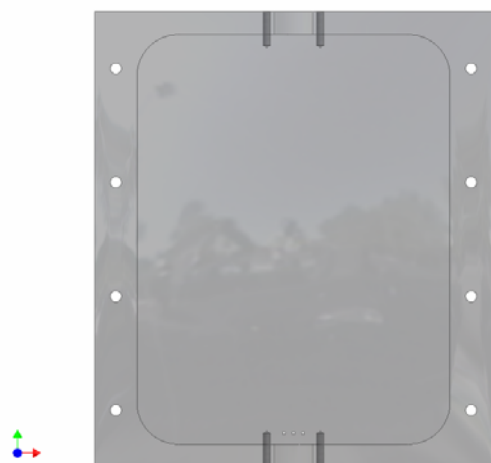


a) projetado



b) fabricado

Fig. 8.22 – Vista isométrica da carcaça inferior fabricada.



a) projetado

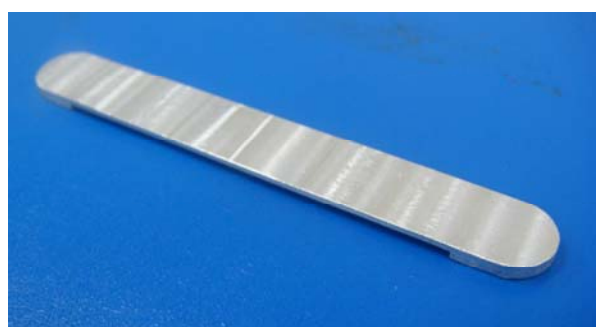


b) fabricado

Fig. 8.23 – Vista isométrica da carcaça superior fabricada.



a) projetado

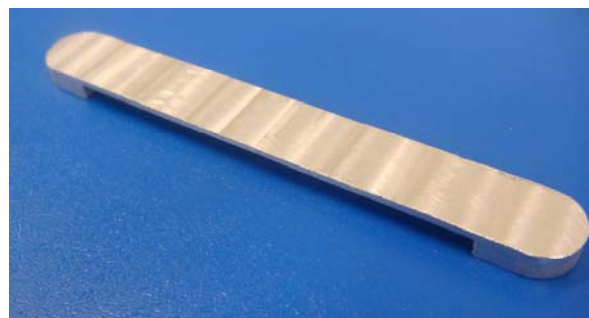


b) fabricado

Fig. 8.24 – Vista isométrica do engaste inferior fabricado.

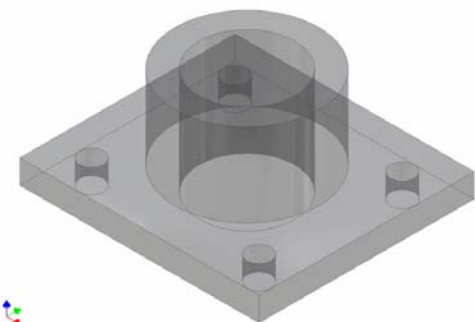


a) projetado

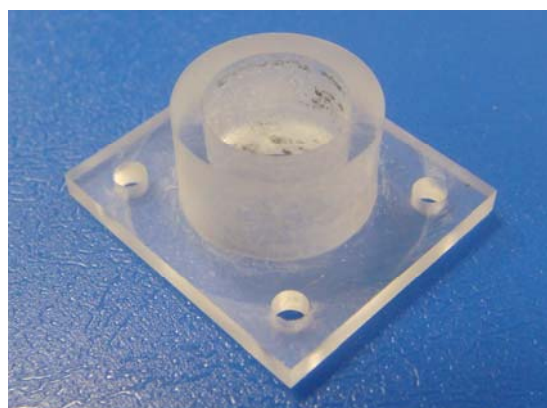


b) fabricado

Fig. 8.25 – Vista isométrica do engaste superior fabricado.

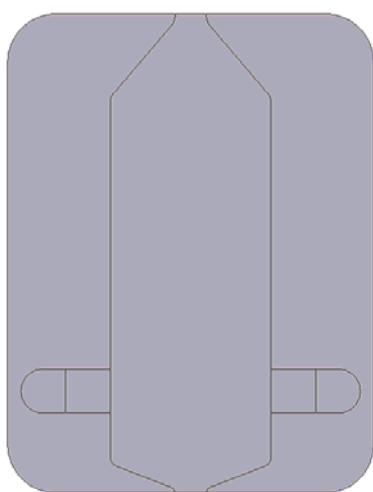


a) projetado



b) fabricado

Fig. 8.26 – Vista isométrica do bocal fabricado.

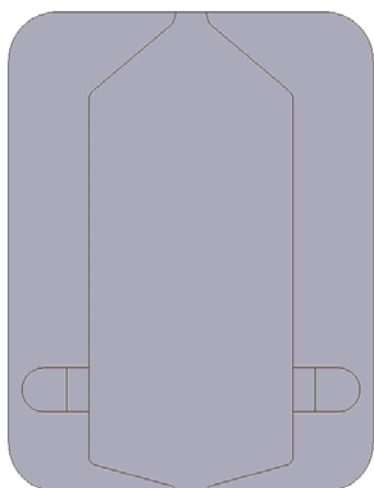


a) projetado



b) fabricado

Fig. 8.27 – Vista de topo do módulo interno com canal de 36mm de largura fabricado.

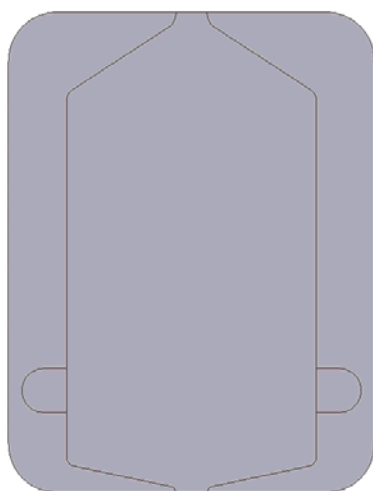


a) projetado



b) fabricado

Fig. 8.28 – Vista de topo do módulo interno com canal de 46mm de largura fabricado.



a) projetado



b) fabricado

Fig. 8.29 – Vista de topo do módulo interno com canal de 56mm de largura fabricado.



Fig. 8.30 – Vista de topo das carenagens fabricadas.

8.6 Alimentação elétrica do modelo

O protótipo a ser ensaiado é alimentado com corrente alternada controlada. A tensão de alimentação, fornecida por um gerador de funções, é do tipo senoidal.. Esta tensão é aplicada diretamente aos terminais do atuador bilaminar e pode ter a frequência ajustada para o valor desejado, de forma a coincidir com a frequência de ressonância previamente obtida da simulação acústica. O terra é comum às duas camadas cerâmicas do atuador.

8.7 Procedimento Experimental

Após fabricar as peças do protótipo e determinados os ensaios que serão realizados é possível dar início a preparação da bancada experimental, composta pelo protótipo, equipamentos de medição (impedômetro e medidor de vazão) e pelos recipientes que servirão para acomodar o protótipo.

O protótipo é montado com a carenagem que irá ser submetida ao ensaio. Devido a grande necessidade de realizar a troca das carenagens durante os ensaios, a fixação da carenagem no atuador é feita com auxílio de uma fita adesiva. O uso da fita adesiva permite que a troca de carenagens seja realizada de maneira fácil e sem danificar o atuador piezelétrico.

Após fixar a carenagem, o atuador é acomodado no interior do módulo interno projetado para a carenagem escolhida, conforme indicado no item 8.3. Os conectores elétricos do atuador são ligados e isolados com fita isolante de maneira a evitar que ocorram curtos circuitos. O módulo interno é colocado entre as carcaças inferior e superior, juntamente com a vedação. Com o protótipo montado, pode-se preencher o meio com o fluido de trabalho (água) e iniciar a coleta de dados.

O primeiro procedimento a ser feito é a realização da varredura da resposta em frequência do protótipo com auxílio de um impedômetro, obtendo uma curva de impedância elétrica em função da frequência para o modelo. Para todas as carenagens será realizado o levantamento das curvas de impedância elétrica no ar e na água. Após coletados os dados, é possível determinar as frequências de ressonância e anti-ressonância do conjunto atuador-carenagem e, desta forma, determinar possíveis frequências de excitação que produzam uma maior vazão. Os

valores obtidos nesta análise é utilizada na obtenção das vazões de cada modelo, e podem ser comparados aos obtidos na simulação computacional.

A seguir, é realizada a determinação da vazão gerada pelo protótipo, para isto é utilizado o medidor de vazão. O atuador em conjunto com a carenagem é colocado para operar na frequência de ressonância, e os dados da medida da vazão são obtidos. A medição da vazão fornecida pela bomba de fluxo é feita através da tomada da velocidade máxima do escoamento no interior de um duto cilíndrico de dimensões conhecidas (Fig. 8.31).



Fig. 8.31 – Medidor de vazão.

O cálculo da vazão é feito através da medição do tempo decorrido para que o líquido percorra a extensão duto. Pela condição de continuidade, a vazão que atravessa o duto é a mesma que atravessa o canal e, portanto, corresponde à vazão gerada pela bomba de fluxo. Para facilitar a medição do tempo é utilizado um corante diluído em água, permitindo que o escoamento do fluido se torne visível dentro do canal e do duto cilíndrico. O escoamento é laminar, considerando a faixa de Reynolds e, portanto, pode-se calcular a vazão média por:

$$Q = \frac{V_{\max} \cdot \text{Area}_{\text{duto}}}{2} \quad (8.1)$$

9 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A caracterização experimental foi realizada para todos os modelos de carenagem analisados no item 7.2, e para os modelos apresentados no item 3.1 deste trabalho.

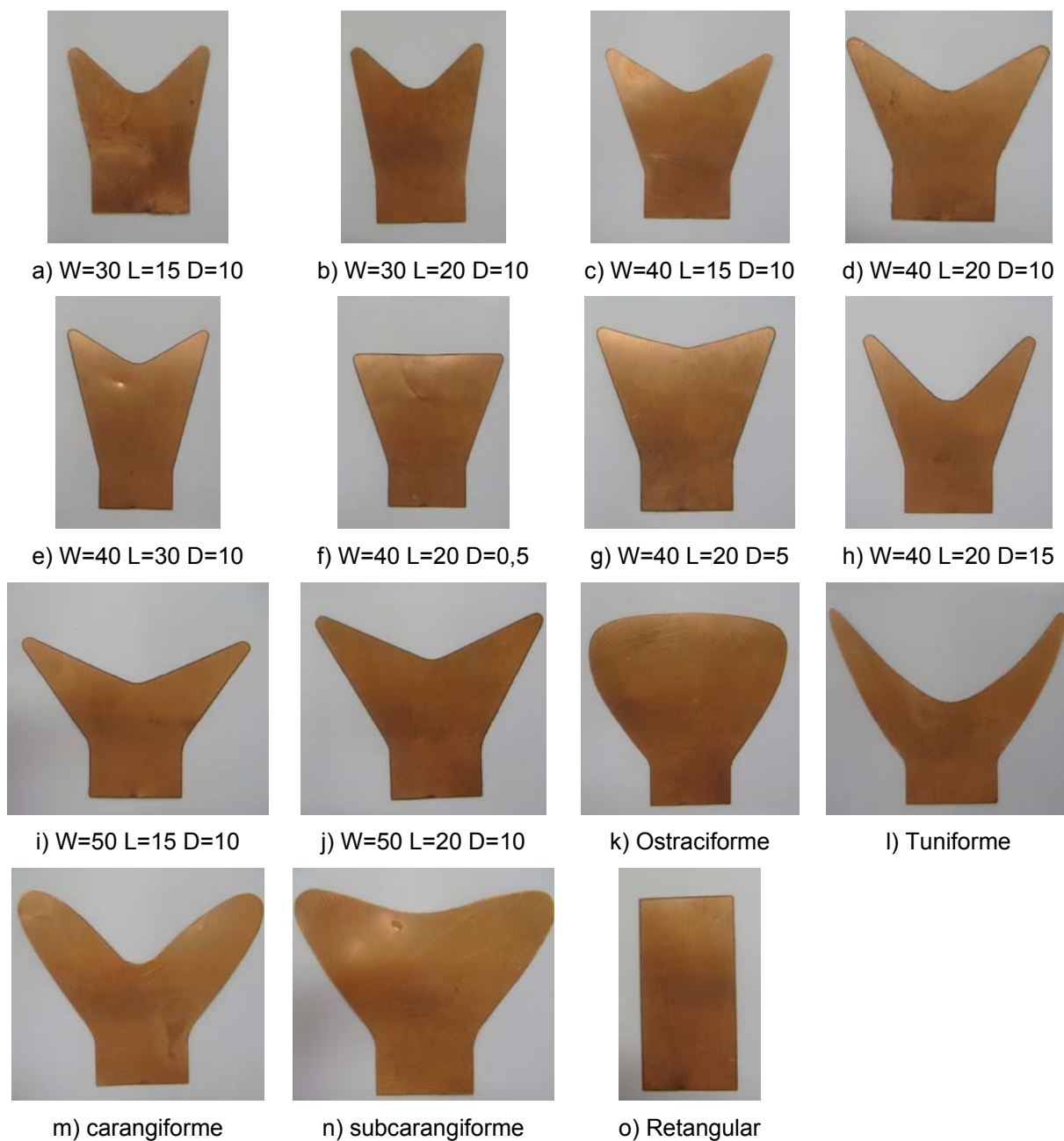


Fig. 9.1 – Modelos de carenagem testados.

Os testes realizados com o protótipo fabricado (apresentado no item 8.5), revelaram alguns problemas no projeto que influenciam de forma decisiva no desempenho do atuador.

9.1 Problemas Enfrentados na Realização dos Ensaios

a) Falta de Rigidez no Engaste

As primeiras tentativas de ensaio da bomba falharam devido a baixa amplitude de vibração do atuador piezelétrico. Alguns testes mostraram que a forma como o atuador estava fixado ao engaste, aliado a baixa rigidez do acrílico, que servia como apoio para o engaste, estava reduzindo as vibrações do atuador. Este fato foi descoberto através da comparação da frequência de ressonância do conjunto formado pelo atuador e pelo engaste no ar e na água. A grande diferença obtida entre os valores indicou a existência de algum problema relacionado a rigidez do engaste.

A solução encontrada para este problema foi melhorar a forma de fixação do atuador ao engaste, e aumentar a pressão exercida no acrílico para que ele pudesse manter o engaste posicionado de maneira mais eficiente, reduzindo assim os efeitos da baixa rigidez. O aumento da rigidez pôde ser observado através de nova comparação entre a frequência de ressonância no ar e na água do conjunto formado pelo atuador e pelo engaste. Após a alteração, os valores se apresentaram mais próximos que os valores obtidos anteriormente às alterações.

b) Ocorrência de Recirculação de Água no Duto

Após aumentar a rigidez do engaste novos testes foram realizados, e um novo problema foi identificado. Conforme o fluxo de água se aproximava da região do canal em que se iniciava o estreitamento para a região do bocal, ocorria a recirculação da água provocada pelo surgimento de vórtices (Fig. 9.1). Este efeito provoca um contra-fluxo que anula a vazão da bomba piezelétrica de fluxo. Uma análise mais detalhada mostrou que este fenômeno ocorria porque a região central da carenagem contribuía com um fluxo muito superior ao fornecido pelas extremidades da carenagem, que em alguns casos contribuía com um fluxo de água contrário ao do centro da carenagem. A descoberta deste problema foi bastante

surpreendente uma vez que o que foi imaginado no início deste trabalho era que as extremidades da carenagem contribuiriam de forma muito superior à região central da carenagem para a geração de fluxo de água.

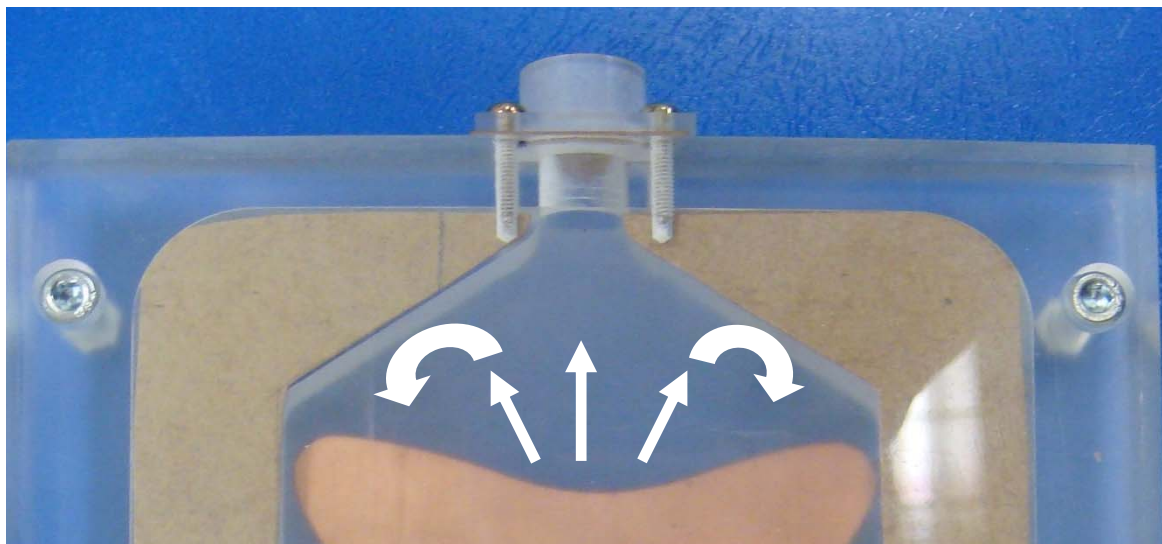


Fig. 9.2 – Ocorrência de recirculação do fluxo de água na região do estreitamento do canal.

