

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

**Estudo de Viabilidade de Dispositivo Piezelétrico para
Refrigeração a ar de Notebooks**

Augusto Boniconte Santomartino

João Ricardo Santos Penha

São Paulo

2014

AUGUSTO BONICONTE SANTOMARTINO
JOÃO RICARDO SANTOS PENHA

**Estudo de Viabilidade de Dispositivo Piezelétrico para
Refrigeração a ar de Notebooks**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo.

Orientador: Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli
Silva

São Paulo
2014

AUGUSTO BONICONTE SANTOMARTINO
JOÃO RICARDO SANTOS PENHA

**Estudo de Viabilidade de Dispositivo Piezelétrico para
Refrigeração a ar de Notebooks**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo.

Área de Concentração: Engenharia
Mecatrônica

Orientador: Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli
Silva

São Paulo
2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Santomartino, Augusto Boniconte

Estudo de viabilidade de dispositivo piezelétrico para refrigeração a ar de notebooks / A.B. Santomartino; J.R.S. Penha. – São Paulo, 2014.

72 p.

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

**1. Atuadores piezelétricos 2. Método dos elementos finitos
3. Dinâmica dos fluidos I. Penha, João Ricardo Santos II. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos III.t.**

Dedicamos este trabalho aos nossos avôs.

AGRADECIMENTOS

Ao nosso orientador, Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli Silva, pela oportunidade de trabalharmos com seu grupo, pelas produtivas instruções e discussões que nos incentivaram na produção deste trabalho.

À Profa. Dra. Larissa Driemeier pelas sugestões e discussões a cada iteração do desenvolvimento desta monografia.

Aos Dr. Sandro Vatanabe e Dr. César Kiyono por nos auxiliarem com seus conhecimentos de simulação computacional.

Ao Engenheiro Luís Fernando Nogueira de Sá, por todas as sugestões dadas ao longo de todo o trabalho.

Ao Dr. Marco Aurélio Brizzotti Andrade, pelo auxílio na utilização dos equipamentos utilizados nos ensaios.

À equipe da oficina do Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, em especial ao técnico Tiago Monteiro Camponucci que nos auxiliou na usinagem do protótipo.

Aos nossos pais e irmãos, a nossa imensa gratidão por fazerem parte de nossas vidas.

À namorada do Augusto, Elisa, pelo carinho, compreensão e dicas com base no seu conhecimento em textos científicos.

RESUMO

Os eletrônicos portáteis vêm tendo suas dimensões cada vez mais reduzidas, aumentando a dificuldade de dissipar o calor. Atualmente, notebooks possuem refrigeração através de convecção forçada provocada por uma ventoinha, um método ativo de dissipação de calor que possui peças móveis, suscetíveis à fadiga, com médio consumo de potência (aproximadamente 2 W) e emissão de ruídos sonoros. Este trabalho, portanto, tem como objetivo projetar um dispositivo piezelétrico para refrigeração a ar de notebooks, já que ele apresenta vantagens como baixa emissão de ruídos sonoros e ausência de mancais e rotores, reduzindo o consumo de energia. Dois tipos de dispositivos piezelétricos são considerados inicialmente como soluções possíveis, o atuador piezelétrico bilaminar e o atuador piezelétrico de jato sintético. O atuador bilaminar é uma viga em balanço composta por duas chapas alongadas acopladas, uma de material piezelétrico e outra metálica, que é excitado por uma tensão elétrica alternada, fazendo com que haja uma vibração que induz um fluxo de ar. No atuador de jato sintético, o fluxo é induzido devido à expansão e contração das paredes de uma câmara, provocadas pelo efeito piezelétrico. A câmara possui apenas um orifício para entrada e saída de ar e seu efeito principal é o aumento da quantidade de movimento do fluido, já que o fluxo é direcionado durante a expulsão. Opta-se por trabalhar com o atuador de jato sintético e são propostas duas possíveis geometrias para seu protótipo. A escolha do tipo de geometria é feita a partir de simulações feitas no software ANSYS e consulta a resultados apresentados na literatura. As simulações serão feitas em duas partes: a análise piezelétrica e a análise termo-fluido-dinâmica, também conhecida como *Computational Fluid Dynamics*. O desempenho do protótipo é testado em uma bancada que permite calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção através da lei de resfriamento de Newton.

Palavras-chave: atuadores piezelétricos, método dos elementos finitos, dinâmica dos fluidos, refrigeração de eletrônicos.

ABSTRACT

Portable electronics are constantly having their dimensions reduced, which increases the challenge of heat dissipation. Currently, notebooks are cooled through forced convection provided by a blower fan, an active dissipation method which has moving parts susceptible to fatigue, medium power consumption (approximately 2 W), miniaturization difficulties, and audible noise. Therefore, this work aims to design a piezoelectric device for notebook air cooling since these devices have advantages such as low noise emission and absence of moving parts, reducing the power consumption. Two types of piezoelectric devices are investigated as possible solutions, the bimorph piezoelectric actuator and the piezoelectric synthetic jet actuator. The bimorph actuator works as a cantilever beam with an alternate tension applied to the piezoelectric plate, generating an oscillation that induces an air flow. The synthetic jet actuator induces the flow due to the contraction and expansion of a chamber, caused by the piezoelectric effect. The chamber has only one orifice through which the air may enter or exit and its main effect is the increase of the fluid's quantity of motion, since the flow has a preferential direction during the ejection phase. The synthetic jet actuator is chosen as the best option and two possible geometrical configurations are proposed for its prototype. Electing the best configuration will depend on simulations in the ANSYS software and results presented in the literature, which are debated and presented. The simulations will be done in two parts, the acoustic analysis, and the thermal-fluid analysis, also known as Computational Fluid Dynamics. The prototype's performance is tested in an experimental setup which enables the evaluation of the convection heat transfer coefficient using Newton's law of cooling.

Keywords: piezoelectric actuators, finite element method, fluid dynamics, electronics cooling.

Sumário

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 | Dissipação de Calor em Dispositivos Eletrônicos | 1 |
| 1.2 | Refrigeradores Piezelétricos | 3 |
| 1.2.1 | Atuador Piezelétrico Bilaminar | 3 |
| 1.2.2 | Atuador Piezelétrico de Jato Sintético | 8 |
| 1.3 | Motivação | 10 |
| 1.4 | Objetivos | 12 |
| 2. | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 13 |
| 2.1 | Cerâmicas Piezelétricas | 13 |
| 2.2 | Refrigeração por Convecção Forçada | 14 |
| 2.2.1 | Jatos Colidentes | 16 |
| 2.3 | Modelagem Numérica | 17 |
| 2.3.1 | MEF Piezelétrico | 17 |
| 2.3.2 | Modelagem de Dinâmica dos Fluidos | 20 |
| 3. | MODELAGEM COMPUTACIONAL | 21 |
| 3.1 | Metodologia e Descrição dos Elementos Utilizados no ANSYS | 21 |
| 3.2 | Linguagem APDL | 22 |
| 3.3 | Condições de Contorno Móveis | 23 |
| 3.4 | Configurações propostas | 23 |
| 4. | PROJETO E FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO | 25 |
| 5. | METODOLOGIA EXPERIMENTAL | 28 |
| 5.1 | Curva Experimental de Amplitude de Deslocamento em Função da Frequência | 28 |
| 5.2 | Curva Experimental de Impedância Elétrica em Função da Frequência | 29 |
| 5.3 | Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção | 29 |
| 6. | RESULTADOS | 33 |
| 6.1 | Simulação Piezelétrica | 33 |
| 6.2 | Análise Fluídica | 39 |

| | | |
|-------|--|----|
| 6.3 | Análise de Sensibilidade | 42 |
| 6.3.1 | Geometria da Abertura | 42 |
| 6.3.2 | Altura do Espaçamento..... | 45 |
| 6.4 | Análise Termofluídica | 46 |
| 6.5 | Ensaios | 49 |
| 6.5.1 | Ensaio de Amplitude de Deslocamento..... | 49 |
| 6.5.2 | Ensaio de Amplitude de Impedância Elétrica..... | 50 |
| 6.5.3 | Ensaio de Convecção..... | 51 |
| 7. | CONCLUSÃO | 53 |
| | Referências | 54 |
| | APÊNDICE A – Tratamento dos Resultados da Simulação Acústica no MATLAB | 57 |
| | APÊNDICE B – Análise Piezelétrica com Comparaçāo entre Malhas com ou sem elemento acústico | 60 |
| | APÊNDICE C – Programas em APDL | 63 |
| | APÊNDICE D – Desenhos de Conjunto e Fabricação do Protótipo | 66 |

