

EMMANUEL FREIRE DE SIQUEIRA

HUGO FERREIRA LOPES

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BOMBA DE  
FLUXO DE DIAFRAGMA PIEZELÉTRICA**

Trabalho de formatura apresentado à  
Escola Politécnica para obtenção do  
título de Engenheiro

São Paulo  
2007

EMMANUEL FREIRE DE SIQUEIRA

HUGO FERREIRA LOPES

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BOMBA DE  
FLUXO DE DIAFRAGMA PIEZELÉTRICA**

Trabalho de formatura apresentado à  
Escola Politécnica para obtenção do  
título de Engenheiro

Área de concentração:  
Engenharia Mecatrônica

Orientador:  
Prof. Dr. Emilio Carlos Nelli Silva

São Paulo  
2007

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**Siqueira, Emmanuel Freire de**

**Desenvolvimento de uma bomba de fluxo de diafragma piezelétrica / E.F. de Siqueira, H.F. Lopes. -- São Paulo, 2007.**

**88 p.**

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

**1.Atuadores piezelétricos 2.CAE 3.Dinâmica dos fluídos**  
**I.Lopes, Hugo Ferreira II.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos III.t.**

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Emilio Carlos Nelli Silva, pelas importantes orientações e pelo constante estímulo transmitido durante a condução desse trabalho.

À Inoveo Pesquisa e Desenvolvimento de Produtos e Projeto de Automação de Sistemas Ltda, pelo suporte dado durante a construção e realização de testes dos protótipos desse trabalho.

Às nossas famílias que sempre nos apoiaram no decorrer de nossa graduação.

À todos que direta ou indiretamente ajudaram na execução desse trabalho de formatura.

## RESUMO

As bombas de fluxo de pequena escala são instrumentos muito importantes e além das aplicações clássicas em Engenharia, são utilizadas em áreas como a Bioengenharia, Medicina e Farmácia. Materiais piezelétricos são materiais anisotrópicos que se contraem e se expandem de acordo com a tensão elétrica aplicada em seus terminais e vice-versa, gerando deformação de acordo com a excitação aplicada. O presente trabalho de formatura trata de bombas de fluxo piezelétricas de diafragma do tipo “valveless”. Bombas piezelétricas de diafragma são bombas que utilizam o material piezelétrico como atuador, movendo o diafragma para cima e para baixo como um pistão. A direção do fluxo é normalmente garantida por válvulas que permitem ou privilegiam o fluxo em apenas um sentido. Esse projeto tem como objetivo estudar bombas de fluxo piezelétricas de diafragma através da modelagem e simulação utilizando software de elementos finitos, a construção de protótipos e a realização de testes. Serão apresentadas também as metodologias utilizadas e a discussão dos resultados obtidos. A literatura pesquisada possibilitou o estudo dos parâmetros da bomba de fluxo, auxiliou no dimensionamento dos protótipos e na decisão dos métodos de fabricação empregados. Serão utilizados os softwares de CAD SolidWorks e de CAE ANSYS.

Palavras-chave: Bomba de fluxo de diafragma, Atuadores piezelétricos, Modelagem e simulação computacional, CAE, Dinâmica de fluidos computacional.

## ABSTRACT

The small flow pumps act as important instruments and besides the usual engineering applications, they are used in areas as bioengineering, medicine and pharmacy. Piezoelectric materials are anisotropic materials that contract and expand when a electric voltage is applied to its terminals or vice-versa, generating deformation in accordance to the applied excitement. In the current graduation project the valveless diaphragma piezoelectric pumps are studied. Diaphragma piezoelectric pumps use a piezoelectric material as actuator. This actuator makes a diaphragma moves like a piston. The direction of the flow is usually determined by valves, they allow or privileges the flow in only one course. The objective of this project is to study diaphragma piezoelectric flow pumps using the simulation and project in a software finite element, make and test prototypes. The text presents methodologies employed and discusses the obtained results. The references allowed the study of the parameters of the flow pump, it assisted in the project of the prototypes and in the decision of the fabrication method used. The softwares SolidWorks and ANSYS will be used in this project.

Word keys: Diaphragma flow pump, Piezoelectric actuator, Computer simulation, CAE, Computer dynamics of fluids.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Classificação de minibombas e microbombas.....	11
Figura 1.2 – Exemplo de uma bomba piezelétrica de diafragma.....	12
Figura 1.3 – Válvula de controle passivo (“cantilever”.....	13
Figura 1.4 – Bomba “valveless”.....	13
Figura 1.5 – Bocal/difusor. ....	14
Figura 1.6 – Ciclo de operação da bomba do tipo “valveless”: etapas de sucção e de descarga de fluido. ....	15
Figura 1.7 – Conjunto disco piezelétrico e diafragma.....	15
Figura 1.8 – Sistema de resfriamento à água para componentes eletrônicos.....	17
Figura 1.9 – Princípio de funcionamento do PZT no cartucho de tinta.....	18
Figura 2.1 – Efeitos longitudinais (a) e transversais (b) das cerâmicas piezelétricas.	
.....	19
Figura 2.2 – Polarização de piezelétricos sintéticos.....	20
Figura 2.3 – Princípio de funcionamento da piezelectricidade. ....	21
Figura 2.4 - Relação entra a espessura da membrana e máxima deflexão. ....	23
Figura 2.5 - Relação entra a espessura do disco de PZT, a espessura da membrana e máxima deflexão. ....	23
Figura 2.6 – Modelo adotado para o atuador. ....	24
Figura 2.7 – Configuração dos elementos difusor e bocal. ....	28
Figura 2.8 – Abordagem das simulações acústica e fluídica para caracterização das configurações de bomba de fluxo utilizadas nos protótipos. ....	32
Figura 2.9 – Exemplo de discretização da malha de elementos finitos: .....	34
(a) 0,5mm, (b) 0,2mm e (c) 0,1mm.....	34
Figura 3.1 – Seção transversal da configuração 1. ....	37
Figura 3.2 – Formato e dimensões do bocal/difusor do primeiro protótipo.....	38
Figura 3.3 – Formato e dimensões do bocal/difusor do segundo protótipo.....	38
Figura 4.1 – Deflexão do diafragma quando uma tensão de 30V é aplicada ao PZT (1º protótipo).....	40
Figura 4.2 – Deflexão do diafragma quando uma tensão de 30V é aplicada ao PZT (2º protótipo).....	41
Figura 4.3 – Modelo axissimétrico do atuador piezelétrico.....	42
Figura 4.4 – Características geométricas do modelo do atuador piezelétrico. ....	43

Figura 4.5 – Modelo do atuador e detalhe da aplicação das condições de contorno.	44
Figura 4.6 – Resultados da análise de convergência.....	44
Figura 4.7 – Deformação vertical do atuador obtida na análise estática.....	45
Figura 4.8 – Modelos para análise acústica dos protótipos.....	46
Figura 4.9 – Dimensões dos modelos acústicos.....	47
Figura 4.10 – Exemplo de uma curva de impedância elétrica – Freqüência de ressonância (1350Hz). .....	48
Figura 4.11 – Curva de deslocamento no centro da região de contato entre o PZT e a membrana. ....	48
Figura 4.12 – Estimativas de freqüência de ressonância para dois passos diferentes (50Hz e 10Hz). .....	49
Figura 4.13 – Efeito do coeficiente de amortecimento sobre a amplitude.....	49
Figura 4.14 – Curvas de deformação vertical do atuador dos modelos dos dois protótipos.....	50
Figura 4.15 – Modelo axissimétrico dos protótipos. ....	51
Figura 4.16 – Deformação vertical do atuador para o modelo axissimétrico.....	52
Figura 4.17 – Modelos fluídicos dos protótipos.....	53
Figura 4.18 – Características geométricas dos modelos.....	53
Figura 4.19 – Malha de elementos finitos para a análise fluídica.....	54
Figura 4.20 – Modelos para análise fluídica com as condições de contorno aplicadas. ....	56
Figura 4.21 – Planos auxiliares para a obtenção da vazão e diferença de pressão..	57
Figura 4.22 – Metodologia para determinação do fator de ajuste de geometria ( $C_{geometria}$ ).....	58
Figura 4.23 – Curvas de vazão e diferença de pressão em função do tempo para o primeiro protótipo. ....	59
Figura 4.24 – Curvas de vazão e diferença de pressão em função do tempo para o segundo protótipo.....	59
Figura 5.1 – Atuador utilizado nos protótipos. ....	60
Figura 5.2 – Carcaça.....	61
Figura 5.3 – Fixador da membrana. ....	61
Figura 5.4 – Desenho técnico do conjunto formado pelas válvulas (primeiro protótipo). .....	62

Figura 5.5 – Conjunto formado pelas válvulas (primeiro protótipo) .....	62
Figura 5.6 – Fixador das mangueiras.....	62
Figura 5.7 – Seção transversal do protótipo 1.....	63
Figura 5.8 – Vista isométrica do protótipo 1.....	63
Figura 5.9 – Perspectiva isométrica explodida do protótipo 1.....	64
Figura 5.10 – Foto do primeiro protótipo (perspectiva isométrica). .....	64
Figura 5.11 – Desenho técnico do conjunto formado pelas válvulas (segundo protótipo).....	65
Figura 5.12 – Conjunto formado pelas válvulas (segundo protótipo). .....	65
Figura 5.13 – Gráfico Impedância x Freqüência para o meio água (primeiro protótipo).....	67
Figura 5.14 – Detalhe do gráfico Impedância x Freqüência para o 2º e o 3º modo (primeiro protótipo).....	67
Figura 5.15 – Gráfico Impedância x Freqüência para o meio água (segundo protótipo).....	68
Figura 5.16 – Detalhe do gráfico Impedância x Freqüência para o 2º e o 3º modo (segundo protótipo).....	68
Figura 5.17 – Perfil de velocidades no escoamento laminar.....	69
Figura 5.18 – Determinação da vazão do primeiro protótipo.....	70
Figura 5.19 – Determinação da pressão do primeiro protótipo.....	70

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AC	Corrente Alternada
ALE	Arbitrary Lagrangian-Eulerian
APDL	ANSYS Parametric Design Language
CAE	Computer Aided Engineering
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNC	Controle Numérico Computadorizado
DC	Corrente Contínua
FSI	Fluid-Solid Interface
PZT	Titanato Zirconato de Chumbo
MEF	Método de Elementos Finitos

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>11</b>
1.1 OBJETIVOS .....	15
1.2 MOTIVAÇÃO.....	16
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>19</b>
2.1 MATERIAIS PIEZELÉTRICOS.....	19
2.2 ANÁLISE TEÓRICA DA BOMBA DE FLUXO.....	22
2.3 MODELO ANALÍTICO.....	23
2.3.1 Deflexão do atuador .....	24
2.3.2 Variação de volume.....	27
2.3.3 Taxa de fluxo.....	27
2.4 MODELAGEM COMPUTACIONAL.....	30
2.5 MEF PIEZELÉTRICO .....	35
<b>3 CONFIGURAÇÃO DOS PROTÓTIPOS .....</b>	<b>37</b>
3.1 CONFIGURAÇÃO DO PRIMEIRO PROTÓTIPO .....	37
3.2 CONFIGURAÇÃO DO SEGUNDO PROTÓTIPO.....	38
<b>4 RESULTADOS .....</b>	<b>39</b>
4.1 RESULTADOS DO MODELO ANALÍTICO .....	39
4.1.1 Primeiro protótipo .....	39
4.1.2 Segundo protótipo .....	40
4.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	41
4.2.1 Análise estática do modelo do atuador piezelétrico e Análise de convergência .....	42
4.2.2 Análise acústica dos modelos de bomba de fluxo para as configurações dos protótipos.....	45
Análise fluídica .....	52
<b>5 MÉTODOS EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>60</b>
5.1 ANÁLISE DE SOLUÇÕES .....	60
5.1.1 Primeiro Protótipo	60
5.1.2 Segundo Protótipo.....	65
5.2 FABRICAÇÃO .....	66

5.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....	66
5.3.1 Testes Preliminares.....	66
5.3.2 Primeiro Protótipo.....	69
5.3.3 Segundo Protótipo.....	71
6 CONCLUSÕES .....	73
BIBLIOGRAFIA .....	74
REFERÊNCIAS .....	75
APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS DOS PROTÓTIPOS.....	76
APÊNDICE B – CÓDIGO DE MATLAB PARA REALIZAÇÃO DOS CÁLCULOS DO MODELO ANALÍTICO.....	85

## 1 INTRODUÇÃO

Bombas de fluxo de pequena escala, ou melhor, bombas de fluxo de pequena potência, que sejam de baixo consumo de energia e que tem a habilidade de bombear um volume de fluido preciso, possuem aplicação na Engenharia e em diversas outras áreas. Existem diversos tipos e diversas maneiras de classificar as bombas de fluxo de pequena escala. Uma classificação mais geral, baseada no princípio de bombeamento, está ilustrada na figura abaixo:

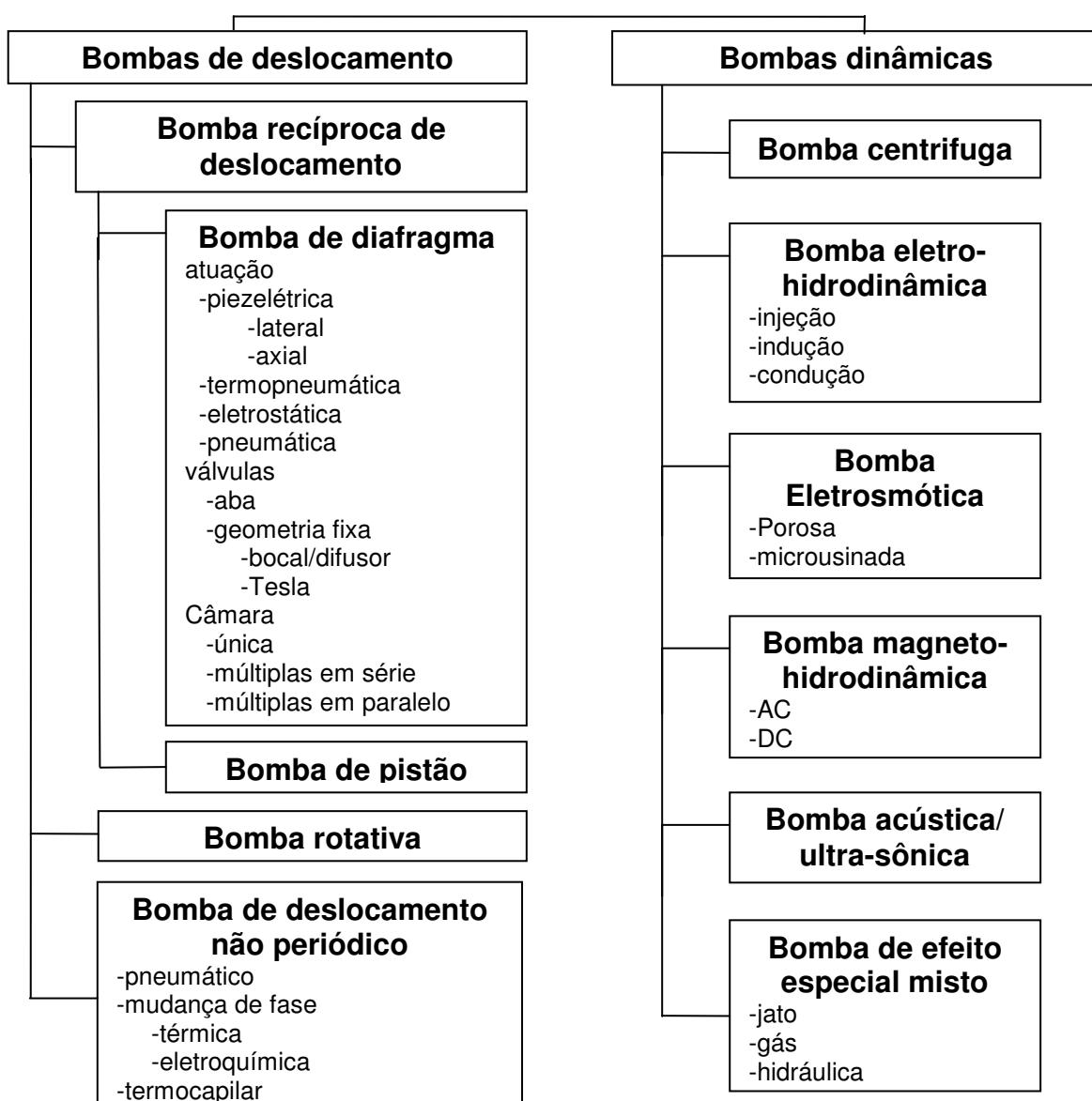


Figura 1.1 – Classificação de minibombas e microbombas.

Neste trabalho serão analisadas mais especificamente as bombas de fluxo de diafragma com atuação piezelétrica. A figura abaixo ilustra este tipo de bomba:

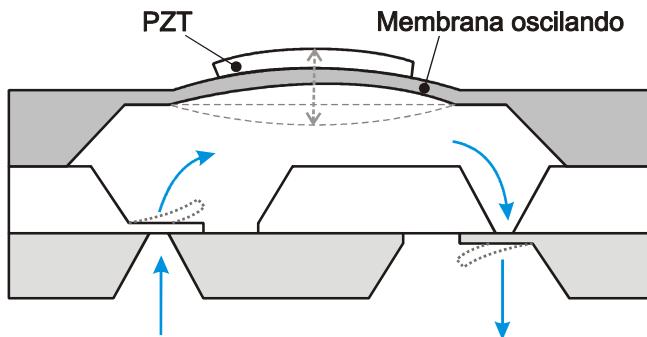


Figura 1.2 – Exemplo de uma bomba piezelétrica de diafragma.

Materiais piezelétricos são materiais anisotrópicos que se contraem e se expandem de acordo com a tensão elétrica aplicada em seus terminais e vice-versa, gerando deformação no sentido longitudinal ou transversal de acordo com a excitação aplicada. Deve-se notar que a contração e expansão causada pela tensão elétrica são muito pequenas, da ordem de nanômetros. Além disso, os materiais piezelétricos possuem elevada resolução, possuem resposta rápida à aplicação de tensão em seus terminais, elevada força e boa eficiência. Essas características justificam a utilização de materiais piezelétrico em atuadores de máquinas de precisão e/ou de pequena escala.

Nas bombas de fluxo piezelétricas de diafragma, o atuador é formado por três camadas: a camada de cerâmica piezelétrica, a camada de cola e a membrana passiva (ou diafragma). Quando se aplica um campo elétrico nos terminais da cerâmica, ela apresenta uma deflexão na direção perpendicular a sua superfície. Assim, o atuador apresenta uma deformação convexa ou côncava, devido a sua forma e as condições de contorno aplicadas, como por exemplo, a fixação da membrana. É através dessa deformação que se consegue o efeito de bombeamento que proporciona um fluxo de fluido através da bomba de fluxo. Pode-se dizer que a cerâmica piezelétrica tem atuação semelhante à de um pistão, pois quando o diafragma se move de forma a reduzir o volume da câmara, tem-se a saída de fluido da bomba de fluxo. Já quando o atuador se deforma aumentando o volume da câmara, tem-se a entrada de fluido na câmara.

A direção do fluxo é normalmente garantida por válvulas que permitem ou privilegiam o fluxo num único sentido. Existem diversos tipos de válvulas, uma delas

é a válvula de controle passivo que consiste basicamente em uma viga em balanço, conhecida como “cantilever”.

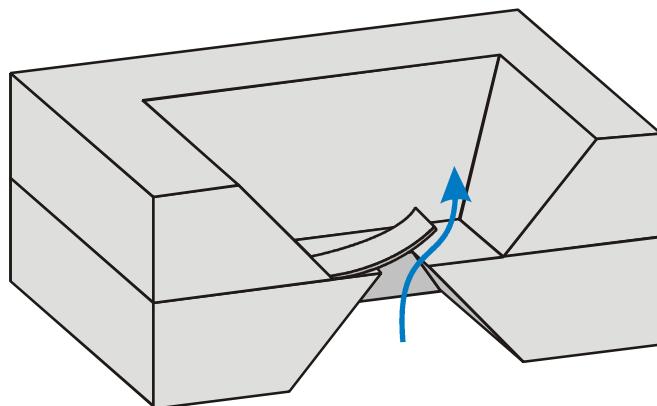


Figura 1.3 – Válvula de controle passivo (“cantilever”).

Esse tipo de válvula permite o fluxo de fluido em apenas um sentido, pois quando o diafragma é movido de forma a aumentar o volume da câmara, a válvula de saída se fecha e a de entrada se abre, permitindo a entrada de fluido (como pode ser visto na Figura 1.2). Já quando o diafragma se move para baixo, a válvula de entrada se fecha e a válvula de saída se abre permitindo a saída de fluido.

Bombas de fluxo com partes móveis podem ter problemas como elevadas quedas de pressão através da válvula, além de desgaste e fadiga. Isso pode resultar em uma diminuição no tempo de vida e também na sua eficiência. Existe também a possibilidade da ação deste tipo de válvula causar dano a fluidos sensíveis. Portanto em diversas aplicações é necessária a utilização de bombas de fluxo sem partes móveis.

Um exemplo de bomba de fluxo que não utiliza partes móveis são as bombas de fluxo do tipo “valveless”, ou sem válvula. Esta solução está ilustrada na figura a seguir:

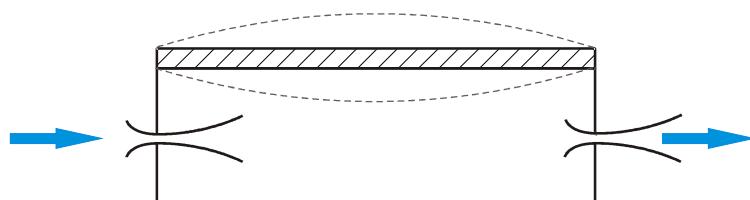


Figura 1.4 – Bomba “valveless”.

A bomba do tipo “valveless” é baseada nas propriedades dos elementos bocal/difusor (ou “nozzle/diffuser”) de entrada (ou “inlet”) e saída (ou “outlet”) da câmara da bomba. Um bocal é um canal com seção transversal decrescente na direção do fluxo e um difusor é um canal com seção transversal crescente. A direção do fluxo é garantida pelo elemento bocal/difusor (Figura 1.5), pois este é geometricamente projetado para que queda de pressão na direção do difusor seja menor que a queda de pressão na direção do bocal, considerando-se a mesma velocidade de fluxo para ambas as direções.

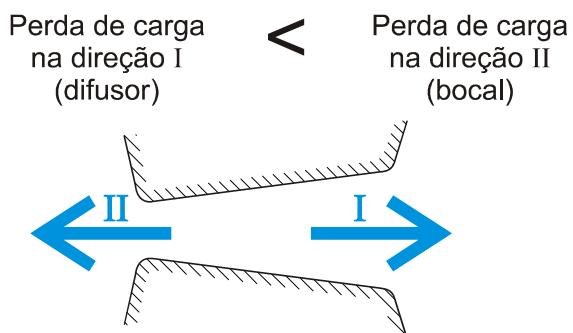


Figura 1.5 – Bocal/difusor.

Durante a fase de sucção, quando o volume da câmara aumenta, o canal de entrada atua com baixa restrição a entrada de fluído na cavidade, ou seja, atua como difusor. Enquanto que o canal de saída atua com alta resistência a saída de fluido da cavidade, ou seja, atua como bocal. Assim, uma certa quantidade de fluido é transportado para dentro da câmara.

Durante a fase de descarga, quando o volume da cavidade diminui, uma certa quantidade de fluido sai da câmara através do canal de saída, que nesta situação atua como difusor. Enquanto que o canal de entrada atua como bocal, dificultando a entrada de fluido na câmara e expulsando uma pequena quantidade de fluido nesta fase.

O resultado para um ciclo completo de bombeamento é que uma quantidade líquida e precisa de fluido é transportada da entrada para a saída da bomba, apesar do fato de o elemento bocal/difusor transportar fluido nas duas direções. A fase de sucção e a fase de descarga estão ilustradas na figura abaixo:

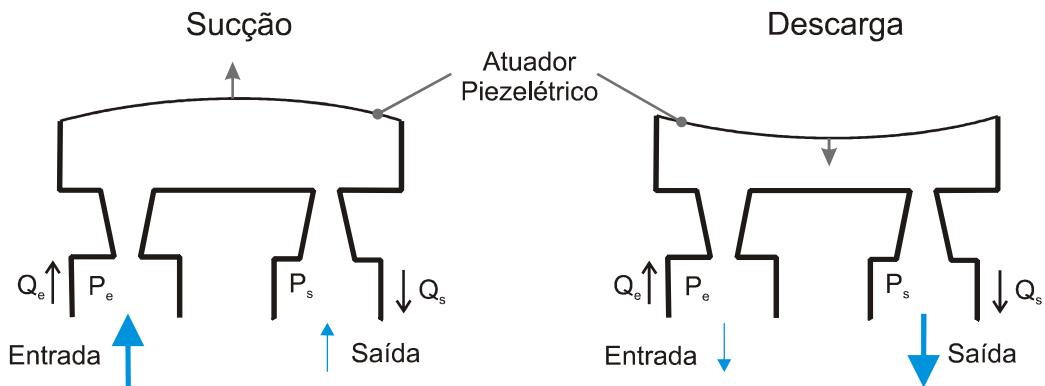


Figura 1.6 – Ciclo de operação da bomba do tipo “valveless”: etapas de sucção e de descarga de fluido.

## 1.1 OBJETIVOS

Este projeto tem como objetivo aplicar a modelagem, através do método de elementos finitos, e executar a simulação computacional no projeto de bombas de fluxo piezelétricas de diafragma do tipo “valveless”. Outro objetivo é a construção de protótipos e análise da viabilidade de atuadores formados por um disco de PZT, colado a um disco de latão. Este conjunto é geralmente aplicado como captador de som em instrumentos musicais ou como um componente de alto-falantes de dimensões reduzidas utilizados em campainha. Uma ilustração do conjunto pode ser visualizada abaixo:

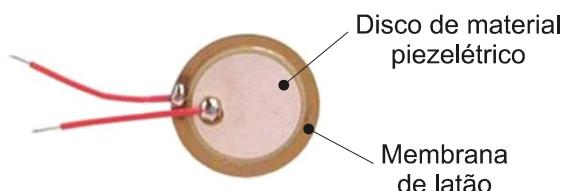


Figura 1.7 – Conjunto disco piezelétrico e diafragma.

Devido à sua fabricação em alta escala, diversos tipos deste elemento são encontrados no mercado a preços bastante reduzidos, portanto a sua utilização pode reduzir consideravelmente o custo da fabricação das bombas de fluxo em estudo.

Serão apresentadas também as metodologias empregadas e as discussões dos resultados teóricos, experimentais e obtidos por simulação, de forma a analisar os princípios propostos e os fenômenos físicos em questão.

## 1.2 MOTIVAÇÃO

Uma área que tem demonstrado bastante interesse por bombas de fluxo de pequena escala é a Bioengenharia, seja para uma possível aplicação no bombeamento de sangue ou na dosagem de reagentes e medicamentos, como por exemplo, injeção contínua de insulina em pacientes diabéticos durante o dia, eliminando surtos e déficits desta substância. É importante destacar que é preciso analisar anteriormente a compatibilidade da bomba de fluxo com o fluido biológico a ser transportado. Afinal, existe a possibilidade de morte de microorganismos e células durante o bombeamento, seja pela pressão que é submetido o fluido, ou mesmo pela turbulência ocorrida no escoamento. Para evitar problemas como esses, novos princípios e novos tipos de bombas de fluxo têm sido pesquisados.

Outra área que utiliza bastante bomba de fluxo de pequena escala, devido ao volume de bombeamento preciso, é a área química. Estas bombas de fluxo podem ser utilizadas para dosagem e controle em processos químicos.

Na área eletrônica encontra-se outra aplicação potencial para esta categoria de bomba de fluxo (Figura 1.8). São utilizadas para o resfriamento à água dos componentes eletrônicos como uma alternativa ao método convencional de resfriamento que utiliza a ventilação a ar. Em relação ao método convencional, os sistemas de resfriamento à água oferecem vantagens como a possibilidade de maior miniaturização, menor vibração mecânica, redução de ruídos, maior capacidade de dissipação térmica e número reduzido de peças e partes móveis.