A solução para este problema seria reduzir o ângulo de fechamento do duto até atingir a região do bocal, entretanto isto não foi possível de ser feito no protótipo fabricado. A solução adotada foi abandonar o protótipo e realizar testes em uma bancada experimental que permitisse que modificações no formato do canal fossem efetuadas de maneira rápida (Fig. 9.3).



Fig. 9.3 – Bancada Experimental.

9.2 Resultados Obtidos

Os resultados obtidos da caracterização experimental consistem basicamente nas curvas de impedância elétrica levantadas para cada carenagem e os respectivos valores de vazão obtidos pelo medidor de vazão.

9.2.1 Impedância Elétrica

Conforme dito no item 8.7 foram realizados, para cada carenagem, levantamentos da impedância elétrica no ar e na água. Os resultados obtidos são apresentados nos Gráficos 9.1 a 9.16, lembrando que as dimensões seguem o modelo da Fig. 7.174. A faixa de frequências adotada tem início em 100Hz (frequência mínima do aparelho) e término em 1200Hz.

Os valores obtidos nesta análise servem de entrada para a obtenção das vazões para cada modelo, conforme descrito no próximo item.

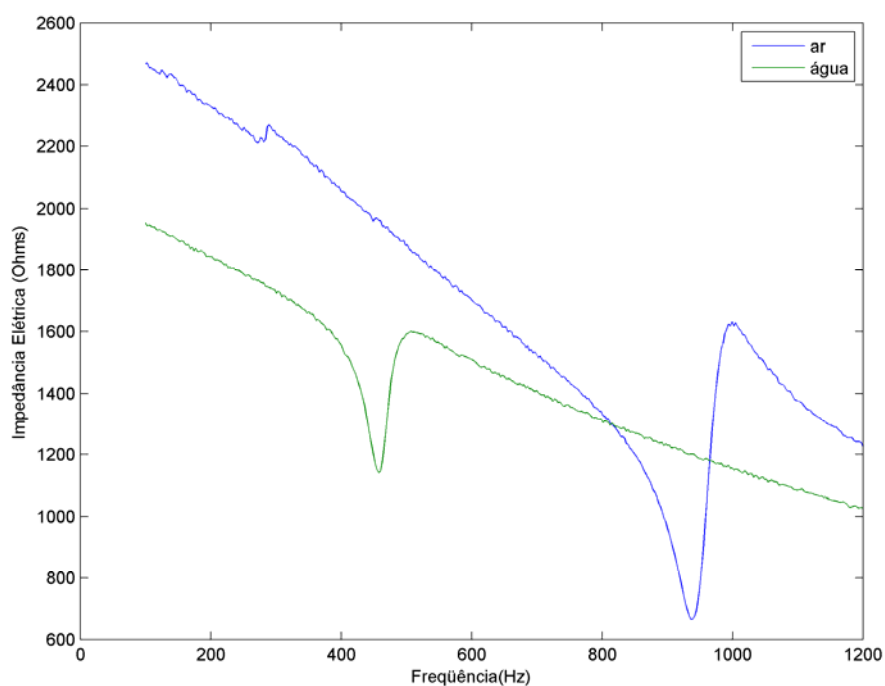


Gráfico. 9.1 - Curva de Impedância do atuador para o meio Ar e Água.

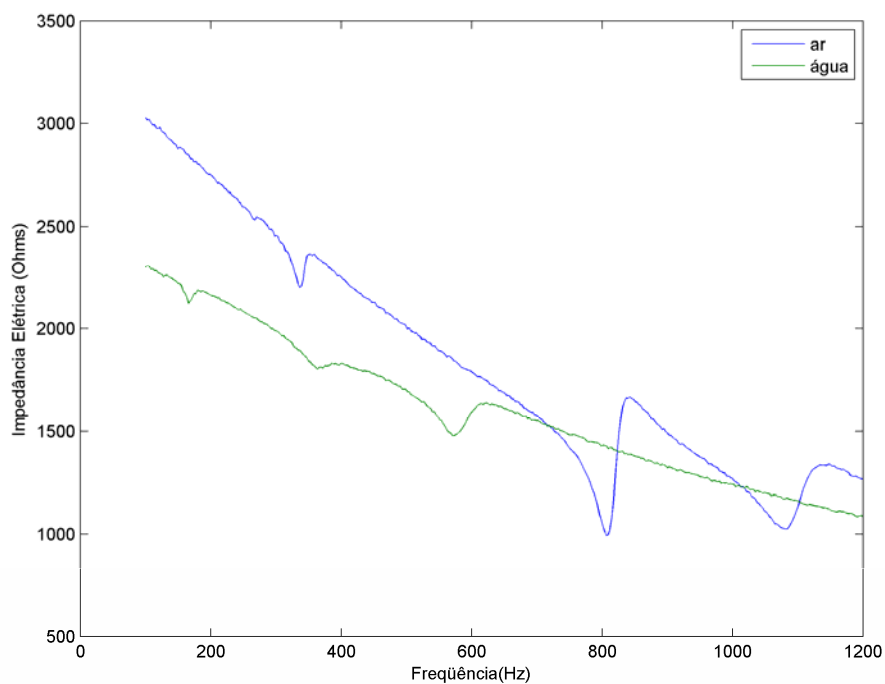


Gráfico. 9.2 - Curva de Impedância da carenagem (W=30, L=15 e D=10) para o meio Ar e Água.

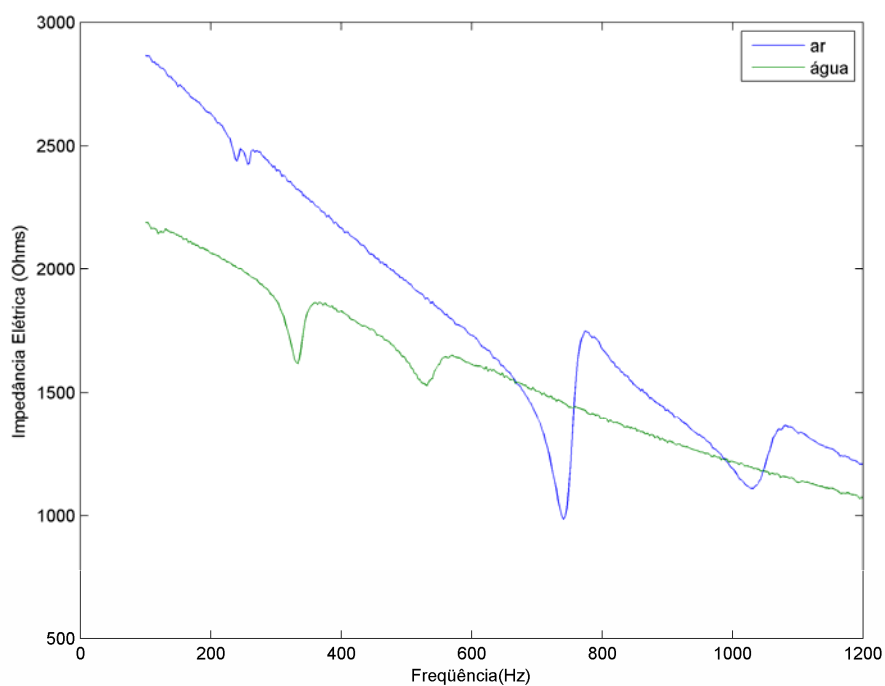


Gráfico. 9.3 - Curva de Impedância da carenagem (W=30, L=20 e D=10) para o meio Ar e Água.

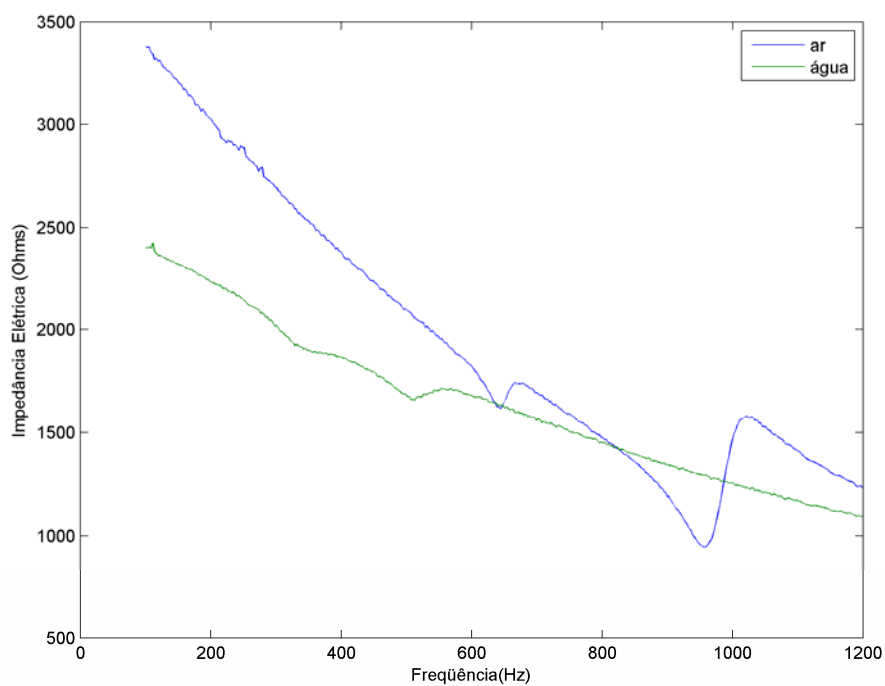


Gráfico. 9.4 - Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=15 e D=10) para o meio Ar e Água.

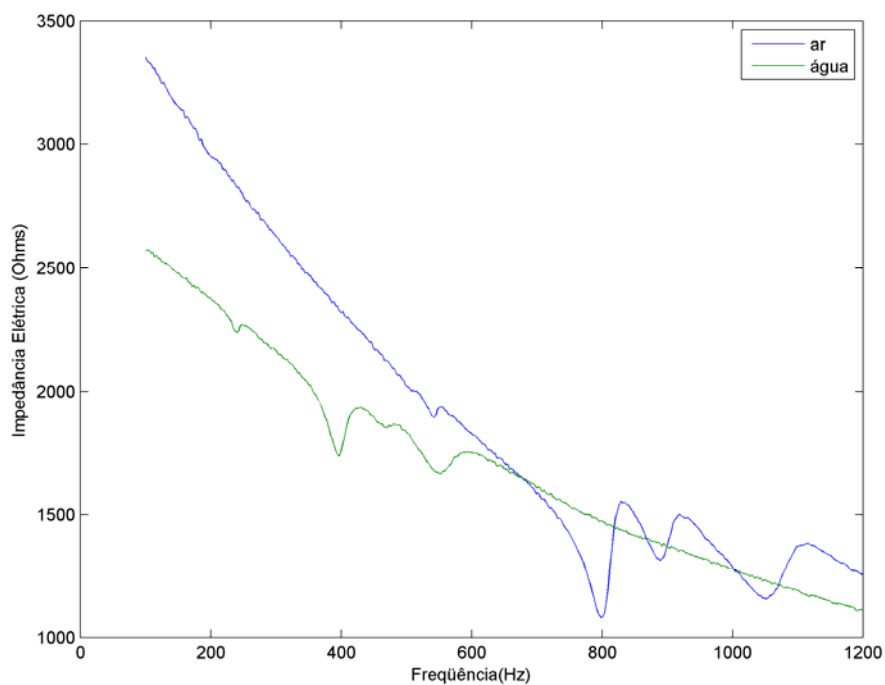


Gráfico. 9.5 - Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=20 e D=10) para o meio Ar e Água.

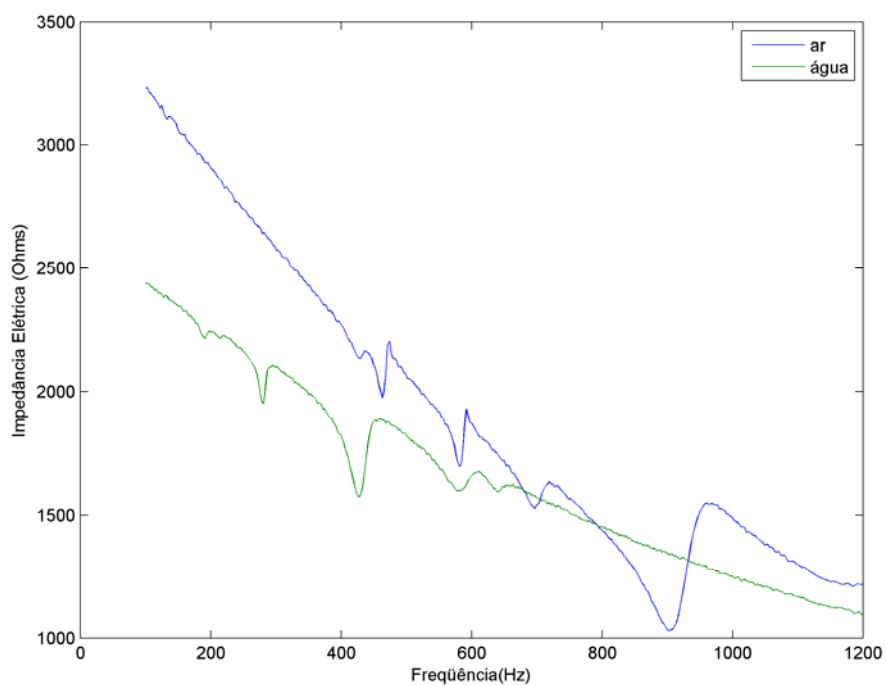


Gráfico. 9.6 - Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=30 e D=10) para o meio Ar e Água.

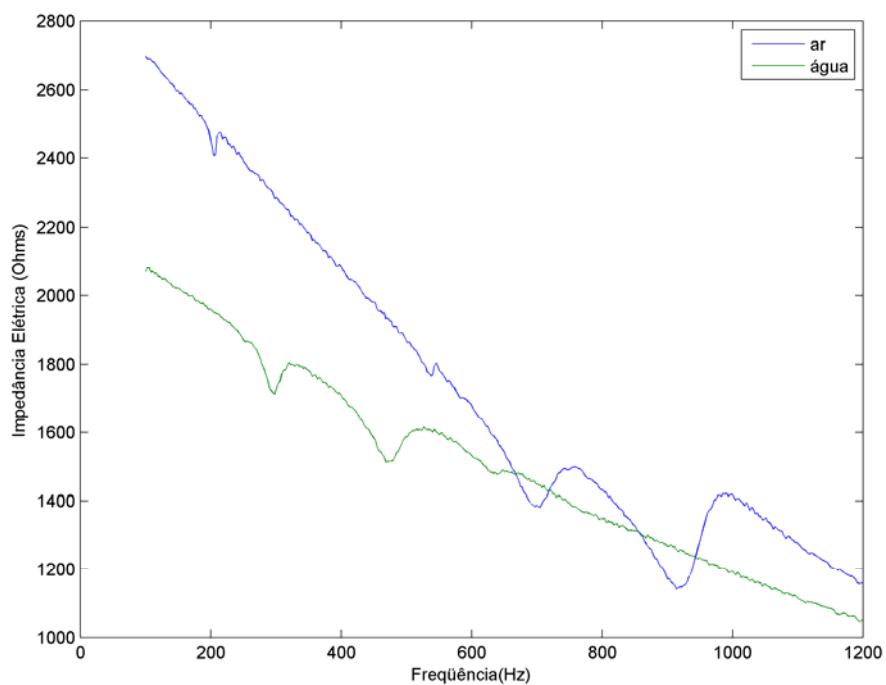


Gráfico. 9.7 - Curva de Impedância da carenagem (W=40, L=20 e D=0,5) para o meio Ar e Água.

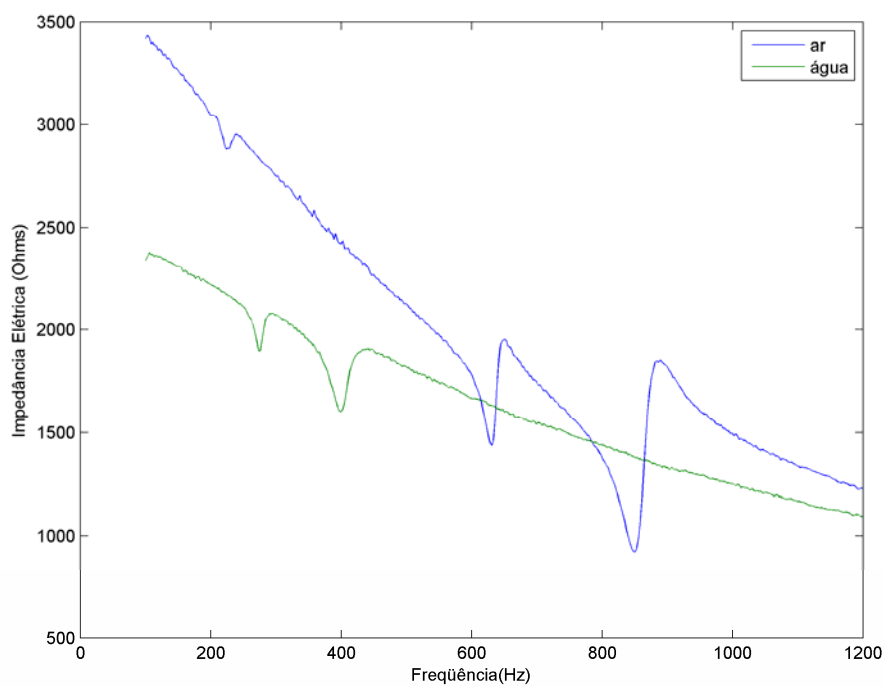


Gráfico. 9.8 - Curva de Impedância da carenagem ($W=40$, $L=20$ e $D=5$) para o meio Ar e Água.