Lista de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1.1: Esquemático de um atuador piezelétrico bilaminar. | 4 |
| Figura 1.2: Atuador piezelétrico bilaminar para notebook. (Adaptado de Ng et al., 2010). | 5 |
| Figura 1.3: Atuador bilaminar posicionado paralelamente entre as aletas de um dissipador de calor. (Adaptado de Ma, et. al., 2012). | 6 |
| Figura 1.4: Atuador bilaminar normal à fonte de calor. | 6 |
| Figura 1.5: Esquema de uma aplicação com 5 atuadores bilaminares. A cerâmica piezelétrica está representada em preto e os ímãs como círculos na ponta dos atuadores. (Adaptado de Ma, et al., 2013). | 7 |
| Figura 1.6: Esquemático de um atuador de jato sintético. (Adaptado de Glezer & Amitay, 2002). | 9 |
| Figura 1.7: <i>Dual Cooling Jet</i> (de Bock, et al., 2012b). | 9 |
| Figura 1.8: Princípio de funcionamento do Dual Cooling Jet. | 10 |
| Figura 1.9: Evolução da frequência do <i>clock</i> e da potência requerida de oito modelos da família x86 da Intel ao longo de 30 anos. (Adaptado de Hennessy & Patterson, 2002). | 11 |
| Figura 2.1: Esquema reproduzindo o comportamento do material piezelétrico quando submetido à tensão elétrica. Cada item representa o material quando: | 13 |
| Figura 2.2: Camada-limite térmica desenvolvida em escoamento externo (Adaptado de Incropera, 2008). | 15 |
| Figura 3.1: Metodologia para as simulações computacionais. | 22 |
| Figura 3.2: Elemento SOLID98. | 22 |
| Figura 3.3: Exemplo de malha de elementos em tempos diferentes utilizando ALE. | 23 |
| Figura 3.4: Configurações propostas: (a) circular e (b) quadrada. | 24 |
| Figura 4.1: Disco de material piezelétrico e seus terminais. | 25 |
| Figura 4.2: Vista explodida do protótipo. | 26 |
| Figura 4.3: Dispositivo fabricado e montado. | 27 |
| Figura 5.1: Esquema para a obtenção da curva experimental de amplitude por frequência. | 29 |
| Figura 5.2: Aquecedor flexível com isolamento em filme de poliamida (KHLV-105/5-P - OMEGA). | 30 |
| Figura 5.3: Elementos termossensíveis - Termômetro infravermelho para medição de temperatura da chapa (esquerda) e sensor de temperatura ambiente LM35 (direita). | 30 |
| Figura 5.4: Arranjo experimental para ensaio de transferência de calor por convecção. | 31 |
| Figura 5.5: Esquemático da alimentação do dispositivo. | 31 |

| | |
|---|----|
| Figura 5.6: Esquema do sistema eletrônico de medição e controle dos experimentos..... | 32 |
| Figura 6.1: Dimensões da pastilha piezelétrica utilizada. | 34 |
| Figura 6.2: Malha de elementos do modelo do atuador piezelétrico circular..... | 34 |
| Figura 6.3: Modos de vibrar do atuador piezelétrico circular: (a) 1º modo e (b) 2º modo..... | 35 |
| Figura 6.4: Curva de deslocamento em função da frequência para o 1º modo de vibrar do atuador circular. | 36 |
| Figura 6.5: Curva do módulo da impedância elétrica em função da frequência para o 1º modo de vibrar do atuador circular..... | 36 |
| Figura 6.6: Malha de elementos do modelo do atuador piezelétrico quadrado. | 37 |
| Figura 6.7: Modos de vibrar do atuador piezelétrico quadrado: (a) 1º modo e (b) 2º modo. | 37 |
| Figura 6.8: Curva de deslocamento em função da frequência para o 1º modo de vibrar do atuador quadrado. | 38 |
| Figura 6.9: Curva de impedância elétrica em função da frequência para o 1º modo de vibrar do atuador circular. | 38 |
| Figura 6.10: Condições de contorno para análise de escoamento. | 40 |
| Figura 6.11: Vetores de velocidade e campos de pressão do dispositivo circular em (a) expansão e em (b) contração. | 41 |
| Figura 6.12: Vetores de velocidade e campos de pressão do dispositivo quadrado em (a) expansão e em (b) contração. | 42 |
| Figura 6.13: Primeiro modo de vibrar da configuração circular com difusor na sucção e bocal na expulsão. | 43 |
| Figura 6.14: Vetores de velocidade e campos de pressão durante (a) sucção e (b) expulsão da configuração circular com difusor na sucção e bocal na expulsão. | 44 |
| Figura 6.15: Vetores de velocidade e campos de pressão durante (a) sucção e (b) para espaçamento de 1,5 mm..... | 46 |
| Figura 6.16: Vetores de velocidade e campos de pressão durante (a) sucção e (b) para espaçamento de 2,0 mm..... | 46 |
| Figura 6.17: Linhas de fluxo durante expulsão de ar do dispositivo. | 48 |
| Figura 6.18: Campo de temperatura da parte superior chapa no instante de tempo 89 ms. | 48 |
| Figura 6.19: Curva experimental do deslocamento em função da frequência no 1º modo..... | 50 |
| Figura 6.20: Curva experimental da impedância elétrica em função da frequência no 1º modo. | 51 |
| Figura 6.21: Curva experimental de temperatura com o dispositivo desligado (convecção natural) seguido do acionamento do dispositivo (convecção forçada). | 52 |

| | |
|--|----|
| Figura A.1: Dados após a importação apresentados no espaço..... | 57 |
| Figura A.2: Dados após o tratamento no MatLab. | 58 |
| Figura A.3: Listagem do código de importação de deslocamentos para o MATLAB. | 59 |
| Figura B.1: Elementos (a) FLUID29 e (b) FLUID30..... | 60 |
| Figura B.2: Malha da simulação acústica..... | 61 |
| Figura B.3: Primeiro modo de vibrar do atuador de jato sintético no ar (218 Hz)..... | 62 |
| Figura B.4: Curva de amplitude para o primeiro modo de vibrar das análises com e sem elementos acústicos. | 62 |

Lista de Tabelas

| | |
|--|----|
| Tabela 1.1: Métodos de Redução da Temperatura da CPU..... | 2 |
| Tabela 2.1: Símbolos utilizados nas correlações de jato colidente..... | 16 |
| Tabela 4.1: Requisitos do Protótipo | 25 |
| Tabela 6.1: Propriedades dos materiais utilizados nos modelos | 33 |
| Tabela 6.2: Resultados da simulação piezelétrica para o primeiro modo de vibrar em ambas as geometrias..... | 39 |
| Tabela 6.3: Comparação dos resultados da análise harmônica e da análise de dinâmica dos fluidos entre aberturas em bocal e em difusor..... | 44 |
| Tabela 6.4: Vazões para diferentes espaçamentos entre as pastilhas piezelétricas. | 45 |
| Tabela 6.5: Resumo dos resultados do ensaio de convecção. | 52 |
| Tabela A.1: Exemplo de resultado de regressão polinomial dos dados da análise piezelétrica. | 58 |
| Tabela B.1: Propriedades do ar utilizado no elemento acústico..... | 60 |

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, os eletrônicos portáteis possuem dimensões cada vez menores com manutenção ou aumento de funcionalidades. Além do avanço dos processadores, esses produtos também possuem topologias complexas de modo a alojar sistemas de armazenamento, baterias, tela *touch-screen* e sistemas de iluminação. Essas configurações com perfis finos contribuem para a dificuldade em dissipar o calor. Atualmente, notebooks de perfil fino, conhecidos como *ultrabooks*, possuem refrigeração através de convecção forçada provocada por uma ventoinha. Este é um método ativo de dissipação de calor que possui peças móveis - suscetíveis à fadiga -, com médio consumo de potência (aproximadamente 2 W) e emitem ruídos sonoros de intensidade variada.