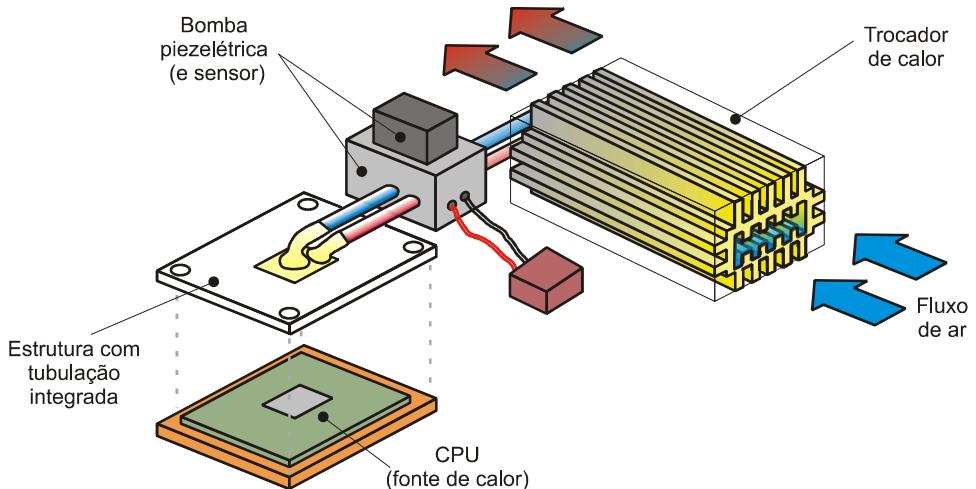


Figura 1.8 – Sistema de resfriamento à água para componentes eletrônicos.

Nos últimos anos, os fabricantes de impressoras de injeção de tinta vem aplicando o princípio das bombas de fluxo piezelétricas em cartuchos de tinta, como alternativa ao sistema de bolhas, baseado na pressão produzida pelas bolhas de tinta quente em ebulição com a finalidade de expulsá-la para fora do cartucho. No sistema de bolhas, a aplicação de calor exerce uma pressão intensa sobre o aquecedor, a tinta e a cabeça de impressão, causando-lhes uma rápida deterioração.

Nos cartuchos equipados com elementos piezelétricos, o potencial elétrico é aplicado aos PZTs, estes se deformam, causando uma diferença de pressão dentro da cabeça de impressão e empurrando as gotas de tinta para fora do cartucho. O grau de deflexão pode ser regulado por um controle de voltagem aplicado sobre os PZTs. A quantidade de tinta empurrada para fora é controlada, pois a cabeça de impressão pode ejetar gotas de tinta de tamanho específico em intervalos pré-determinados, permitindo impressões de qualidade. Uma cabeça de impressão de um cartucho de uma cor possui cerca de 180 elementos piezelétricos e estes vibram dez mil vezes por segundo. Esta tecnologia provocou algumas transformações no ramo das impressoras de jato de tinta, aumentando a competitividade entre as marcas, permitindo o barateamento e a separação das tintas em cartuchos independentes, além de possibilitar a recarga de tinta em cartuchos, pois estes funcionam sem necessidade de aplicação de calor, evitando desgastes nos componentes e fazendo com que estes não necessitem de substituição para a recarga. Uma ilustração da ação do elemento piezelétrico no cartucho pode ser visualizada abaixo:

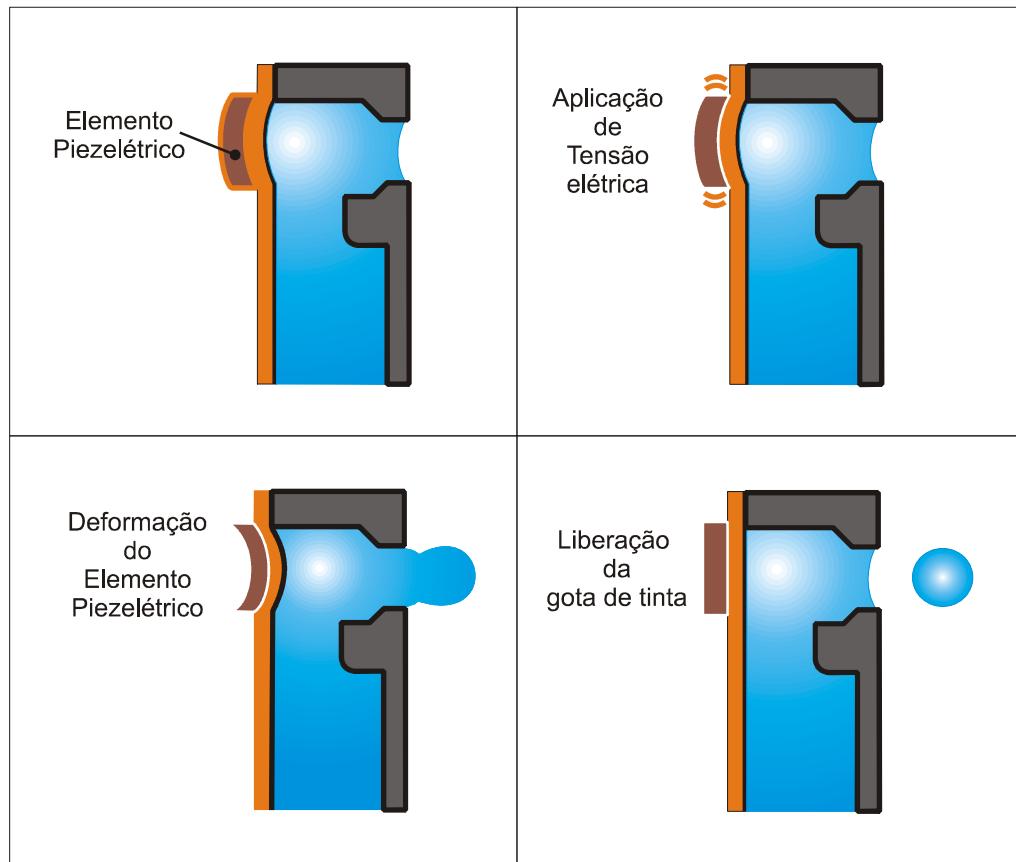


Figura 1.9 – Princípio de funcionamento do PZT no cartucho de tinta.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 MATERIAIS PIEZELÉTRICOS

Materiais piezelétricos pertencem à classe dos dielétricos que exibem significativas deformações no sentido longitudinal e transversal em resposta a um campo elétrico aplicado e, inversamente produzem a polarização elétrica em resposta a tensões mecânicas. A Figura 2.1 ilustra o efeito longitudinal e transversal em cerâmicas piezelétricas:

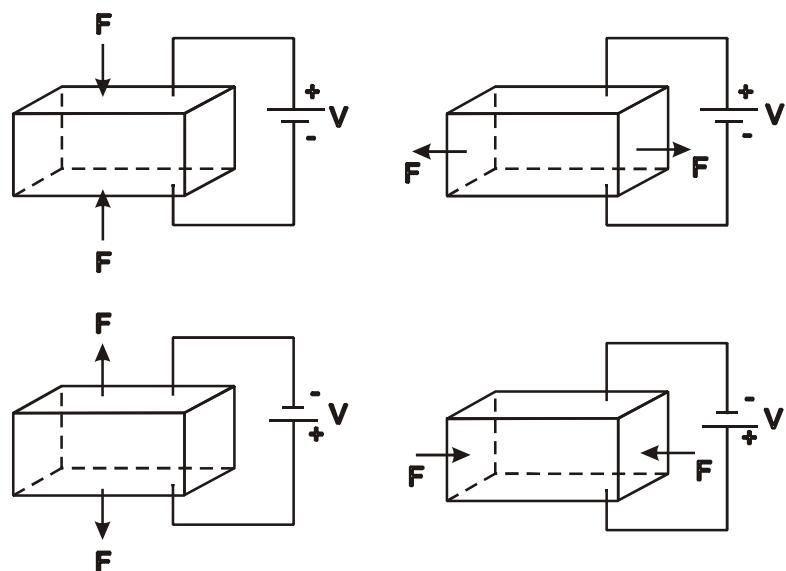


Figura 2.1 – Efeitos longitudinais (a) e transversais (b) das cerâmicas piezelétricas.

Deve-se notar que a contração e expansão causada pela tensão elétrica são muito pequenas, da ordem de nanômetros. Além disso, os materiais piezelétricos possuem elevada resolução, possuem resposta rápida à aplicação de tensão em seus terminais, elevada força e boa eficiência. Essas características justificam a utilização de materiais piezelétricos em máquinas de precisão e/ou de pequena escala. Devido às suas características, os materiais piezelétricos são bastante utilizados em acelerômetros, sensores de pressão e força, transdutores de ultrassom, atuadores, nanopositionadores, giroscópios, entre outros dispositivos de mecânica de precisão.

Materiais piezelétricos sintéticos (cerâmicas e polímeros, por exemplo) podem ser produzidos através da polarização de um substrato apropriado mediante a

aplicação de um forte campo elétrico e temperaturas elevadas. Como ilustrado na figura abaixo:

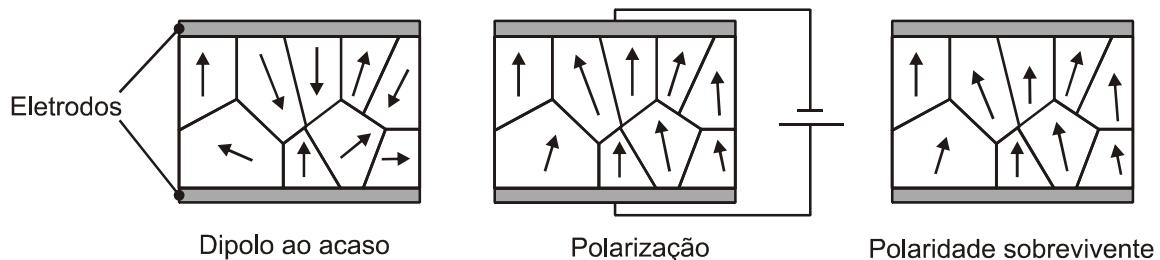


Figura 2.2 – Polarização de piezelétricos sintéticos.

O substrato deve ter redes cristalinas ou cadeias poliméricas nas quais a estrutura atômica em um eixo, pelo menos, seja diferente daquela nas demais direções, o que torna o material anisotrópico (tipicamente ortotrópico). A polarização tem por efeito alinhar os dipolos elétricos dos domínios macroscópicos, o que resulta em uma polarização macroscópica que favorece o acoplamento eletromecânico. Como resultado deste acoplamento, o material será deformado em resposta a um campo elétrico externo o que confere ao material capacidade de atuação. A capacidade de sensoriamento resulta do efeito piezelétrico inverso segundo o qual a aplicação de solicitações mecânicas ao material provoca rotações dos dipolos originalmente alinhados, provocando o surgimento de cargas elétricas.

A relação do campo elétrico e a deformação é aproximadamente linear para baixas intensidades do campo elétrico, o que é uma característica vantajosa quando se utiliza o efeito piezelétrico em sistemas de controle. Entretanto, para maiores intensidades do campo elétrico ocorre um fenômeno de saturação da polarização. Isso leva a uma significativa histerese e relações não lineares entre campo elétrico e deformação. Este fato pode causar dificuldades quando é necessário utilizar atuadores piezelétricos em procedimentos de controle que requerem elevadas intensidades de campo elétrico. Entretanto, a maioria das aplicações práticas limita-se ao regime linear, que será considerado no que segue. A Figura 2.3 ilustra o princípio de funcionamento da piezeletricidade:

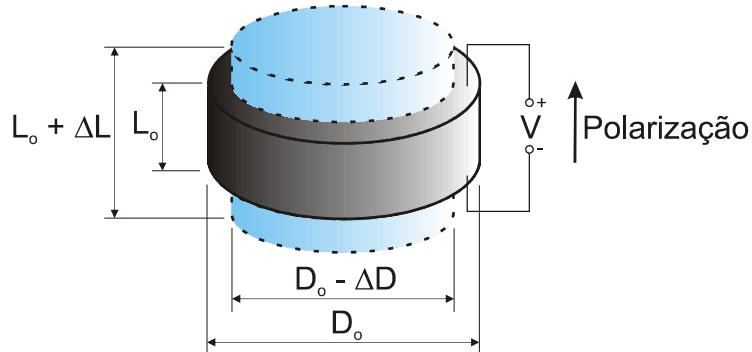


Figura 2.3 – Princípio de funcionamento da piezeletricidade.

As equações constitutivas do efeito piezelétrico são:

$$[\mathbf{T}] = [\mathbf{c}^E] [\mathbf{S}] \{e\} \{E\} \quad (2.1)$$

$$\{D\} = [e] [\mathbf{S}] + [\epsilon^s] \{E\} \quad (2.2)$$

onde:

$[\mathbf{T}]$  = matriz de tensões

$[\mathbf{S}]$  = matriz de deformações

$\{D\}$  = vetor deslocamento elétrico

$\{E\}$  = vetor campo elétrico

$[\mathbf{c}^E]$  = matriz de coeficientes piezelétricos

$[\epsilon^s]$  = matriz de permissividades elétricas medido com deformação constante

$[\mathbf{S}] = [e] [\mathbf{S}] + [\epsilon^s] \{E\}$

Um dos cuidados a serem tomados na utilização de materiais piezelétricos é que a temperatura não deve ultrapassar um valor limite denominado temperatura de Curie, a partir do qual há uma despolarização espontânea do material e consequentemente perda das características piezelétricas. Todavia, para temperaturas inferiores à temperatura de Curie, há relativa insensibilidade das características do material em relação às variações de temperatura, fato que constitui uma das principais vantagens do uso de elementos piezelétricos para controle e detecção de falhas estruturais.

Uma vantagem inerente aos materiais piezelétricos resulta da possibilidade de utilização em uma ampla gama de aplicações. Tal característica deve-se principalmente ao fato de que existe uma grande variedade de materiais naturais e sintéticos com capacidade piezelétrica. Dentre os mais utilizados estão as

piezocerâmicas e os piezopolímeros, destacando-se as cerâmicas de PZT (zirconato titanato de chumbo) e o PVDF (fluorido de polividileno). Devido as suas características de cerâmicas, os PZTs, apresentam rigidez comparável, às vezes superiores, a estrutura base na qual são empregados. Deste fato decorre uma elevada capacidade de conversão de energia elétrica em mecânica e uma alta capacidade de atuação (geração de esforços) em uma grande variedade de aplicações. Além disso, os PZTs mostram-se eficientes como atuadores em uma larga faixa de freqüências. Finalmente, a característica dual do efeito piezelétrico, torna os PZTs bem adaptados para uso como sensores e atuadores combinados.

Embora sejam vantajosas em várias aplicações as cerâmicas piezelétricas exibem extrema fragilidade mecânica.

## 2.2 ANÁLISE TEÓRICA DA BOMBA DE FLUXO

Para o cálculo do fluxo de fluido, a primeira etapa a ser realizada na modelagem é o cálculo da deflexão do atuador. Em outras palavras, deve-se adotar um modelo que represente o atuador. Neste trabalho serão desenvolvidos um modelo analítico simplificado e um modelo baseado no Método dos Elementos Finitos utilizando o software ANSYS.

Segundo Mu; Hung e Ngoi (1999), quanto mais fina a espessura da junção do disco de PZT e da membrana, maior a magnitude da deformação para as mesmas condições de operação. Para chegar a essa conclusão foi realizada uma simulação em que se utilizou a mesma espessura para a membrana e o disco de PZT. Finalmente, foi feito com que essa espessura variasse de 0,1mm até 1mm e depois foi obtido através do ANSYS o estado de deformação para cada condição. Nesta simulação foram utilizados três materiais para membrana (alumínio, cobre e silício) e um diâmetro de 15mm, já para o disco de PZT utilizou-se um diâmetro de 10mm. A Voltagem utilizada foi de 200V. A figura abaixo ilustra os resultados obtidos:

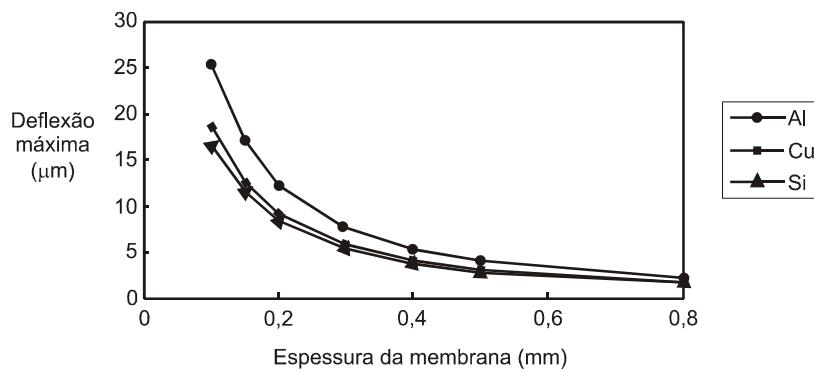


Figura 2.4 - Relação entre a espessura da membrana e máxima deflexão.

A figura acima mostra que quanto menor a espessura da membrana, maior o deslocamento. Deve-se notar que estes resultados foram obtidos utilizando-se valores iguais para a espessura do PZT e para a membrana.

Outra conclusão obtida foi que para cada valor da espessura da membrana, existe um valor ótimo para a espessura do disco de PZT.

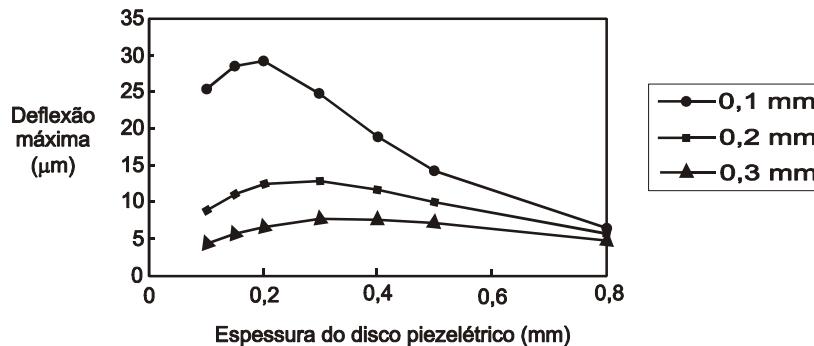


Figura 2.5 - Relação entre a espessura do disco de PZT, a espessura da membrana e máxima deflexão.

A figura acima mostra que para as determinadas membranas de alumínio de espessura 0,1; 0,2 e 0,3 mm a espessura do disco de PZT que proporciona o deslocamento ótimo são respectivamente 0,2; 0,3 e 0,35 mm.

## 2.3 MODELO ANALÍTICO

Uma formulação analítica que considerasse todas as variáveis importantes do problema da bomba de fluxo em questão seria demasiadamente complexa. Sendo assim, foi considerada uma série de hipóteses e simplificações para o desenvolvimento deste modelo.

É importante destacar que este modelo analítico é bastante limitado, os seus resultados serão utilizados apenas para se obter uma estimativa inicial da deflexão do atuador, da vazão e da diferença de pressão dos protótipos desse trabalho. Ou melhor, este modelo analítico não evita a necessidade da utilização da simulação e da modelagem, através do método de elementos finitos, no projeto das bombas de fluxo em questão, onde se espera uma maior precisão nos resultados.

Trata-se de um modelo estático e que, portanto, não considera a influência da ressonância. Ou melhor, Se a freqüência de excitação do atuador se aproximar da freqüência de ressonância do sistema, os resultados do modelo analítico não apresentarão valores coerentes com a realidade.

Além disso, esse modelo não considera a influência que o fluido exerce na deflexão do atuador.

### 2.3.1 Deflexão do atuador

Para se modelar a deflexão do atuador em estudo, foram consideradas as seguintes simplificações:

- A espessura de cada camada é muito menor que o raio e a deflexão é muito pequena se for comparada com as dimensões da estrutura. Sendo assim, a estrutura pode ser considerada como lâminas finas com pequena deflexão.
- A espessura da camada de cola é muito pequena quando comparada com a espessura do disco de PZT e da membrana, portanto a influência desta camada na deflexão será desprezada.
- A estrutura é axissimétrica em relação ao eixo Z.
- A junção entre o disco de PZT e a membrana é perfeita.
- A borda da membrana é fixa.

O modelo adotado está ilustrado na figura abaixo:

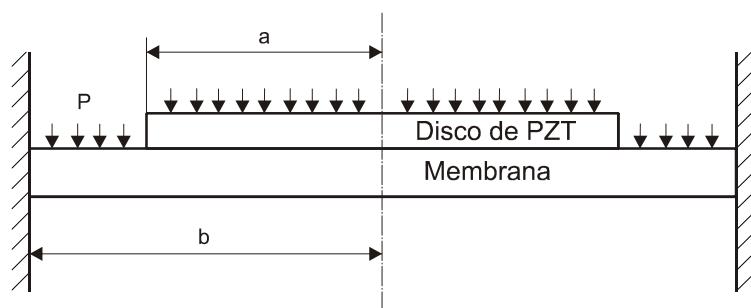


Figura 2.6 – Modelo adotado para o atuador.

A deflexão de toda estrutura pode ser causada por dois fatores, a voltagem U aplicada no PZT e a diferença de pressão p exercida em toda a estrutura. Estes dois fatores serão analisados separadamente.

### Deflexão causada pela voltagem

Para a deflexão causada pela voltagem, o modelo desenvolvido por Bu et al. (2003), será adotado neste trabalho. Dado as propriedades dos materiais, as dimensões e a tensão aplicada, a deflexão é determinada pelas seguintes equações:

$$w_u(r) = \frac{Mo \left[ (b^2 - a^2)(a^2 - r^2) + a^2 \left( a^2 - 2b^2 \log \frac{a}{b} - b^2 \right) \right]}{2 \left\{ D_p \left[ (1 + \nu_p) a^2 + (1 + \nu_p) b^2 \right] + D_e (1 + \nu_e) (b^2 - a^2) \right\}}, \quad (0 \leq r \leq a) \quad (2.11)$$

$$w_u(r) = \frac{Mo \left[ a^2 \left( r^2 - 2b^2 \log \frac{r}{b} - b^2 \right) \right]}{2 \left\{ D_p \left[ (1 + \nu_p) a^2 + (1 + \nu_p) b^2 \right] + D_e (1 + \nu_e) (b^2 - a^2) \right\}}, \quad (a \leq r \leq b) \quad (2.12)$$

$$Mo = D_e \frac{-d_{31} U / h_{PZT}}{\frac{h}{2} + \frac{2}{h} \left( \frac{1}{E_{PZT} h_{PZT}} + \frac{1}{E_p h_p} \right) (D_{PZT} + D_p)} \quad (2.13)$$

Sendo que:

$$D_p = \frac{E_p h_p^3}{12(1 - \nu_p^2)} \quad (2.14)$$

$$D_{PZT} = \frac{E_{PZT} h_{PZT}^3}{12(1 - \nu_{PZT}^2)} \quad (2.15)$$

Os termos  $h_{PZT}$ ,  $h_p$  são as espessuras do PZT e da membrana respectivamente e  $h$  é a soma  $h_{PZT}$  e  $h_p$ . Tem-se ainda que  $\nu_{PZT}$  e  $\nu_p$  são os coeficientes de Poisson do PZT e da membrana e  $E_{PZT}$  e  $E_p$  são os módulos de elasticidade. Finalmente,  $E_e$  e  $\nu_e$  são o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson das duas camadas da estrutura, respectivamente.

O cálculo dessas propriedades equivalentes para as duas camadas encontrase a seguir:

$$E_e = C_1 E_{PZT} + C_2 E_p + \frac{C_1 C_2 E_{PZT} E_p (v_{PZT} - v_p)^2}{C_1 E_{PZT} (1 - v_p^2) + C_2 E_p (1 - v_{PZT}^2)} ; \quad C_1 = h_{PZT}/h \text{ e } C_2 = h_p/h \quad (2.16)$$

$$v_e = \frac{C_1 v_{PZT} E_{PZT} (1 - v_p^2) + C_2 v_p E_p (1 - v_{PZT}^2)}{C_1 E_{PZT} (1 - v_p^2) + C_2 E_p (1 - v_{PZT}^2)} \quad (2.17)$$

$$D_e = \frac{E_e h^3}{12(1 - v_e^2)} \quad (2.18)$$

### Deflexão causada pela pressão

Para a deflexão causada pela diferença de pressão, utilizando-se o método da superposição, as equações estabelecidas por Timoshenko e Woinowsky-Krieger (1959), podem ser combinadas para se obter a solução para esse caso específico.

Para uma diferença de pressão constante, a deflexão das duas camadas da estrutura é:

$$w_p(r) = \frac{p}{64D_p} (b^2 - a^2) + \frac{(M_1 - M_2)a^2 \left( a^2 - 2b^2 \log \frac{a}{b} - b^2 \right)}{2D_p [(1 - v_p)b^2 + (1 + v_p)a^2]} + \frac{p(a^2 - r^2)}{64D_e} \left( \frac{5 + v_e}{1 + v_e} a^2 - r^2 \right) + \frac{M_2}{2D_e(1 + v_e)} (a^2 - r^2), \quad (0 \leq r \leq a) \quad (2.19)$$

$$w_p(r) = \frac{p}{64D_p} (b^2 - r^2) + \frac{(M_1 - M_2)a^2 \left( r^2 - 2b^2 \log \frac{r}{b} - b^2 \right)}{2D_p [(1 - v_p)b^2 + (1 + v_p)a^2]}, \quad (a \leq r \leq b) \quad (2.20)$$

$M_1$  e  $M_2$  são momentos fletores intermediários, calculados da seguinte forma:

$$M_1 = \frac{p}{16} [(1 + v_p)b^2 - (3 + v_p)a^2] \quad (2.21)$$

Utilizando a continuidade da deflexão em  $r = a$ , pode-se obter a equação de  $M_2$ , encontrada em Zhang (2005), que não está listada aqui devido a sua complexidade.

### 2.3.2 Variação de volume

De acordo com Stemme e Larsson (1973) A variação de volume da câmara pode ser calculada com a seguinte equação:

$$\Delta V = 2\pi \int_0^R w(r)rdr , \text{ onde } w(r) = w_u(r) + w_p(r) \quad (2.22)$$

Métodos de iteração numérica podem ser utilizados para determinar com precisão a variação de volume.

Analizando as equações anteriores, pode-se perceber que  $w_u(r)$  é proporcional à tensão aplicada e que  $w_p(r)$  é proporcional à diferença de pressão. Portanto não é difícil mostrar que a variação do volume pode ser escrita da seguinte forma:

$$\Delta V = K_u U + K_p p \quad (2.23)$$

$K_u$  e  $K_p$  são coeficientes de proporcionalidade que dependem das dimensões e propriedades dos materiais do atuador.

Se a diferença de pressão existente no atuador, possuir valor com ordem de grandeza de kPa, a deflexão causada pela diferença de pressão será muito pequena. Nestas circunstâncias o efeito da diferença de pressão na variação de volume na câmara pode ser desprezado.

### 2.3.3 Taxa de fluxo

Para estimar a taxa de fluxo, a modelagem do elemento bocal/difusor é também necessária. Como mencionado anteriormente, esses elementos são projetados para ter uma queda de pressão menor em uma direção do que na direção oposta, isto para a mesma velocidade de fluxo. Esses elementos são utilizados para direcionar o fluxo da entrada para a saída. Para determinar a queda de pressão no bocal/difusor, as seguintes equações podem ser utilizadas:

$$\Delta p_d = \frac{1}{2} \rho \cdot v_d^2 \xi_d \quad (2.24)$$

$$\Delta p_n = \frac{1}{2} \rho \cdot v_n^2 \xi_n \quad (2.25)$$

Os termos  $\Delta p_d$  e  $\Delta p_n$  são as quedas de pressão no difusor e no bocal,  $\rho$  é a densidade do fluido,  $\xi_d$  e  $\xi_n$  são os coeficientes de perda de carga do difusor e do bocal e  $v_d$  e  $v_n$  são as velocidades do fluxo na parte do difusor e do bocal com a menor seção transversal. A figura abaixo ilustra a situação:

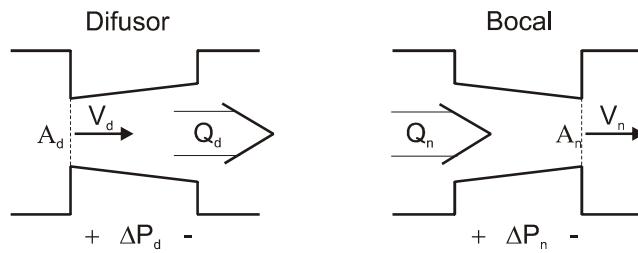


Figura 2.7 – Configuração dos elementos difusor e bocal.