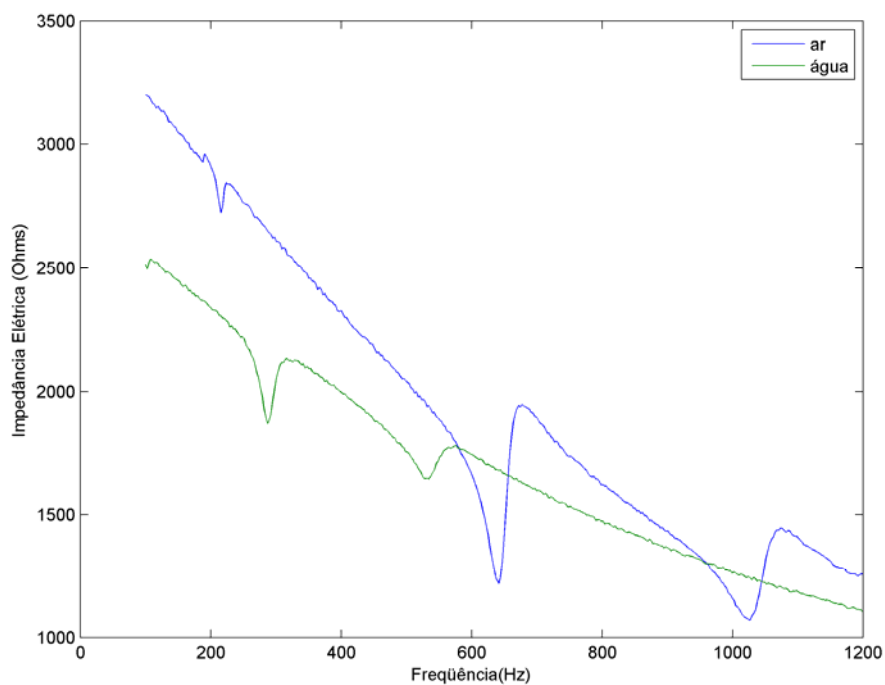


Gráfico. 9.9 - Curva de Impedância da carenagem ($W=40$, $L=20$ e $D=15$) para o meio Ar e Água.

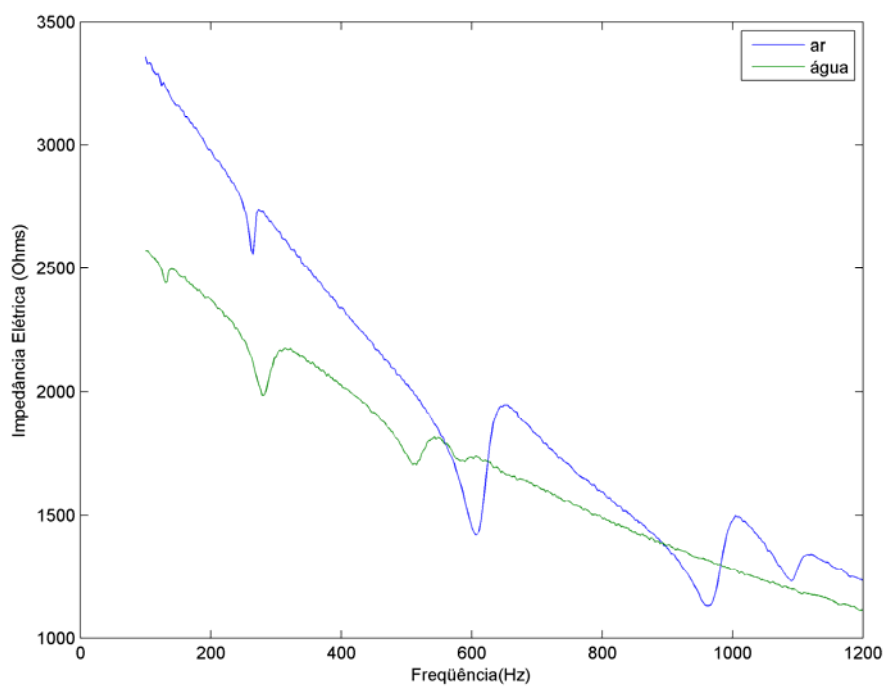


Gráfico. 9.10 - Curva de Impedância da carenagem (W=50, L=15 e D=10) para o meio Ar e Água.

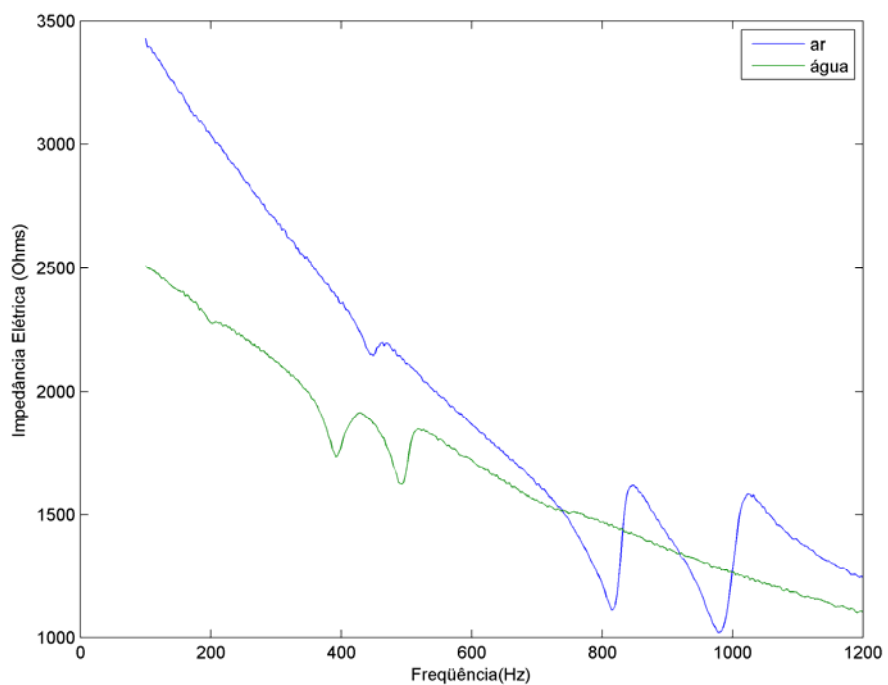


Gráfico. 9.11 - Curva de Impedância da carenagem (W=50, L=20 e D=10) para o meio Ar e Água.

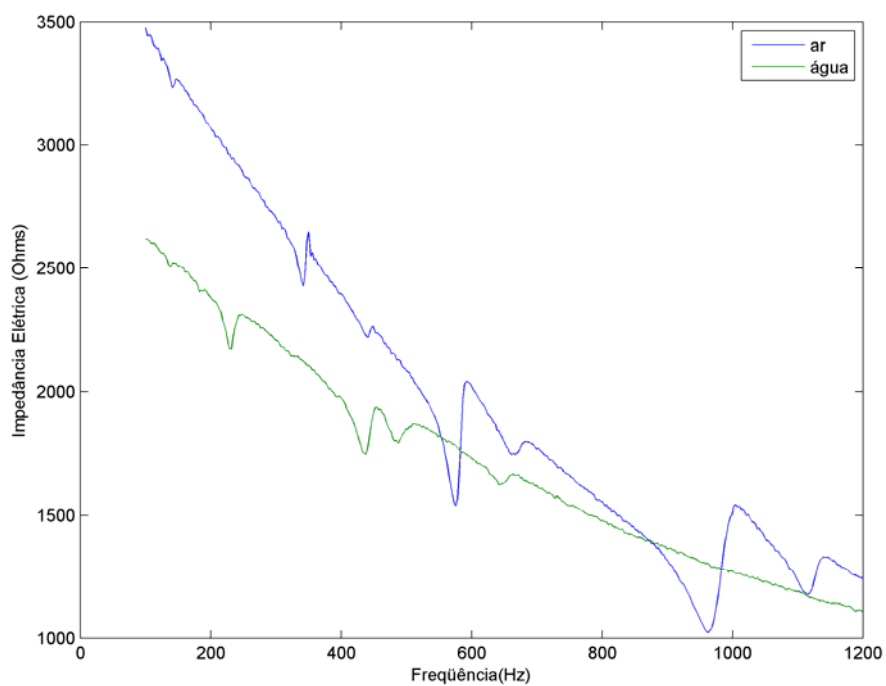


Gráfico. 9.12 - Curva de Impedância da carenagem ostraciforme para o meio Ar e Água.

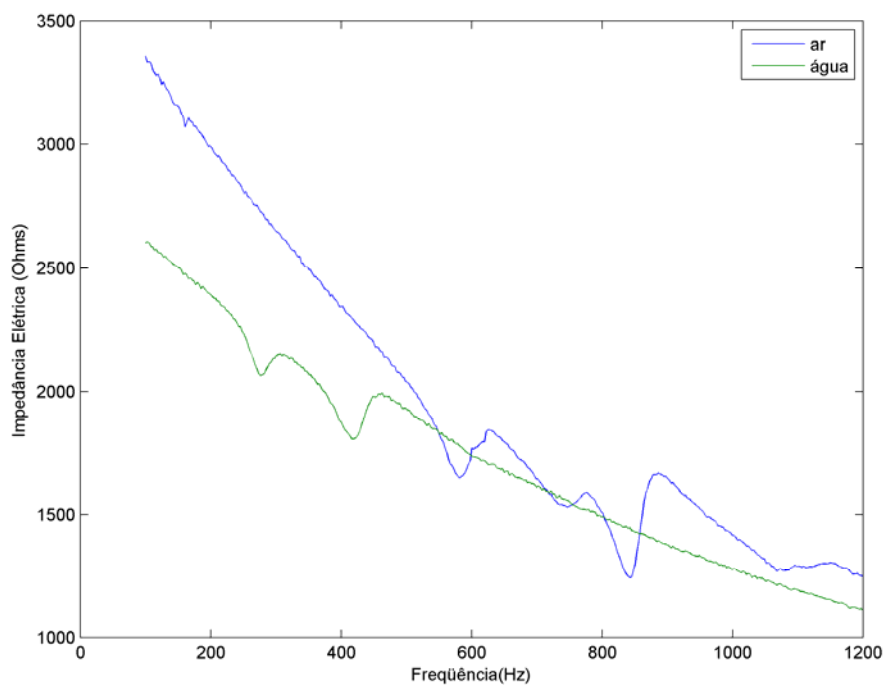


Gráfico. 9.13 - Curva de Impedância da carenagem tuniforme para o meio Ar e Água.

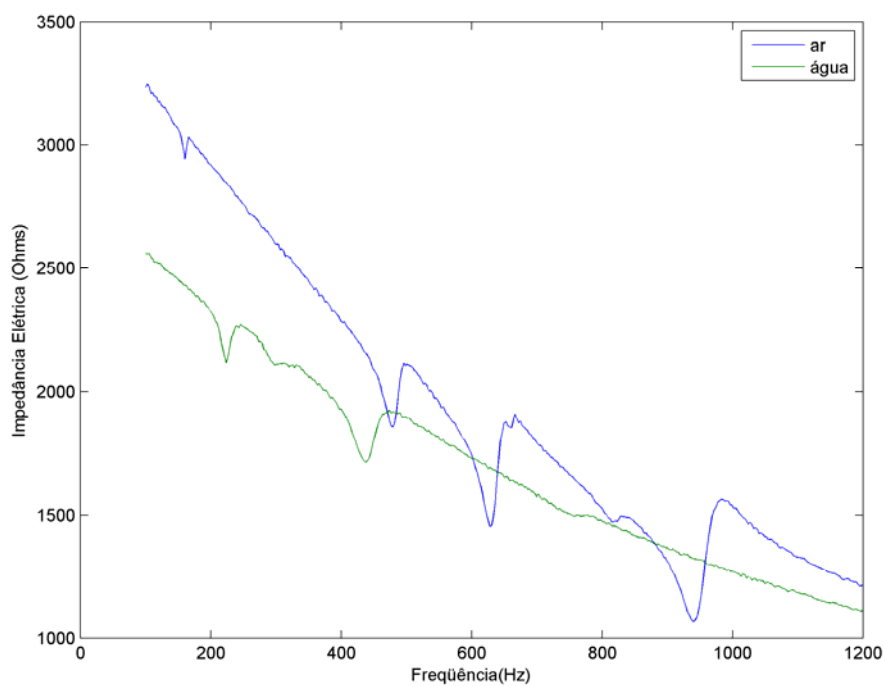


Gráfico. 9.14 - Curva de Impedância da carenagem carangiforme para o meio Ar e Água.

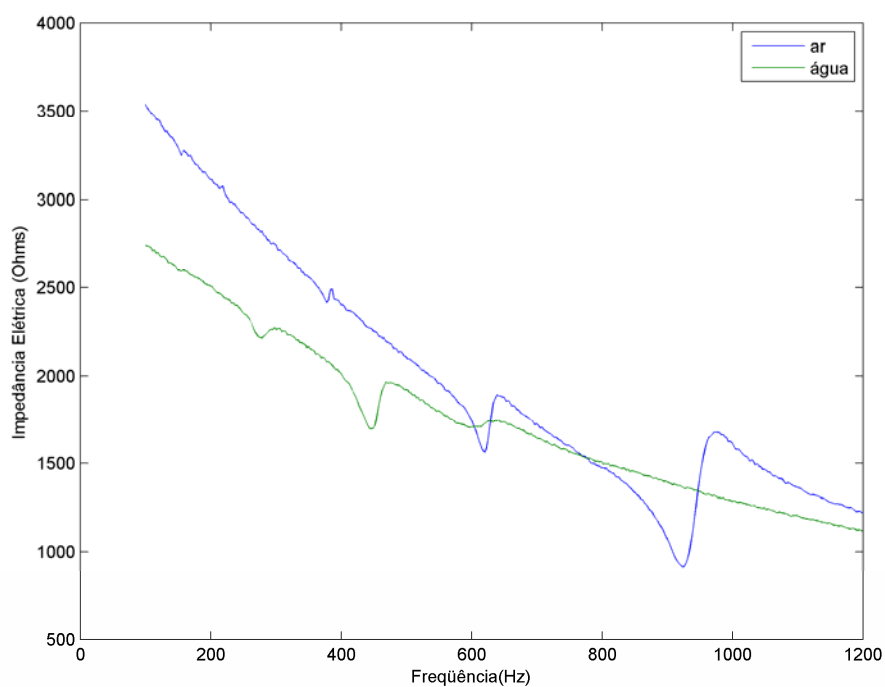


Gráfico. 9.15 - Curva de Impedância da carenagem subcarangiforme para o meio Ar e Água.

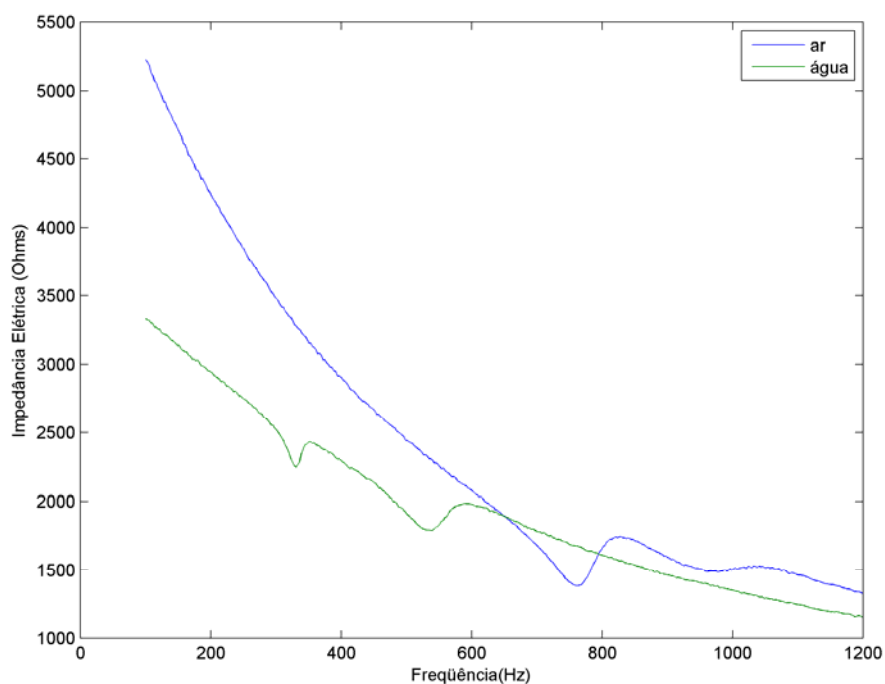


Gráfico. 9.16 - Curva de Impedância da carenagem retangular para o meio Ar e Água.

Pode-se comparar as curvas de impedância, levantadas experimentalmente, com os valores esperados, oriundos da simulação computacional para os 2 casos, nos quais foi levantado o espectro completo, sendo eles o atuador de dimensões $W=30$, $L=15$ e $D=10$ e o atuador $W=40$, $L=15$ e $D=10$, tanto para o ar quanto para a água. Pode-se constatar que os valores de frequência de ressonância obtidos na água, nestes 2 casos, são razoavelmente próximos dos obtidos em simulação (Tabela 9.1). Porém, devido a questões construtivas, o modelo ensaiado experimentalmente foi modificado em relação às simulações, principalmente no que se refere ao formato do canal. Essa alteração causou em alguns casos disparidades, como se pode verificar comparando para os demais modelos.

Tabela 9.1 – Comparação das Frequências de ressonância obtidas na simulação e através da curva de impedância para os modelos imersos em água.