Em contraponto, *smartphones* e *tablets* contam apenas com convecção natural para dissipação de calor, um método passivo de dissipação de calor. Também são empregadas soluções de software para diminuir a geração de calor nos processadores, como o escalonamento dinâmico de frequência e tensão. Isto se faz, no entanto, a custo de uma queda de desempenho do produto.

1.1 Dissipação de Calor em Dispositivos Eletrônicos

As soluções mais comumente utilizadas para refrigeração de notebooks de perfil fino resumem-se ao uso de dissipadores de calor e ventoinhas; ou seja, métodos que se aproveitam da convecção como princípio para a redução da temperatura dos elementos aquecidos. A convecção é uma forma de transferência de calor entre um meio sólido e um meio fluido. O intuito dos métodos de refrigeração por convecção forçada é expor a superfície aquecida a um fluido circundante que se encontra a temperaturas mais baixas, de forma que ocorra entre eles troca de calor.

O elemento de uma placa de circuitos eletrônicos que mais gera calor é, em geral, a Unidade Central de Processamento (CPU). Além de velocidade e confiabilidade, a arquitetura de tais placas também considera a dissipação de calor como requisito funcional. Desta forma, características como o espaçamento entre chips e outros elementos são otimizadas para que haja o melhor desempenho associado ao menor aumento de temperatura operacional. Além disso, há também soluções de software como o escalonamento dinâmico - utilizado em

celulares e *tablets*, por exemplo. Trata-se de produtos que possuem espessura muito reduzida para que se possam valer de ventoinhas de forma eficaz.

As soluções mais comuns para dissipação de calor em dispositivos eletrônicos de dimensões reduzidas foram agrupadas na Tabela 1.1. Os métodos apresentados são utilizados comumente em conjunto e não individualmente.

Tabela 1.1: Métodos de Redução da Temperatura da CPU.

| Solução | Características | Desvantagens |
|-------------------------|--|---|
| Ventoinha (Cooler) | Ventilador de pás de baixa potência | <ul style="list-style-type: none"> • Ruído sonoro • Fadiga dos elementos móveis • Restrições quanto à miniaturização |
| Dissipador de Calor | Conjunto de aletas que aumentam a superfície exposta à convecção | <ul style="list-style-type: none"> • Manutenção da pasta térmica, elemento que liga o dissipador ao circuito eletrônico |
| Refrigeração Passiva | Redução da temperatura depende primariamente da convecção natural | <ul style="list-style-type: none"> • Vida útil dos componentes reduzida |
| Refrigeração a Líquido | Circuitos eletrônicos em contato com dutos pelos quais passa água ou um fluido refrigerante | <ul style="list-style-type: none"> • Necessidade de sistema de bombeamento • Difícil Manutenção • Custo elevado |
| Escalonamento Dinâmico | Restrições impostas à tensão e/ou à frequência de operação do processador para diminuir a geração de calor | <ul style="list-style-type: none"> • Desempenho do aparelho inferior |
| Efeito Peltier | Diferencial de temperatura perpetrado pelo efeito termelétrico | <ul style="list-style-type: none"> • Baixa eficiência • Necessita de sistema adicional de dissipação de calor |
| Atuadores Piezelétricos | Convecção forçada através de oscilações de alta frequência | <ul style="list-style-type: none"> • Curta faixa de frequências de operação |

Soluções utilizadas em sistemas de maior porte como *desktops* e servidores são, de forma geral, inviáveis para aplicações de perfil fino. Como exemplo há a refrigeração a líquido de computadores, na qual são instalados dutos em contato com as placas eletrônicas, pelos quais é bombeado um fluido refrigerante. O fluido utilizado geralmente é a água, com

alguns aditivos, como soluções bactericidas. Essa solução, no entanto, requer a existência de um sistema de bombeamento acoplado que é, em princípio, incompatível com um notebook. A seguir serão apresentados os refrigeradores piezelétricos como soluções alternativas às apresentadas.

1.2 Refrigeradores Piezelétricos

Dentre as soluções piezelétricas utilizando ar como fluido de arrefecimento estão o atuador piezelétrico bilaminar e o atuador de jato sintético. Ambos são soluções de baixo consumo de energia e dependem do fornecimento de tensão alternada para funcionar. Seu princípio básico de funcionamento é promover a circulação do ar nos entornos do circuito eletrônico e utilizá-lo como fluido arrefecedor através de oscilações de média ou alta frequência. A seguir são apresentados cada um deles.

1.2.1 Atuador Piezelétrico Bilaminar

O atuador bilaminar tem a forma de uma viga engastada em balanço. A viga geralmente é uma chapa fina de metal ou plástico, enquanto o elemento excitado é uma camada de cerâmica piezelétrica fixada na base da chapa. A tensão alternada é transmitida através de eletrodos ligados às faces da cerâmica. O conjunto vibra em resposta à corrente, induzindo um fluxo no fluido em que está imerso. Esta configuração tem funcionamento análogo ao das nadadeiras de peixes.

Um atuador piezelétrico bilaminar é constituído por um material laminar associado a uma ou mais lâminas de cerâmica piezelétrica (PZT – Titanato Zirconato de Chumbo), ou apenas a camada piezelétrica (Acikalin, 2007). As condições de contorno podem variar, por exemplo, em relação ao número de apoios da viga. Não obstante, o princípio de funcionamento é sempre o mesmo; um sinal de entrada alternado para contrair e expandir a cerâmica piezelétrica causa uma oscilação ao longo da lâmina, que induz um fluxo de ar, aumentando a transferência de calor (Kimber & Garimella, 2009). Um esquemático de um atuador bilaminar piezelétrico é apresentado na Figura 1.1.

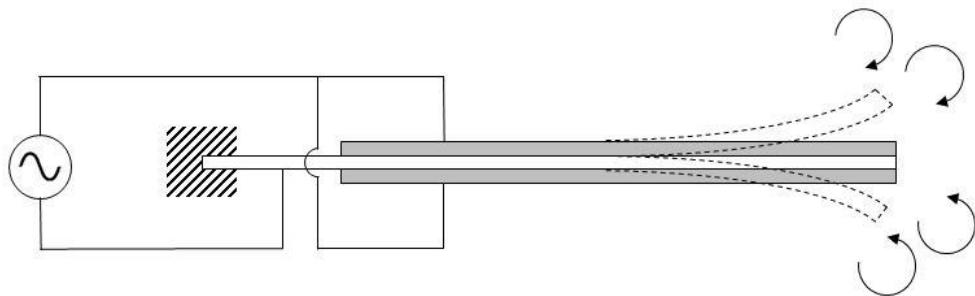


Figura 1.1: Esquemático de um atuador piezelétrico bilaminar.

Uma investigação inicial da viabilidade de atuadores piezelétricos bilaminares como método ativo de refrigeração de eletrônicos foi feita por Acikalin, et al. (Acikalin, et al., 2004). Fez-se um experimento para quantificar a refrigeração do atuador bilaminar em um ambiente que simula um celular e outro experimento que implementa o atuador em um *laptop* para demonstrar viabilidade de utilizar o atuador para refrigeração localizada. Neste trabalho, o dispositivo estudado não conseguiu ter um desempenho significativo para o *laptop* devido ao fato do atuador ter sido posicionado longe do processador. Resultados promissores foram encontrados nas condições de contorno de celular, obtendo-se um aumento de aproximadamente 100% na taxa de transferência de calor em relação à convecção natural. Devido ao fato dos arranjos dos experimentos estarem ainda em uma fase inicial de pesquisa, os autores foram levados a crer que atuadores bilaminares são efetivos apenas como suplementos para regiões com transferência de calor estagnada onde a ventoinha não é efetiva, não sendo ideais para substituir a ventoinha por completo.