O fluxo de volume no difusor e bocal podem ser calculados com as seguintes equações:

$$Q_d = A_d v_d \quad (2.26)$$

$$Q_n = A_n v_n \quad (2.27)$$

$A_d$  e  $A_n$  são as áreas da seção transversal de menor valor do difusor e do bocal. Combinando-se as equações anteriores, obtém-se:

$$Q_d = A_d \left( \frac{2}{\rho} \right)^{1/2} \left( \frac{\Delta P_d}{\xi_d} \right)^{1/2} \quad (2.28)$$

$$Q_n = A_n \left( \frac{2}{\rho} \right)^{1/2} \left( \frac{\Delta P_n}{\xi_n} \right)^{1/2} \quad (2.29)$$

Utilizando o mesmo elemento para o difusor e o bocal obtém-se o mesmo valor para  $A_d$  e  $A_n$  (ou seja,  $A = A_d = A_n$ ). Considerando que a pressão na entrada  $P_i$  e na saída da bomba  $P_o$  podem ser desprezadas se comparadas com a pressão na

câmara  $P_c$  (ou seja,  $\Delta P_d = \Delta P_n = P_c = \Delta P$ ), o fluxo de volume no difusor e no bocal pode ser escrito da seguinte maneira:

$$Q_d = C_H \sqrt{\Delta P}; \quad \text{onde } C_H = A \left( \frac{2}{\xi_d \rho} \right)^{1/2} \quad (2.30)$$

$$Q_n = C_L \sqrt{\Delta P}; \quad \text{onde } C_L = A \left( \frac{2}{\xi_n \rho} \right)^{1/2} \quad (2.31)$$

Devido às características do elemento bocal/difusor, o coeficiente de condutividade  $C$  possui um valor diferente para cada sentido de fluxo. O coeficiente  $C$  na direção do difusor é representado por  $C_H$  e é representado por  $C_L$  na direção do bocal. Existe também dois valores diferentes de  $\xi$ . Na direção do difusor  $\xi$  é representado por  $\xi_d$  e na direção do bocal é representado por  $\xi_n$ .

Considerando as aproximações de que a deflexão do atuador é causada apenas pela voltagem e que não há variação de pressão dentro da câmara da bomba, as equações deduzidas por Ullmann (1998) podem ser utilizadas para se obter a solução analítica para a taxa de fluxo da bomba.

Supondo  $U = U_m \cos(wt)$ , tem-se durante o modo de bombeamento:

$$\Delta p = \left[ \frac{K_U U_m w \cos(wt)}{C_H + C_L} \right]^2 \quad (2.32)$$

$$Q_i = Q_n = \frac{C_L}{C_H + C_L} K_U U_m w \cos(wt) \quad (2.33)$$

$$Q_o = -Q_d = -\frac{C_H}{C_H + C_L} K_U U_m w \cos(wt) \rightarrow Q_p = -\frac{C_H}{C_H + C_L} K_U U_m w \cos(wt) \quad (2.34)$$

Durante o modo de fornecimento:

$$\Delta p = - \left[ \frac{K_U U_m w \cos(wt)}{C_H + C_L} \right]^2 \quad (2.35)$$

$$Q_i = Q_d = \frac{C_H}{C_H + C_L} K_U U_m w \cos(wt) \quad (2.36)$$

$$Q_o = -Q_n = -\frac{C_L}{C_H + C_L} K_U U_m w \cos(wt) \rightarrow Q_s = -\frac{C_L}{C_H + C_L} K_U U_m w \cos(wt) \quad (2.37)$$

O termo  $Q_i$  é a vazão na entrada,  $Q_o$  é a vazão na saída,  $Q_d$  é a vazão no difusor e  $Q_n$  é a vazão no bocal.  $Q_p$  e  $Q_s$  representam a vazão na saída durante o modo de bombeamento e fornecimento, respectivamente. O modo de bombeamento e o modo de fornecimento estão ilustrados na Figura 1.6.

Finalmente a média da taxa de fluxo é dada por:

$$\bar{Q} = \frac{\int_{-T/4}^{T/4} Q_s dt + \int_{T/4}^{3T/4} Q_p dt}{T} \quad (2.38)$$

$$\bar{Q} = \frac{-\frac{C_L}{C_H + C_L} K_U U_m w \frac{\sin(wt)}{w} \Big|_{-T/4}^{T/4} - \frac{C_H}{C_L + C_H} K_U U_m w \frac{\sin(wt)}{w} \Big|_{T/4}^{3T/4}}{2\pi/w} \quad (2.39)$$

$$\bar{Q} = \frac{K_U U_m w}{\pi} \frac{C_H - C_L}{C_H + C_L} = \frac{K_U U_m w}{\pi} \frac{\eta_{nd}^{\frac{1}{2}} - 1}{\eta_{nd}^{\frac{1}{2}} + 1}, \text{ onde: } \eta_{nd} = \frac{\xi_n}{\xi_d} = \left( \frac{C_H}{C_L} \right)^2 \quad (2.40)$$

$\eta_{nd}$  é a eficiência do elemento bocal/difusor. Para que ocorra bombeamento no sentido correto,  $\eta_{nd}$  deve ser superior a 1 e para se obter a máxima eficiência por ciclo na bomba,  $\eta_{nd}$  deve possuir o maior valor possível. A eficiência da bomba por ciclo pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$\eta = \frac{\eta_{nd}^{\frac{1}{2}} - 1}{\eta_{nd}^{\frac{1}{2}} + 1} \quad (2.41)$$

## 2.4 MODELAGEM COMPUTACIONAL

A utilização do método de elementos finitos é justificada em situações em que não há uma formulação analítica disponível. Quando a solução analítica é demasiadamente complexa, hipóteses simplificadoras podem ser utilizadas para facilitar a solução, entretanto a utilização destas simplificações pode prejudicar a

qualidade dos resultados. Em situações como essa, a utilização da simulação e da modelagem através do método de elementos finitos também é justificada.

Através da simulação computacional a caracterização da bomba de fluxo pode ser obtida de modo mais rápido, ocasionando a diminuição do número de protótipos necessários, além de possibilitar a análise de sensibilidade de parâmetros da bomba para a obtenção de melhores condições de funcionamento.

Sendo assim, 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: visualiza-se dos resultados obtidos, através das mais variadas formas de representação gráfica ou tabelas.

Os problemas de simulação de fluidos freqüentemente envolvem fronteiras móveis, como no caso em estudo, onde o atuador encontra-se em movimento oscilatório interagindo com o fluido. Em tais casos, o domínio em estudo se altera com o decorrer do tempo e a malha de elementos finitos deve ser alterada de forma a satisfazer esta condição. Para tanto é feito o uso da formulação ALE (“Arbitrary Lagrangian-Eulerian”), implementada no software ANSYS. A formulação ALE é responsável por realocar a malha de elementos finitos de forma a satisfazer às condições de contorno impostas a cada instante. Através de uma simulação como esta podemos levantar vários tipos de informações, tais como pressão e vazão, as principais grandezas a serem avaliadas no caso da bomba de fluxo piezelétrica.

A análise dos modelos pode ser dividida em duas etapas (Figura 2.10), que são: análise acústica e simulação fluídica.

A primeira etapa consiste na simulação do atuador piezelétrico propriamente dito, onde através de uma análise harmônica serão obtidas as características elétricas do atuador (impedância elétrica), os modos de vibrar e as freqüências de ressonância, com as quais é possível obter a curva de deformação do atuador.

Antes de iniciar a análise harmônica nos modelos dos protótipos, será realizada uma análise estática em um modelo para o atuador piezelétrico no meio ar para a sua caracterização e para avaliar o modelo analítico anteriormente descrito.

Posteriormente, proceder-se-á a análise das configurações de bombas de fluxo adotadas nos protótipos para o meio água. Nesta etapa, serão determinadas as curvas de deformação vertical do atuador observando-se o efeito do fluido. Estas curvas serão utilizadas como condição de contorno na próxima fase da simulação computacional, a análise fluídica.

Na análise fluídica, será realizada uma simulação do comportamento do líquido a ser bombeado no interior da câmara da bomba de fluxo utilizando-se uma análise transiente. Com esta última etapa, pode-se observar as curvas de vazão e pressão ao longo do tempo e determinar os seus valores médios, de forma a caracterizar completamente os protótipos.

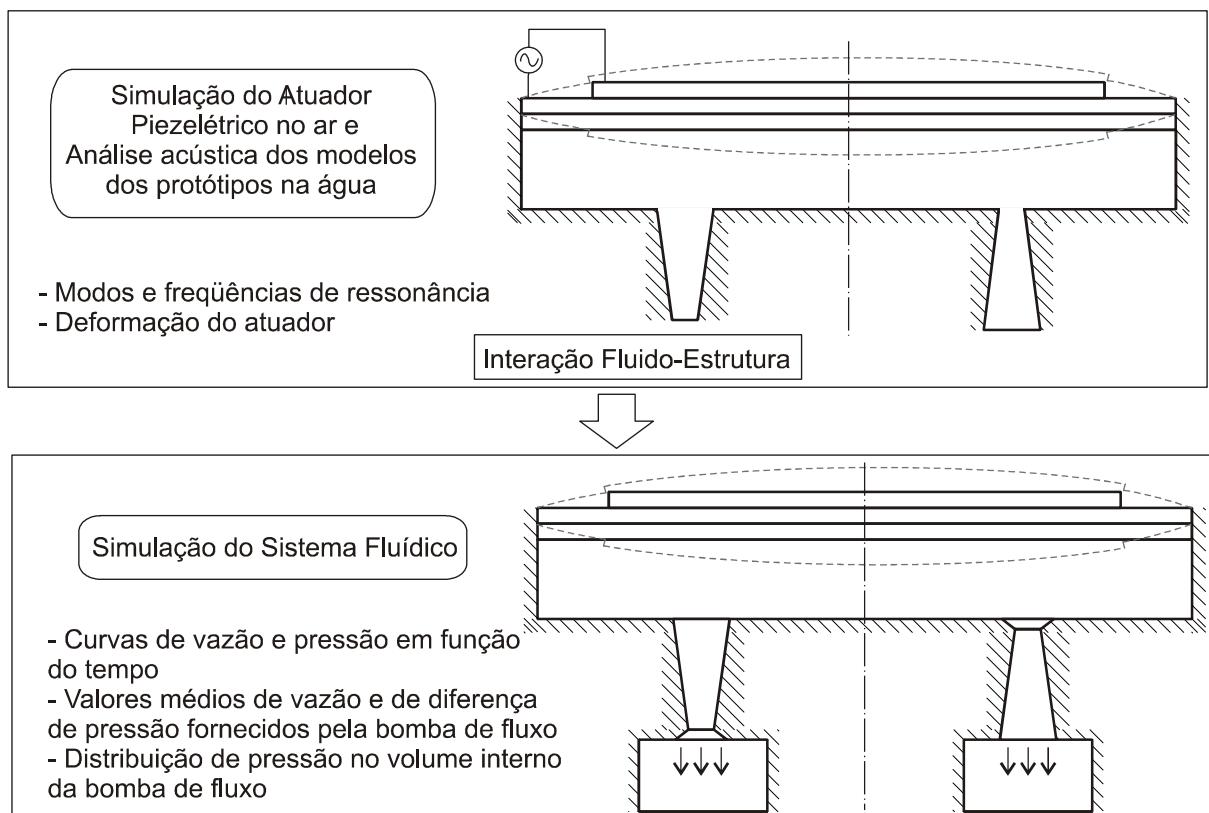


Figura 2.8 – Abordagem das simulações acústica e fluídica para caracterização das configurações de bomba de fluxo utilizadas nos protótipos.

Levando em conta o alto custo computacional da análise tridimensional devido ao grande número de elementos necessários na malha adotou-se modelos bidimensionais, tanto para a modelagem acústica quanto para a modelagem fluídica, a partir da seção transversal radial da bomba.

É importante destacar que os modelos acústico e fluídico devem ser compatíveis entre si, ou seja, as coordenadas dos nós do modelo acústico devem estar no mesmo intervalo que as coordenadas do modelo fluídico, ou então a simulação fluídica não fornecerá resultados consistentes.

Para a análise acústica, foi utilizado o software ANSYS de Elementos Finitos. Este software conta com uma vasta biblioteca de elementos para a simulação dos mais diversos tipos de sistemas, incluindo sistemas multidisciplinares, através do pacote “Multiphysics”. Na fase de pré-processamento, a modelagem consistiu em representar a região interna da bomba de fluxo por meio de áreas, para posterior criação da malha de elementos, na qual se utilizou o elemento “FLUID29” com as propriedades da água (densidade específica, viscosidade dinâmica e velocidade de propagação do som) e liberdade de deslocamento em ‘x’ e ‘y’ além de pressão, e o elemento “PLANE13”, que é capaz de simular no plano bi-dimensional materiais estruturais, e também materiais piezelétricos.

Deve-se ressaltar a importância da discretização da malha, uma vez que uma malha pouco refinada nos dá um resultado pouco preciso, ao passo que uma malha demasiadamente refinada elevará o custo computacional da simulação. Após a geração da malha de elementos, é necessário definir as condições de contorno para o problema e os parâmetros de entrada. A Figura 2.9 permite uma fácil comparação entre diferentes discretizações da malha. Ela contém, como exemplo, um modelo tridimensional de um conjunto de válvulas utilizado em um dos protótipos. Na Figura 2.9a, tem-se uma malha menos refinada, contendo cerca de 2.300 elementos de 0,5mm de aresta no total. Na Figura 2.9b, tem-se uma malha um pouco mais refinada, com aproximadamente 37.100 elementos de 0,2mm de aresta e finalmente a Figura 2.9c mostra uma malha contendo 273.200 elementos de 0,1mm 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.

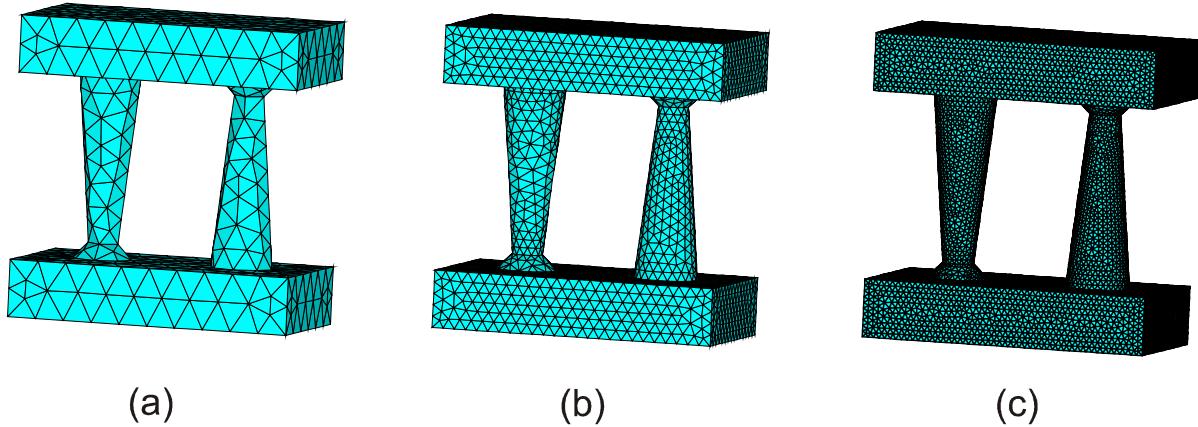


Figura 2.9 – Exemplo de discretização da malha de elementos finitos:  
 (a) 0,5mm, (b) 0,2mm e (c) 0,1mm.

Tendo definido toda a geometria, a malha, as condições de contorno, propriedades do elemento e demais configurações necessárias, faz-se a simulação propriamente dita. 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 simulação computacional e no estudo de parâmetros, pois, estando o modelo pronto, basta alterar os valores dos parâmetros e executar o software novamente para obter novos resultados.

Com a conclusão da análise acústica com a execução do pós-processamento, é realizado o transporte dos dados das curvas de deformação vertical do atuador por meio de uma lista contendo os números dos nós, coordenadas de posicionamento e valores de deformação dos elementos pertencentes à linha inferior da membrana para o software Matlab onde são obtidas as equações representativas destas curvas.

Para a análise fluídica, foram utilizados os softwares ANSYS Workbench, para a geração do modelo geométrico e para a criação da malha de elementos, e ANSYS CFX para realização das etapas de pré-processamento, solução e pós-processamento. O software ANSYS CFX é uma ferramenta específica para aplicações envolvendo CFD (“Computational Fluid Dynamics”), permitindo a simulação do comportamento de sistemas envolvendo fluxo de fluido, transferência de calor e massa e outros processos físicos.

A modelagem fluídica para cada protótipo consistiu em criar um modelo através da extrusão da seção transversal radial da bomba de fluxo para que este apresentasse um pequeno valor de espessura. No modelo geométrico é gerada uma malha de elementos contendo apenas um elemento na direção da estrutura. Com o auxílio do ANSYS CFX, são adicionadas as condições de contorno (inclusive a equação da deformação gerada no software Matlab), o tipo de análise em questão (transiente) e as configurações necessárias.

Após a geração do modelo fluídico, inicia-se a simulação e realiza-se o pós-processamento para obtenção da vazão e da diferença de pressão.

## 2.5 MEF PIEZELÉTRICO

Para modelagem de atuadores piezelétricos no ANSYS é utilizado o Método de Elementos Finitos (MEF). 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 nas equações abaixo:

$$[\mathbf{M}_{uu}] \{\ddot{U}\} + [\mathbf{C}_{uu}] \{\dot{U}\} + [\mathbf{K}_{uu}] \{U\} + [\mathbf{K}_{u\phi}] \{\phi\} = \{F\} \quad (2.3)$$

$$[\mathbf{K}_{u\phi}]^T \{U\} + [\mathbf{K}_{\phi\phi}] \{\phi\} = \{Q\} \quad (2.4)$$

Estas mesmas expressões podem também ser expressas na seguinte forma matricial:

$$\begin{bmatrix} [\mathbf{M}_{uu}] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U} \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [\mathbf{C}_{uu}] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U} \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [\mathbf{K}_{uu}] & [\mathbf{K}_{u\phi}] \\ [\mathbf{K}_{u\phi}] & [\mathbf{K}_{\phi\phi}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ \phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ Q \end{Bmatrix} \quad (2.5)$$

Onde:

$$\text{Matriz de rigidez mecânica: } [\mathbf{K}_{uu}]_e = \iiint_{\Omega_e} [\mathbf{B}_u]^T [\mathbf{c}] [\mathbf{B}_u] dV \quad (2.6)$$

$$\text{Matriz de acoplamento piezelétrico: } [\mathbf{K}_{u\phi}]_e = \iiint_{\Omega_e} [\mathbf{B}_u]^T [\mathbf{e}] [\mathbf{B}_\phi] dV \quad (2.7)$$

$$\text{Matriz de rigidez elétrica: } [\mathbf{K}_{\phi\phi}]_e = \iiint_{\Omega_e} [\mathbf{B}_\phi]^T [\mathbf{e}] [\mathbf{B}_\phi] dV \quad (2.8)$$

$$\text{Matriz de massa: } [\mathbf{M}_{uu}]_e = \rho \iiint_{\Omega_e} [\mathbf{N}_u]^T [\mathbf{N}_u] dV \quad (2.9)$$

$$\text{Matriz de amortecimento: } [\mathbf{C}_{uu}] = \alpha [\mathbf{M}_{uu}] + \beta [\mathbf{K}_{uu}] \quad (2.10)$$

$\beta$  : constante de amortecimento multiplicadora da matriz de rigidez.

### 3 CONFIGURAÇÃO DOS PROTÓTIPOS

Com o objetivo de validar os resultados obtidos pela simulação e pelo modelo analítico, neste trabalho foram projetados e construídos dois protótipos de bombas de fluxo piezelétricas de diafragma do tipo “valveless”. As configurações desses protótipos encontram-se a seguir:

#### 3.1 CONFIGURAÇÃO DO PRIMEIRO PROTÓTIPO

Trata-se de uma bomba piezelétrica de diafragma do tipo “valveless” que utiliza como atuador um conjunto formado por um disco de PZT e uma membrana circular. Esta membrana é fixada à carcaça (portanto para efeito de análise, pode-se considerar que o diâmetro útil da membrana é igual ao diâmetro da câmara da bomba) delimitando assim o volume da câmara da bomba. As válvulas bocal/difusor estão localizadas abaixo da câmara da bomba como ilustrado na figura a seguir:

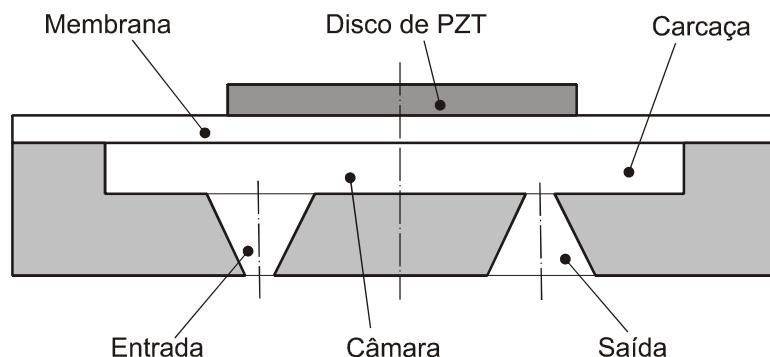


Figura 3.1 – Seção transversal da configuração 1.

A geometria e as dimensões do elemento difusor/bocal (Figura 3.2) foram adotadas tomando-se como base o elemento encontrado em Zhang (2005).

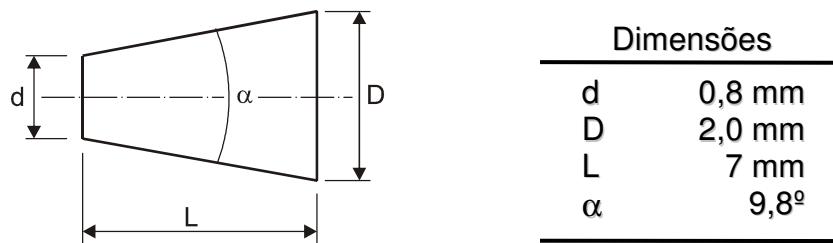


Figura 3.2 – Formato e dimensões do bocal/difusor do primeiro protótipo.

### 3.2 CONFIGURAÇÃO DO SEGUNDO PROTÓTIPO

O segundo protótipo é similar ao primeiro, sendo que a única diferença encontra-se na geometria das válvulas utilizadas. Elas foram baseadas no elemento encontrado em OLSSON, A.; STEMME, G.; STEMME, E.; (1998).

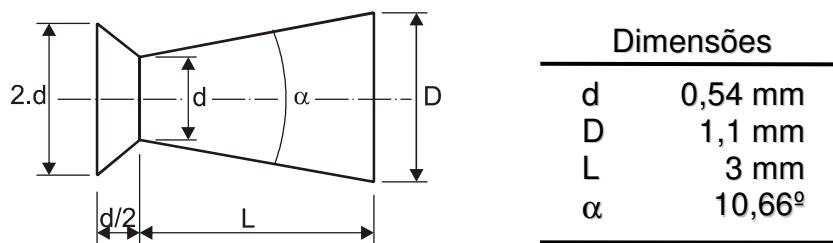


Figura 3.3 – Formato e dimensões do bocal/difusor do segundo protótipo.

## 4 RESULTADOS

### 4.1 RESULTADOS DO MODELO ANALÍTICO

#### 4.1.1 Primeiro protótipo

Os parâmetros utilizados para a realização dos cálculos analíticos estão listados na tabela abaixo:

Tabela 4.1 – Parâmetros para análise do primeiro protótipo.

Amplitude da voltagem ( $U_m$ )	30 V
Espessura do PZT ( $h_{PZT}$ )	0,1mm
Espessura da membrana ( $h_p$ )	0,1mm
Raio do PZT (a)	10,75mm
Raio da membrana (b)	15mm
Coeficiente de Poisson do PZT ( $\nu_{PZT}$ )	0,31
Coeficiente de Poisson da membrana ( $\nu_p$ )	0,34
Módulo de elasticidade do PZT ( $E_{PZT}$ )	67,57 GPa
Módulo de elasticidade da membrana ( $E_p$ )	97 GPa
Coeficiente de transmissão do PZT ( $d_{31}$ )	-171 x 10 <sup>-12</sup> m/V
Freqüência (f)	49 Hz
Eficiência do elemento bocal/difusor ( $\eta_{nd}$ )	2,2
Coeficiente de perda de carga do difusor ( $\xi_d$ )	2.4
Coeficiente de perda de carga do difusor ( $\xi_n$ )	5.3

Devido à complexidade das equações, decidiu-se utilizar o software Matlab para a realização dos cálculos (o código encontra-se no Anexo B).

Segundo Zhang (2005), se a diferença de pressão exercida no atuador possuir valor com ordem de grandeza de kPa, a deflexão causada pela diferença de pressão será muito pequena se comparada a deflexão causada pela aplicação de uma voltagem da ordem de dezenas de Volts. Sendo assim, para calcular o valor da deflexão do atuador (w), desprezou-se a parcela de deflexão causada pela pressão ( $w_p$ ). Sendo assim, utilizou-se as equações (2.11) e (2.12) para obter o seguinte resultado:

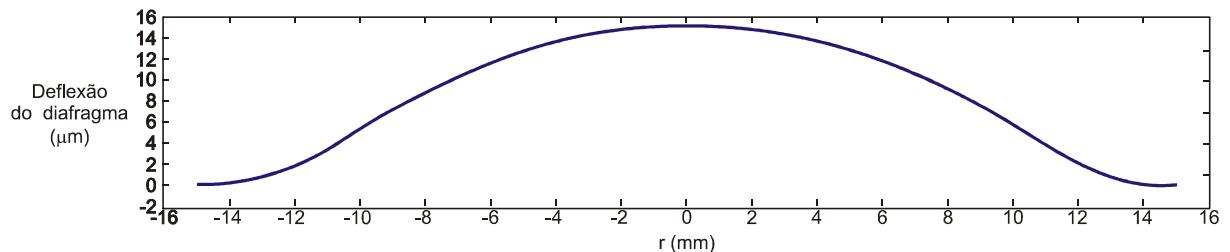


Figura 4.1 – Deflexão do diafragma quando uma tensão de 30V é aplicada ao PZT (1º protótipo).

Para calcular a variação de volume ( $\Delta V$ ) da câmara da bomba de fluxo durante a deflexão do atuador, foi utilizada a equação (2.22). Devido à complexidade desta equação, foi utilizado um método integração numérica (método dos trapézios) na sua resolução. O resultado obtido foi  $\Delta V = 3,88 \text{ mm}^3$ .

Como a contribuição da pressão na deflexão foi desprezada, determinou-se através de (2.23) que  $K_u = 0,129 \text{ mm}^3/\text{V}$ .

Finalmente, através de (2.40), determinou-se uma taxa média de 4,5 ml/min.

A diferença de pressão entre a entrada e a saída da bomba de fluxo é dada pela soma de  $\Delta p_d$  e  $\Delta p_n$ . Utilizando as equações (2.24) e (2.25) foi obtida uma diferença de pressão igual a 86,6 Pa.

Tabela 4.2– Resultados do modelo analítico para o primeiro protótipo.

Vazão média	4,5 ml/min
Diferença de pressão	86,6 Pa

#### 4.1.2 Segundo protótipo

Os parâmetros utilizados para a realização dos cálculos analíticos estão listados na tabela abaixo:

Tabela 4.3 – Parâmetros para análise do segundo protótipo.