W	L	D	Freq. Simulação (Hz)	Freq. Experimental (Hz)
40	20	10	369,0	380
40	15	10	446.5	460
40	30	10	274.0	250
50	20	10	330.0	485
30	20	10	412.0	520
40	20	0.5	358.0	290
40	20	5	358.0	385
40	20	15	396.0	550
30	15	10	529.0	550
50	15	10	393.0	490

9.2.2 Determinação da Vazão

A Fig. 9.4 (a) ilustra a primeira montagem do duto, com o atuador e o medidor de vazão ao final do canal. Os resultados obtidos para este duto (a), para cada modelo, estão descritos na Tabela 9.2. Cabe ressaltar que estes resultados refletem às frequências que apresentaram melhor desempenho em termos de vazão.

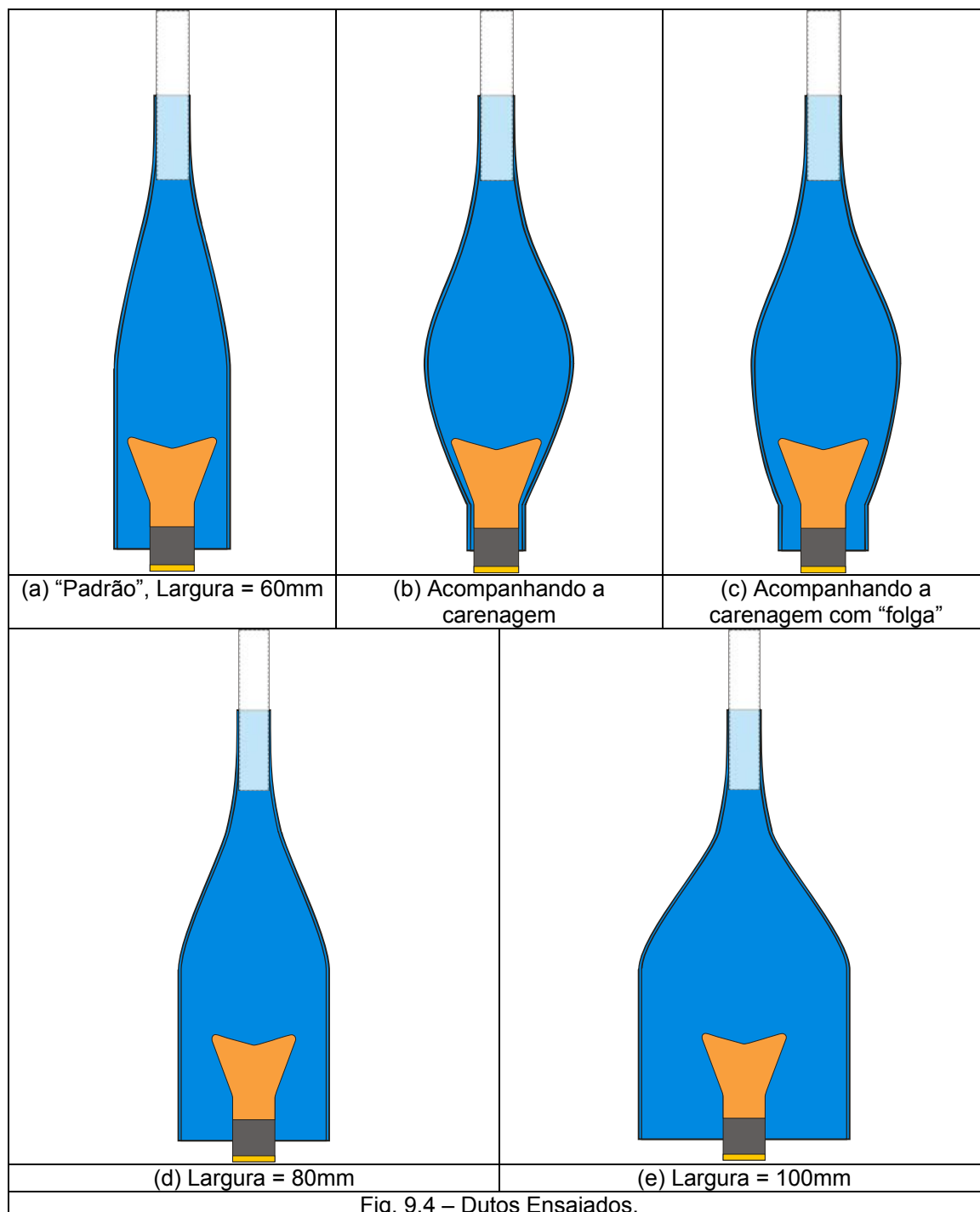


Fig. 9.4 – Dutos Ensaçados.

Tabela 9.2 – Resultados obtidos para o primeiro duto ensaiado (fig. 9.17a).

W	L	D	F (Hz)	Vazão Média (ml/min)
atuador			414	81,4
40	20	10	287	86,4
40	15	10	350	21,9
40	30	10	319	66,3
50	20	10	492	25,4
30	20	10	---	---
40	20	0,5	309	114,0
40	20	5	395	79,2
40	20	15	112	19,0
30	15	10	22	27,7
50	15	10	309	19,3

Durante os primeiros ensaios realizados foi possível constatar a influência das dimensões e do formato do canal nas medições. Desta forma decidiu-se realizar ensaios com diferentes formatos para o duto, apesar de este não ser o escopo inicial do projeto. Foram realizados testes com dutos que acompanhassem o formato das caudas de forma a tentar aproveitar melhor os vórtices gerados pelas pontas das carenagens. Foram realizados testes com os dutos da Fig. 9.4 (b) e (c) utilizando-se as carenagens que obtiveram melhor desempenho no ensaio inicial. Os resultados estão apresentados nas Tabelas 9.3 e 9.4.

Tabela 9.3 – Resultados obtidos para o segundo duto ensaiado (fig. 9.17b).

W	L	D	F (Hz)	Vazão Média (ml/min)
atuador			422	114,0
40	20	10	390	35,0
40	30	10	304	83,0
40	20	0,5	309	135,7
40	20	5	382	95,0
30	15	10	421	46,0

Tabela 9.4 – Resultados obtidos para o terceiro duto ensaiado (fig. 9.17c).

W	L	D	F (Hz)	Vazão Média (ml/min)
	atuador		414	118,8
40	20	0.5	309	142,5
40	20	5	382	95,0

Foi estudada a influência da largura de entrada do canal, na região em que o atuador fica confinado. Para tanto foram estudados os canais da Fig. 9.4 (d) e (e), com larguras de, respectivamente, 80 e 100mm, além do canal inicial, de aproximadamente 60 mm. Estes ensaios foram realizados com a carenagem que se mostrou mais eficiente em termos de vazão, tendo ela $W = 40$, $L = 20$ e $D = 0,5$. Os resultados são apresentados no Gráfico 9.17.

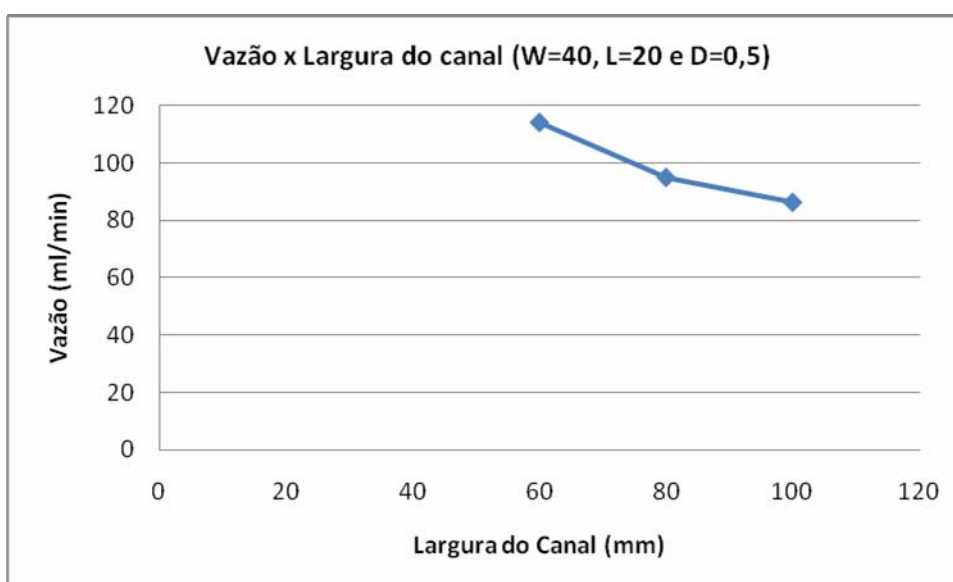


Gráfico. 9.17 - Vazão gerada em função da largura do canal na região da carenagem.

O melhor resultado foi obtido nos ensaios utilizando o atuador de dimensões $W=40$, $L=20$ e $D=0,5\text{mm}$ (Fig. 7.24 e Fig.9.1 f), em especial na condição de duto acompanhando o formato do atuador, no qual obteve um desempenho uma vazão de 142ml/min. Percentualmente, a carenagem teve um ganho em relação ao atuador sozinho de aproximadamente 20% em vazão, nas condições citadas anteriormente. Com o canal de largura 60mm o ganho percentual chega a ser de quase 40%, porém neste caso, a vazão obtida é de 114ml/min.

10 CONCLUSÕES

A simulação computacional utilizando MEF mostrou-se bastante útil na análise do comportamento do sistema. Porém, a análise mostrou-se muito complexa, envolvendo muitas considerações importantes para utilização da simulação computacional.

Ao final deste projeto pôde-se concluir que a utilização de carenagens aplicadas sobre o atuador bilaminar piezelétrico aplicado em bombas de fluxo pode ser vantajosa em alguns casos. Os resultados obtidos mostram que esse tipo de extensão pode ter efeitos diversos no desempenho de bombas de fluxo piezelétricas de princípio oscilatório.

Em alguns casos, a aplicação de uma carenagem sobre o atuador atua de modo oposto ao que era inicialmente esperado, diminuindo consideravelmente a vazão gerada pelo atuador. Isso se deve principalmente às interações entre os vórtices gerados pelo conjunto atuador-carenagem e as paredes do canal condutor do fluxo. Pôde-se constatar que em muitos casos os vórtices criados causavam a recirculação do fluido dentro do canal, chegando a gerar, em alguns casos, um escoamento no sentido contrário. Os vórtices em recirculação acabam por gerar muitas perdas no fluxo, refletindo assim na diminuição da vazão. Estes problemas levaram à necessidade de modificação do formato do canal original na tentativa de minimizar a formação destes vórtices desfavoráveis, conforme mostrado (item 9).

Outra constatação importante refere-se ao sistema de fixação do atuador e dos materiais empregados para tal função. Concluiu-se que este sistema deve apresentar alta rigidez para não comprometer o desempenho da bomba de fluxo, pois, caso contrário, a amplitude de oscilação será bastante reduzida o que conseqüentemente resultará na diminuição da vazão.

O mais importante, entretanto, é que foi possível obter efeitos favoráveis em alguns casos, nos quais a aplicação de uma carenagem propiciou um aumento na vazão gerada. Este aumento foi considerável, chegando a apresentar ganhos de até 40% no desempenho em vazão da bomba de fluxo, o que torna a utilização de carenagens muito vantajosa e de grande contribuição.

A utilização da simulação computacional acústica mostrou-se importante na determinação das freqüências e modos de vibração do atuador. Cabe ressaltar que,

devido a alterações realizadas no protótipo com o intuito de minimizar os efeitos dos vórtices causadores da recirculação, o modelo simulado apresentou uma significativa diferença em relação ao testado experimentalmente, principalmente no que se refere ao formato do canal. Este fator causou algumas disparidades entre as frequências obtidas a partir da simulação e aquelas obtidas experimentalmente.

A fabricação e caracterização experimental mostraram-se vitais à conclusão deste projeto e possibilitaram a visualização de efeitos e fenômenos até então não considerados.

O tema desenvolvido neste projeto mostrou-se bastante amplo e novos parâmetros que influenciam neste processo puderam ser constatados. Dentre eles o principal, sem dúvida, é o formato do canal e a sua influência no desempenho do atuador, os quais, por não fazerem parte do escopo deste projeto, foram abordados de forma mais superficial.

Como sugestões para estudos futuros, os autores deste trabalho recomendam uma análise mais aprofundada da influência do formato do canal no desempenho das bombas de fluxo oscilatórias, através de análises fluídicas, o que contribuiria de forma muito importante para atingir um conhecimento mais amplo sobre este tópico. E finalmente sugere-se um estudo sobre a possibilidade de miniaturização deste sistema para a obtenção de um aparato mais compacto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS; **Release 10.0 Documentation for ANSYS**. ANSYS, 2005.

AÇIKALIN, T.; RAMAN, A.; GARIMELLA, S. V. **Two-dimensional streaming flows induced by resonating, thin beams**. *J. Acoustical Society of America*, v. 114 (4), pp. 1785–1795, 2003.

BAINBRIDGE, R. **Caudal fin and body movement in the propulsion of some fish**. *Journal of Experimental Biology* 40:1963, pp. 23–56.

BASAK, S.; RAMAN, A.; GARIMELLA, S. V. **Dynamic response optimization of piezoelectrically excited thin resonant beams**. *Transactions of the ASME – Journal of Vibrations and Acoustics*, v. 127, pp. 18–27, 2005.

BISHOP, R. H. **The Mechatronics Handbook**; First Edition: USA: CRC Press, 2006. 1272 p.

BÜRMANN P., RAMAN A. GARIMELLA S. V. **Dynamics and topology optimization of piezoelectric fans**. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, v. 25, pp. 592–600, 2003.

CAPPELLERI, D. J., FRECKER, M.I., AS SIMPSON, T.W. **Optimal design of a PZT bimorph actuator for minimally invasive surgery**, *Proc. SPIE - Smart Structures and Materials 2000 - Mathematics and Control in Smart Structures*, Vol.3984, pp.321-335. June 2000.

DENG, X.; AVADHANULA, S. **Biomimetic Micro Underwater Vehicle with Oscillating Fin Propulsion - System Design and Force Measurement**, *Proc. IEEE Micro Electro Mechanical Systems*, International Conference on Robotics and Automation, Barcelona, Spain, April 18–April 22, 2005, pp. 3312- 3317.

DRUCKER, E. G.; LAUDER, G. V. **Locomotor forces on a swimming fish: Three-dimensional vortex wake dynamics quantified using digital particle image velocimetry**. *J. Exp. Biol.* 202: 1999, pp 2393–2412.

GONZÁLEZ, U.F.; MOUSSA, W.A. **Simulation of MEMS piezoelectric micropump for biomedical applications**. Pittsburgh, PA, 2002.

HIRATA, K. **Development of Experimental Fish Robot**, Sixth International Symposium On Marine Engineering, pp.711-714, 2000.

KIM, Y.; WERELY, S.; CHUN, C. **Phase-resolved flow field produced by a vibrating cantilever plate between two endplates**. *Physics of Fluids*, v. 16(1), pp. 145–162, 2004.

KOCH, M., et al, **A novel micromachined pump based on thick-film piezoelectric actuation**. *Proc. IEEE Micro Electro Mechanical Systems*, Chicago, IL, USA, June 16– June 19, 1997, Vol 1, 353-356 vol.1.

LAUDER, G. V. **Function of the caudal fin during locomotion in fishes: kinematics, flow visualization, and evolutionary patterns.** *Am. Zool.* 40, 2000, pp. 101- 122.

LERCH, R. **Simulation of Piezoelectric Devices by Two- and Three-Dimensional Finite Elements,** *IEEE, Transactions on Ultrasonics Ferroelectric and Frequency Control*, Vol. 37, nº2, pp. 237-246, may, 1990.

LIU, J.; HU, H. **Novel mechatronics design for a robotic fish.** Proceedings of the 2005 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS05), Edmonton, Canada, 2005, pp. 2077-2082 .

LOBONTIU, N.; GARCIA, E. **Mechanics of Microelectromechanical Systems;** 1st edition: [S.I.]: Springer, 2006. 405 p.

LOH, B.G.; HYUN, S.; RO, P.I.; KLEINSTREUER, C. **Acoustic Streaming Induced By Ultrasonic Flexural Vibrations and Associated Enhancement of Convective Heat Transfer.** *Journal of the Acoustical Society of America.* Melville, v. 111, f. 2, p. 875-883, fev. 2002.

MALUF, N.; WILLIAMS, K. **An Introduction to Microelectromechanical Systems Engeneering;** Second Edition: [S.I.]: Artech House, 2004. 304 p.

MENG, E., et al, **A check-valved silicone diaphragm pump.** *Proc. IEEE Micro Electro Mechanical Systems*, Miyazaki, Japan, January 23– January 27, 2000, pp. 62–67.

NAKASONE, P.H.; PIRES, R.F. **Estudo da viabilidade de uma bomba de fluxo piezelétrica,** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003. Trabalho de Formatura.

NAKASONE, P.H. **Estudo de viabilidade de uma bomba de fluxo piezelétrica utilizando simulação computacional,** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2006. Tese de Mestrado.

OSTERGAARD, D.F., PAWLAK, T.P. **Three-Dimensional Finite Element for Analysing Piezoelectric Structures,** *Swanson Analysis System, Inc., IEEE, Ultrasonics Symposium*, pp. 639-644, Houston, EUA, 1986.

PEDLEY, T. J.; HILL, S. J. **Large-amplitude undulatory fish swimming: fluid mechanics coupled to internal mechanics.** *J. Exp. Biol.* 202, 1999, pp 3431–3438.