Ng, et al. (Ng, et al., 2010) desenvolveram um atuador piezelétrico bilaminar para refrigerar um notebook com uma topologia conforme a Figura 1.2. Demonstrou-se que essa solução é viável devido ao fato da dissipação de calor no processador e na base do notebook ser melhor que o de uma ventoinha, enquanto que a potência utilizada de 0,5 W e o ruído sonoro (em torno de 35 dBA a 0,5m) são menores que os respectivos valores para a ventoinha (1,6 W e 40 dBA). O artigo traz a contribuição de testar o dispositivo em um notebook, mantendo o chassis inalterado de forma a manter as mesmas condições de contorno que em uma situação normal de operação e mantendo o volume de operação do atuador restrito ao volume destinado a ventoinha no notebook.

Além disso, uma bancada de testes foi também produzida de modo a gerar as mesmas condições de contorno que um notebook. São feitas análises para determinar a distância ótima da ponta livre do atuador para o dissipador de calor do notebook, chegando-se ao valor de 1,5

mm. Testes são feitos também para determinar o melhor tipo de perfil de dissipador de calor para ser utilizado com o atuador bilaminar. Experimentos para analisar a influência do comprimento e espessura do atuador e frequência de ressonância e amplitude da oscilação também são descritos. Os resultados mostram que o desempenho térmico é uma função da amplitude vezes a frequência de ressonância. No entanto, um resultado acoplando as duas grandezas não distingue qual é a contribuição de cada uma delas.

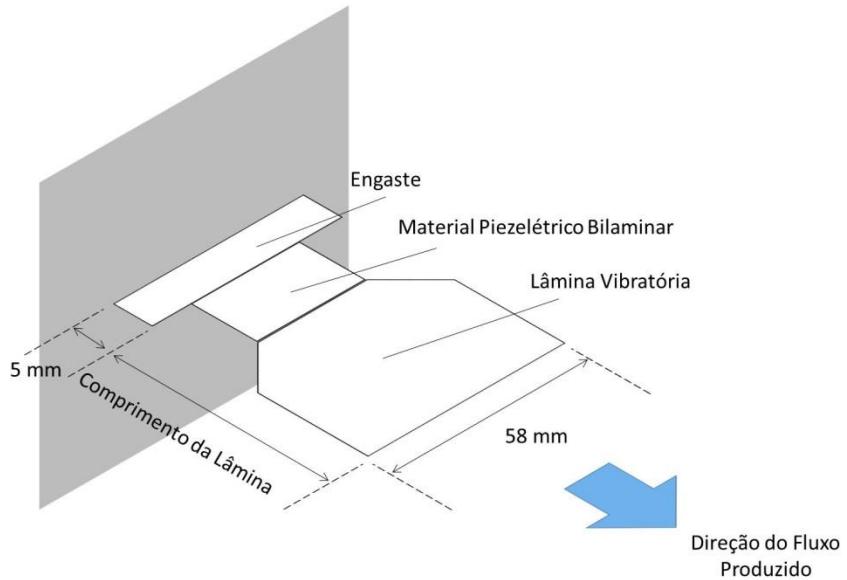


Figura 1.2: Atuador piezelétrico bilaminar para notebook. (Adaptado de Ng et al., 2010).

Ao utilizar uma espessura de lâmina maior, aumenta-se a frequência de ressonância, o que beneficia a quantidade de fluxo de ar induzido. Por outro lado, uma espessura reduzida diminui a rigidez, fazendo com que a amplitude da oscilação seja maior, o que também contribui para uma maior quantidade de ar induzida (Ma, et al., 2013). A literatura mostra que a importância de cada uma dessas grandezas varia com o arranjo experimental. Ma, et al. (Ma, et al., 2012) estudaram a refrigeração de um atuador bilaminar posicionado paralelamente entre as aletas de um dissipador de calor. Neste experimento verificou-se que a amplitude desempenha um papel maior que a frequência na indução do fluxo de ar. No entanto, Kimber & Garimella (Kimber & Garimella, 2009) utilizaram um atuador bilaminar normal a uma placa aquecida, como na Figura 1.4, e observou-se que a frequência teve uma influência maior nas taxas de transferência de calor para este sistema.

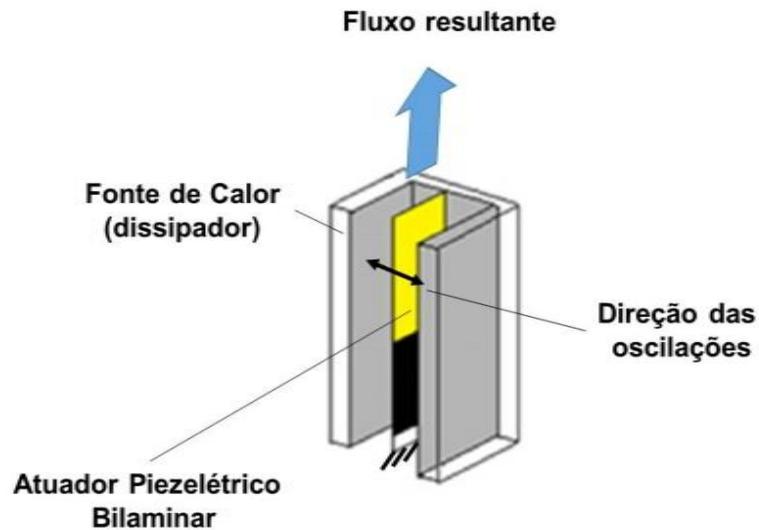


Figura 1.3: Atuador bilaminar posicionado paralelamente entre as aletas de um dissipador de calor. (Adaptado de Ma, et. al., 2012).

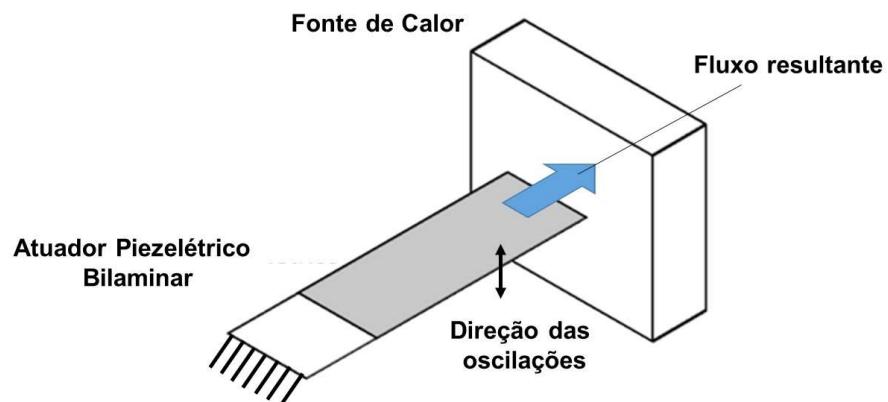


Figura 1.4: Atuador bilaminar normal à fonte de calor.

Uma análise do comportamento de dois atuadores piezelétricos bilaminares operando simultaneamente foi feita por Kimber, et al. (Kimber, et al., 2006), verificando que ocorre um fenômeno de acoplamento fluido que causa um aumento na amplitude do deslocamento do atuador de até 40% maior que de um único dispositivo. Foi estudado o comportamento para os atuadores vibrando tanto na orientação horizontal quanto na vertical, ambos normais à fonte de calor. Os experimentos foram feitos com a tensão de 120 V a 60 Hz estando em fase e também fora de fase. Verificou-se que para a orientação horizontal, o aumento de amplitude ocorre na alimentação em fase. Por outro lado, em fora de fase ocorre uma redução na

amplitude, além de os atuadores colidirem um no outro caso a distância entre eles for menor que duas vezes a amplitude. No caso da orientação vertical da vibração, o maior aumento de amplitude foi verificado com 180° de diferença de fase. A geometria dos atuadores foi constante durante os experimentos, alterando-se apenas a distância entre os atuadores e a distância destes para a superfície aquecida. Verificou-se que coeficiente de transferência é maior para a menor distância da fonte de calor, enquanto que este coeficiente é máximo quando a distância entre os atuadores é aproximadamente igual à amplitude de vibração. Dentre as duas orientações analisadas, observou-se que o coeficiente de transferência de calor é maior para a vibração no sentido horizontal.