Amplitude da voltagem ( $U_m$ )	30 V
Espessura do PZT ( $h_{PZT}$ )	0,1mm
Espessura da membrana ( $h_p$ )	0,1mm
Raio do PZT (a)	10,75mm
Raio da membrana (b)	15mm
Coeficiente de Poisson do PZT ( $\nu_{PZT}$ )	0,31
Coeficiente de Poisson da membrana ( $\nu_p$ )	0,34
Módulo de elasticidade do PZT ( $E_{PZT}$ )	67,57 GPa

Módulo de elasticidade da membrana ( $E_p$ )	97 GPa
Coeficiente de transmissão do PZT ( $d_{31}$ )	$-171 \times 10^{-12}$ m/V
Freqüência (f)	45 Hz
Eficiência do elemento bocal/difusor ( $\eta_{nd}$ )	1,6
Coeficiente de perda de carga do difusor ( $\xi_d$ )	2,0
Coeficiente de perda de carga do difusor ( $\xi_n$ )	3,2

Para obter os seguintes resultados, foi adotado o mesmo procedimento utilizado para obter os resultados do primeiro protótipo:

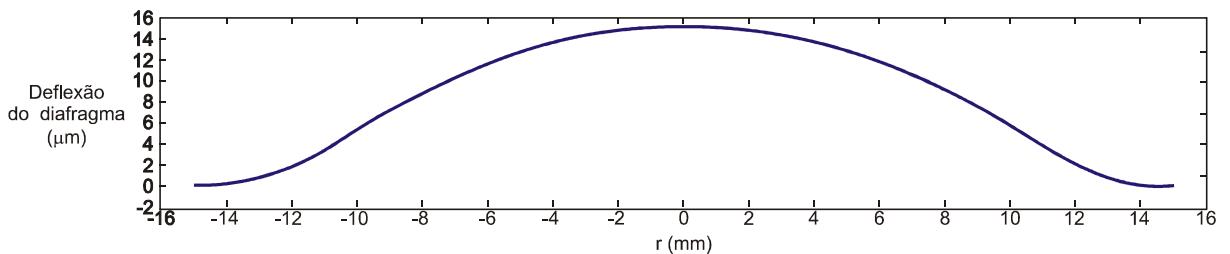


Figura 4.2 – Deflexão do diafragma quando uma tensão de 30V é aplicada ao PZT (2º protótipo).

Tabela 4.4 – Resultados do modelo analítico para o segundo protótipo.

Vazão média	2,5 ml/min
Diferença de pressão	98,9 Pa

## 4.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Como foi discutido no item 2.4, com o intuito de avaliar os resultados obtidos no método analítico, realizou-se a análise estática do modelo do atuador piezelétrico no meio ar. Primeiramente executou-se uma análise de convergência, utilizando este mesmo modelo do atuador, de modo a determinar a discretização adequada para a análise estática e para todas as demais simulações.

Posteriormente, realizou-se a análise acústica dos protótipos para a determinação dos modos de vibrar e de valores estimados de freqüência de ressonância. A análise partiu de modelos diferentes para cada protótipo para verificar a influência da geometria do elemento bocal/difusor na deformação vertical do atuador. A partir desta informação, implementou-se um novo modelo comum a ambas as configurações dos protótipos para determinar a curva de deformação vertical do atuador observando-se o efeito do fluido.

Por último, foi executada a análise fluídica para observar as curvas de vazão e pressão ao longo do tempo e determinar os seus valores médios e, assim, finalizar a caracterização os protótipos.

As características físicas dos modelos, os parâmetros utilizados e os resultados obtidos nas simulações encontram-se nos itens abaixo.

#### 4.2.1 Análise estática do modelo do atuador piezelétrico e Análise de convergência

Com o intuito de comparar os resultados obtidos no método analítico descritos no item 4.1 com os obtidos em uma simulação computacional, considerando-se as mesmas características geométricas e o mesmo potencial elétrico aplicado no PZT, foi realizada a uma análise estática no modelo axissimétrico do atuador, desconsiderando-se a interação com o fluido. Nesta etapa da simulação computacional foi utilizado o software ANSYS Multiphysics.

A análise de convergência é uma análise preliminar para determinar a discretização que será utilizada nesta e nas diversas 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. O modelo do atuador piezelétrico utilizado nesta etapa é apresentado abaixo:

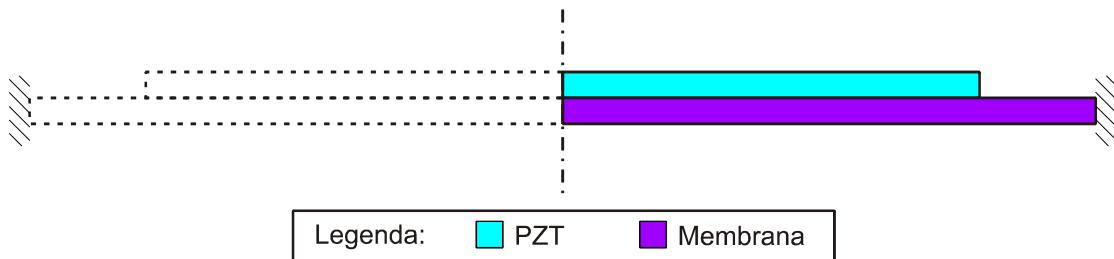


Figura 4.3 – Modelo axissimétrico do atuador piezelétrico.

Para a análise de convergência foi realizado o levantamento da deformação vertical máxima do atuador para diferentes níveis de discretização da malha, todos realizados para o mesmo modelo geométrico. Os parâmetros utilizados na análise de convergência são os seguintes:

Tabela 4.5 – Parâmetros da análise estática e de convergência.

Tipo de análise	estática
Características do modelo	bidimensional, axissimétrico
Amplitude da Voltagem	30 V
Meio fluídico	ar
Tamanho do elemento	0,00625; 0,0125; 0,025; 0,05 e 0,1mm
PZT	
Tipo de elemento	"PLANE13"
Graus de liberdade	'UX', 'UY' e 'VOLT'
Obs.: acoplamento dos nós ligados ao terra na superfície do PZT	
Membrana	
Tipo de elemento	"PLANE13"
Graus de liberdade	'UX' e 'UY'

As características geométricas do modelo e as propriedades físicas da membrana encontram-se abaixo:

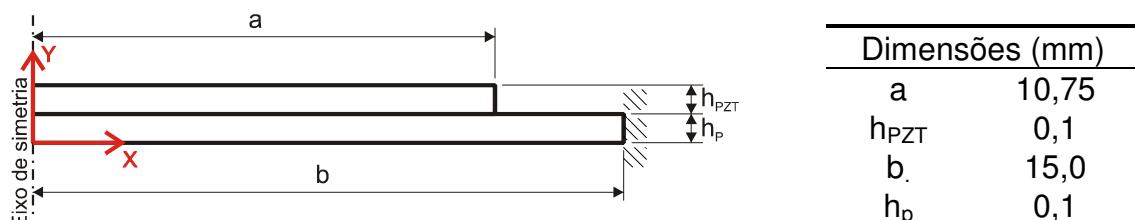


Figura 4.4 – Características geométricas do modelo do atuador piezelétrico.

Tabela 4.6 – Propriedades físicas da membrana.

Material	latão
Densidade	8500 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidade	100 GPa
Coeficiente de Poisson	0,34

As condições de contorno impostas ao modelo encontram-se na Tabela 4.7. Na Figura 4.5 é ilustrado, como exemplo, o modelo do atuador sob a aplicação das condições de contorno, para tamanho de elemento igual a 0,05mm.

Tabela 4.7 – Condições de contorno impostas ao modelo.

PZT	
Potencial elétrico na superfície superior do atuador igual a 30V.	
Potencial elétrico na superfície inferior do atuador igual a zero (terra).	
Restrição de movimentação na coordenada x dos nós localizados em x = 0 (condição de simetria).	
Membrana	
Restrição de movimentação nas coordenadas x e y dos nós pertencentes à membrana localizados em x = 15mm (engastamento na extremidade).	
Restrição de movimentação na coordenada x dos nós localizados em x = 0 (condição de simetria).	

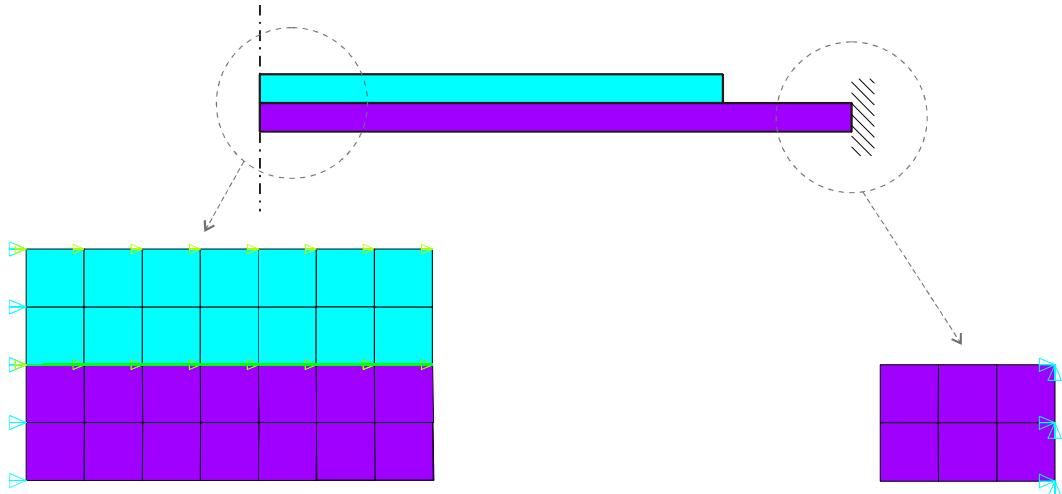


Figura 4.5 – Modelo do atuador e detalhe da aplicação das condições de contorno.

Os resultados obtidos para a deformação vertical máxima do atuador, para diferentes tamanhos de elemento (0,00625; 0,0125; 0,025; 0,05 e 0,1mm), encontram-se no gráfico abaixo. Nele é possível observar também o número de elementos existentes no modelo em função do grau de refinamento da malha. É importante destacar que o custo computacional depende diretamente do grau de refinamento da malha (tamanho do elemento utilizado).

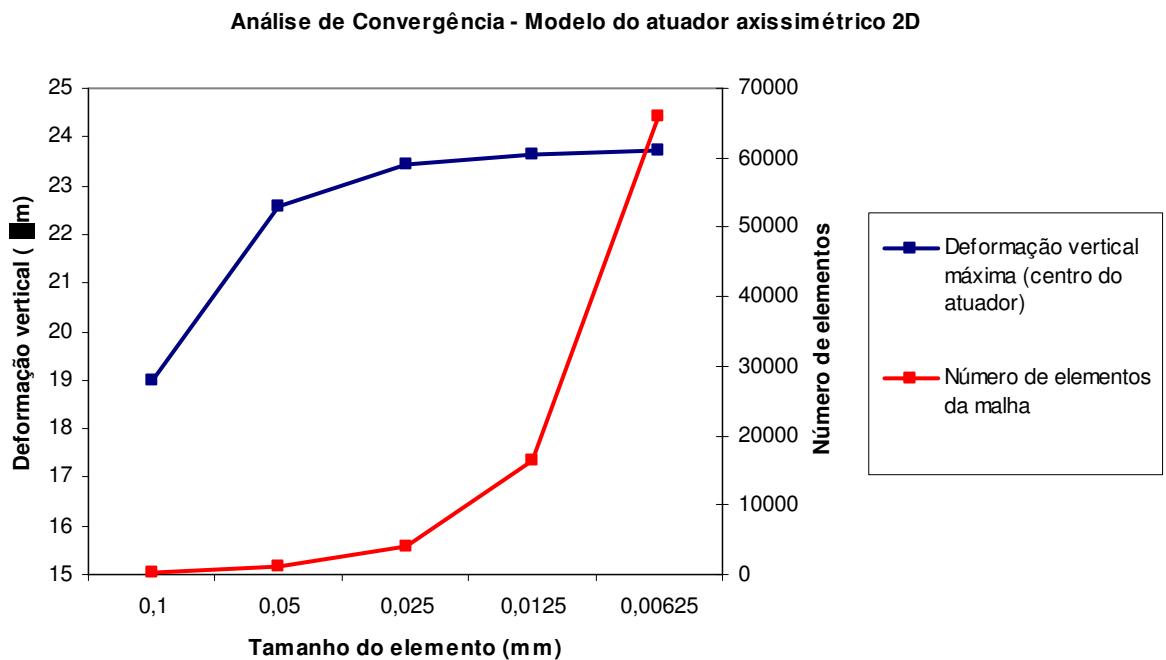


Figura 4.6 – Resultados da análise de convergência.

Da figura acima, conclui-se que a partir de um tamanho de elemento igual a 0,025mm, a deformação vertical máxima do atuador começa a se estabilizar em torno de  $23,4\mu\text{m}$  e o número de elementos (igual a 4120), a cada redução de tamanho do elemento, cresce exponencialmente. Portanto adotou-se, para todas as simulações posteriormente apresentadas, um tamanho de elemento igual a 0,025mm.

A curva de deformação obtida para o refinamento de malha adotado encontra-se na Figura 4.7.

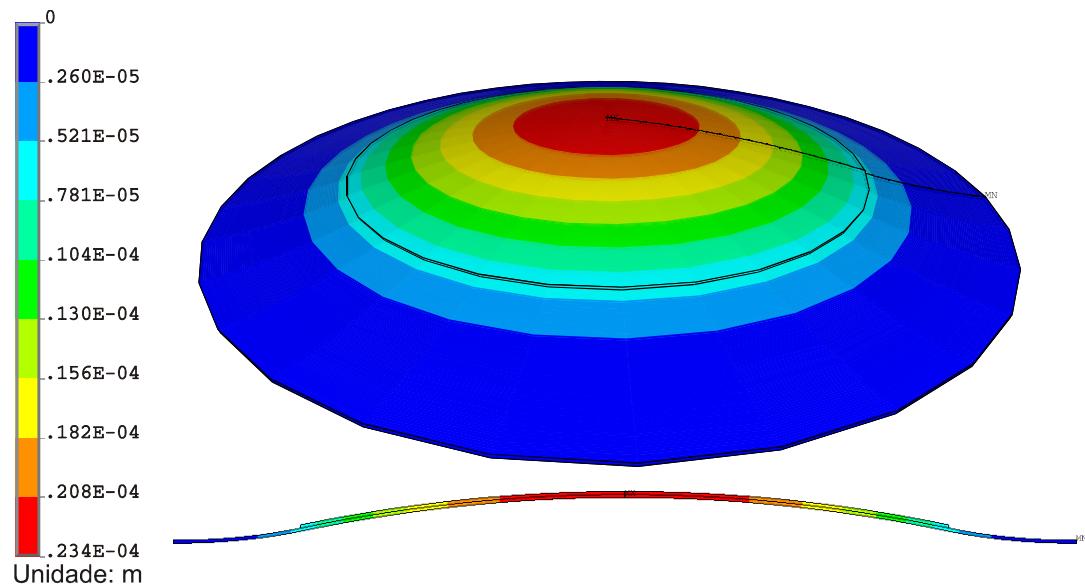


Figura 4.7 – Deformação vertical do atuador obtida na análise estática.

Pode-se notar que as curvas de deformação vertical do atuador fornecidas pelo modelo analítico se aproximam bastante da curva fornecida pelo modelo computacional, inclusive os valores máximos ( $15,8\mu\text{m}$  no modelo analítico e  $23,4\mu\text{m}$  no modelo computacional), o que mostra que os modelos estão em coerência.

#### **4.2.2 Análise acústica dos modelos de bomba de fluxo para as configurações dos protótipos**

Com a finalidade de verificar a influência do elemento bocal/difusor nos modos de vibração e nas freqüências de ressonância da bomba de fluxo piezelétrica, iniciou-se a análise acústica a partir de modelos diferentes para cada protótipo. Nesta etapa é utilizada, para mapear os modos de vibração e as

freqüências de ressonância, a análise harmônica considerando a interação com o fluido. Os modelos computacionais adotados são os seguintes:

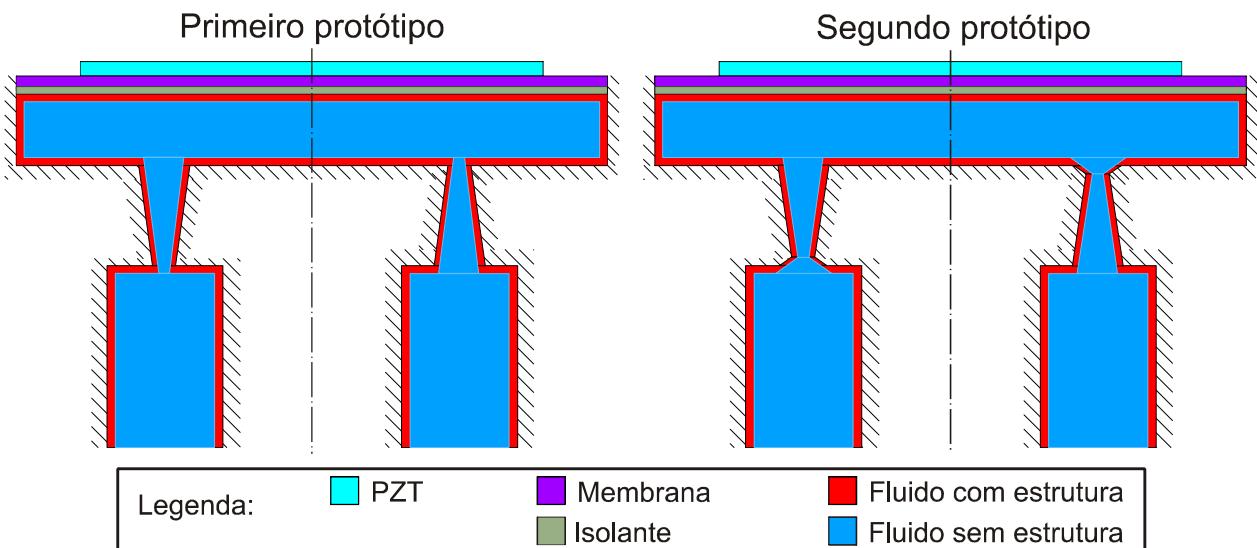


Figura 4.8 – Modelos para análise acústica dos protótipos.

Os parâmetros utilizados na simulação dos dois protótipos encontram-se na tabela abaixo:

Tabela 4.8 – Parâmetros da análise acústica.

Tipo de análise	harmônica
Características do modelo	bidimensional
Amplitude da Voltagem	30 V
Meio fluídico	água
Tamanho do elemento	0,025 mm
<hr/>	
PZT	
Tipo de elemento	"PLANE13"
Graus de liberdade	'UX', 'UY' e 'VOLT'
Obs.: acoplamento dos nós ligados ao terra na superfície do PZT	
<hr/>	
Membrana	
Tipo de elemento	"PLANE13"
Graus de liberdade	'UX' e 'UY'
<hr/>	
Fluido	
Tipo de elemento	"FLUID29"
Graus de liberdade	'UX', 'UY' e 'PRES'
Região de interface com a membrana e as paredes internas da bomba de fluxo	Fluido com estrutura
Região interna de fluido	Fluido sem estrutura

As dimensões, as propriedades físicas e as condições de contorno dos modelos encontram-se na Figura 4.9 e nas tabelas 4.9, 4.10 e 4.11.

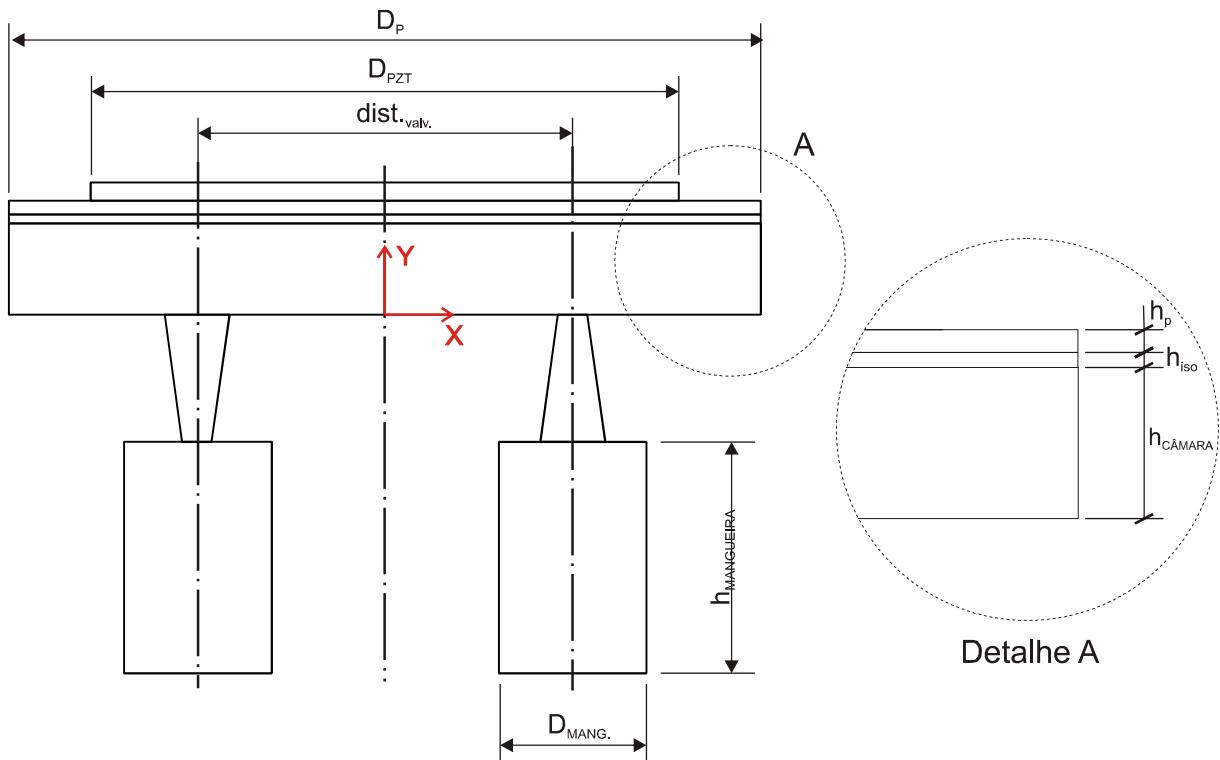


Figura 4.9 – Dimensões dos modelos acústicos.

Tabela 4.9 – Dimensões.

Dimensões (mm)	
$D_{PZT}$	21,5
$h_{PZT}$	0,1
$D_P$	30,0
$h_p$	0,1
$h_{CÂMARA}$	2,0
dist.MANG.	10,0
$D_{MANG.}$	3,0
$h_{MANGUEIRA}$	7,5

Tabela 4.10 – Propriedades físicas.

Membrana	
Material	latão
Densidade	8500 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidade	100 GPa
Coeficiente de Poisson	0,34
Fluido (Água, 25°C)	
Densidade	997,05 kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade dinâmica	$8,9 \cdot 10^{-4}$ N.s/m <sup>2</sup>
Velocidade do som	1500 m/s

As características geométricas dos elementos bocal/difusor para o primeiro e o segundo protótipo encontram-se nas figuras 3.2 e 3.3, respectivamente.

Tabela 4.11 – Condições de contorno impostas aos modelos na análise acústica.

PZT
Potencial elétrico na superfície superior do atuador igual a 30V.
Potencial elétrico na superfície inferior do atuador igual a zero (terra).
Membrana
Restrição de movimentação nas coordenadas x e y dos nós pertencentes à membrana localizados em $x = \pm 15\text{mm}$ (engastamento na extremidade).
Parede interna (carcaça, válvulas e mangueiras)
Restrição de movimentação nas coordenadas x e y dos nós localizados em $x = \pm 15\text{mm}$ (contorno fixo).

---

**Fluido**


---

Aplicação de FSI (“Fluid-Solid Interface”) na região de interface com a membrana e as paredes internas da bomba de fluxo.

Definição de impedância unitária nos contornos do modelo (impede que a onda reflita).

---

Observa-se no modelo que é aplicada uma camada de isolante na superfície em contato com o fluido. Sua finalidade é evitar curto-circuito no atuador e auxiliar na vedação da câmara. Na aplicação das tensões, os nós da parte interna do PZT que fazem contato com a membrana foram acoplados de forma a facilitar a análise de impedância elétrica e estes também foram aterrados (0V). Para a excitação do PZT, aplicou-se nos nós da face externa do PZT um potencial elétrico de 30V.

Para estimar os valores de freqüência de ressonância, considera-se a hipótese de que o atuador entra em ressonância quando sua impedância elétrica é mínima, fazendo com que a corrente passando pelo mesmo atinja um valor máximo. Consegue-se, assim, maximizar os deslocamentos para um atuador excitado nesta freqüência. Um exemplo da aplicação deste método, para o segundo modo de vibrar do modelo do primeiro protótipo, encontra-se na Figura 4.10 e a curva de deformação associada encontra-se na Figura 4.11.

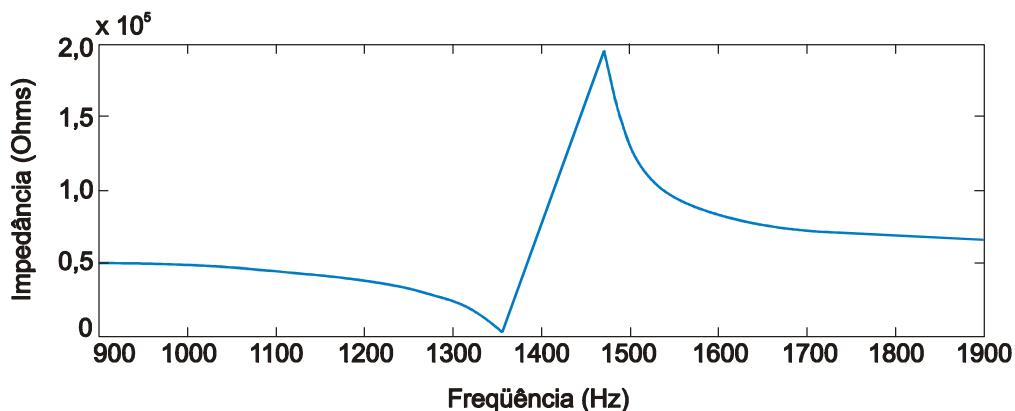


Figura 4.10 – Exemplo de uma curva de impedância elétrica – Freqüência de ressonância (1350Hz).

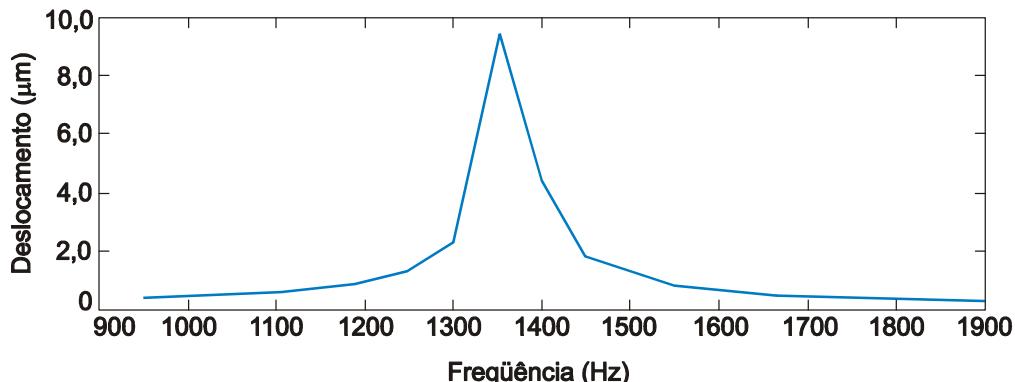


Figura 4.11 – Curva de deslocamento no centro da região de contato entre o PZT e a membrana.

Outro aspecto importante a se destacar é que o valor exato da freqüência de ressonância não pode ser determinado na análise computacional. As curvas encontradas nas figuras 4.10 e 4.11 podem sofrer pequenas alterações em função do passo utilizado. O passo determina os intervalos de freqüência que serão simulados. Quanto menor o passo para um determinado intervalo de freqüências, maior o número de resultados obtidos e melhor sua precisão. Para efeito de comparação, são apresentadas na Figura 4.12 estimativas de freqüência de ressonância para dois passos diferentes (50Hz e 10Hz), considerando-se ainda o mesmo exemplo.

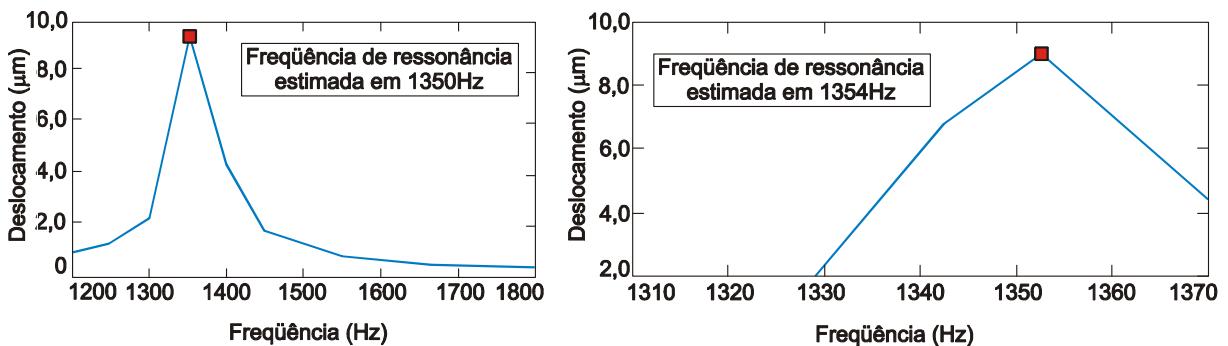


Figura 4.12 – Estimativas de freqüência de ressonância para dois passos diferentes (50Hz e 10Hz).