PIRES, R.F.; NAKASONE, P.H.; LIMA, C.R.; SILVA, E.C.N. **A Miniature Bimorph Piezoelectrically Actuated Flow Pump.** *SPIE 13th Annual Symposium on Smart Structures and Materials*, 2006, San Diego. Proceedings of the SPIE 13th Annual Symposium on Smart Structures and Materials. 2006.

SFAKIOTAKIS, M.; LANE, D. M.; DAVIES, J. B. C. **Review of fish swimming modes for aquatic locomotion.** *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, v. 24, n. 2, p. 237–252, 1999.

SINGHAL, V.; GARIMELLA, S. V.; RAMAN, A. **Microscale pumping technologies for microchannel cooling systems.** *Applied Mechanics Reviews*, v. 57, p. 191–221, 2004.

TEYMOORI, M.M.; ABBASPOUR-SANI, E. **Design and Simulation of a novel Electrostatic Peristaltic Micromachined Pump for Drug Delivery Applications,** *Sensors and Actuator A-Physical*, Lausanne, v.117, f.2, p. 222-229, jan. 2005.

TRANTAFYLLOU, G. S.; TRIANTAFYLLOU, M. S.; GROSENBAUGH, M. A. **Optimal thrust development in oscillating foils with application to fish propulsion.** *Journal of Fluids and Structures*, v. 7, n. 2, p. 205–224, 1993.

TRANTAFYLLOU, M. S.; TRIANTAFYLLOU G. S. **An Efficient Swimming Machine.** *Scientific American Magazine*, EUA, march, 1995.

VAN BUSKIRK, J.; MCCOLLUM, S.A. **Influence of tail shape on tadpole swimming performance.** *Journal of Experimental Biology* 203, 2000, pp.2149–2158.

VATANABE, S.L.; CHOI, A. **Estudo De Viabilidade De Bombas De Fluxo Piezelétricas Baseadas Em Princípio Oscilatório,** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2006. Trabalho de Formatura

VIDELER, J. J.; MULLER, U. K.; STAMHUIS, E. J. **Aquatic Vertebrate Locomotion: Wakes from Body Waves.** *Journal of Experimental Biology*, v. 202, n. 23, p. 3423–3430, 1999.

VINHAIS, H. F.; IBRAHIM, R. C.; SILVA, E. C. N. **Simulation of a linear piezoelectric motor by using finite element method.** In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING., São Paulo, 2003. COBEM 2003: proceedings. São Paulo : ABCM, 2003.

WEBBER, D. M.; BOUTILIER, R. G.; KERR, S. R.; SMALE, M. J. **Caudal differential pressure as a predictor of swimming speed of cod (*Gadus morhua*).** *J. Exp. Biol.* 204, 2001, pp. 3561–3570.

WIGUNA, T. ; SYAIFUDDIN, M. ; PARK, H. C. ; HEO, S. **Mechanical design, fabrication and test of biomimetic fish robot using LIPCA as artificial muscle.** Seul, Coréia do Sul : Department of Advanced Technology Fusion, Konkuk University, 2005

ZENGERLE, R., et al. **A Bidirectional Silicon Micropump.** *Proc. IEEE Micro Electro Mechanical Systems*, Amsterdam, the Netherlands, January 29–February 2, 1995, pp. 19–24.

REFERÊNCIAS - Internet

Cantilever Mounted PZT 5A Bimorphs;

Disponível em:< <http://www.morganelectroceramics.com/techpub1.html>>. Acesso em:28 abril 2007;

Design Considerations of Bimorphs;

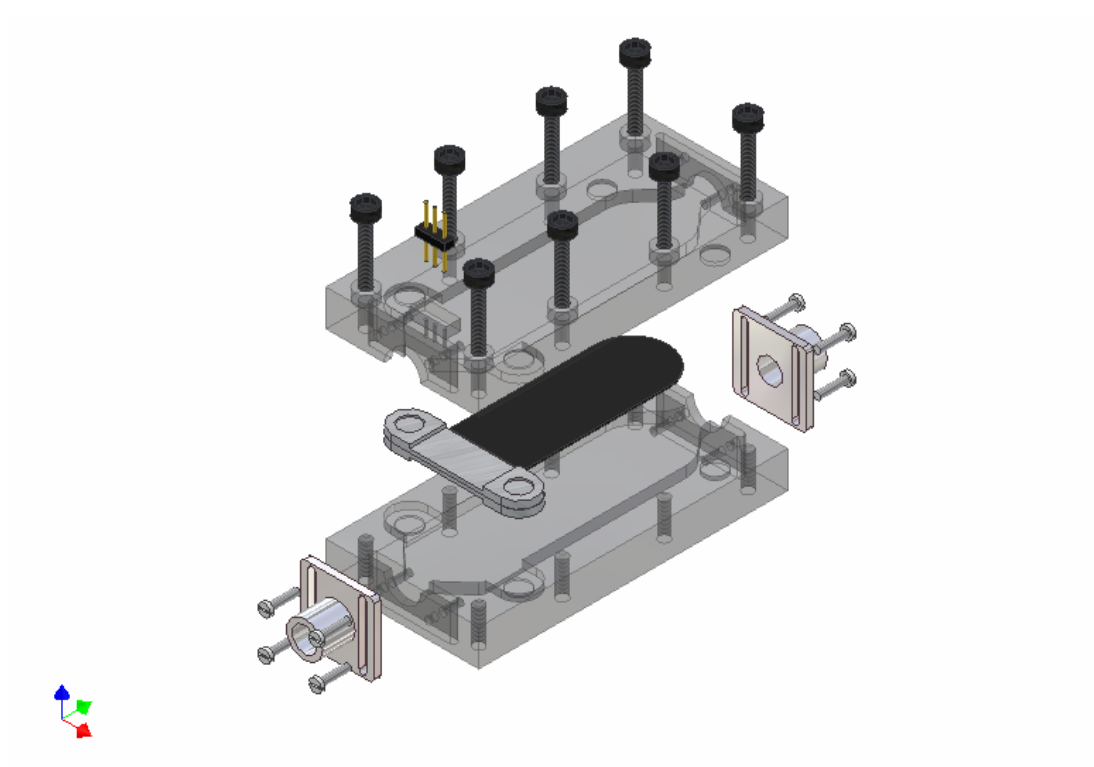
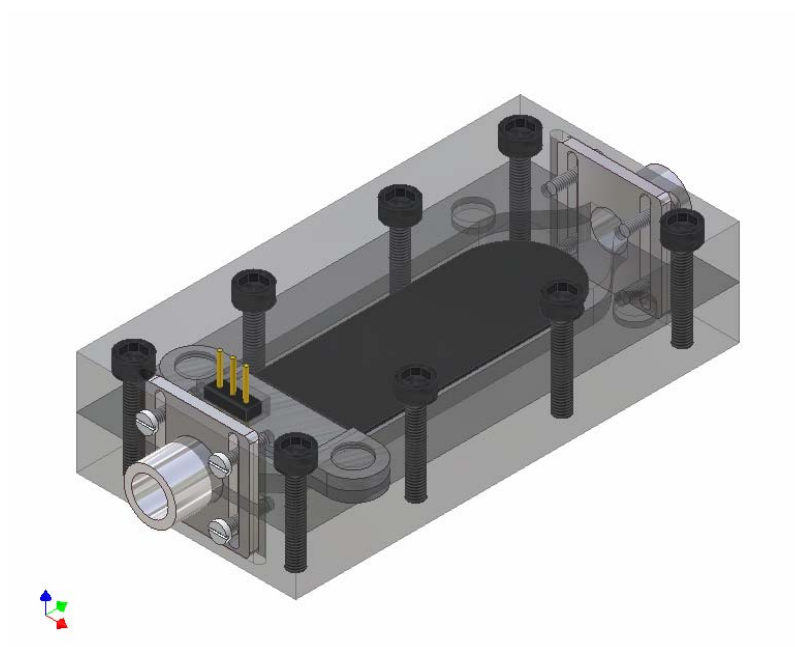
Disponível em:< <http://www.morganelectroceramics.com/techpub1.html>>. Acesso em:11 maio 2007;

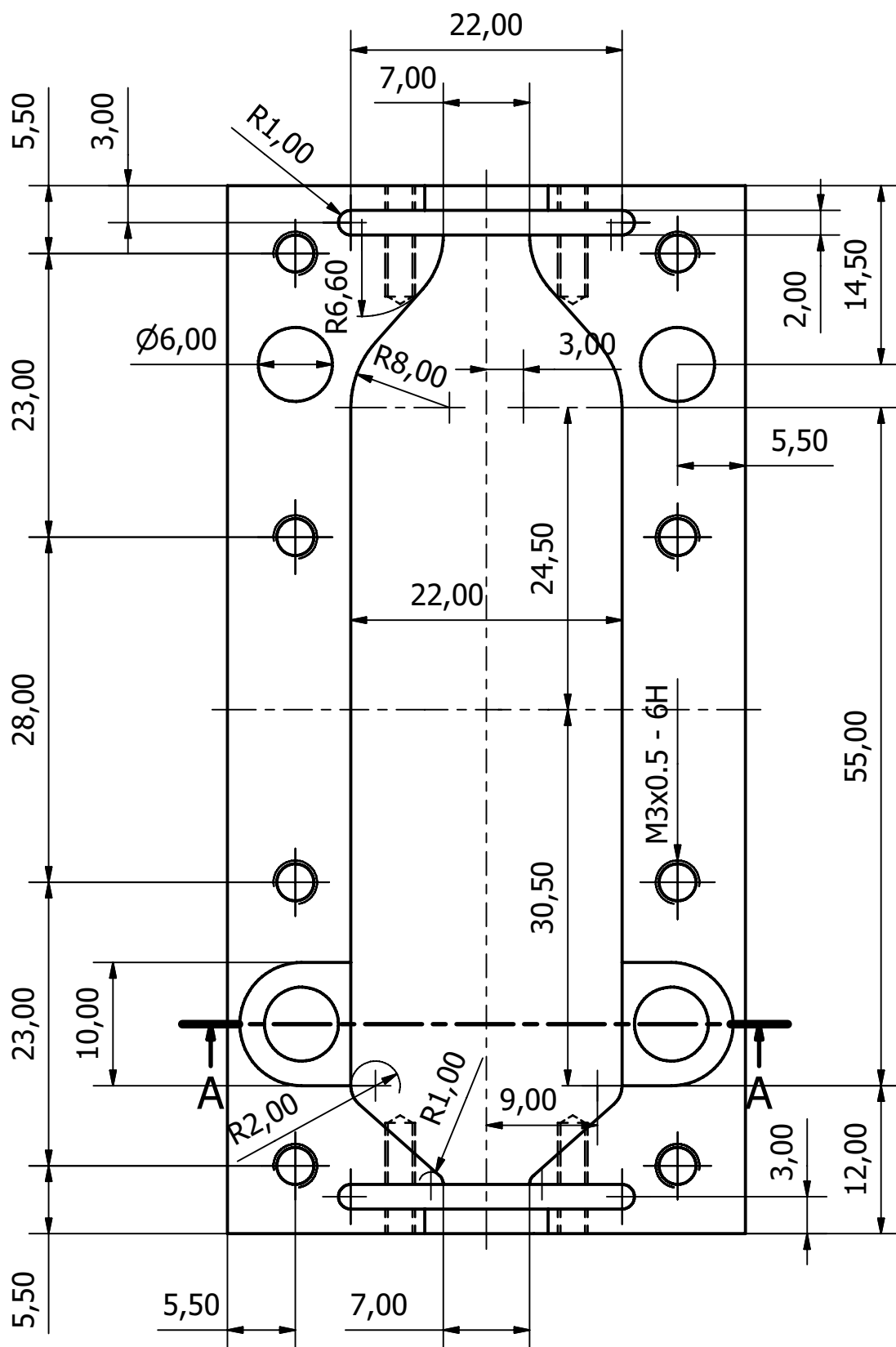
FUJI & CO.(Piezo Science); Disponível em:< <http://www.fuji-piezo.com/>>. Acesso em:12 maio 2007;

Piezoelectric Ceramics - Online Technical Handbook - presented by K. Kusumoto of AIST, Japan; Disponível em:< <http://www.geocities.jp/kusumotokeiji/indexeng.html>>. Acesso em: 29 abril 2007;

Tutorial: Piezoelectrics in Nanopositioning, Designing with Piezoelectric Actuators; Disponível em: < <http://www.physikinstrumente.com/tutorial/>>. Acesso em: 5 maio 2007;

APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS DO PROJETO DA BOMBA DE ALTURA DE CANAL VARIÁVEL

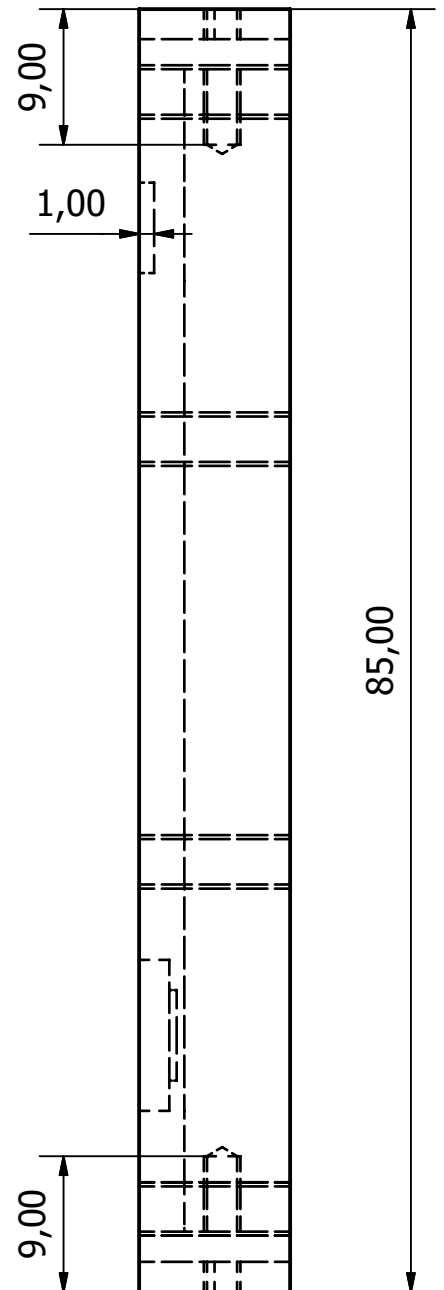
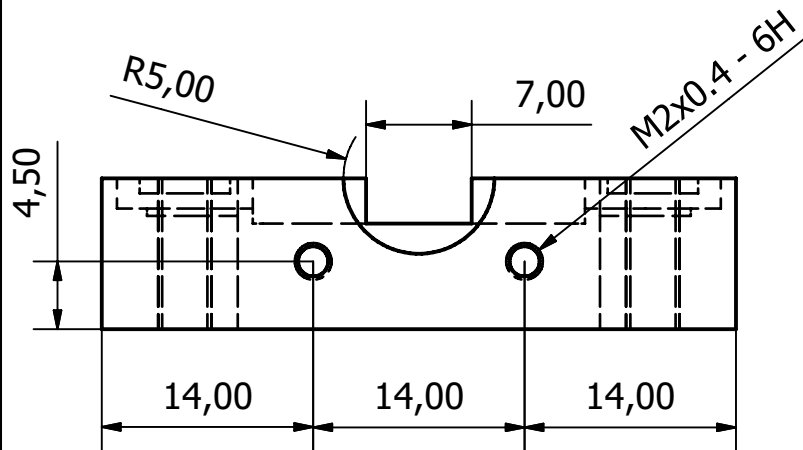
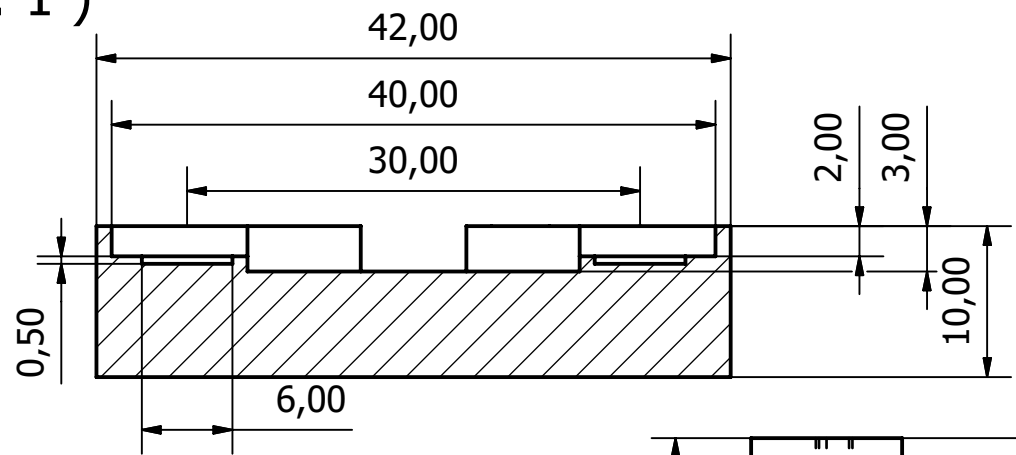