De modo a evitar a necessidade de uma cerâmica piezelétrica por atuador como no caso de Kimber, et al. (Kimber, et al., 2006), e desta forma diminuir a potência necessária, Ma, et al. (Ma, et al., 2013) propuseram um dispositivo com 5 atuadores posicionados paralelos entre as aletas de um dissipador de calor em que apenas o atuador central possui excitação piezelétrica. Os outros atuadores são oscilados por meio de força magnética induzida por imãs colocados nas pontas de todos os atuadores, como na Figura 1.5.

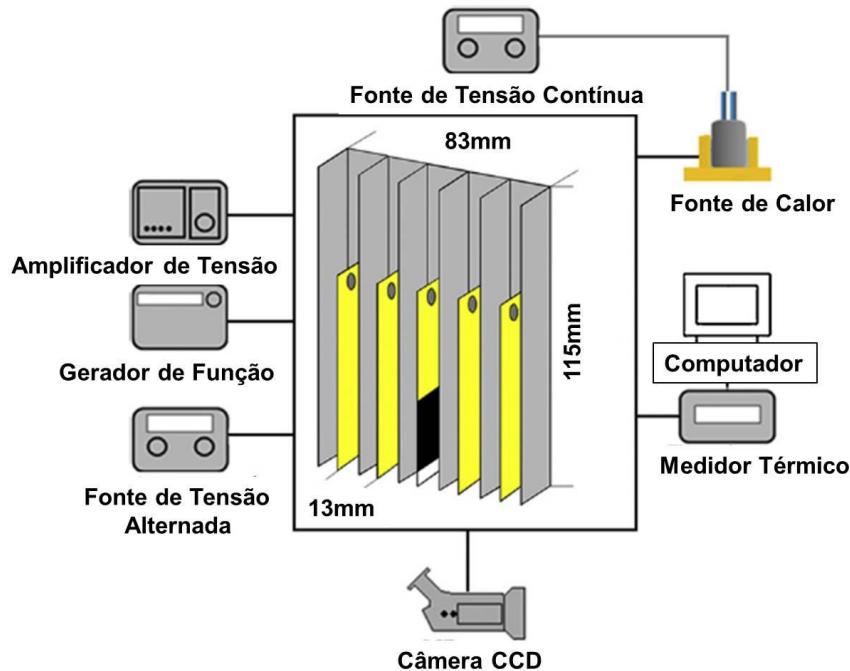


Figura 1.5: Esquema de uma aplicação com 5 atuadores bilaminares. A cerâmica piezelétrica está representada em preto e os imãs como círculos na ponta dos atuadores. (Adaptado de Ma, et al., 2013).

Su, et al. (Su, et al., 2013) demonstraram a aplicabilidade do dispositivo proposto por Ma, et al. (Ma, et al., 2013) ao utilizarem tal configuração para refrigerar um processador de um computador *desktop*. Duas novas configurações também foram propostas, uma com os atuadores fora do dissipador de calor e a outra com o atuador em formato de T posicionado de maneira normal ao dissipador de calor. O arranjo de múltiplos atuadores externos foi capaz de resfriar uma lâmpada de LED de 90,6°C para 49,8°C com um consumo de 0,063W. Já arranjo com os atuadores em T resfriou uma CPU em um gabinete de desktop de 82,7°C para 65,2°C com o processador com 75% de sua capacidade máxima.

1.2.2 Atuador Piezelétrico de Jato Sintético

Embora o objetivo deste tipo de atuador também seja promover a circulação de ar e perturbar o ar quente estagnado sobre o elemento aquecido, o meio pelo qual ele atinge esta meta é distinto do atuador bilaminar. Uma configuração tradicional do atuador piezelétrico de jato sintético é uma câmara com um orifício no seu lado superior e um diafragma com cerâmica piezelétrica no lado oposto, ilustrada na Figura 1.6. A pastilha piezelétrica é excitada com uma tensão elétrica alternada, o que a faz oscilar principalmente no eixo perpendicular à sua face. Dessa forma, o funcionamento do dispositivo possui dois ciclos básicos: expansão e contração. Quando as cerâmicas expandem, o volume interno é aumentado, diminuindo a pressão relativa interna e fazendo com que o ar entre no dispositivo. Quando as cerâmicas contraem, o volume interno é reduzido em relação ao repouso, aumentando a pressão interna e expelindo o ar.

Como o mesmo volume de ar é aspirado e expelido, o fluxo líquido durante a operação toda é nulo, considerando-se um volume de controle em torno da estrutura do dispositivo. No entanto, devido à presença do bocal da câmara, a saída do ar ocorre de forma direcionada. Trata-se de um dispositivo que confere, portanto, um aumento de quantidade de movimento ao ar em uma direção preferencial.

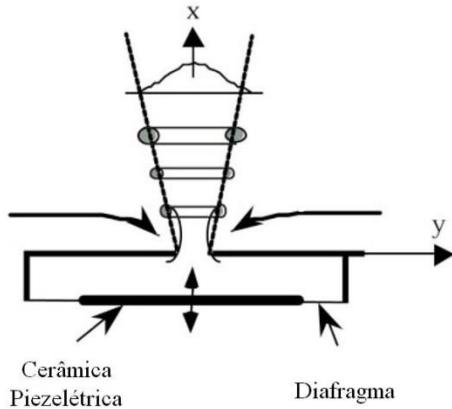


Figura 1.6: Esquemático de um atuador de jato sintético. (Adaptado de Glezer & Amitay, 2002).

É importante ressaltar que esse tipo de atuador não é uma bomba. Quando a entrada e a saída do fluido ocorrem pelo mesmo orifício, configura-se um atuador de jato sintético, como mencionado. Já quando o fluido entra por um orifício e sai por um segundo, configura-se uma bomba.

É possível fabricar atuadores de jato sintético em uma ampla variedade de tamanhos (Glezer & Amitay, 2002), inclusive havendo sido desenvolvidos dispositivos MEMS de jato sintético (Deng, et al., 2011).

O potencial do uso de atuadores piezelétricos de jato sintético já foi demonstrado para controle de fluxo aerodinâmico (Glezer, 2011) e aprimoramento de misturas (Deng, et al., 2014), assim como no uso para o aumento da taxa de transferência de calor, sendo este o foco deste trabalho.

Um exemplo deste dispositivo desenvolvido para aumento de taxa de transferência de calor em eletrônicos é ilustrado na Figura 1.7, denominado *Dual Cooling Jet* (DCJ) (de Bock, et al., 2012a). Ele é composto de duas pastilhas piezelétricas (o elemento circular), associadas a uma câmara metálica com um único orifício para entrada e saída de ar.

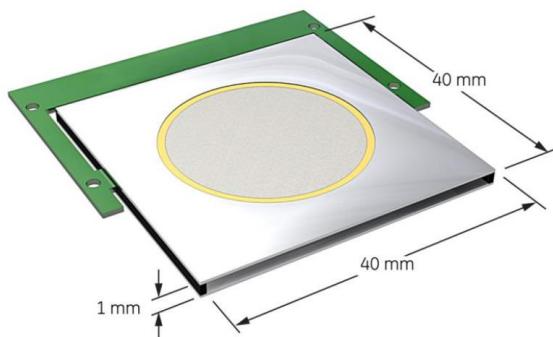


Figura 1.7: *Dual Cooling Jet* (de Bock, et al., 2012b).

Seu funcionamento é semelhante ao apresentado anteriormente, variando somente pelo fato de haverem duas pastilhas piezelétricas e o bocal ser paralelo às pastilhas, conforme esquematizado na Figura 1.8.