Da mesma forma, a amplitude exata da deformação do atuador quando excitado na freqüência de ressonância também não pode ser determinada, pois o coeficiente de amortecimento do sistema ( $\zeta$ ) não é conhecido. A Figura 4.13 ilustra o efeito do coeficiente de amortecimento sobre a amplitude de deslocamento. À medida que o coeficiente de amortecimento tende a zero, a amplitude na freqüência de ressonância tende ao infinito.

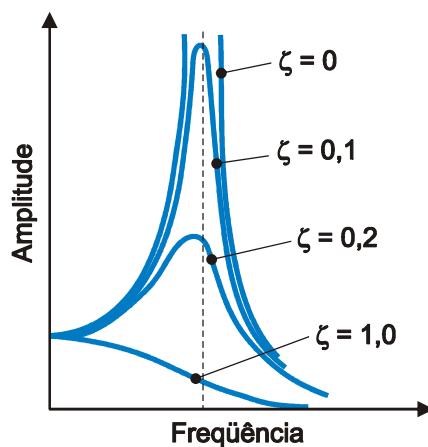


Figura 4.13 – Efeito do coeficiente de amortecimento sobre a amplitude.

O método empregado para o mapeamento de freqüências foi utilizar diferentes passos para reduzir o custo computacional, uma vez que usar um passo muito pequeno para uma faixa de freqüências grande eleva o custo computacional, podendo até inviabilizar a execução da simulação. Primeiramente foi realizada a simulação com os maiores passos para um intervalo de freqüências maior. Depois de verificar os resultados obtidos, analisa-se uma menor faixa de freqüências com um passo reduzido até verificar estabilização do valor da freqüência de ressonância. Nesta freqüência é verificada a curva de deformação do atuador.

As estimativas de freqüência de ressonância obtidas para os três primeiros modos de vibrar estão disponíveis na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – As estimativas de freqüência de ressonância para os três primeiros modos de vibrar.

Modelo	Modos de vibrar	Freqüência de ressonância (Hz)
Primeiro protótipo	1º	28
	2º	1350
	3º	3450
Segundo protótipo	1º	29
	2º	1340
	3º	3450

Para o primeiro modo fundamental de vibração, onde a freqüência de ressonância dos dois modelos encontra-se em torno de 30Hz, observou-se uma deformação vertical máxima de  $18,4\mu\text{m}$  e  $20,8\mu\text{m}$  na região central do atuador. As curvas de deformação vertical obtidas encontram-se na Figura 4.14.

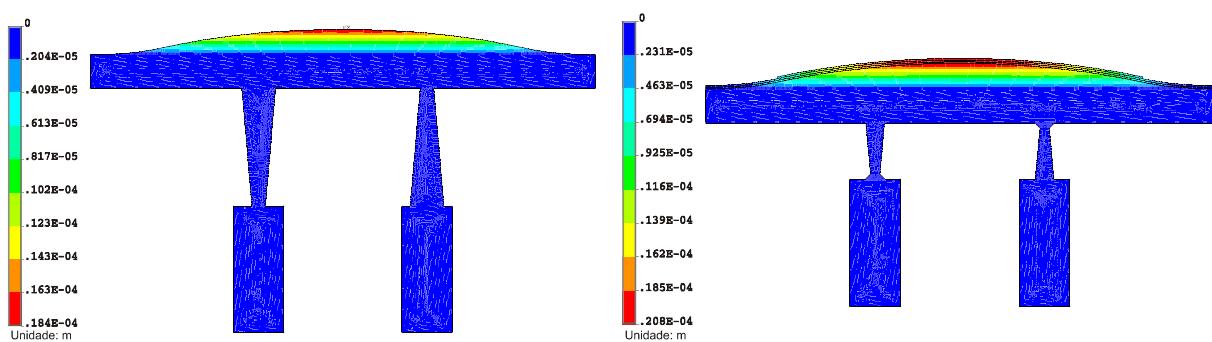


Figura 4.14 – Curvas de deformação vertical do atuador dos modelos dos dois protótipos.

A partir dos resultados obtidos para as freqüências de ressonância, pode-se concluir que a influência da geometria do elemento bocal/difusor na deformação vertical do atuador é desprezível. Assim, implementou-se um novo modelo comum a

ambas as configurações dos protótipos para determinar a curva de deformação vertical do atuador que será utilizada como condição de contorno na análise fluídica. Este novo modelo (Figura 4.15), que despreza o efeito das válvulas na deformação, fornece uma curva de deformação mais adequada à geometria dos protótipos, visto que possui a configuração axisssimétrica.

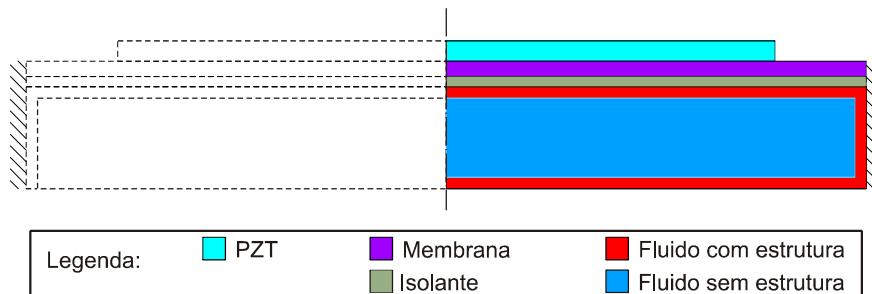


Figura 4.15 – Modelo axisssimétrico dos protótipos.

Os parâmetros utilizados nesta simulação, as propriedades físicas dos materiais e as condições de contorno aplicadas ao modelo podem ser consultadas nas tabelas 4.7 a 4.10. A única diferença nesta simulação é a configuração axisssimétrica do modelo e a não existência das válvulas e mangueiras.

O método empregado para o mapeamento de freqüências é o mesmo utilizado na análise acústica realizada anteriormente: iniciar a simulação com os passos maiores para um maior intervalo de freqüências e reduzir gradativamente o tamanho do passo e do intervalo de freqüências até verificar estabilização do valor da freqüência de ressonância para depois determinar a curva de deformação do atuador. As estimativas de freqüência de ressonância obtidas para os três primeiros modos de vibrar estão disponíveis na Tabela 4.13.

Tabela 4.13 – As estimativas de freqüência de ressonância para o modelo axisssimétrico.

Modos de vibrar	Freqüência de ressonância (Hz)
1º	34
2º	1670
3º	3810

Para o primeiro modo fundamental de vibrar, onde a freqüência de ressonância é igual a 34Hz, observou-se uma deformação vertical máxima de 20,2 $\mu$ m na região central do atuador. A curva de deformação vertical obtida encontra-se na Figura 4.16.

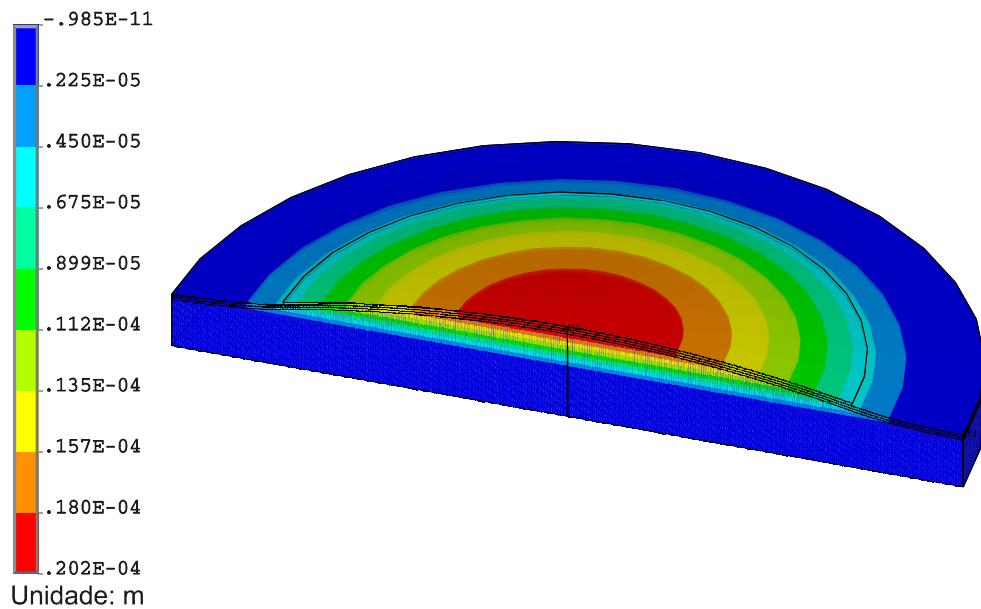


Figura 4.16 – Deformação vertical do atuador para o modelo axissimétrico.

Com o auxílio do software Matlab, determinou-se a equação representativa da deformação do atuador, dada por:

$$y(x,t) = (-369,984917 \cdot x^5 + 244,930140 \cdot x^4 + 0,076593 \cdot x^3 - 0,150284 \cdot x^2 + 0.00002) \cdot \text{sen}(6,283185 \cdot f_r \cdot t), \quad (-0.015 \leq x \leq 0.015)$$

onde:

$f_r$  = freqüência de ressonância

$t$  = tempo

### Análise fluídica

A finalidade da análise fluídica é obter as curvas de vazão e pressão ao longo do tempo e determinar os seus valores médios para caracterizar o funcionamento dos protótipos. Para esta análise, foram utilizados os softwares ANSYS Workbench, para a criação do modelo geométrico e geração da malha de elementos finitos, e ANSYS CFX, para a aplicação das condições de contorno, simulação e pós-processamento.

Como esta etapa da simulação computacional analisa o comportamento do líquido no interior da bomba de fluxo e este sofre influência direta da geometria das válvulas, foi necessária a criação de dois modelos fluídicos, um para cada protótipo. Para a simulação de ambos os modelos, utilizou-se os seguintes parâmetros:

Tabela 4.14 – Parâmetros da análise fluídica.

Tipo de análise	transiente
Características do modelo	bidimensional
Tempo inicial	0s
Tempo total de simulação	1s
Número de passos	100
Meio fluídico	água
Tamanho do elemento	0,075 – 1,5 mm
Forma do elemento	prismático
Número de elementos do primeiro protótipo	729
Número de elementos do segundo protótipo	648

Diferentemente dos modelos para a análise acústica, os modelos para análise fluídica apresentam apenas a região interna da bomba de fluxo contendo fluido, não necessitando de informações como características físicas ou geométricas a respeito da membrana e do PZT. Os modelos computacionais adotados são os seguintes:

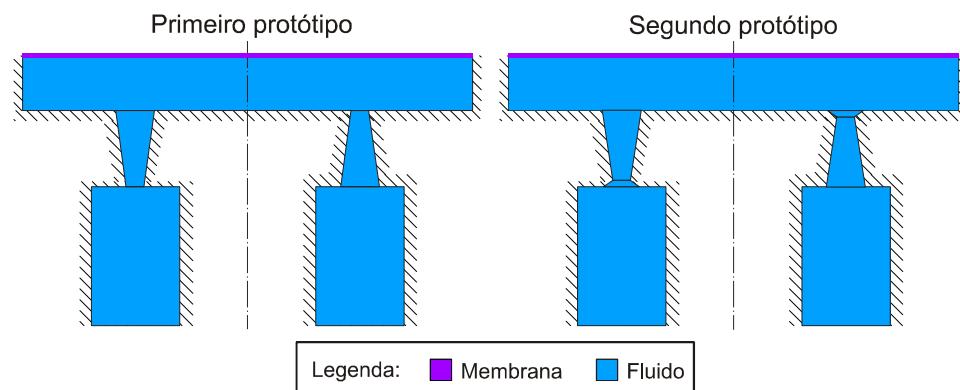


Figura 4.17 – Modelos fluídicos dos protótipos.

As características geométricas dos modelos e as propriedades do fluido encontram-se abaixo.

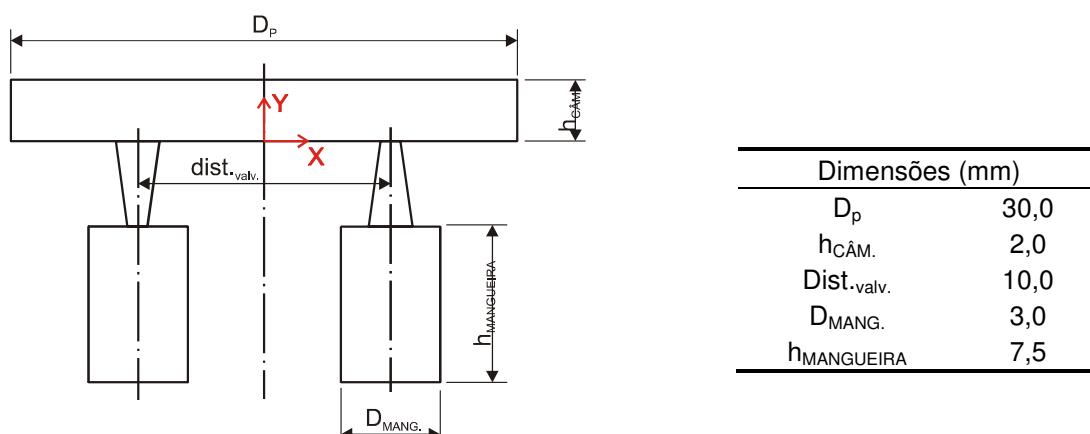


Figura 4.18 – Características geométricas dos modelos.

Tabela 4.15 – Propriedades físicas do fluido.

Fluido (Água, 25°C)	
Tipo	substância pura
Massa molar	18,02 kg/kmol
Densidade	997 kg/m <sup>3</sup>
Pressão de referência	1atm
Viscosidade dinâmica	8,9.10 <sup>-4</sup> N.s/m <sup>2</sup>
Velocidade do som	1500 m/s

As características geométricas dos elementos bocal/difusor para o primeiro e o segundo protótipo encontram-se nas figuras 3.2 e 3.3, respectivamente.

Na definição das características do fluido, é extremamente importante configurar corretamente a viscosidade dinâmica, visto que o comportamento do fluido quando atravessa o elemento bocal/difusor é influenciado diretamente por esta propriedade. Caso não se especifique um valor para esta propriedade, o software de elementos finitos fornecerá apenas resultados relacionados a escoamento potencial.

A malha de elementos finitos para os dois modelos, com tamanho de elemento variando entre 0,075 e 1,5mm, é apresentada na Figura 4.19.

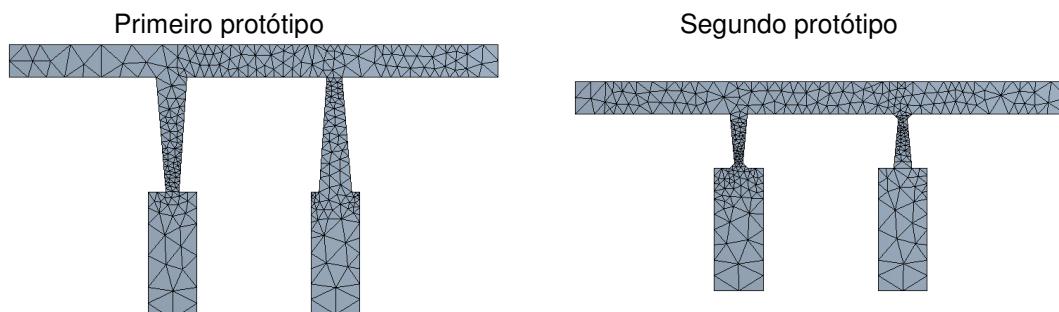


Figura 4.19 – Malha de elementos finitos para a análise fluídica.

Esta análise utiliza como condição de contorno a deformação vertical do atuador quando excitado na freqüência de ressonância do primeiro modo de vibrar. Como foi descrito anteriormente, não se sabe exatamente qual é o valor desta freqüência e qual a amplitude de deformação gerada por ela. Portanto, inicia-se a análise partindo da curva obtida na análise acústica (Eq. 4.1) e, após observar os valores de vazão e diferença de pressão obtidos na simulação e compará-los com os experimentais, realiza-se um ajuste na amplitude da curva de deformação, de modo a aproximar os valores de vazão e diferença de pressão da simulação computacional com o experimental. Para isso, foi adicionado um coeficiente de ajuste amplitude na equação da curva de deformação, o  $C_{experimental}$ , que possui o valor inicial igual a um e é modificado a cada nova realização da análise.

Outra alteração necessária na condição de contorno de deslocamento da membrana é a utilização da freqüência de ressonância experimental ao invés da obtida na análise acústica. Assim, a equação para a condição de contorno de deslocamento da membrana fica da seguinte forma:

$$y(x, t) = C_{\text{experimental}} \cdot (-369,984917 \cdot x^5 + 244,930140 \cdot x^4 + 0,076593 \cdot x^3 - 0,150284 \cdot x^2 + 0.000002) \cdot \sin(6,283185 \cdot f_r \cdot t), \quad (-0.015 \leq x \leq 0.015) \quad (4.2)$$

onde:

$$f_r = \begin{cases} 49\text{Hz para o primeiro protótipo} \\ 45\text{Hz para o segundo protótipo} \end{cases}$$

Deve-se também adicionar, nas condições de contorno associadas à movimentação da membrana, a velocidade vertical de deslocamento (Eq. 4.3), determinada pela derivada da Equação 4.2 no tempo.

$$v_y(x, t) = C_{\text{experimental}} \cdot (-369,984917 \cdot x^5 + 244,930140 \cdot x^4 + 0,076593 \cdot x^3 - 0,150284 \cdot x^2 + 0.000002) \cdot 6,283185 \cdot f_r \cdot \cos(6,283185 \cdot f_r \cdot t), \quad (-0.015 \leq x \leq 0.015) \quad (4.3)$$

As condições de iniciais e de contorno para a simulação encontram-se nas tabelas 4.16 e 4.17 e na Figura 4.20.

Tabela 4.16 – Condições iniciais para a análise fluídica.

Condições iniciais	
Tipo de velocidade	cartesiana
Componente da velocidade U	0 m/s
Componente da velocidade V	0 m/s
Componente da velocidade W	0 m/s
Pressão estática	0Pa
Energia cinética de turbulência	automático
Dissipação de corrente na turbulência	automático

Tabela 4.17 – Condições de contorno impostas aos modelos na análise fluídica.

Superfície de entrada e saída	
Tipo	aberta (permite a entrada e saída de fluido)
Regime de fluxo	subsônico
Pressão	0Pa
Direção de fluxo	normal a superfície de entrada
Movimentação da malha	estacionário

Contorno fixo	
Tipo	parede
Influência no fluxo	sem escorregamento
Acabamento superficial	sem rugosidade
Movimentação da malha	estacionário
Faces frontal e traseira	
Tipo	simétrica (para modelos bidimensionais)
Movimentação da malha	não especificado
Membrana	
Tipo	parede
Influência no fluxo	sem escorregamento
Acabamento superficial	sem rugosidade
Componente da velocidade U	0 m/s
Componente da velocidade V	Equação 4.3
Componente da velocidade W	0 m/s
Componente do deslocamento X	0m
Componente do deslocamento Y	Equação 4.2
Componente do deslocamento Z	0m

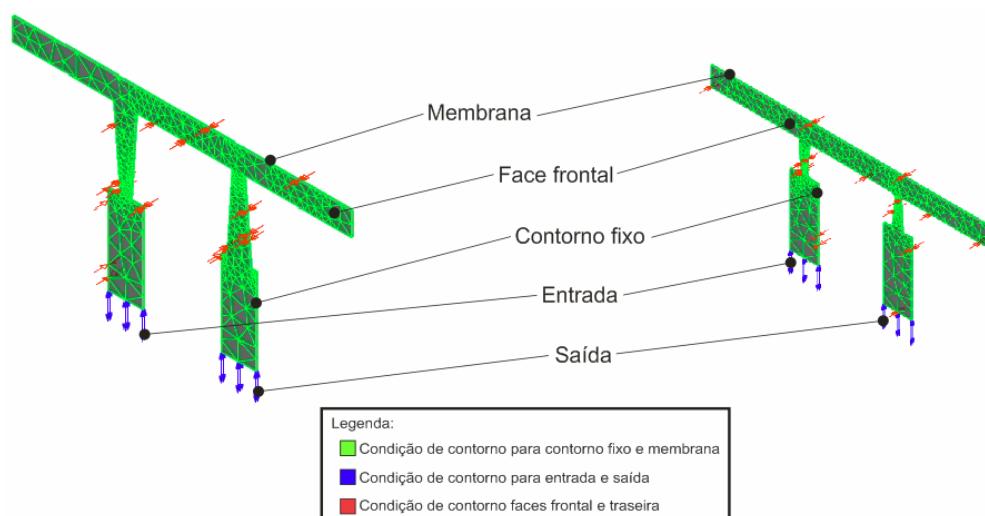


Figura 4.20 – Modelos para análise fluídica com as condições de contorno aplicadas.

Encerrada a etapa de pré-processamento, realiza-se a simulação e posteriormente a etapa de pós-processamento. Nesta última fase da análise fluídica são determinadas as curvas de vazão e de diferença de pressão ao longo do tempo.

O método utilizado para obter as curvas consiste em criar, em cada modelo, dois planos que interceptam as mangueiras, um na entrada e outro na saída (Figura 4.21).

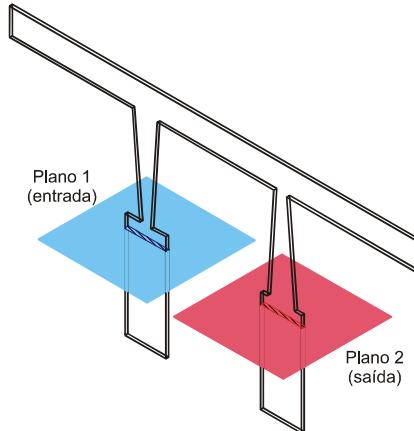


Figura 4.21 – Planos auxiliares para a obtenção da vazão e diferença de pressão.

A curva de vazão em função do tempo é determinada a partir da integral de área da velocidade normal do fluido em relação ao “Plano 2”, implementada no software ANSYS com a seguinte equação:

$$Q(t) = C_{\text{unidade}} \cdot C_{\text{geometria}} \cdot [\text{arealInt}(V(t)) @ \text{Plane 2}] \quad (4.4)$$

onde:

$$C_{\text{unidade}} = 60 \cdot 10^6; \text{ (fator de conversão de unidades de m}^3/\text{s para ml/min);}$$

`arealInt(.)@:` comando que implementa numericamente a integral de área no software ANSYS;

$V(t)$ : velocidade do fluido em na direção da coordenada Y (normal ao Plano 2);

$C_{\text{geometria}}$ : fator de ajuste devido à diferença entre a geometria dos modelos fluídicos com a geometria cilíndrica das bombas de fluxo. A metodologia utilizada para obter este fator foi igualar a variação de volume da câmara causada pela deformação do membrana:

$$V_{\text{modelo fluídico}} \cdot C_{\text{geometria}} = V_{\text{real}} \quad (4.5)$$

Considerando-se o fato de que a deformação vertical do atuador utilizada na análise fluídica foi ajustada para igualar-se com a obtida experimentalmente, temos:

$$A_{\perp y, \text{modelo fluídico}} \cdot C_{\text{geometria}} = A_{\perp y, \text{real}} \quad (4.6)$$

onde:

$$A_{\perp y, \text{modelo fluídico}} = D_p \cdot e_{\text{modelo}} \quad (4.7)$$

$$A_{\perp y, \text{real}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{câmara}}^2}{4} \quad (4.8)$$

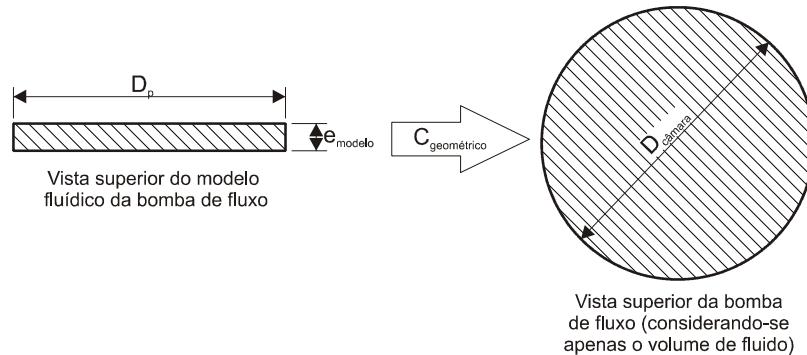


Figura 4.22 – Metodologia para determinação do fator de ajuste de geometria ( $C_{\text{geometria}}$ ).

Assim, obteve-se a seguinte valor para o fator de ajuste de geometria:

$$C_{\text{geometria}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{câmara}}^2}{4 \cdot D_p \cdot e_{\text{modelo}}} = 235,62 \quad (4.9)$$

A curva de diferença de pressão em função do tempo é determinada a partir da diferença da média de pressão do fluido entre o “Plano 2” e o “Plano 1” (Eq. 4.10).

$$\Delta p(t) = C_{\text{geometria}} \cdot \left[ (\text{areaAve}(p(t)) @ \text{Plane 2}) - (\text{areaAve}(p(t)) @ \text{Plane 1}) \right] \quad (4.10)$$

onde:

`areaAve(.)@`: comando que implementa numericamente a média em uma área, no software ANSYS;

$p(t)$ : pressão do fluido;

$C_{\text{geometria}}$ : fator de ajuste de geometria (igual ao utilizado na Equação 4.4).

Os resultados obtidos para os dois modelos são os seguintes:

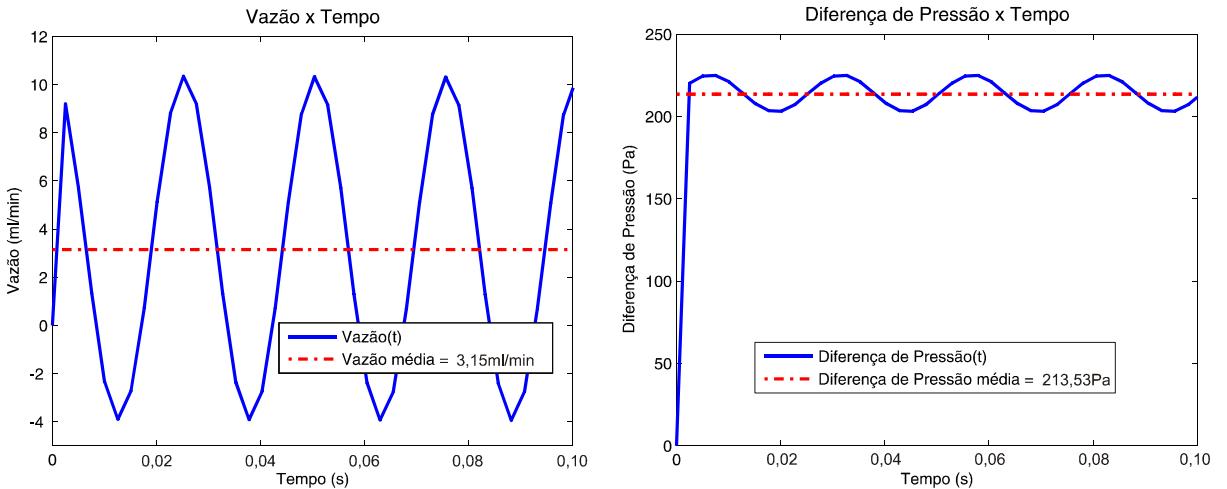


Figura 4.23 – Curvas de vazão e diferença de pressão em função do tempo para o primeiro protótipo.

As médias de vazão e diferença de pressão foram calculadas considerando-se apenas um trecho da curva quando esta se encontra estabilizada. A vazão média e a diferença de pressão média para o primeiro protótipo são iguais a 3,15ml/min e 213,53Pa, respectivamente.