Unidades em mm

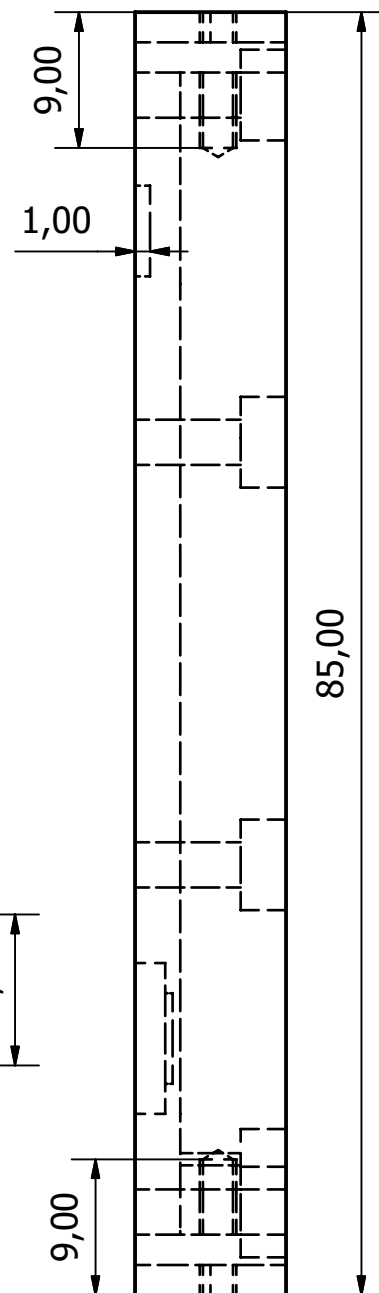
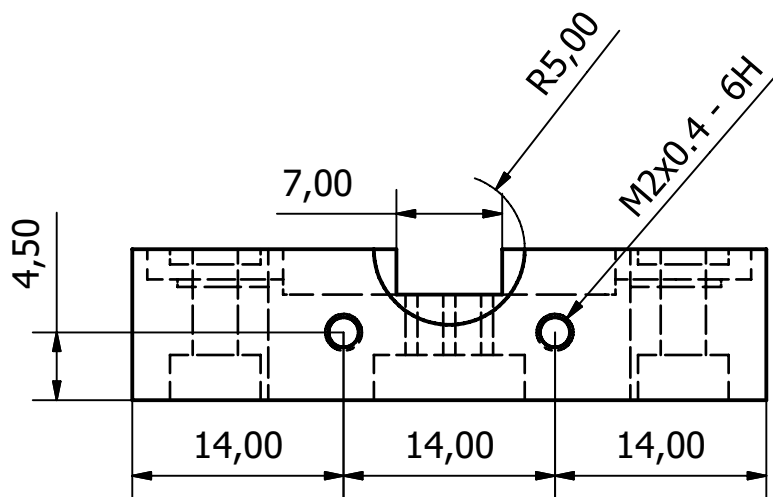
Criado por Márcio Billi Falcão	Escala 2:1	Data 23/7/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP	Carcaça Inferior		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos	Versão 1	Folha 1 / 2	

A-A (2 : 1)

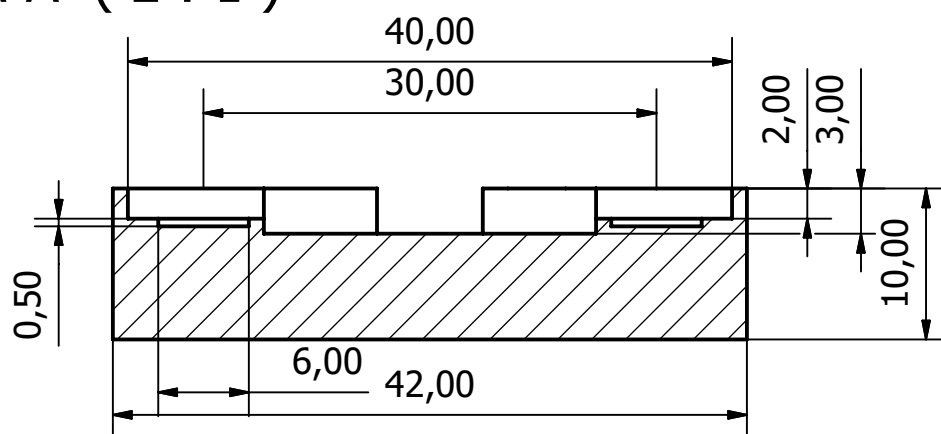


Unidades em mm

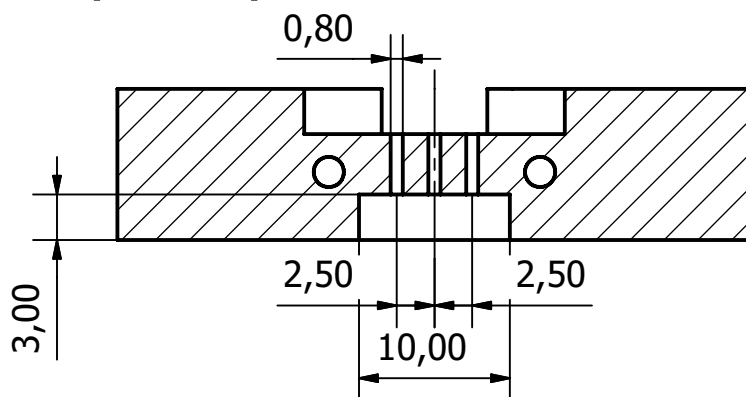
Criado por Márcio Billi Falcão	Escala 2:1	Data 23/7/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP	Carcaça Inferior		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos	Versão 1	Folha 2 / 2	



A-A (2 : 1)

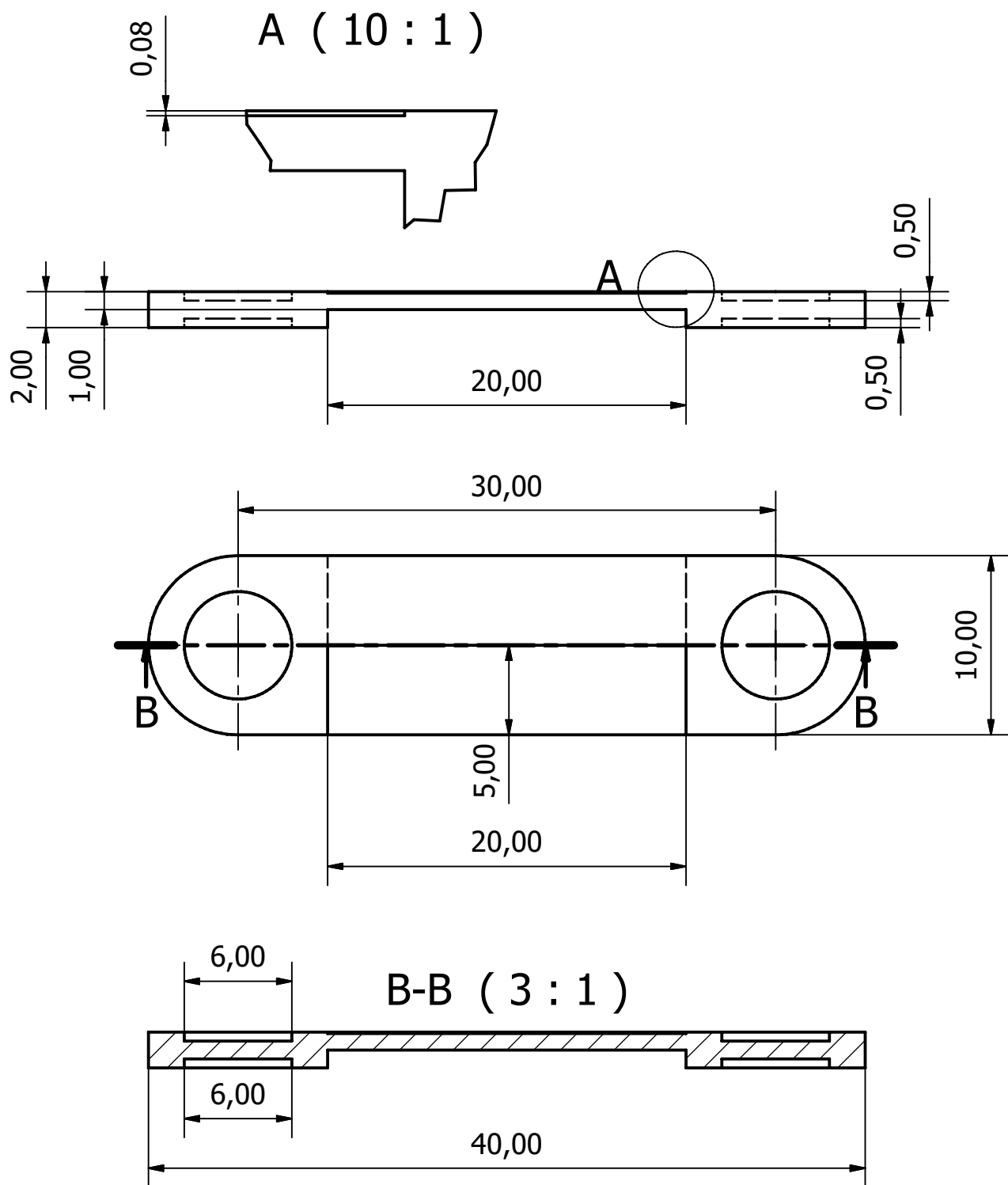


B-B (2 : 1)



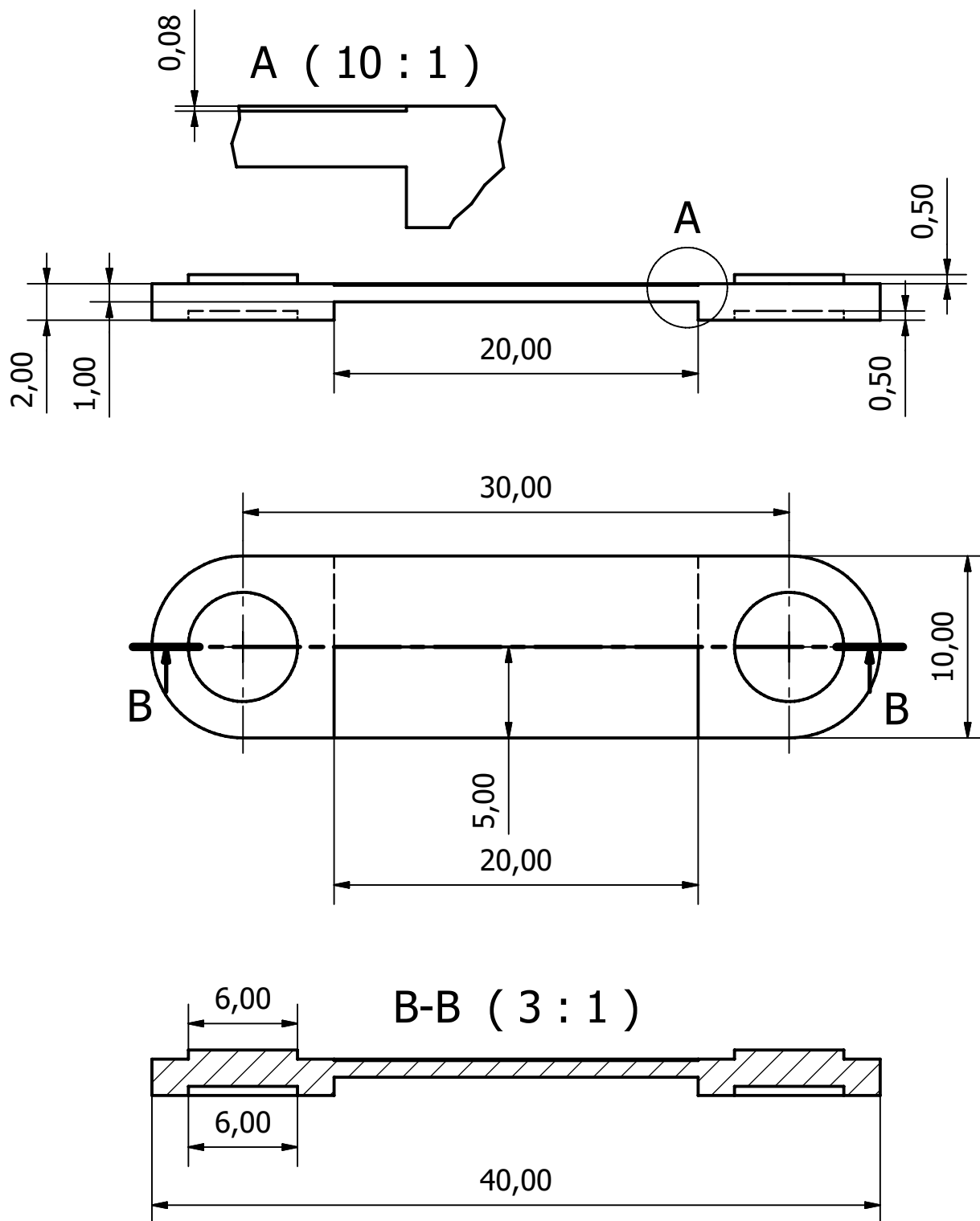
Unidades em mm

Criado por Márcio Billi Falcão	Escala 2:1	Data 23/7/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP	Carcaça Superior		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos	Versão 1	Folha 2 / 2	



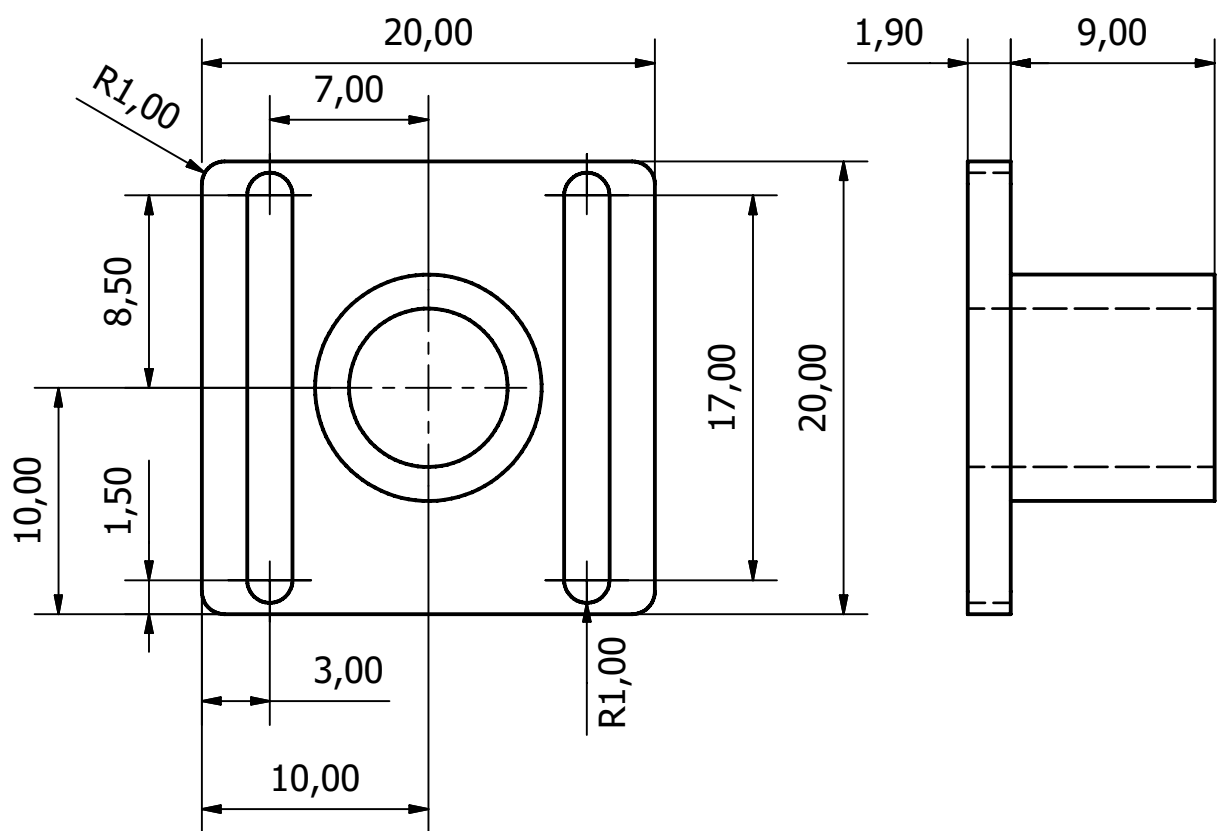
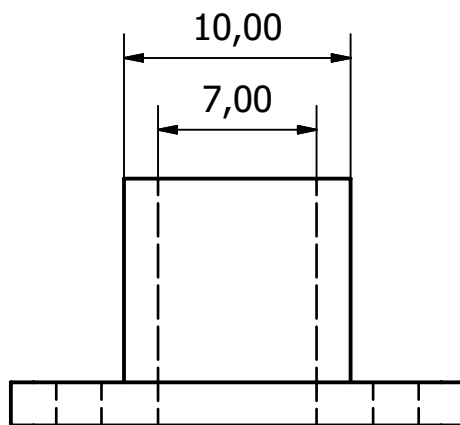
Unidades em mm

Criado por Márcio Billi Falcão	Escala 3:1	Data 21/7/2007	Material Alumínio
Escola Politécnica da USP	Engaste Inferior		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos	Versão 1	Folha 1 / 1	