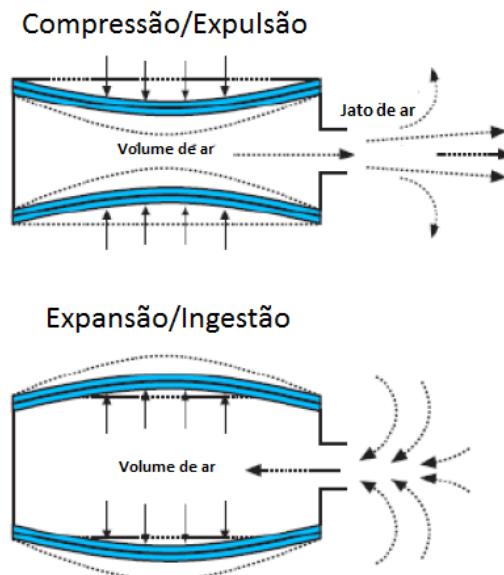


Figura 1.8: Princípio de funcionamento do Dual Cooling Jet.
(Adaptado de de Bock, et al., 2012a).

Na comunidade científica, o dispositivo foi submetido a experiências para avaliar sua eficiência. Em testes controlados para simular as condições em aparelhos eletrônicos portáteis, chegou-se a verificar com o uso do DCJ um coeficiente de convecção duas vezes maior que para convecção natural (de Bock, et al., 2012a). Buscando-se atestar sua compatibilidade com notebooks e outros portáteis, também se projetou um driver de potência com alimentação a partir de um fonte de tensão contínua de 5 V. Foi possível fornecer uma onda senoidal de amplitude de 50 V e frequência entre 125 e 175 Hz ao dispositivo com o driver. O desafio é criar uma topologia para o dispositivo que ocupe um volume pequeno (embora acima da escala de um chip) e de baixo consumo de potência (Ramabhadran, et al., 2013).

1.3 Motivação

O volume de informação digital gerado vem crescendo a taxas cada vez maiores, de forma tão ou mais acelerada quanto à miniaturização de circuitos eletrônicos. Computadores

de uso pessoal tornaram-se parte do cotidiano da população e imprescindíveis na agregação de valor a produtos e serviços dos âmbitos comercial e corporativo. A Figura 1.9 mostra a evolução da frequência do *clock* e da potência requerida de processadores da Intel. A estagnação visível para a frequência nos anos recentes deve-se à chegada ao limite prático de refrigeração de processadores produzidos em alta escala (Hennessy & Patterson, 2002).

Aliada ao apelo ambiental que o aumento da eficiência energética de um dispositivo oferece, configura-se a oportunidade de se aperfeiçoar e oferecer novas abordagens para o atual sistema de refrigeração de tecnologias portáteis. Afinal, a dissipação de calor dos componentes eletrônicos está intimamente ligada ao desempenho e à vida útil do processador e da bateria.

Nesse contexto, destacam-se os dispositivos piezelétricos; trata-se de uma tecnologia que já é utilizada em outras aplicações, mas apresenta vantagens em relação às soluções que já existem no mercado. Seu emprego na refrigeração de portáteis é recente, mas é de interesse crescente da comunidade científica internacional.

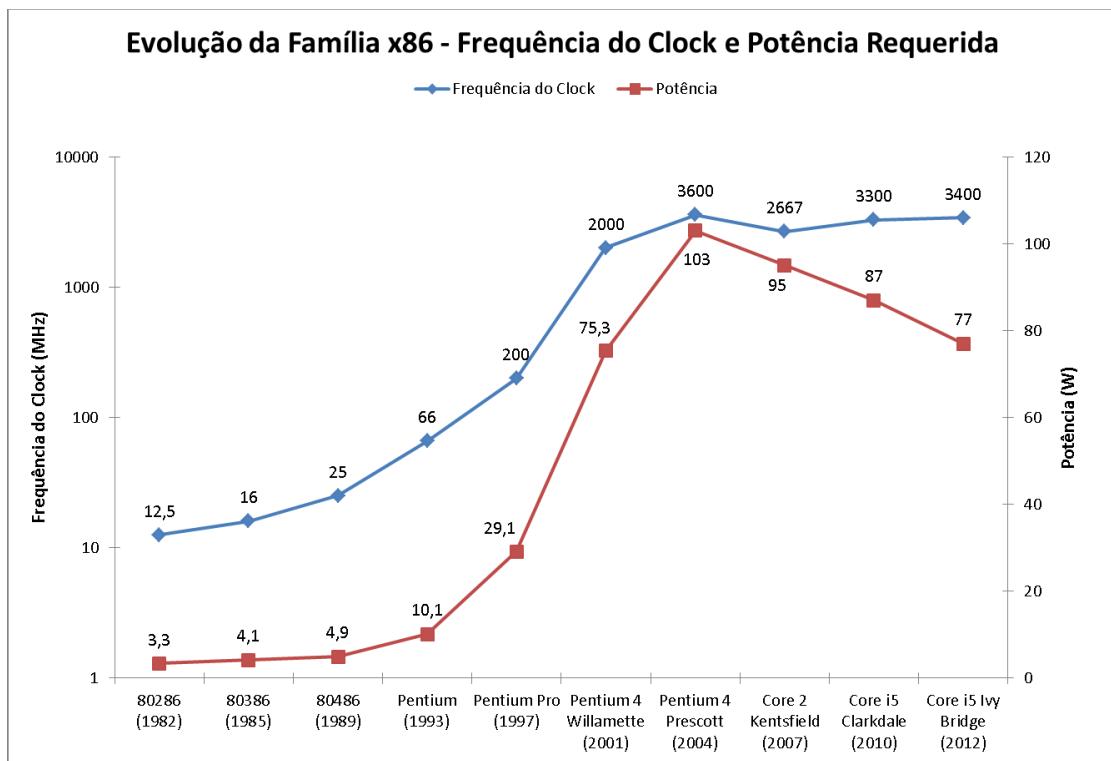


Figura 1.9: Evolução da frequência do *clock* e da potência requerida de oito modelos da família x86 da Intel ao longo de 30 anos. (Adaptado de Hennessy & Patterson, 2002).

Entre os dispositivos apresentados anteriormente, será estudado o atuador piezelétrico de jato sintético. Ele foi avaliado como o mais promissor para este estudo de viabilidade.

Além disso, a amplitude das oscilações do atuador bilaminar o torna uma solução menos compacta em termos de volume de trabalho. O atuador piezelétrico de jato sintético também é uma solução que não foi examinada com tanta exaustão como a bilaminar. Trata-se de um caminho no problema da refrigeração de notebooks que ainda reserva espaço para inovações e estudos aprofundados.

1.4 Objetivos

- Estudar a viabilidade de atuadores piezelétricos de jato sintético como refrigeradores de notebooks através de simulações computacionais.
- Desenvolver um protótipo de um atuador piezelétrico de jato sintético para refrigeração a ar de um notebook. Os detalhes de seu projeto dependerão dos resultados da simulação computacional. O atuador piezelétrico deverá ser capaz de gerar taxa de transferência de calor comparável à de uma ventoinha de notebook e consumir a mesma quantidade de recursos – ou, idealmente, menos. Ou seja, deve consumir 1,5W, tendo como alimentação uma tensão alternada de até 60 V. O espaço de trabalho deve ser igual ou menor que o destinado à ventoinha em notebook (aproximadamente 60mm×60mm×18mm);
- Esquematizar, projetar e construir uma bancada de testes experimentais que permita validar o protótipo.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Cerâmicas Piezelétricas

Materiais piezelétricos sofrem deformação elástica quando submetidos a uma tensão elétrica e vice-versa. Após a descoberta de seu potencial na década de 1920, foram utilizados principalmente como controladores de frequência, sendo mais tarde também empregados como transdutores ultrassônicos, acelerômetros, e atuadores de precisão.

Alguns materiais cristalinos possuem dipolos elétricos naturais, que podem ser alinhados artificialmente e tornam-se, assim, permanentemente piezelétricos (Preumont, 2006). A direção da polarização determina como o material responde ao estímulo elétrico, como demonstrado na Figura 2.1.