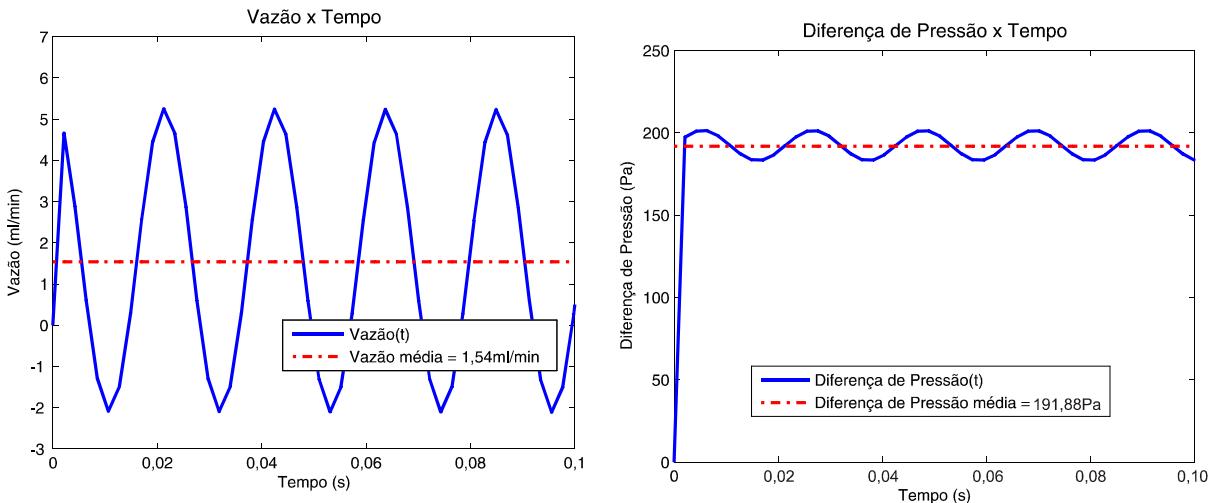


Figura 4.24 – Curvas de vazão e diferença de pressão em função do tempo para o segundo protótipo.

No segundo protótipo, obteve-se 1,54ml/min para a vazão média e 191,88Pa para a diferença de pressão.

## 5 MÉTODOS EXPERIMENTAIS

A fabricação de protótipos justifica-se pela necessidade de validação dos resultados obtidos e pela verificação da viabilidade da sua construção. Além disso, é possível verificar através de ensaios a ocorrência de fenômenos não considerados no modelo analítico e na simulação computacional.

### 5.1 ANÁLISE DE SOLUÇÕES

#### 5.1.1 Primeiro Protótipo

Este protótipo é baseado na configuração descrita no item 3.1. Como citado anteriormente, todos os protótipos desse trabalho utilizam como atuador um conjunto formado por um disco de PZT, colado a um disco de latão. A membrana de latão possui 0,1mm de espessura e 32,5mm de diâmetro e o disco de PZT possui 0,1mm de espessura e 21,5mm de diâmetro.

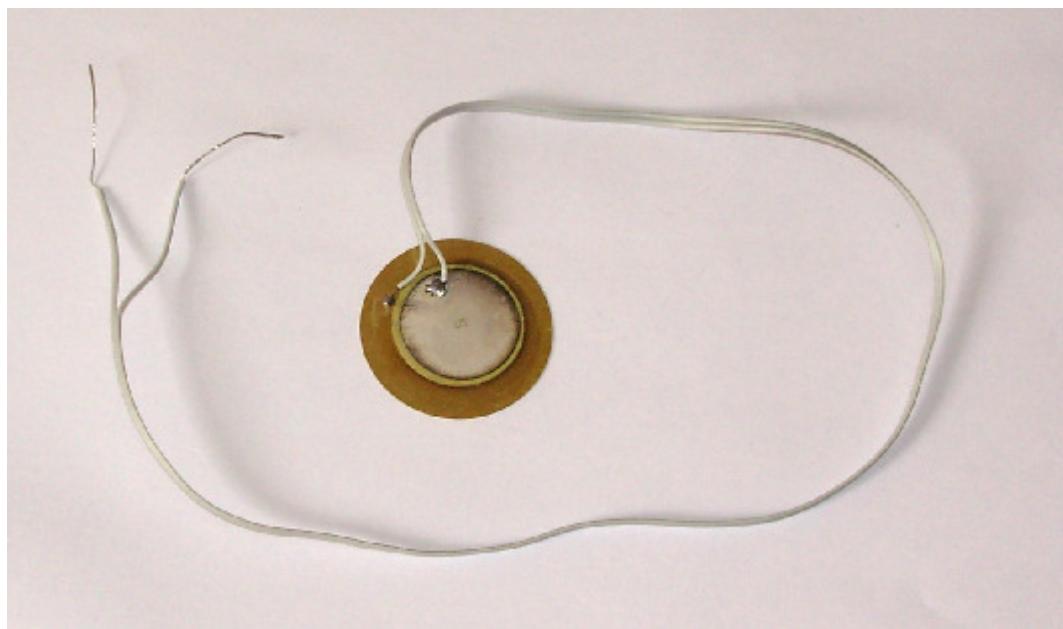


Figura 5.1 – Atuador utilizado nos protótipos.

A membrana de latão é fixada à carcaça, através do fixador da membrana, portanto para efeito de análise pode-se considerar que o diâmetro útil da membrana é igual ao diâmetro do furo central da carcaça. Deve-se notar que este furo no centro da carcaça (com diâmetro igual a 30mm e espessura igual a 2mm) determina o volume da câmara da bomba. As figuras a seguir contêm as fotos da carcaça e do fixador da membrana.

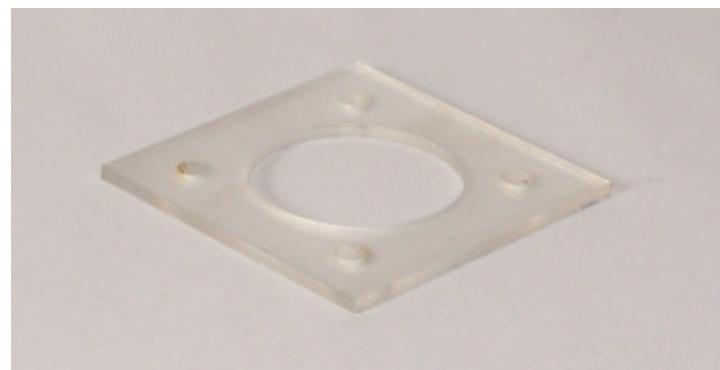


Figura 5.2 – Carcaça.

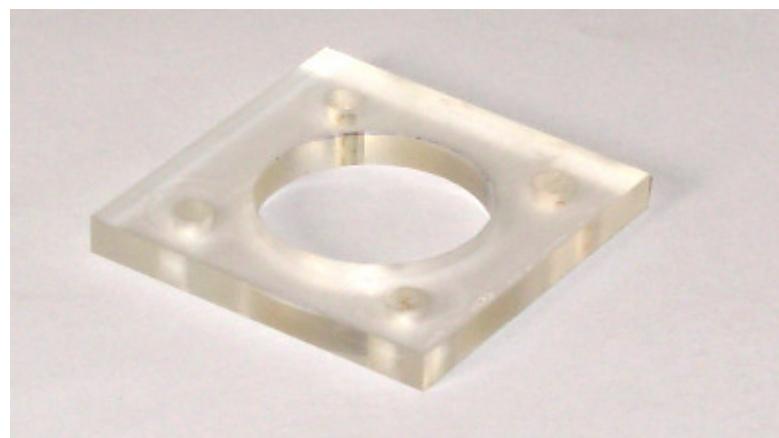


Figura 5.3 – Fixador da membrana.

Para os materiais da carcaça e do fixador da membrana foi adotado acrílico, pois ele é relativamente resistente e é de fácil usinagem.

As válvulas bocal/difusor estão localizadas abaixo da câmara da bomba, elas são idênticas e foram baseadas em uma das válvulas utilizadas Zhang (2005).

As figuras a seguir contêm o desenho técnico e a foto do conjunto formado pelas duas válvulas:

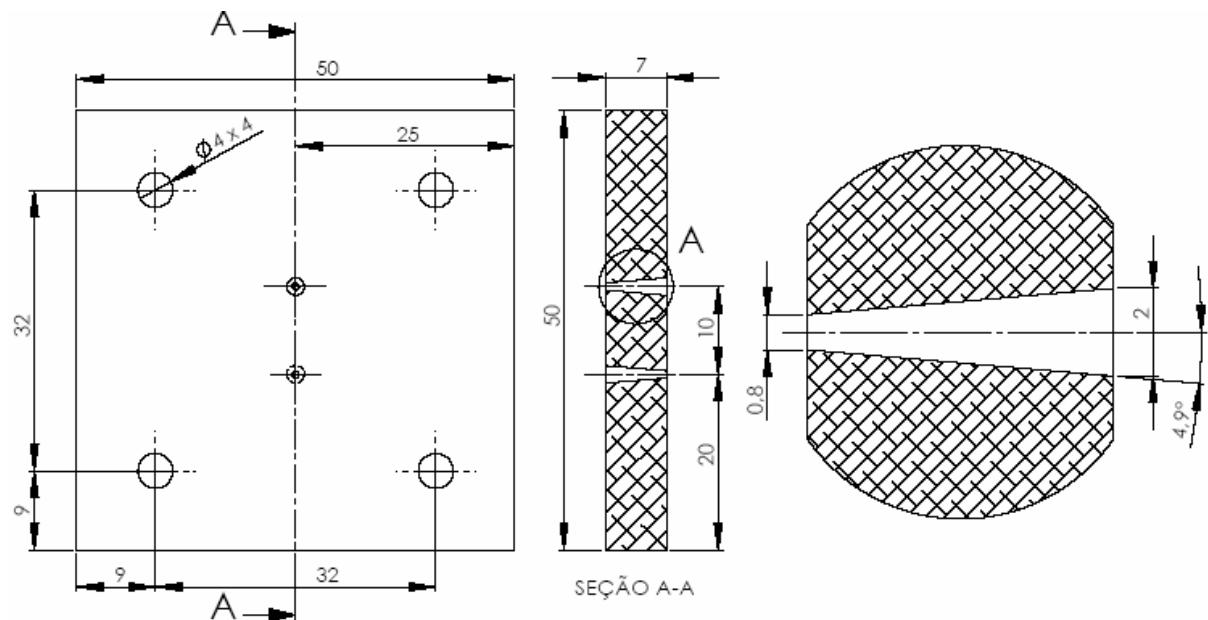


Figura 5.4 – Desenho técnico do conjunto formado pelas válvulas (primeiro protótipo).

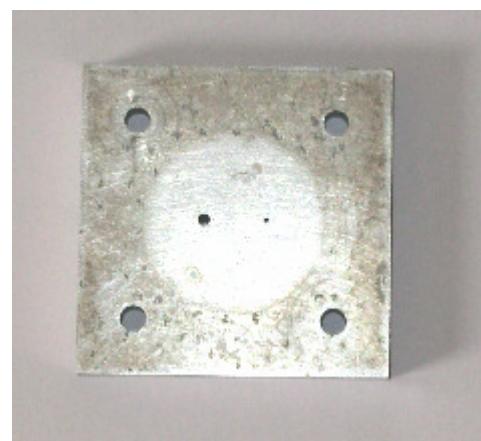


Figura 5.5 – Conjunto formado pelas válvulas (primeiro protótipo).

Para que mangueiras pudessem ser fixadas a bomba de fluxo, foi usinada a seguinte peça:

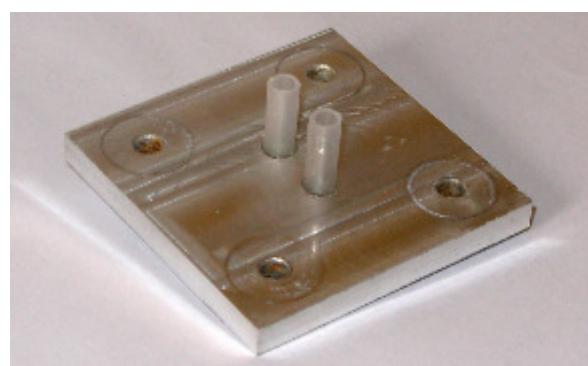


Figura 5.6 – Fixador das mangueiras.

As figuras seguintes ilustram a seção transversal da bomba e sua vista isométrica:

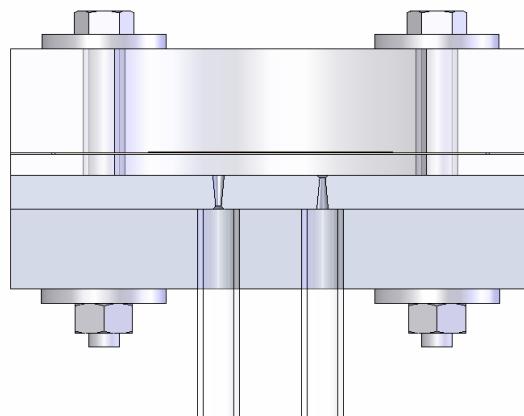


Figura 5.7 – Seção transversal do protótipo 1.

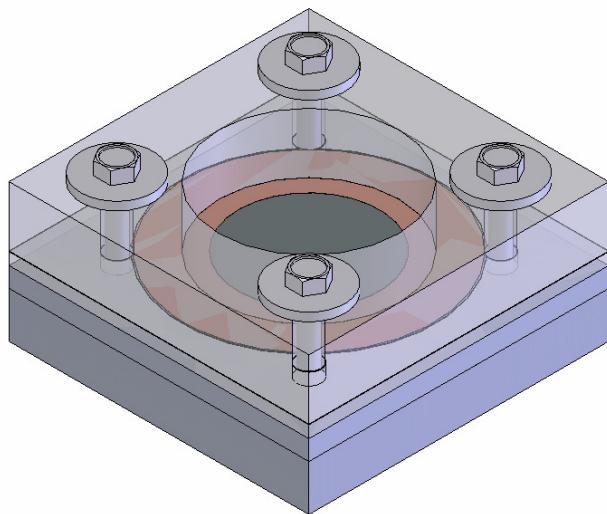


Figura 5.8 – Vista isométrica do protótipo 1.

Para permitir que o protótipo pudesse ser desmontado para análise, evitou-se o uso de adesivos e cola. Portanto foram adotados parafusos como elementos de fixação. Estes parafusos, como ilustrado na figura a seguir, são responsáveis por fixar o atuador à carcaça e o conjunto formado pelas válvulas ao fixador das mangueiras.

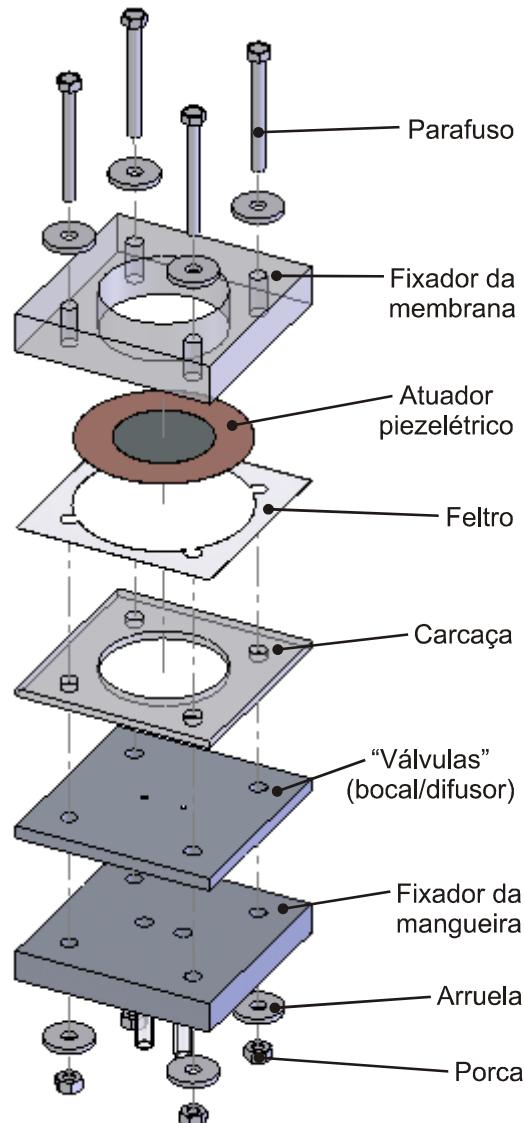


Figura 5.9 – Perspectiva isométrica explodida do protótipo 1.

A figura a seguir contém uma foto do primeiro protótipo em perspectiva isométrica.

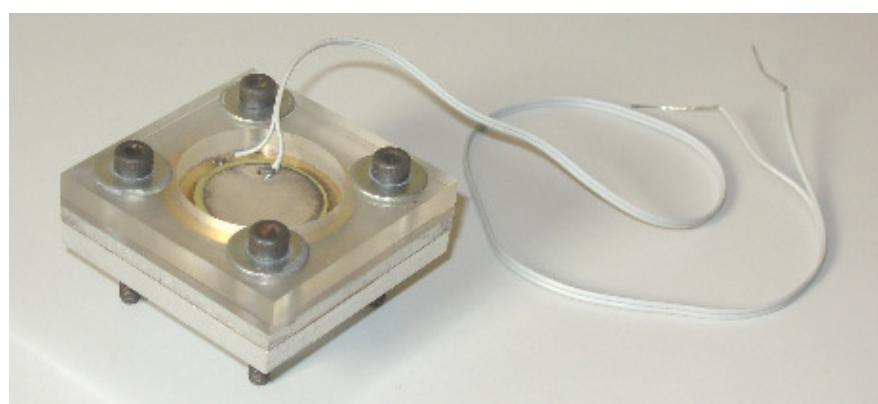


Figura 5.10 – Foto do primeiro protótipo (perspectiva isométrica).

### 5.1.2 Segundo Protótipo

O segundo protótipo é muito similar ao primeiro, a única diferença esta na geometria das válvulas utilizadas. Elas foram baseadas no elemento encontrado em Zhang (2005). As figuras a seguir contêm o desenho técnico e a foto do conjunto formado pelas válvulas do segundo protótipo.

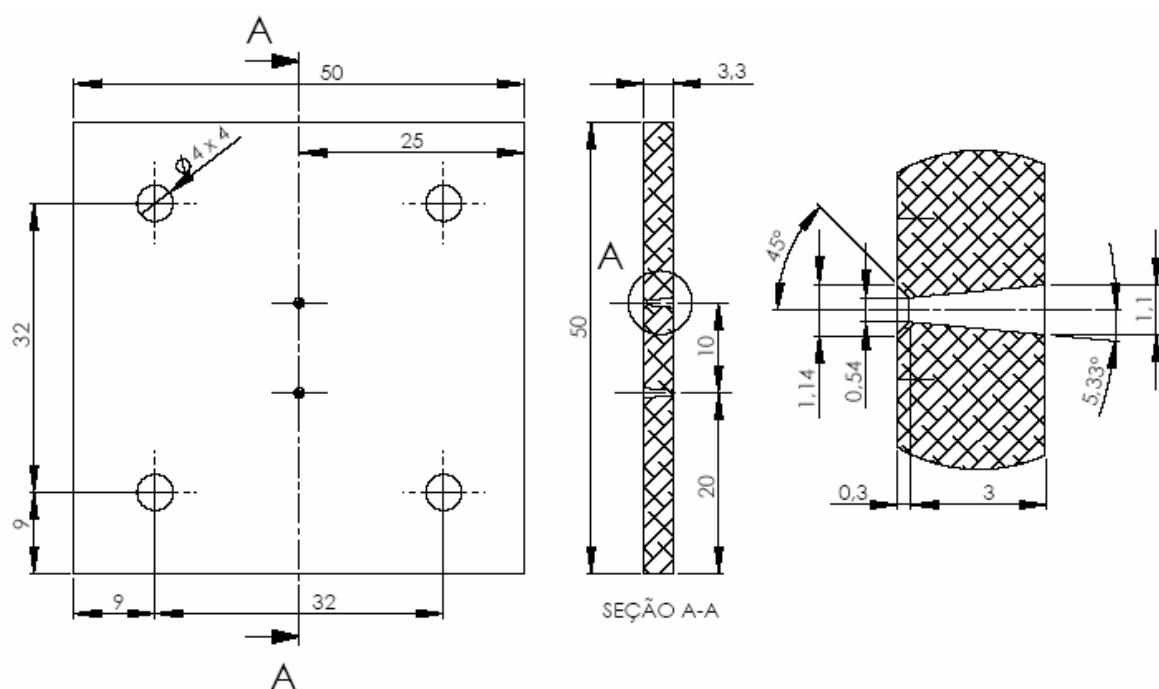


Figura 5.11 – Desenho técnico do conjunto formado pelas válvulas (segundo protótipo).

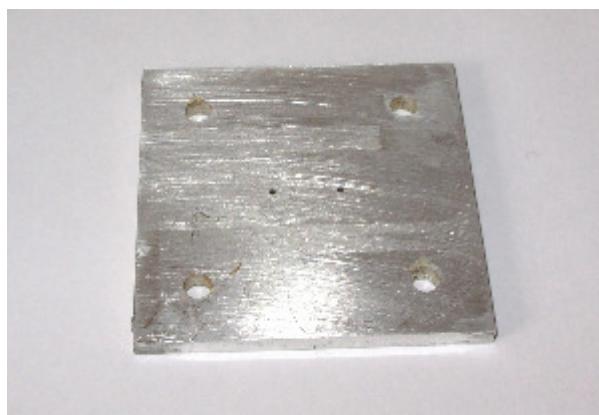


Figura 5.12 – Conjunto formado pelas válvulas (segundo protótipo).

## 5.2 FABRICAÇÃO

Para usinar peças de dimensões reduzidas como as válvulas dos protótipos, decidiu-se utilizar o processo de eletroerosão. Para facilitar o processo de fabricação e a montagem, as duas válvulas de cada protótipo foram usinadas na mesma peça. Devido à escolha da eletroerosão como processo de fabricação das válvulas, o material escolhido para o conjunto foi o alumínio.

Para se evitar uma grande remoção de material pelo processo de eletroerosão, o conjunto formado pelas válvulas foi usinado anteriormente por uma fresa CNC. Desta maneira apenas os furos correspondentes às válvulas foram usinados por eletroerosão.

Para fabricação da carcaça, do fixador da membrana e do fixador das mangueiras, foi utilizado apenas usinagem convencional, ou melhor, apenas a fresa CNC.

## 5.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

### 5.3.1 Testes Preliminares

Após a construção dos protótipos, foi utilizado um impedômetro para mapear suas freqüências de ressonância. Estas freqüências foram determinadas na situação de trabalho das bombas, ou melhor, com a câmara das bombas totalmente preenchida com água. As freqüências encontradas foram:

Tabela 5.1 – Ensaio dos protótipos com o impedômetro.

Protótipo	1º Modo	2º Modo	3º Modo
Primeiro protótipo	49 Hz	1140 Hz	3095 Hz
Segundo protótipo	45 Hz	620 Hz	1980 Hz

É importante ressaltar que o impedômetro utilizado faz a varredura a partir de 100Hz, portanto o primeiro modo dos dois protótipos foi determinado experimentalmente.

As figuras a seguir mostram os ensaios dos protótipos realizados no impedômetro para o meio água.

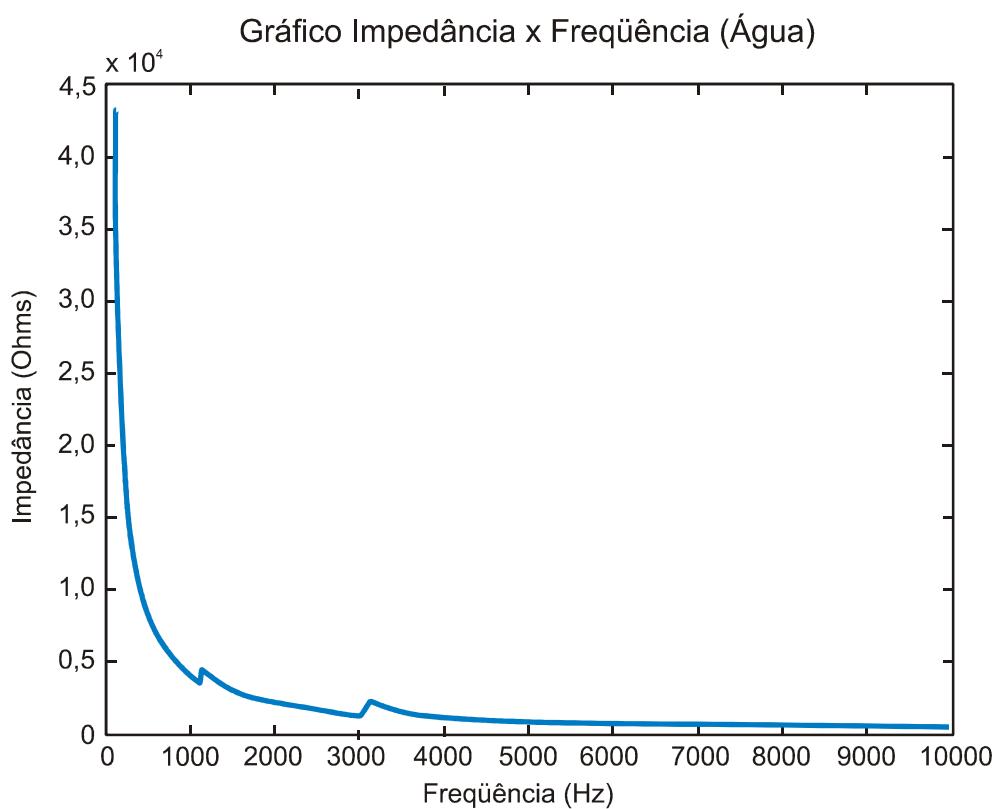


Figura 5.13 – Gráfico Impedância x Freqüência para o meio água (primeiro protótipo).

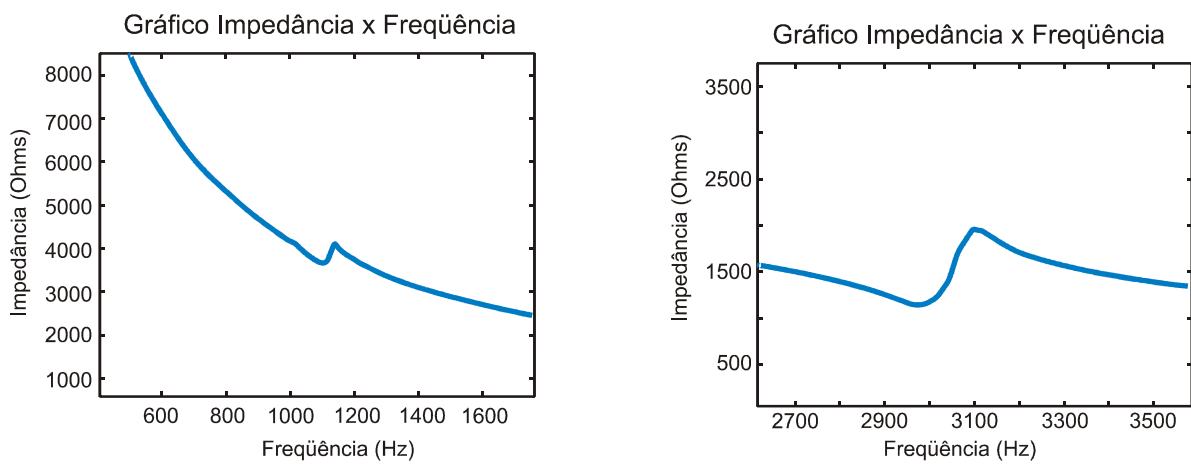


Figura 5.14 – Detalhe do gráfico Impedância x Freqüência para o 2º e o 3º modo (primeiro protótipo).