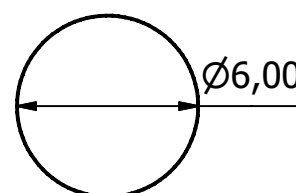
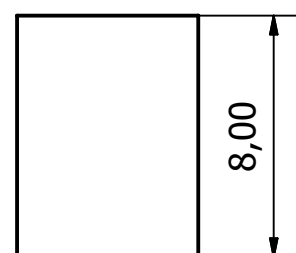
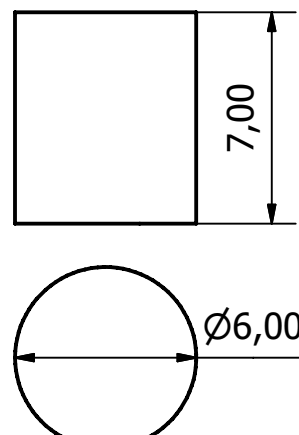
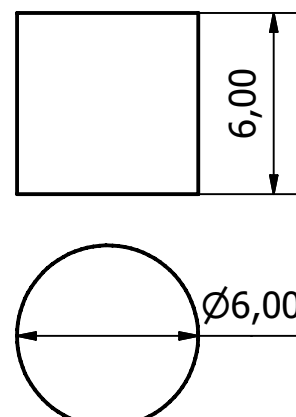
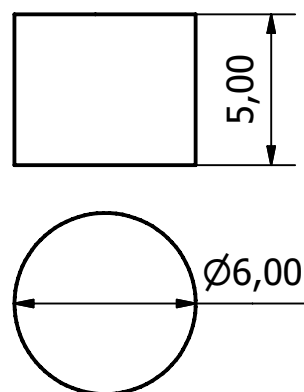
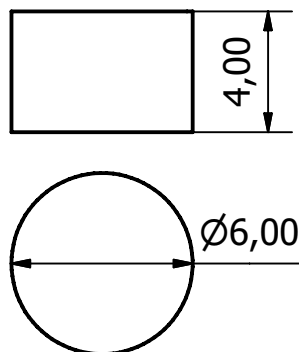
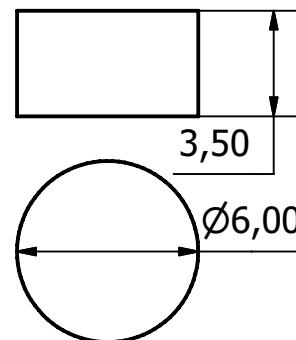
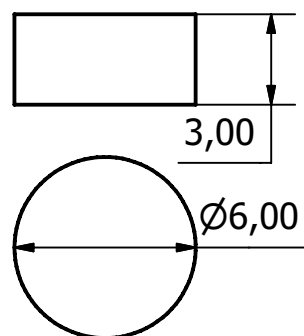
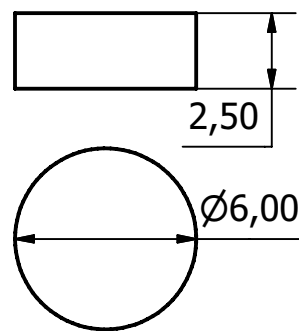
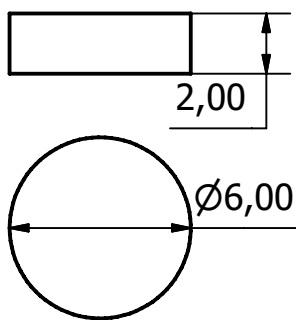
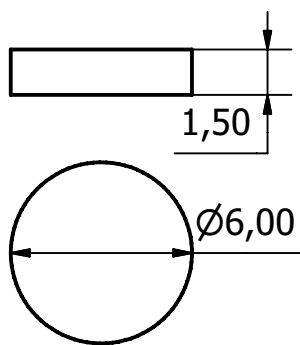
Unidades em mm

Criado por Márcio Billi Falcão	Escala 3:1	Data 21/7/2007	Material Alumínio
Escola Politécnica da USP	Engaste Superior		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos	Versão 1	Folha 1 / 1	



Unidades em mm

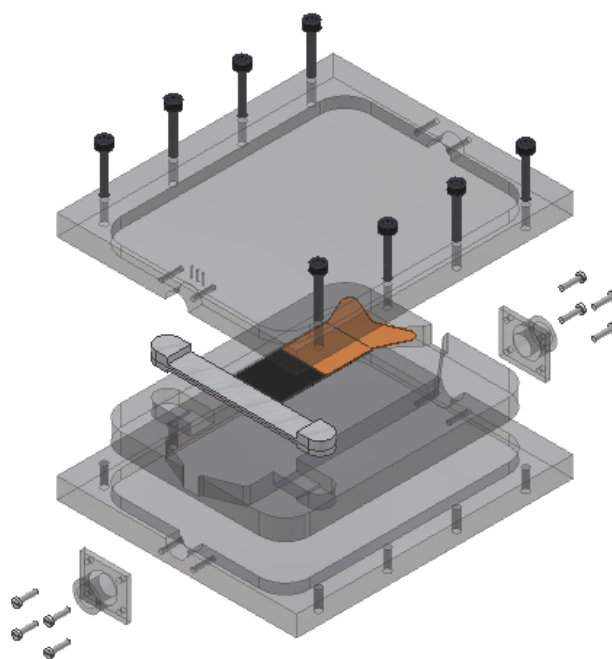
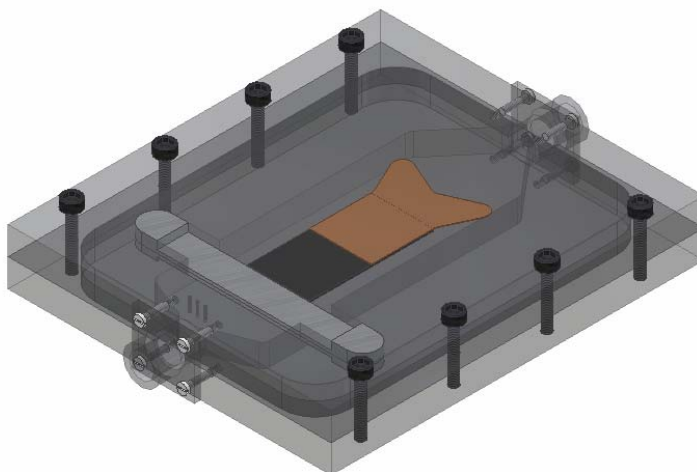
Criado por Márcio Billi Falcão	Escala 3:1	Data 21/7/2007	Material Alumínio
Escola Politécnica da USP	Bocal		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos	Versão 1	Folha 1 / 1	

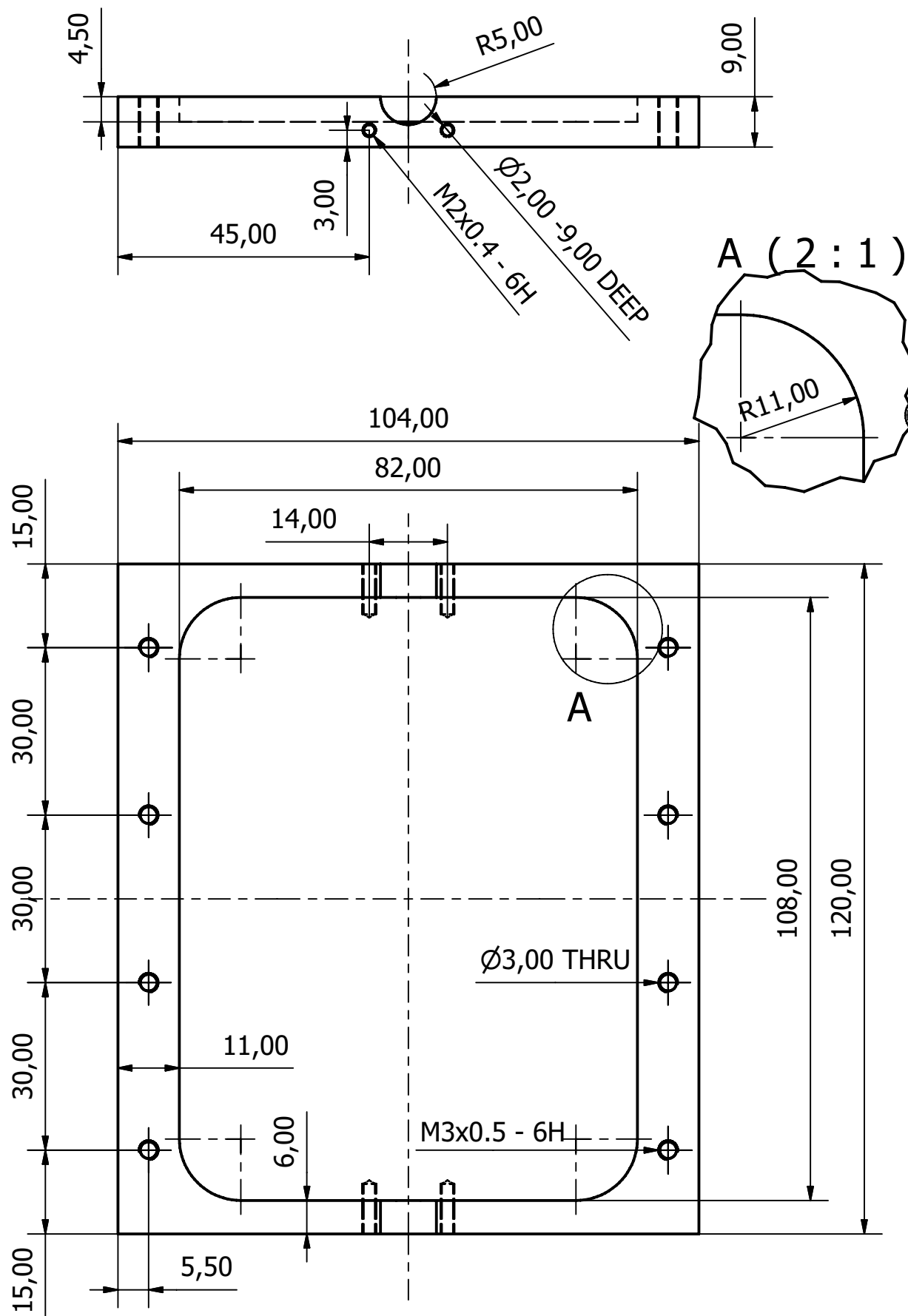


Unidades em mm

Criado por Márcio Billi Falcão	Escala 4:1	Data 23/7/2007	Material Alumínio
Escola Politécnica da USP		Calços para variação da altura do canal	
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 1
			Folha 1 / 1

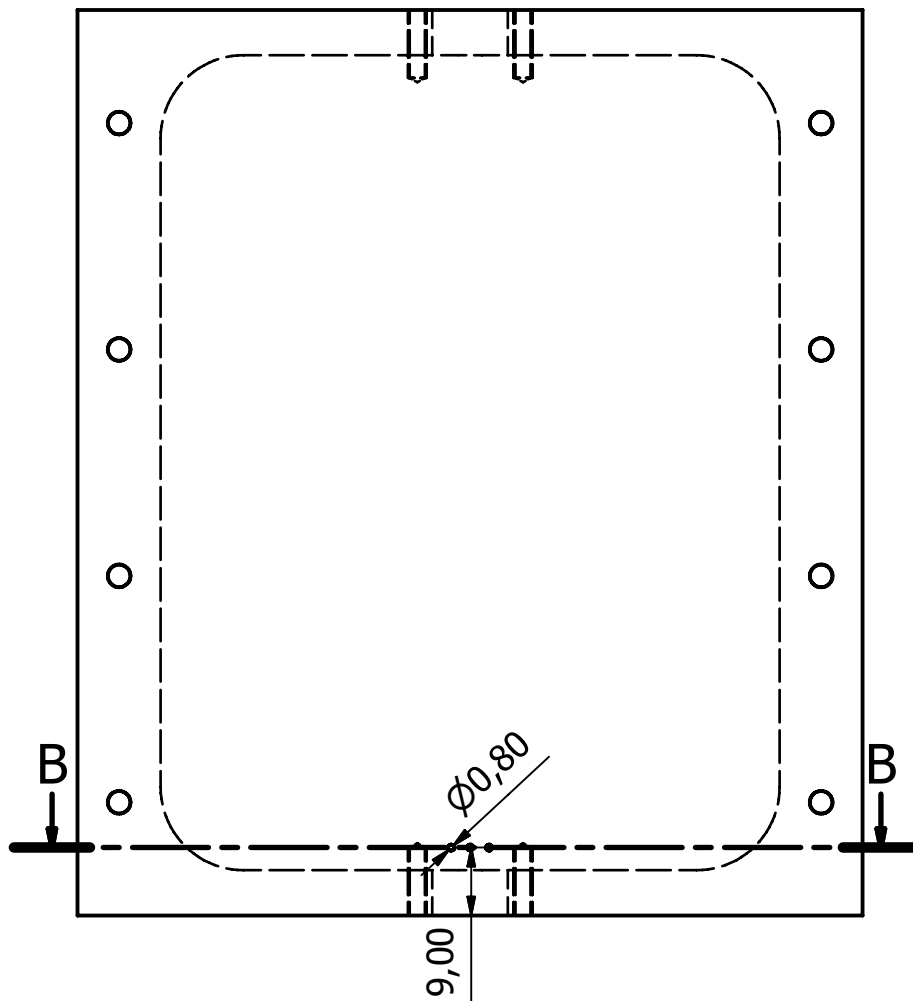
APÊNDICE B – DESENHOS TÉCNICOS DO PROJETO DA BOMBA DE PEÇAS INTERCAMBIÁVEIS.



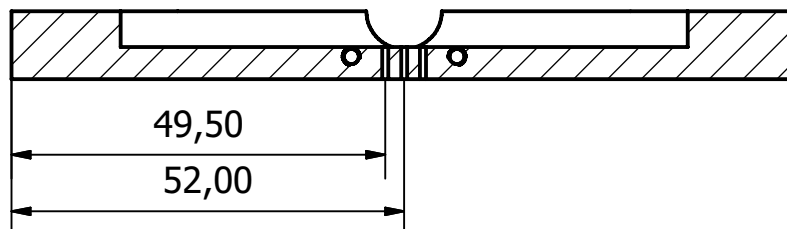


Unidades em mm

Criado por Márcio Falcão	Escala 1:1	Aprovado por Adriano Koga	Data 6/10/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP		Carcaça Inferior		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 1	Folha 1 / 1



B-B (1 : 1)

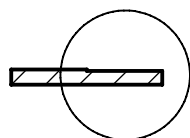


Unidades em mm

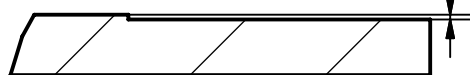
Criado por Márcio Falcão	Escala 1:1	Aprovado por Adriano Koga	Data 6/10/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP		Carcaça superior		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 1	Folha 2 / 2

A-A (2 : 1)

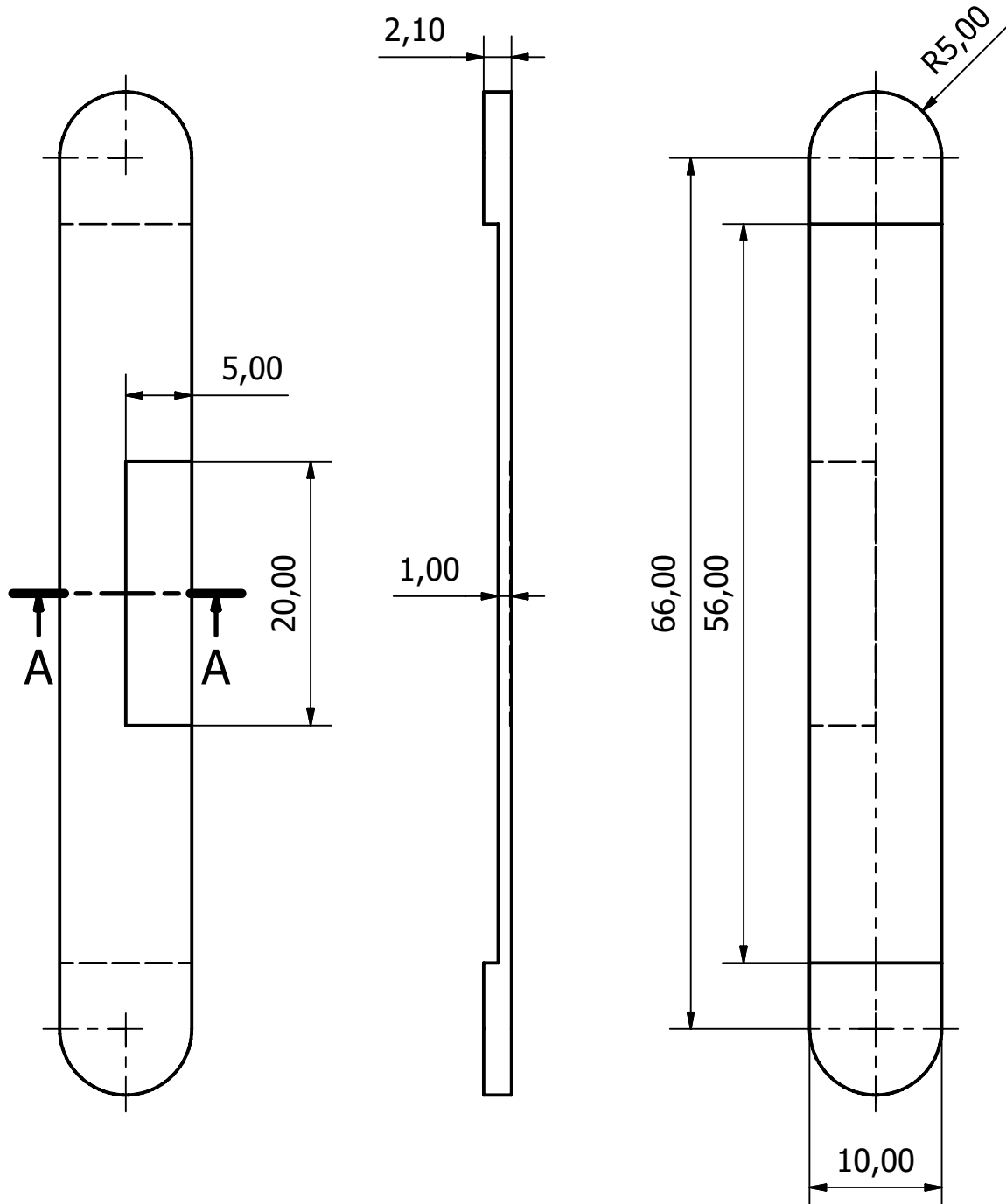
B (8 : 1)