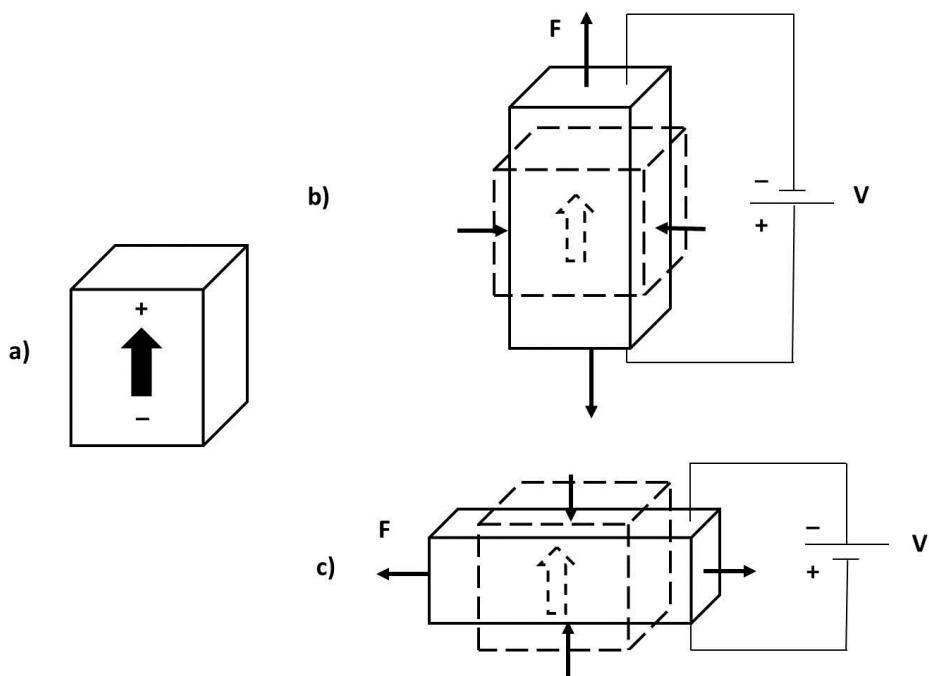


Figura 2.1: Esquema reproduzindo o comportamento do material piezelétrico quando submetido à tensão elétrica. Cada item representa o material quando:

- em repouso, com sua polaridade em evidência;
- submetido a tensão de mesma polaridade;
- submetido a tensão inversa à sua polaridade. (Adaptado de Dahiya & Valle, 2013).

A tensão mecânica e o deslocamento elétrico podem ser descritas segundo as equações constitutivas (2.1) e (2.2), respectivamente (Ikeda, 1996). Elas descrevem o comportamento do efeito piezelétrico segundo as características do material, expressas pelas seguintes grandezas: tensor piezelétrico (e), tensor dielétrico à deformação constante (ϵ^S) e tensor de

rigidez elástica a campo elétrico constante (\mathbf{c}^E). Além disso, \mathbf{T} refere-se à tensão mecânica, \mathbf{S} à deformação elástica, \mathbf{E} campo elétrico e \mathbf{D} deslocamento elétrico.

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

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

A seguir são apresentadas as formas matriciais dos tensores piezelétricos nas equações (2.3) a (2.7) (Ikeda, 1996), com anisotropia em relação ao eixo cartesiano z – definido na norma internacional de piezeletricidade (IEEE, 1996). São válidas para materiais cristalinos de simetria hexagonal da classe 6 mm, como o PZT, que será utilizado neste trabalho. As constantes são obtidas experimentalmente e disponibilizadas pelo fornecedor.

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 & 0 \\ e_{31} & e_{31} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$\mathbf{\epsilon}^S = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{11} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$\mathbf{c}^E = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{12} & c_{22} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{13} & c_{13} & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.6)$$

$$\mathbf{E} = -\nabla \phi \quad (2.7)$$

2.2 Refrigeração por Convecção Forçada

A refrigeração promovida pelos atuadores piezelétricos apresentados depende do fluxo de ar gerado durante seu funcionamento. Assim, a redução da temperatura dos dispositivos eletrônicos é potencializada através da convecção forçada. A diferença de potencial térmico é acrescida de duas formas. A primeira delas se faz pela presença de um fluido de menor temperatura em contato com a superfície aquecida; a outra, pela perturbação da camada-limite

térmica que se forma sobre esta superfície (de Bock, et al., 2012a). A camada-limite térmica está exemplificada na Figura 2.2; percebe-se o estabelecimento de um perfil de temperaturas na direção y , que varia da temperatura da superfície, T_s , até a temperatura do meio, T_∞ .

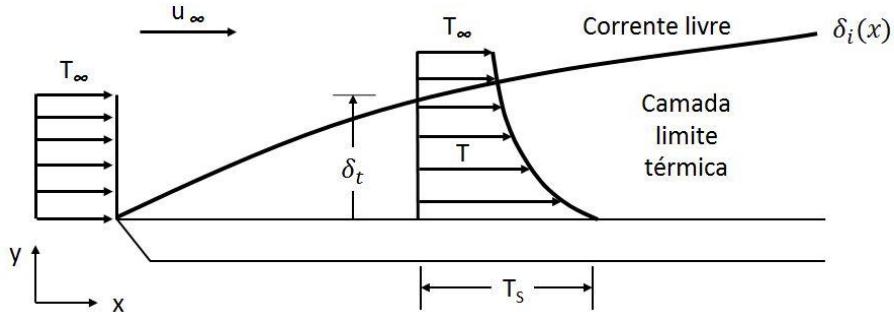


Figura 2.2: Camada-limite térmica desenvolvida em escoamento externo (Adaptado de Incropera, 2008).

Uma das medidas da eficiência de um refrigerador neste caso é o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada, denotado por h_{cf} . Ele pode ser calculado experimentalmente a partir da equação (2.8). Nela, A_s é a área superficial exposta à convecção e q denota taxa de transferência de calor, neste caso com unidade de potência. Seus índices t , c e r denotam potência fornecida, potência dissipada por condução e por radiação respectivamente. O numerador da fração representa, portanto, a potência dissipada somente por convecção.

$$h_{cf} = \frac{q_t - q_c - q_r}{A_s(T_s - T_\infty)} \quad (2.8)$$

A transferência de calor por convecção forçada se contrapõe à transferência de calor por convecção natural. Devido ao fato deste trabalho propor um método de refrigeração por convecção forçada, é necessário conhecer o coeficiente de transferência por convecção natural para verificar se existe uma melhora significativa na taxa de transferência de calor do sistema. O coeficiente de convecção natural para uma superfície vertical pode ser calculada através da equação (2.9). Nela, k é a condutividade térmica do fluido, L é a altura da superfície, Gr é o número adimensional de Grashof e $g(Pr)$ é uma função do número de Prandtl dada pela fórmula (2.10).

$$h_{cn} = \frac{4k}{3L} \left(\frac{Gr}{4} \right)^{\frac{1}{4}} g(Pr) \quad (2.9)$$

$$g(\text{Pr}) = \frac{0,75\text{Pr}^{1/2}}{\left(0,609 + 1,221\text{Pr}^{1/2} + 1,238\text{Pr}\right)^{1/4}} \quad (2.10)$$

2.2.1 Jatos Colidentes

A configuração de jato colidente como método de convecção forçada ou em outras aplicações representa um problema complexo e muito estudado na literatura. Diversas correlações entre grandezas adimensionais foram propostas para tal tipo de processo convectivo, e uma das mais completas é proposta por Martin (Martin, 1977). A partir de extensos ensaios experimentais de jatos de gás através de bicos retangulares ou circulares, ele deduziu expressões aproximadoras que relacionam os adimensionais de Nusselt, Prandtl e Reynolds à geometria do problema. Para um bico retangular, que representa o caso deste trabalho, Martin (Martin, 1977) apresenta a equação (2.1), com definições de Incropera (Incropera, 2008).

$$\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0,42}} = \frac{3,06}{\frac{x}{W} + \frac{H}{W} + 2,78} Re^m \quad (2.1)$$

$$m = 0,695 - \left[\left(\frac{x}{2W} \right) + \left(\frac{H}{2W} \right) + 3,06 \right]^{-1} \quad (2.2)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L_c}{k} \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p\mu}{k} \quad Re = \frac{VL_c}{\nu} \quad (2.3)$$

A Tabela 2.1 apresenta o significado das grandezas utilizadas nas equações acima. As relações acima são válidas para os intervalos apresentados nas expressões (2.4) a (2.6) a seguir. A correlação apresentada fornecerá estimativas iniciais para o coeficiente de transferência de calor por convecção para as condições da placa aquecida apresentada nas seções seguintes.