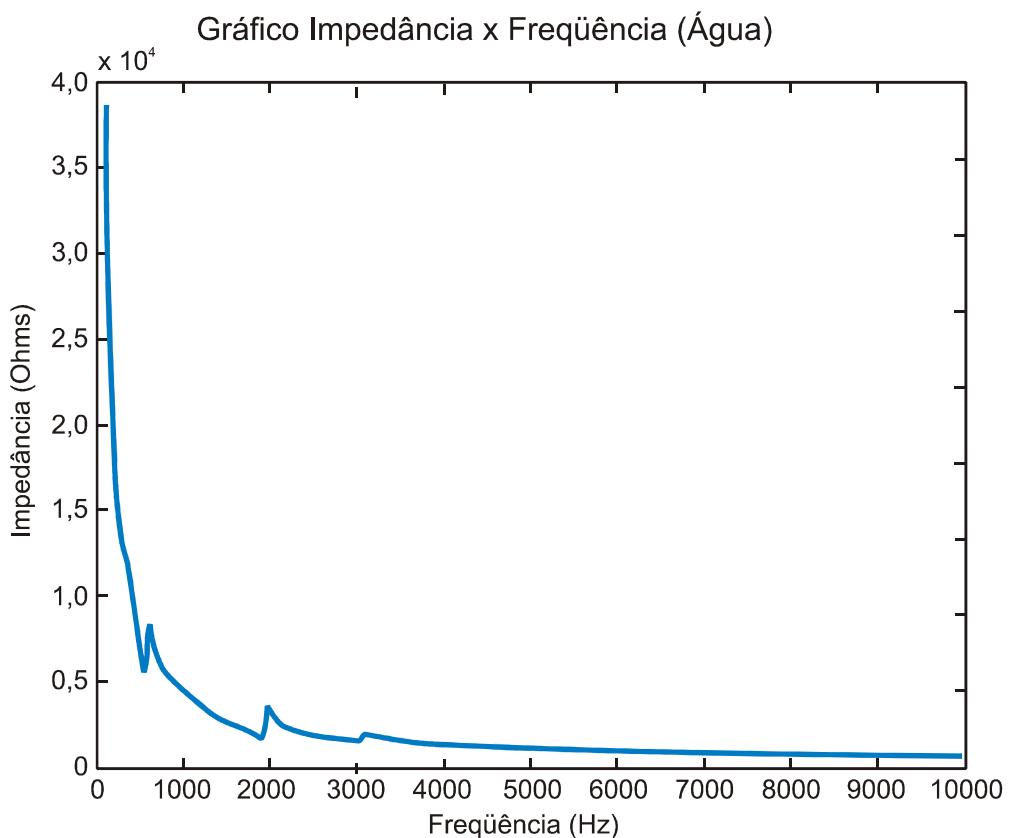


Figura 5.15 – Gráfico Impedância x Freqüência para o meio água (segundo protótipo).

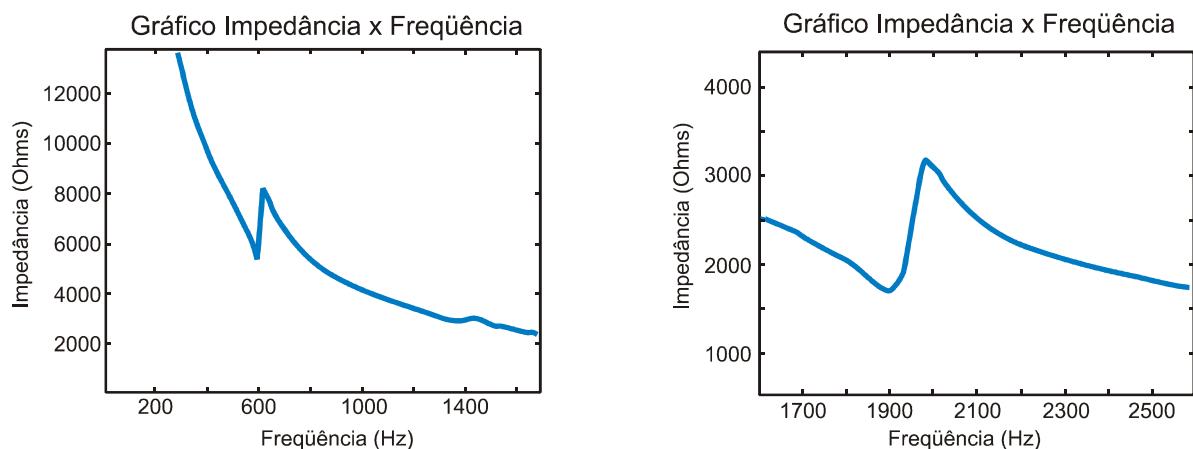


Figura 5.16 – Detalhe do gráfico Impedância x Freqüência para o 2º e o 3º modo (segundo protótipo).

### 5.3.2 Primeiro Protótipo

Encontradas as freqüências de ressonância, o atuador foi excitado com uma onda senoidal de 60 Volts, pico a pico. Foi observado que para freqüências de excitação distantes da freqüência de ressonância no primeiro modo de vibrar, os valores observados para vazão e para diferença de pressão são insignificantes (inclusive para as freqüências de ressonância no segundo e terceiro modo de vibrar). Ou melhor, pode-se considerar a freqüência de ressonância do primeiro modo de vibrar como sendo a freqüência de trabalho da bomba. Nesta freqüência se obtêm a maior vazão e a maior diferença de pressão.

Na freqüência de ressonância ( $1^{\circ}$  Modo) pôde-se verificar um escoamento laminar do fluido. O escoamento laminar possui o seguinte perfil de velocidade:

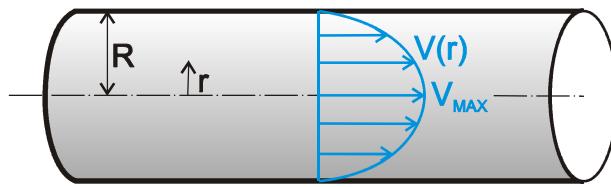


Figura 5.17 – Perfil de velocidades no escoamento laminar.

onde:

$$V(r) = V_{MAX} \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (5.1)$$

Sendo assim, para determinar a vazão da bomba foi utilizado o seguinte procedimento.

Foi medido o tempo  $\Delta t$  necessário para que o fluido na parte central de um tubo de raio  $R$  igual a 0,27cm, percorresse uma distância  $\Delta S$  igual a 10cm. No caso do protótipo em questão, esse tempo foi de 28 segundos. Desta maneira pode-se determinar  $V_{MAX}$  através da equação:

$$V_{MAX} = \frac{\Delta S}{\Delta t} \quad (5.2)$$

$$V_{MAX} = \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{10}{28} = 0,35714 \text{ cm/s}$$

Através de  $V_{MAX}$  determinou-se a vazão média da seguinte maneira:

$$Q = \int_A V(r) dA \rightarrow Q = \int_0^R V_{MAX} \left[ 1 - \frac{r^2}{R^2} \right] 2\pi r dr \rightarrow Q = \frac{V_{MAX}}{2} \pi R^2 \quad (5.3)$$

$$Q = \frac{0,35714}{2} \pi (0,27)^2 = 0,040895 \text{ cm}^3/\text{s} \rightarrow Q = 2,45 \text{ ml/min}$$

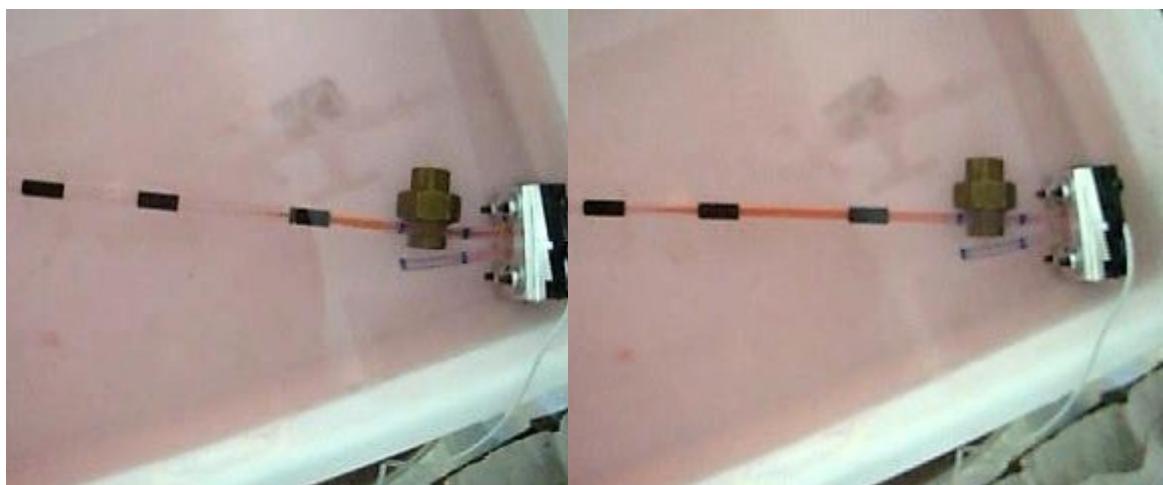


Figura 5.18 – Determinação da vazão do primeiro protótipo.

Para se determinar a pressão, o protótipo foi posicionado como ilustrado na Figura 5.18. Antes de ligar a bomba foi observado que o nível da água era o mesmo nas duas mangueiras. Quando a bomba foi ligada observou-se uma diferença de nível entre as mangueiras de 18mm, ou seja, uma diferença de pressão 176 Pa.

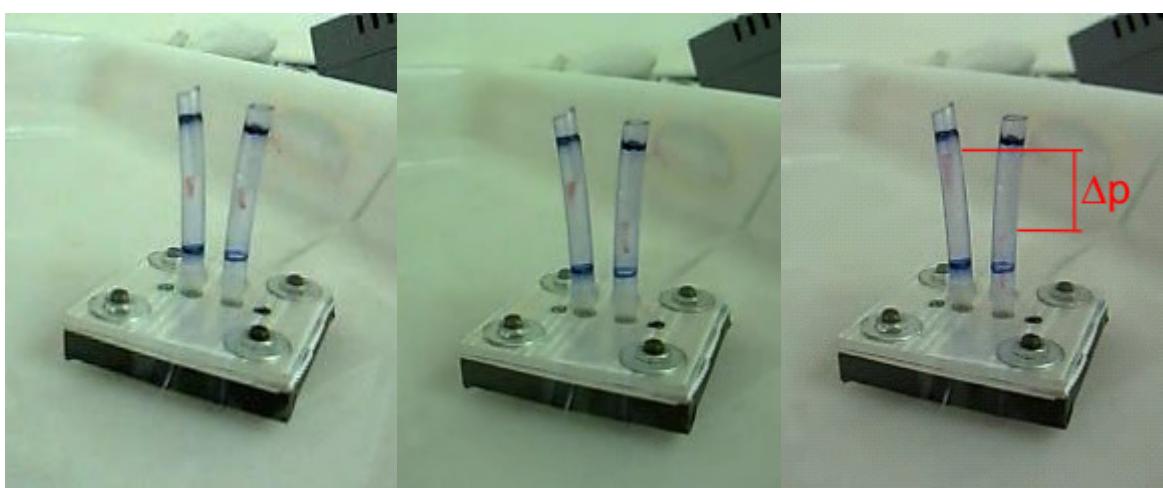


Figura 5.19 – Determinação da pressão do primeiro protótipo.

Por fim, com base nos ensaios experimentais, pode-se concluir que:

- O resultado obtido para a vazão no primeiro modo da ressonância (2,45ml/min) se aproximou razoavelmente do valor obtido na simulação computacional (3,15ml/min). O valor obtido experimentalmente para diferença de pressão (176 Pa) também se aproximou do obtido na simulação (210 Pa). Levando-se em consideração que o modelo adotado na simulação é bastante simplificado (afinal, trata-se de um modelo construído em duas dimensões e que representa uma bomba de fluxo com câmara cilíndrica e válvulas cônicas), pode-se considerar que o resultado obtido foi satisfatório.
- As freqüências de ressonância obtidas experimentalmente se aproximaram razoavelmente dos valores obtidos na simulação. Ou melhor, a ordem de grandeza das freqüências de ressonância obtidas (na simulação e nos experimentos) foram iguais para os três primeiros modos de vibrar. É interessante ressaltar que a simulação foi muito importante para mostrar a existência de um modo de ressonância entre 0 e 100 Hz. Pois como o impedômetro faz a varredura a partir de 100Hz, ele não pôde determinar essa importante freqüência de ressonância (pois foi a única que apresentou vazão e diferença de pressão significativas).
- Os resultados obtidos para a vazão (2,45ml/min) e para pressão (176 Pa) também se aproximaram razoavelmente dos valores obtidos no modelo analítico para vazão (4,5 ml/min) e pressão (86,6 Pa). Lembrando que o modelo analítico adotado é muito simplificado (afinal, não considera fenômenos importantes como a influência do fluido e a influência da freqüência de ressonância na deflexão do atuador), pode-se considerar que o resultado obtido para este modelo também foi satisfatório.

### **5.3.3 Segundo Protótipo**

No segundo protótipo também foram observados vazão e diferença de pressão apenas na freqüência de ressonância (1º Modo) e para freqüências com valores próximos ao dela.

O atuador foi excitado com uma onda senoidal de 60 Volts, pico a pico, e com freqüência igual a freqüência de ressonância (1º Modo). Nesta situação observou-se uma diferença de pressão igual 176 Pa. O tempo necessário para percorrer 10cm do tubo foi igual a 46s segundos. Portanto:

$$V_{MAX} = \frac{10}{46} = 0,2174 \text{ cm/s}$$

$$Q = \frac{0,2174}{2} \pi (0,27)^2 = 0,024893 \text{ cm}^3/\text{s} \rightarrow Q = 1,49 \text{ ml/min}$$

Por fim, com base nos ensaios experimentais, pode-se concluir que:

- O resultado obtido para a vazão no primeiro modo da ressonância (1,49ml/min) se aproxima bastante do valor obtido na simulação computacional (1,53ml/min). O valor obtido experimentalmente para diferença de pressão (176 Pa) também se aproximou do obtido na simulação (192 Pa).
- Novamente, as freqüências de ressonância obtidas experimentalmente se aproximaram razoavelmente dos valores obtidos na simulação.
- Os resultados obtidos para a vazão (1,49ml/min) e para pressão (176 Pa) também se aproximaram razoavelmente dos valores obtidos no modelo analítico para vazão (2,5 ml/min) e pressão (98,9 Pa). Lembrando que o modelo analítico adotado é muito simplificado, pode-se considerar que o resultado obtido foi satisfatório.

## 6 CONCLUSÕES

Comparando os resultado obtidos experimentalmente com os resultados da simulação computacional, pôde-se chegar as seguintes conclusões:

Para os dois protótipos, os resultados obtidos para a vazão e pressão se aproximaram bastante dos valores obtidos na simulação computacional. Levando-se em consideração que o modelo adotado na simulação é simplificado, pode-se considerar que os resultados obtidos foram satisfatórios. Se um modelo em três dimensões tivesse sido adotado, provavelmente os resultados computacionais se aproximariam muito mais dos resultados experimentais.

As freqüências de ressonância obtidas experimentalmente se aproximaram razoavelmente dos valores obtidos na simulação. Ou melhor, a ordem de grandeza das freqüências de ressonância obtidas (na simulação e nos experimentos) foram iguais para os três primeiros modos de vibrar. É interessante ressaltar que a simulação foi muito importante para mostrar a existência de um modo de ressonância entre 0 e 100 Hz. Pois como o impedômetro faz a varredura a partir de 100Hz, ele não pôde determinar essa importante freqüência de ressonância (pois foi a única que apresentou vazão e diferença de pressão significativas).

No modelo analítico pode-se verificar que os valores obtidos para vazão e pressão dos dois protótipos se aproximaram razoavelmente dos valores medidos experimentalmente. Lembrando que o modelo analítico adotado é bastante simplificado (afinal, não considera fenômenos importantes como a influência do fluido e a influência da freqüência de ressonância na deflexão do atuador), pode-se considerar que o resultado obtido para este modelo também foi satisfatório.

Ao término deste trabalho de formatura pode-se verificar a importância da simulação computacional no estudo das bombas de fluxo em questão, pois permite análises que direcionam a pesquisa de forma ágil, rápida e econômica. A fabricação de protótipos também se mostrou importante como complemento das simulações computacionais, permitindo a verificação dos resultados obtidos computacionalmente e a análise fenômenos não considerados nos modelos computacionais.

## BIBLIOGRAFIA

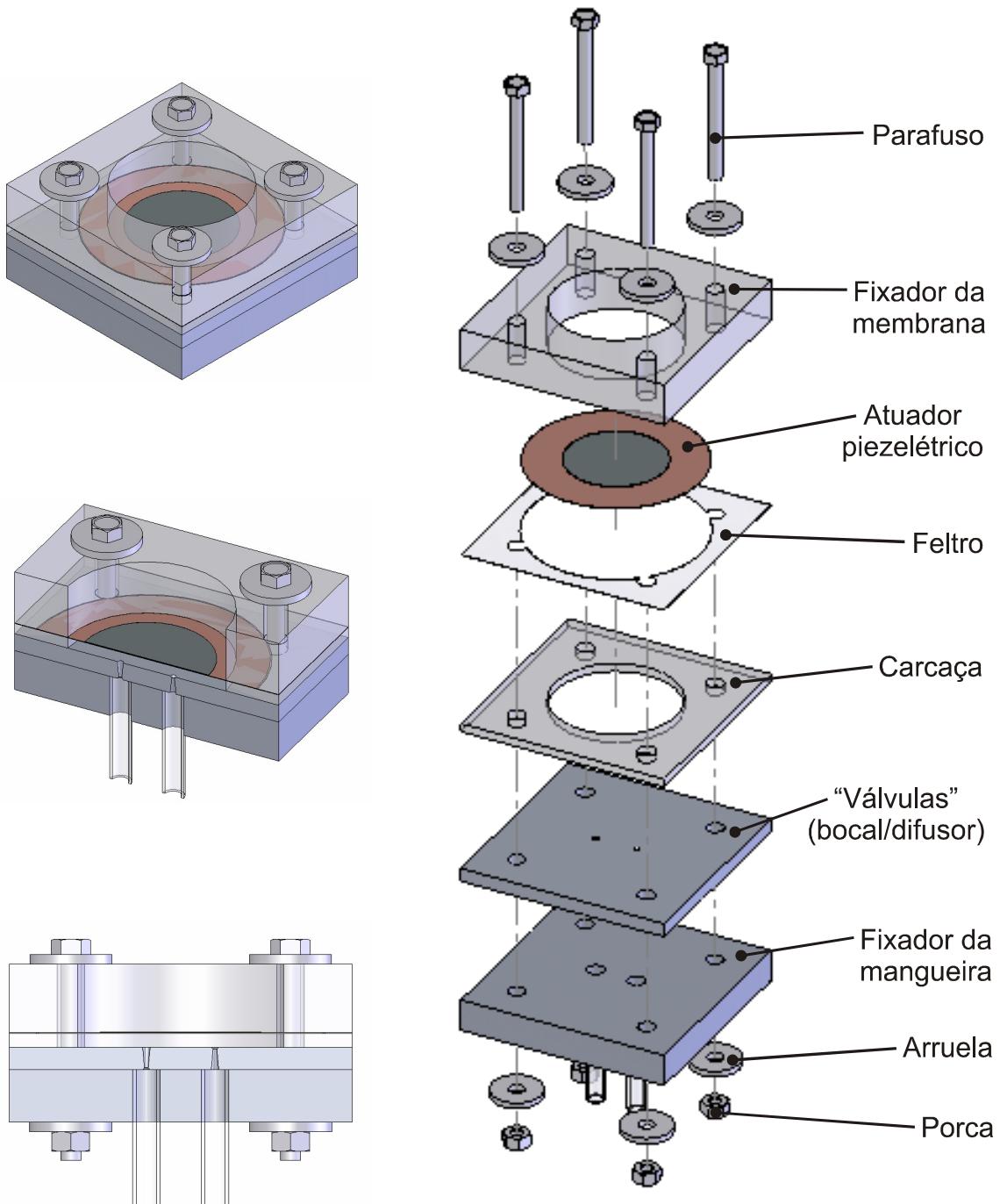
- NAKASONE, P.H.; **Estudo de viabilidade de uma bomba de fluxo piezelétrica utilizando simulação computacional.** Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- KOCH, M. et al. **A novel micropump design with thick-film piezoelectric actuation.** Sensors and Actuators A-Physical, Lausane, v. 70, f. 1-2, p. 98-103, out. 1998.
- KOCH, M. et al. **A novel micromachined pump based on thick-film piezoelectric actuation.** International Conference on Solid-State Sensors and Actuators, Chicago, p. 353-356, jun. 1997.
- SHIRAHIGE, A.B.; SILVA, E.C.N. **Determinação de amplitude de vibração de transdutores piezelétricos por Interferometria laser.** Relatório de iniciação científica – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo. 2002.
- NAKASONE, P.H.; PIRES, R.F.; SILVA, E.C.N. **Análise de viabilidade de uma bomba de fluxo piezelétrica.** In: XV Congresso brasileiro de automática (CBA 2004). Anais. Gramado, 2004.
- NAKASONE, P.H.; PIRES, R.F.; SILVA, E.C.N. **Estudo da viabilidade de uma bomba de fluxo piezelétrica.** In: 3º Congresso latino americano de órgãos artificiais e biomateriais. COLAOB. Anais. Campinas, 2004.
- MU, Y. H.; HUNG N. P.; NGOI, K. A. **Optimisation design of a piezoelectric micropump.** Internetional Jornal of Advanced Manufacturing Technology. Surrey, v.15, f. 8, p. 573-576, 1999.
- SILVA, E.C.N. **Modelagem Vibracional de transdutores de ultra-som piezelétricos pelo método de elementos finitos.** Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo. 1993
- CHOI, A.; VATANABE, S. L. **Estudo de viabilidade de bombas de fluxo piezelétricas baseadas em princípio oscilatório.** Trabalho de formatura (Engenharia) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- NAKASONE, P. H.; PIRES, R. F. **Estudo da viabilidade de uma bomba de fluxo piezelétrica.** 2003. 122 p. Trabalho de formatura (Engenharia) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

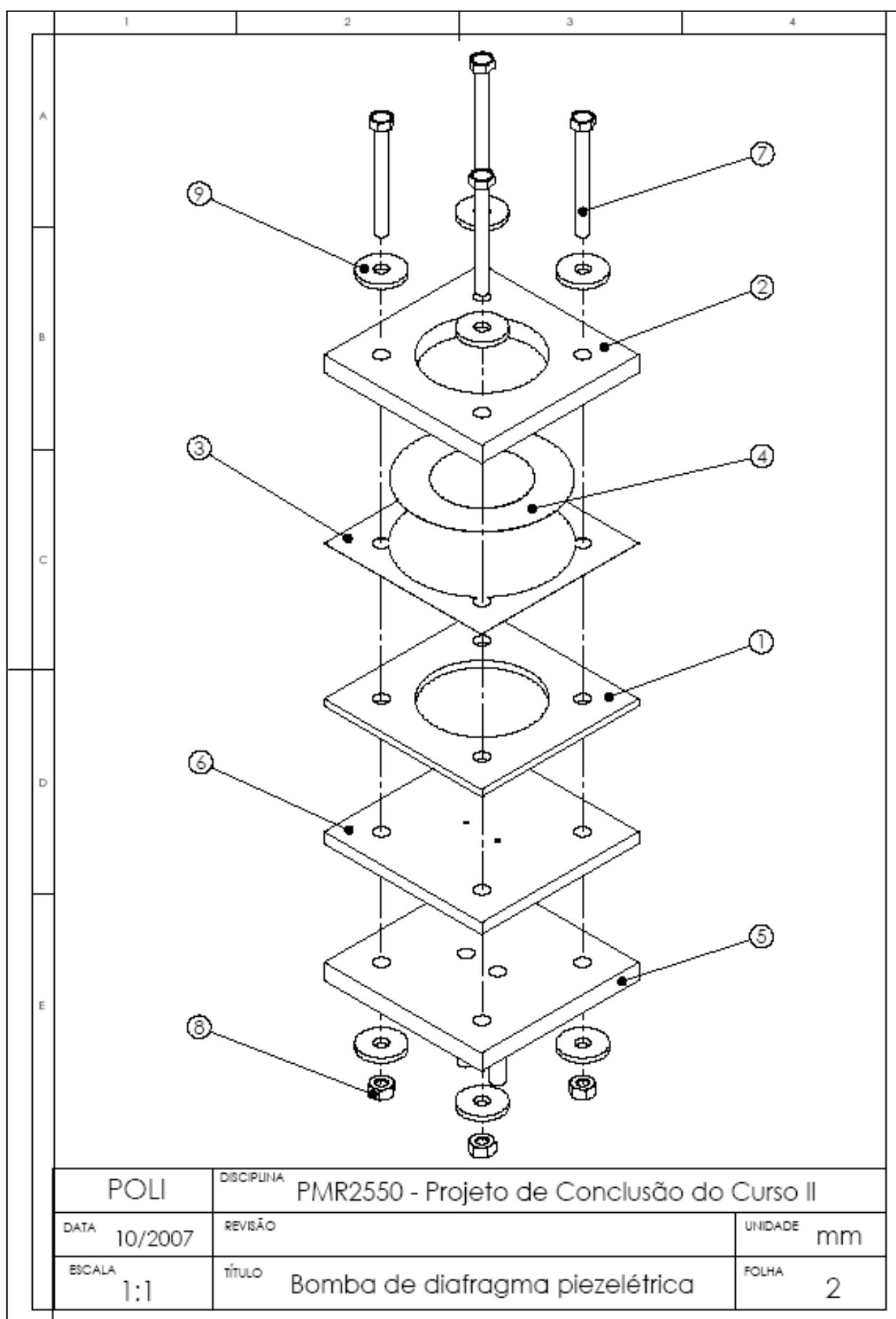
## REFERÊNCIAS

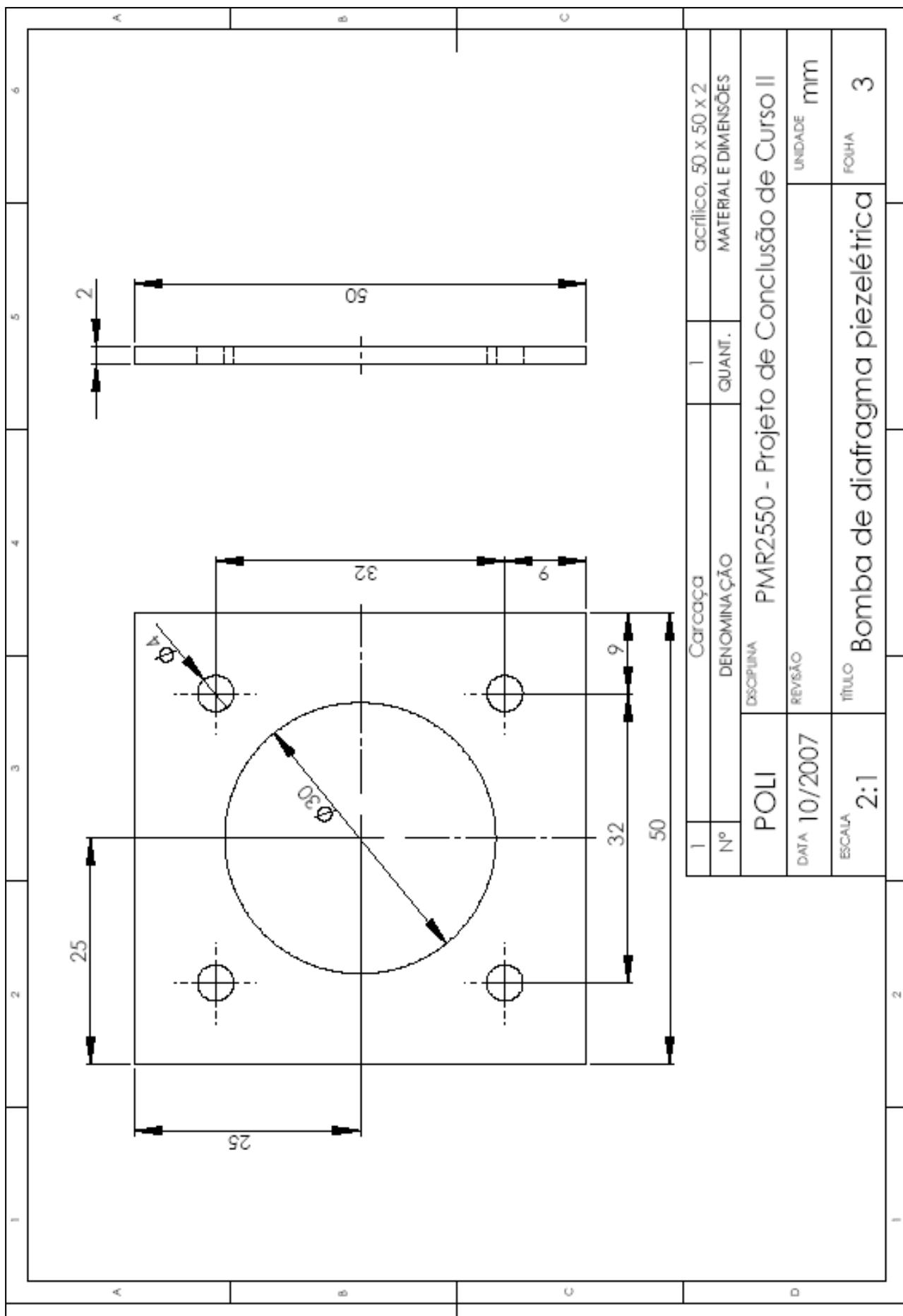
- ZHANG, T; **Valveless piezoelectric Micropump for fuel delivery in direct methanol fuel cell (DMFC) devices.** Dissertação (Doutorado) – University Pittsburgh, Pittsburgh, 2005
- OLSSON, A.; STEMME, G.; STEMME, E.; **A numerical design study of the valveless diffuser pump using a lumped-mass model.** IOP Publishing, p. 34-44, 1998
- BU, M. et al. **Design and theoretical evaluation of novel microfluidic device to be used for PCR.** Journal of Micromechanics and Microengineering, Vol. 13, p. S125-S130, 2003
- TIMOSHENKO, S.; WOINOWSKY-KRIEGER, S.; **Theory of Plates and Shells,** second edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1959
- STEMME, E.; LARSSON S. G.; **The piezoelectric capillary injector-a new hydrodynamic method for dot pattern generation.** IEEE Transaction on Electron devices, Vol. ED-20, No. 1, p. 14-19, 1973
- ULLMANN, A.; **The piezoelectric valveless pump-performance enhancement analysis.** Sensors and Actuators A, Vol. 69,p.97-105, 1998