B



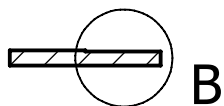
0,08



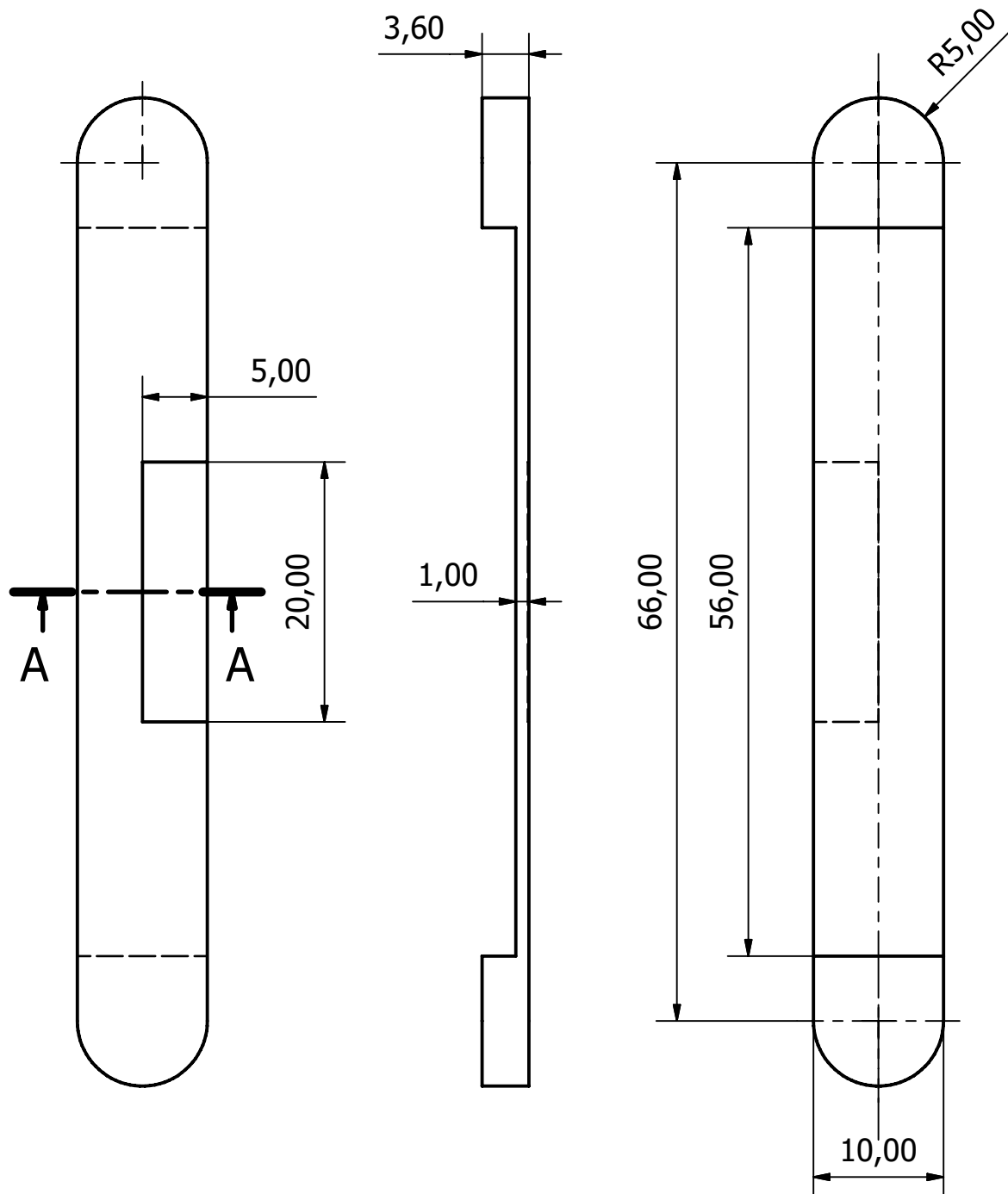
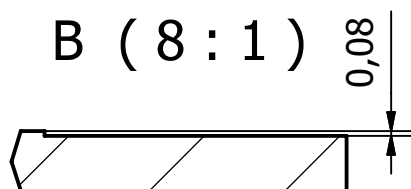
Unidades em mm

Criado por Márcio Falcão	Escala 2:1	Aprovado por Adriano Koga	Data 26/10/2007	Material Alumínio
Escola Politécnica da USP		Engaste Inferior		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 2	Folha 1 / 1

A-A (2 : 1)

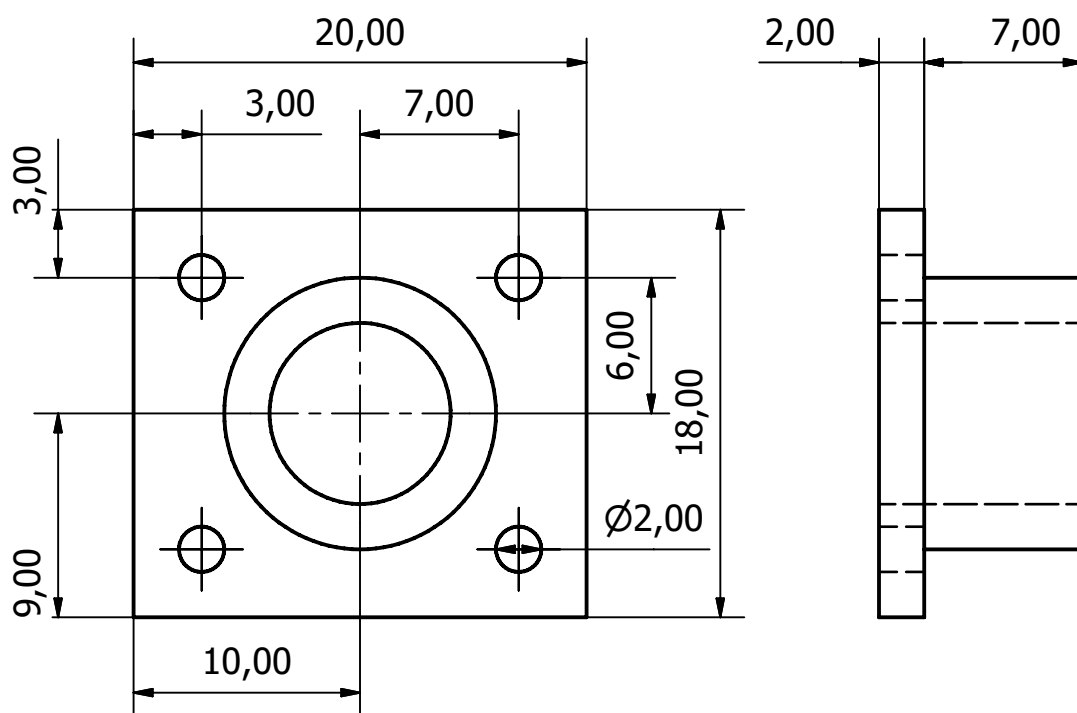
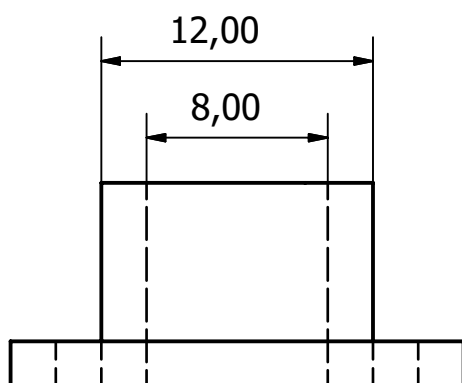


B (8 : 1)



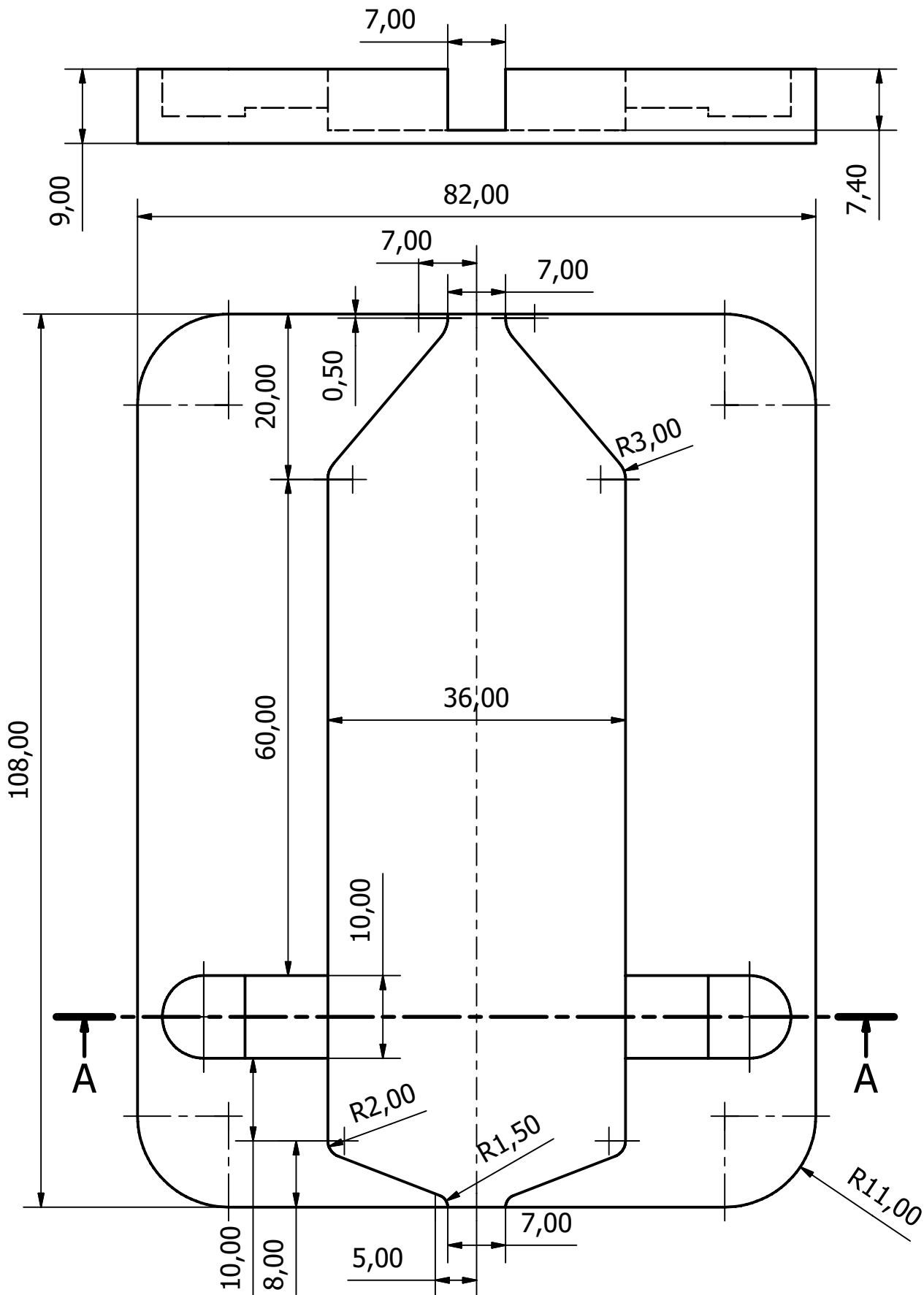
Unidades em mm

Criado por Márcio Falcão	Escala 2:1	Aprovado por Adriano Koga	Data 26/10/2007	Material Alumínio
Escola Politécnica da USP		Engaste Superior		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 2	Folha 1 / 1



Unidades em mm

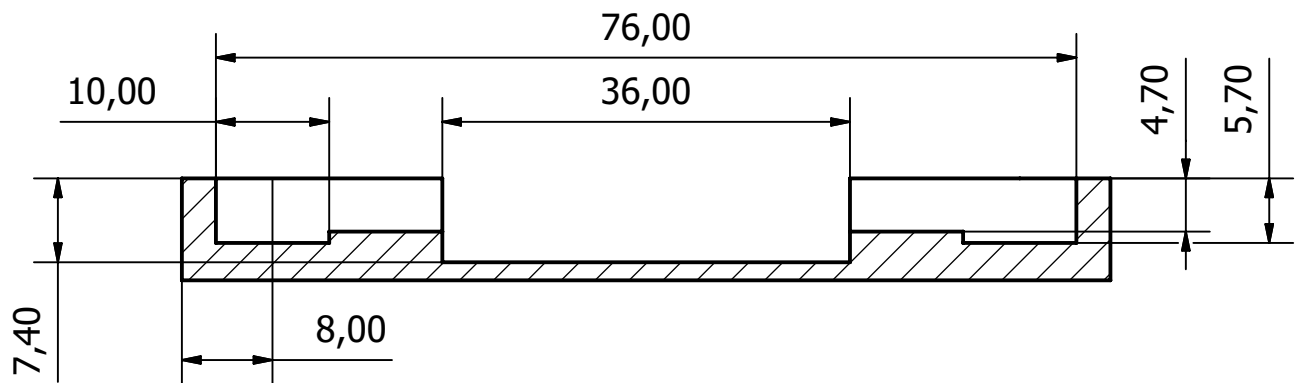
Criado por Márcio Falcão	Escala 3:1	Aprovado por Adriano Koga	Data 20/10/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP		Bocal		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 2	Folha 1 / 1



Unidades em mm

Criado por Márcio Falcão	Escala 1,5:1	Aprovado por Adriano Koga	Data 6/10/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP		Módulo Interno - W30		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 2	Folha 1 / 2

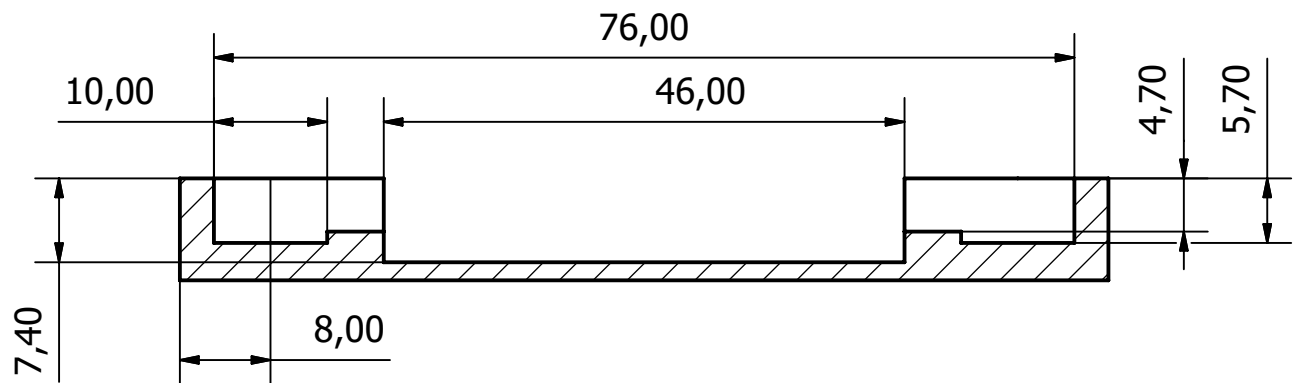
A-A (1,50 : 1)



Unidades em mm

Criado por Márcio Falcão	Escala 1,5:1	Aprovado por Adriano Koga	Data 6/10/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP		Módulo Interno - W30		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 2	Folha 2 / 2

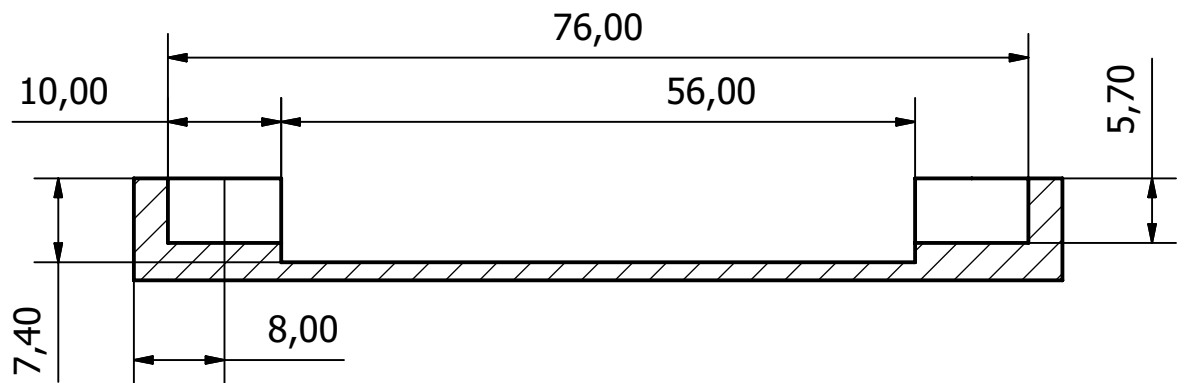
A-A (1,50 : 1)



Unidades em mm

Criado por Márcio Falcão	Escala 1,5:1	Aprovado por Adriano Koga	Data 6/10/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP		Módulo Interno - W40		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 2	Folha 2 / 2

A-A (1,50 : 1)



Unidades em mm

Criado por Márcio Falcão	Escala 1,5:1	Aprovado por Adriano Koga	Data 6/10/2007	Material Acrílico
Escola Politécnica da USP		Módulo Interno - W50		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos			Versão 2	Folha 2 / 2