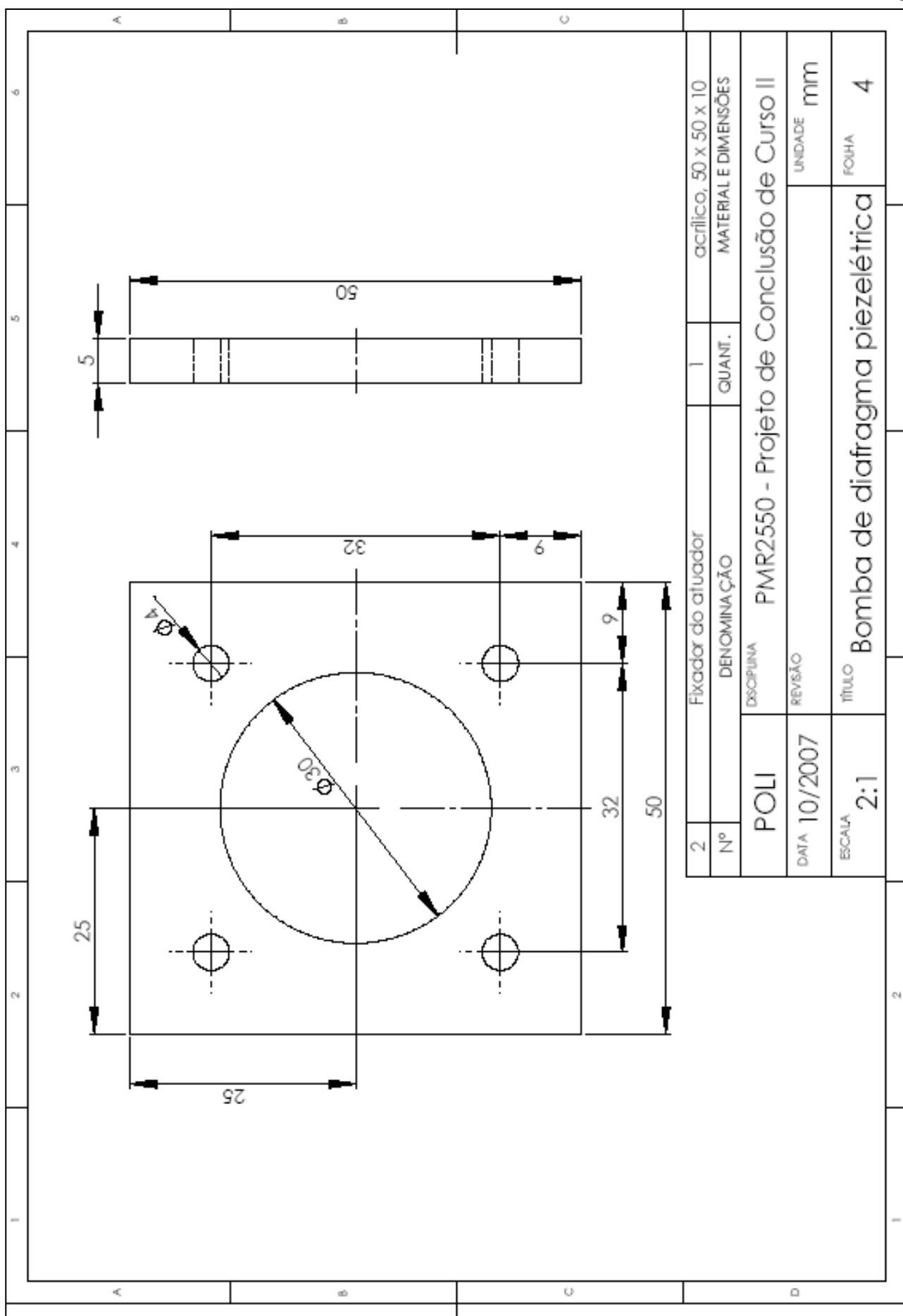
## APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS DOS PROTÓTIPOS

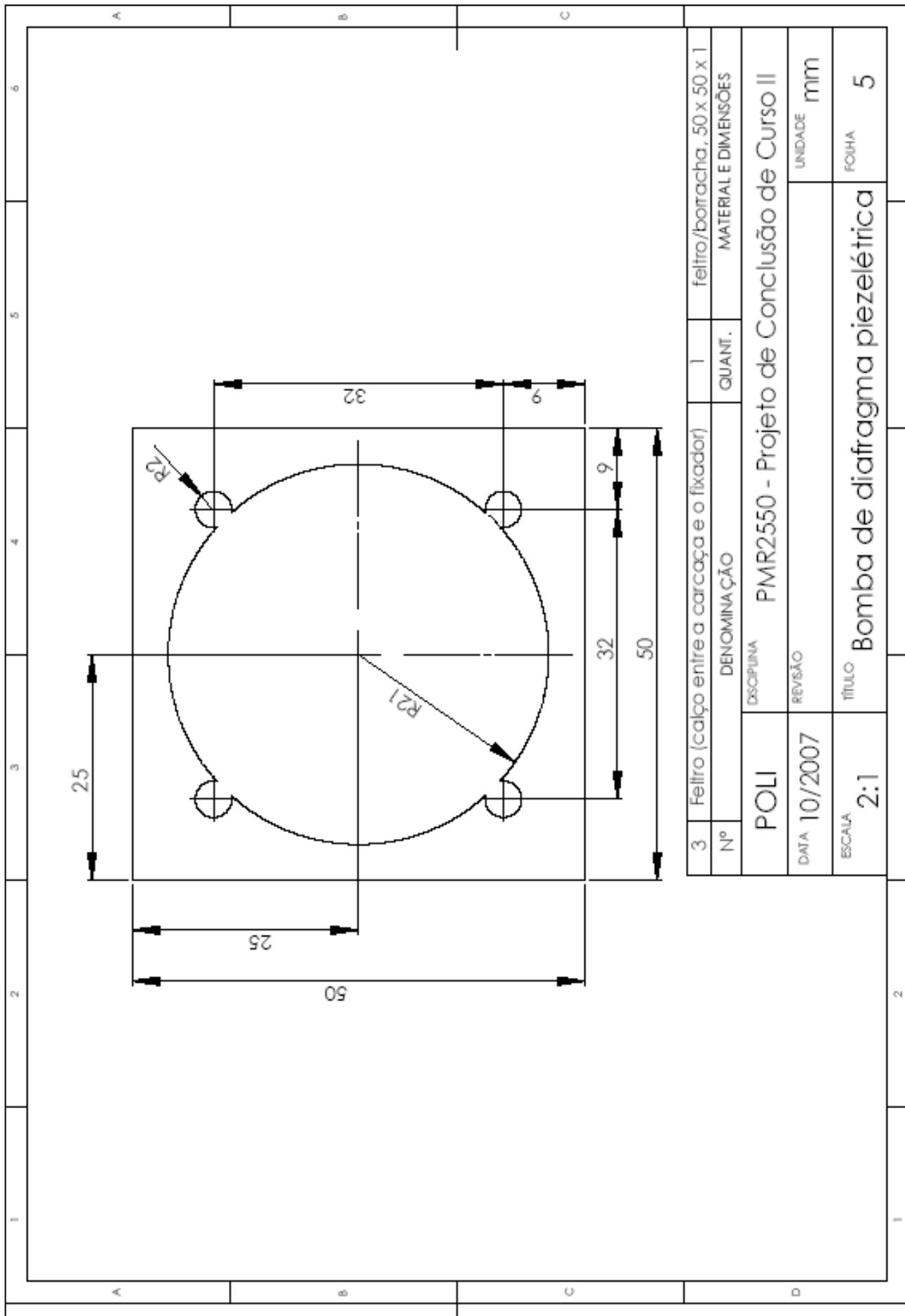
Neste apêndice encontram-se os desenhos técnicos utilizados na fabricação do protótipo.

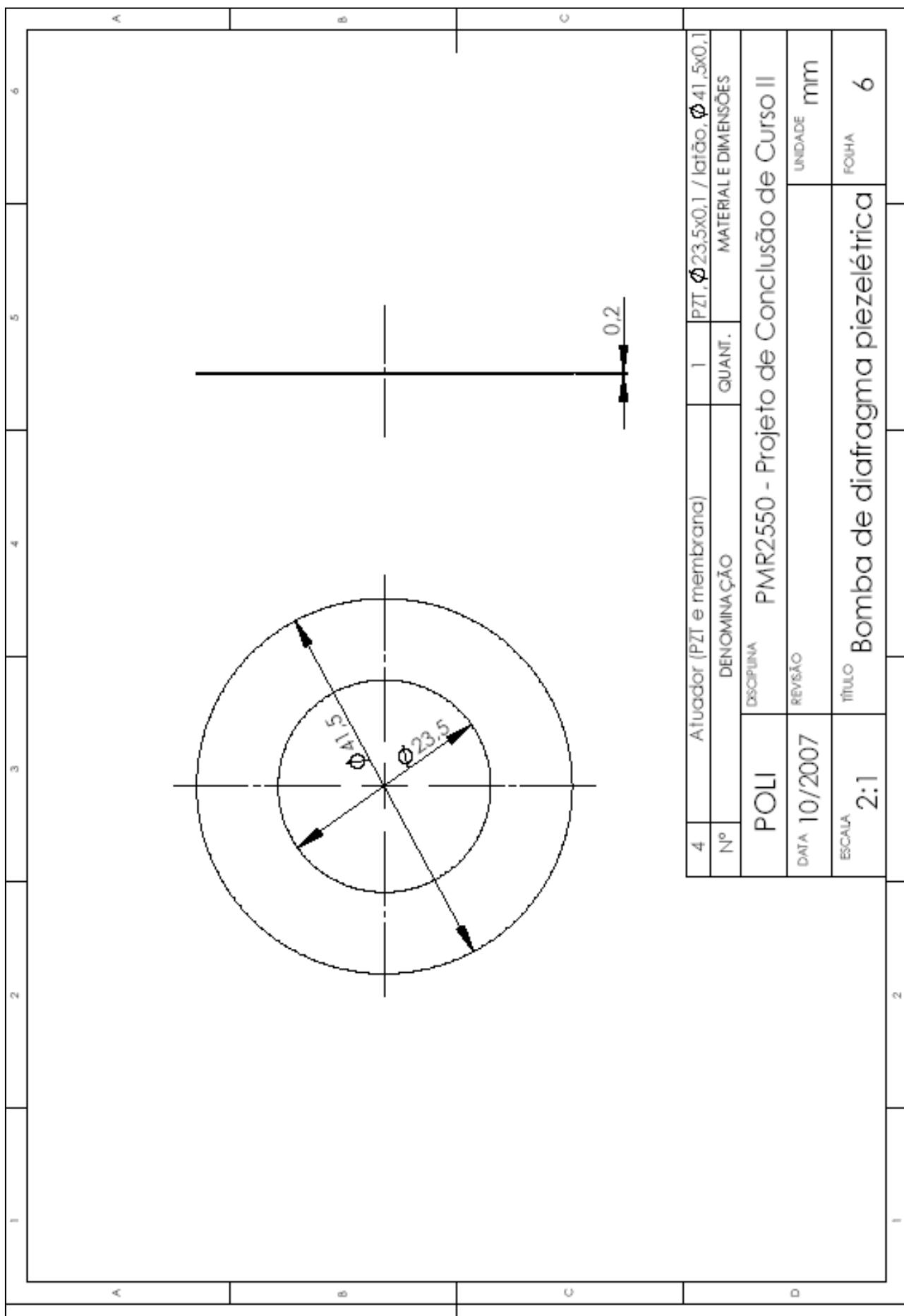


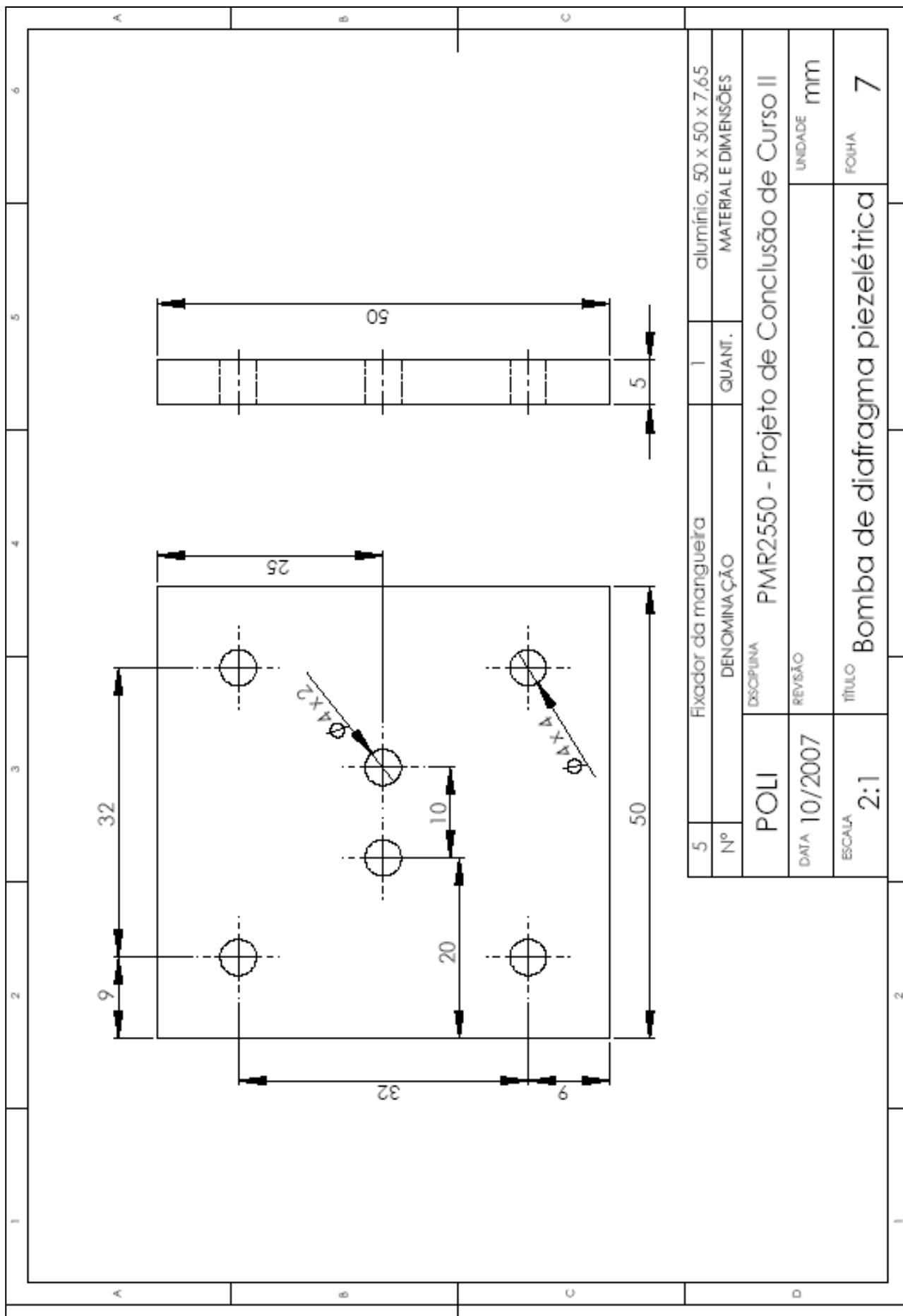


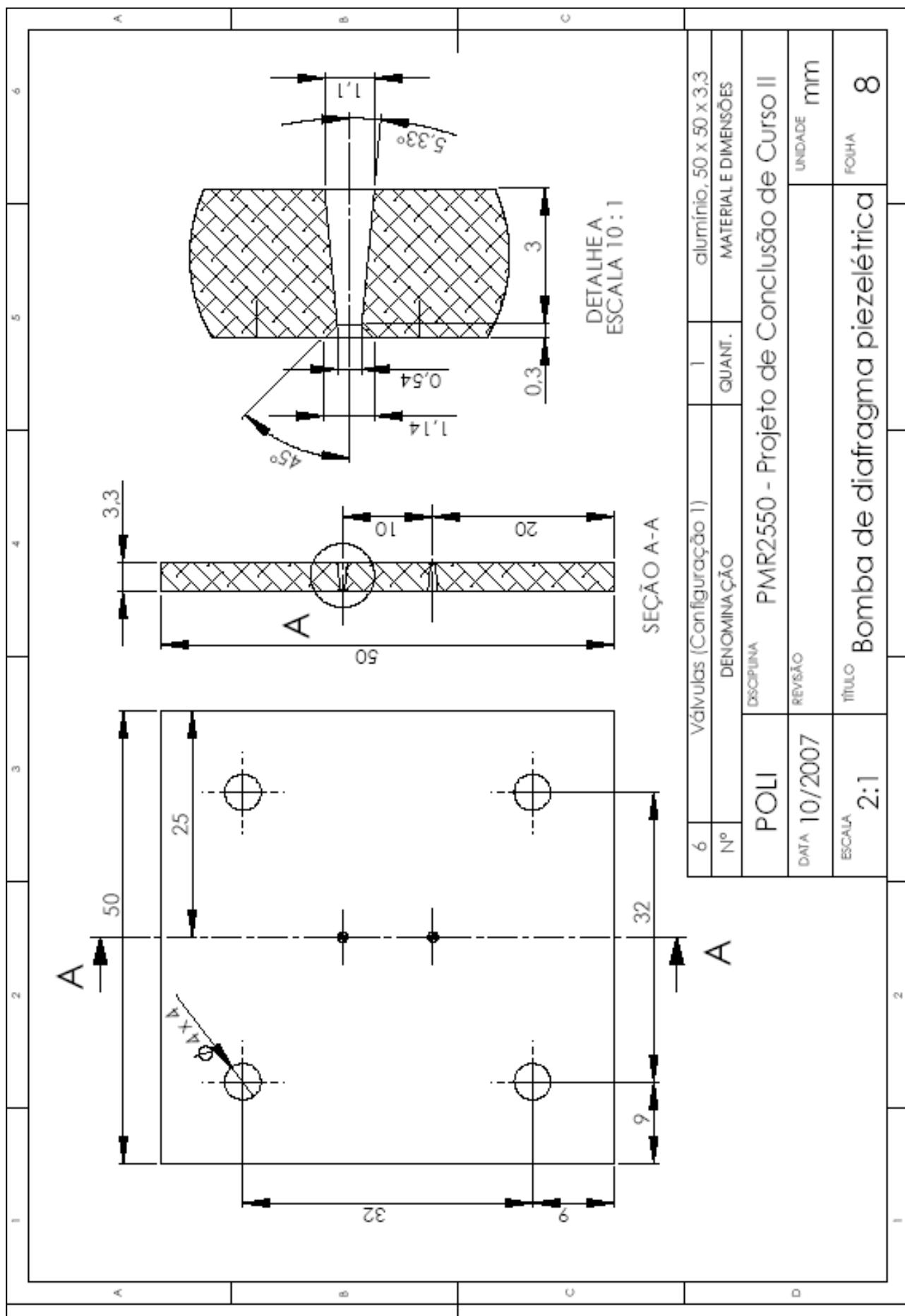


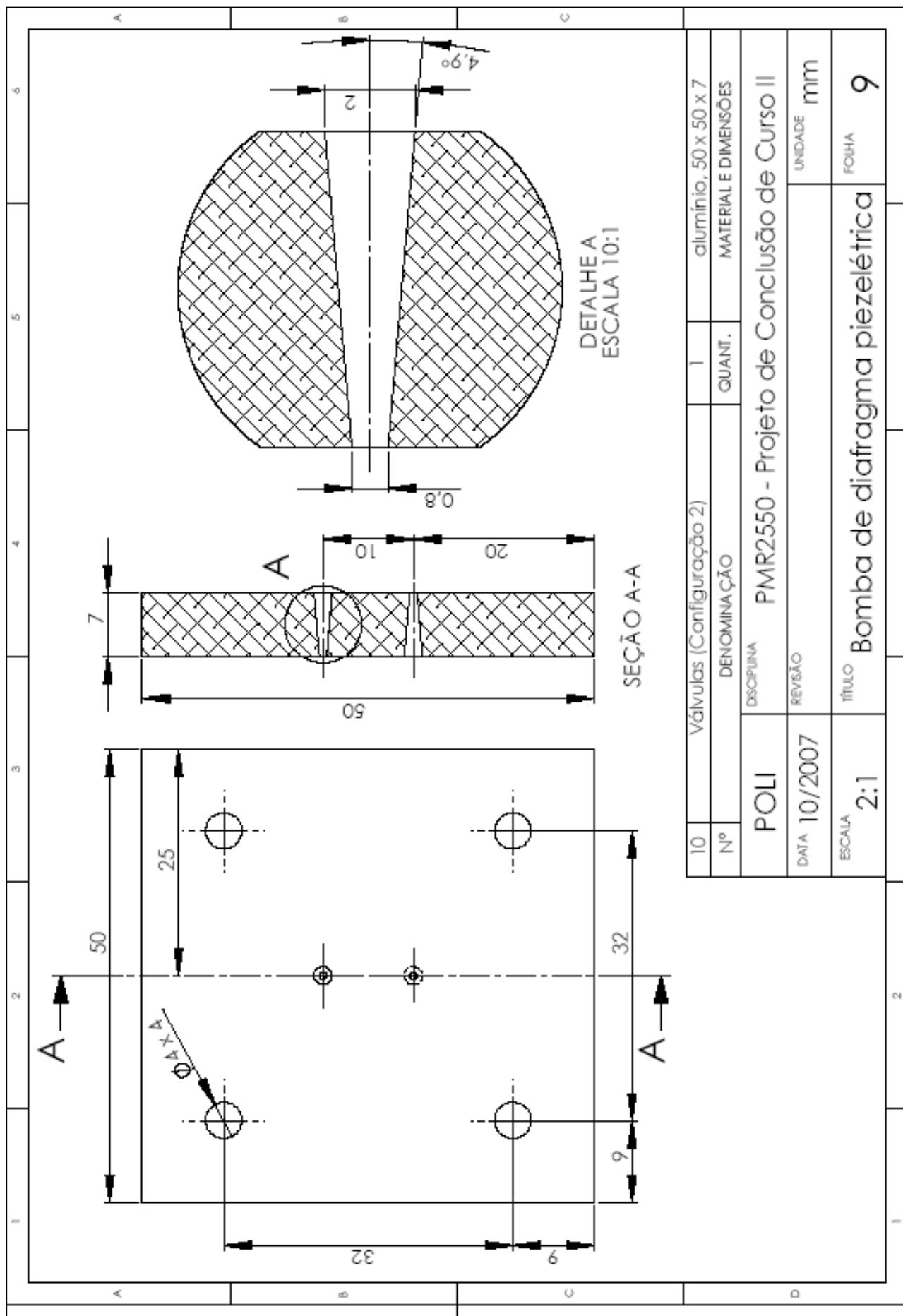












## APÊNDICE B – CÓDIGO DE MATLAB PARA REALIZAÇÃO DOS CÁLCULOS DO MODELO ANALÍTICO

A seguir temos o código da função deslocamento(r):

```
% Entrar com um valor 0 < r < b
function wu = deslocamento(r)

b = (30/2)/1000; % Raio membrana [m]
a = (21.5/2)/1000; % Raio PZT [m]
d31 = -1.71/(10^10); % Constante de transmissão [m/V]
vp = 0.34; % Coeficiente de Poisson da membrana
vpzt = 0.31; % Coeficiente de Poisson do disco de PZT
Epzt = 6.757*(10^10); % Modulo de elasticidade do disco de PZT [Pa]
Ep = 9.7*(10^10); % Modulo de elasticidade da membrana [Pa]
hpzt = (0.1)/1000; % Espessura do disco de PZT [m]
hp = (0.1)/1000; % Espessura da membrana [m]
h = hpzt+hp; % Espessura total [m]
Um = 30; % Tensão aplicada no PZT [V]

Dp = (Ep*(hp^3))/(12*(1-vp^2));
Dpzt = (Epzt*(hpzt^3))/(12*(1-vpzt^2));
C1 = hpzt/h;
C2 = hp/h;

Ee = (C1*Epzt)+(C2*Ep)+(C1*C2*Epzt*Ep*((vpzt-vp)^2))/(C1*Epzt*(1-(vp^2))+C2*Ep*(1-(vpzt^2)));
ve = (C1*vpzt*Epzt*(1-(vp^2))+C2*vp*Ep*(1-(vpzt^2)))/(C1*Epzt*(1-(vp^2))+C2*Ep*(1-(vpzt^2)));
De = (Ee*(h^3))/(12*(1-ve^2));
M0 = De*((-d31*Um)/hpzt)/((h/2)+(2/h)*((1/(Epzt*hpzt))+(1/(Ep*hp)))*(Dpzt+Dp));

var2 = 2*(Dp*((1+vp)*(a^2)+(1+vp)*(b^2))+De*(1+ve)*(b^2-a^2));

if r < a
    var1 = M0*((b^2-a^2)*(a^2-r^2)+(a^2)*((a^2)-2*(b^2)*(log(a/b))-b^2));
else
    var1= M0*(a^2)*((r^2)-2*(b^2)*(log(r/b)))-(b^2));
end

wu= var1/var2;
```

O código que utiliza a função deslocamento(r) para calcular a variação de volume na câmara e a vazão média está descrito a seguir:

```

a = (21.5/2)/1000; % Raio membrana [m]
b = (30/2)/1000; % Raio PZT [m]
f = 49; % Freqüência [Hz]
freq_ang = 2*pi*f; % Freqüência angular [rad/s]
Um = 30; % Voltagem [V]
Nnd = 2.2; % Eficiência do elemento bocal difusor

% Discretização
incremento = (0.025)/1000;
inicio_integ = 1;
limite_integ = (b/incremento) + 1;

% agora vamos integrar no intervalo de 0 ate b
for i=inicio_integ:1:limite_integ
    raio = (i-1)*incremento;
    X(i) = (i-1)*incremento;
    wu(i) = deslocamento(raio);
    Y(i) = raio*deslocamento(raio);
end
lengthX = length(X);
lengthY = length(Y);

DeltaV = 2*pi*trapz(X,Y) % Variação do volume da câmara [m³]
Ku = DeltaV/Um % Coeficiente proporcionalidade relacionado a
                 % tensão [m³/V]

r_mm = X*1000; % coordenada radial [mm]
wu_mm = wu*1000; % deflexão do diafragma [mm]
plot(r_mm, wu_mm);
xlabel('r (mm)');
ylabel('Deflexão do diafragma (mm)');

% media da taxa de fluxo (m3/s)
Q_barra = (Ku*Um*freq_ang/pi)*(((Nnd^0.5)-1)/((Nnd^0.5)+1));

```