Tabela 2.1: Símbolos utilizados nas correlações de jato colidente.

| Símbolo | Nome | Unidade (SI) |
|----------|--|--------------------------------|
| h | Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção | $\text{W}/\text{m}^2\text{.K}$ |
| k | Condutividade Térmica | $\text{W}/\text{m.K}$ |
| ν | Viscosidade Cinemática | m^2/s |
| μ | Viscosidade Dinâmica | $\text{kg}.\text{s}/\text{m}$ |
| α | Difusividade Térmica | m^2/s |
| c_p | Calor específico à pressão constante | $\text{J}/\text{kg.K}$ |
| L_c | Comprimento Característico ($2W$, bico retangular) | m |
| V | Velocidade na região do bico | m/s |
| x | Distância até a Zona de Estagnação | m |

| | | |
|-----------|---|---|
| <i>H</i> | Distância entre a placa aquecida e o bico | m |
| <i>W</i> | Largura do Bico (espaçamento da abertura) | m |
| <i>Nu</i> | Número de Nusselt | - |
| <i>Pr</i> | Número de Prandtl | - |
| <i>Re</i> | Número de Reynolds | - |

$$3.000 \leq Re \leq 90.000 \quad (2.4)$$

$$4 \leq x/W \leq 20 \quad (2.5)$$

$$2 \leq H/W \leq 10 \quad (2.6)$$

2.3 Modelagem Numérica

2.3.1 MEF Piezelétrico

O método dos elementos finitos é utilizado para resolver problemas cuja solução analítica é muito complexa ou mesmo inexistente. A seguir, é discutida a sua aplicação deste método para elementos piezelétricos, assim como o desenvolvimento de suas equações.

Com a aplicação do método de Lagrange sobre a malha completa de uma estrutura piezelétrica, seu comportamento frente a estímulos externos pode ser descrito segundo a equação (2.11). As matrizes para cada elemento (simbolizado por *e*) estão descritas nas equações (2.12) a (2.16) (Lerch, 1990). Nelas, o símbolo ***M*** representa massa, ***C*** representa amortecimento, ***K*** rigidez, ***u*** e ***U*** deslocamento, ***ϕ*** potencial elétrico, ***F*** força, ***Q*** carga elétrica, ***V*** volume.

$$\begin{bmatrix} [\mathbf{M}_{uu}] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [\mathbf{C}_{uu}] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}} \\ \dot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [\mathbf{K}_{uu}] & [\mathbf{K}_{u\phi}] \\ [\mathbf{K}_{u\phi}] & [\mathbf{K}_{\phi\phi}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \Phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{Q} \end{Bmatrix} \quad (2.11)$$

$$\text{Matriz de rigidez mecânica: } [\mathbf{K}_{uu}]_e = \iiint_{\Omega_e} [\mathbf{B}_u]^T [\mathbf{c}] [\mathbf{B}_u] dV_e \quad (2.12)$$

$$\text{Matriz de acoplamento piezelétrico: } [\mathbf{K}_{u\phi}]_e = \iiint_{\Omega_e} [\mathbf{B}_u]^T [\mathbf{e}] [\mathbf{B}_\phi] dV_e \quad (2.13)$$

$$\text{Matriz de rigidez elétrica: } [\mathbf{K}_{\phi\phi}]_e = \iiint_{\Omega_e} [\mathbf{B}_\phi]^T [\varepsilon] [\mathbf{B}_\phi] dV_e \quad (2.14)$$

$$\text{Matriz de massa: } [\mathbf{M}_{uu}]_e = \rho \iiint_{\Omega_e} [\mathbf{N}_u]^T [\mathbf{N}_u] dV_e \quad (2.15)$$

$$\text{Matriz de amortecimento: } [\mathbf{C}_{uu}]_e = \alpha[\mathbf{M}_{uu}]_e + \alpha[\mathbf{K}_{uu}]_e \quad (2.16)$$

As expressões apresentadas dependem ainda das correspondências a seguir. α e β são constantes de amortecimento referentes ao modelo de Rayleigh. N denota uma função de interpolação que deve ser escolhida na modelagem computacional. \mathbf{B} é uma matriz proveniente do tensor de deformações da igualdade (2.6) e é explicitada na equação (2.17).

$$\mathbf{B}^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

A equação (2.17) e as funções de interpolação N_i são ainda utilizada nas seguintes equivalências – equações (2.18) a (2.21):

$$\mathbf{U} = \mathbf{N}\mathbf{u}^T \quad (2.18)$$

$$\Phi = \mathbf{N}_\varphi^T \mathbf{u}^T \quad (2.19)$$

$$\mathbf{S} = \mathbf{B}_u \mathbf{U} \quad (2.20)$$

$$\mathbf{E} = -\mathbf{B}_\varphi \Phi \quad (2.21)$$

A seguir são apresentadas as análises modal e harmônica que serão realizadas com o MEF piezelétrico para o estudo do dispositivo, assim como seus intuitos.

Análise Modal

A análise modal do problema permite determinar as frequências naturais dos atuadores piezelétricos e seus modos de vibrar correspondentes. Neste caso, este tipo de análise será feita sem amortecimento. As frequências naturais correspondentes às frequências de ressonância são encontradas resolvendo-se a equação (2.22), na qual $\mathbf{F} = 0$. Já as de antirressonância, para apenas $\mathbf{Q} = 0$. Em ambos os casos, resolve-se um problema de autovalores e autovetores (Wu et al., 2003). Os autovalores correspondem ao quadrado das frequências em questão e seus respectivos autovetores aos modos de vibrar da estrutura.

$$\begin{bmatrix} [\mathbf{M}_{uu}] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [\mathbf{K}_{uu}] & [\mathbf{K}_{u\varphi}] \\ [\mathbf{K}_{u\varphi}] & [\mathbf{K}_{\varphi\varphi}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \Phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{Q} \end{Bmatrix} \quad (2.22)$$

As frequências relativas às de ressonância são obtidas colocando-se os terminais do atuador piezelétrico em curto-circuito. Para as frequências de antirressonância, por sua vez, deve se aterrizar um dos eletrodos e zerar a tensão do outro (Nader, 2002).

Análise Harmônica

Este tipo de análise permite estudar a resposta do sistema no domínio das frequências (Lerch, 1990). São determinadas as frequências de ressonância e de antirressonância, que podem ser associadas aos seus respectivos modos de vibrar com auxílio dos resultados da análise modal. A estrutura é excitada com entradas senoidais, como mostra o grupo de equações (2.23). As vibrações resultantes também são senoidais e dependem da frequência de excitação, ω_0 , como nas equações (2.24) (Lerch, 1990).

$$\begin{aligned}\{\mathbf{F}(t)\} &= \{\mathbf{F}\}e^{j\omega_0 t} \\ \{\mathbf{Q}(t)\} &= \{\mathbf{Q}\}e^{j\omega_0 t}\end{aligned}\quad (2.23)$$

$$\begin{aligned}\{\mathbf{U}(t)\} &= \{\mathbf{U}\}e^{j\omega_0 t} \\ \{\mathbf{\Phi}(t)\} &= \{\mathbf{\Phi}\}e^{j\omega_0 t}\end{aligned}\quad (2.24)$$

Substituindo-se as equações (2.23) e (2.24) na equação (2.11), obtém-se a equação (2.25) (Lerch, 1990). Para o caso em que há amortecimento, as matrizes envolvidas são complexas, o que denota um deslocamento de fase. O amortecimento não nulo também garante a precisão das frequências mapeadas (ANSYS, Inc., 2011).

$$\begin{bmatrix} K_{uu} + j\omega_0 C_{uu} - \omega_0^2 M_{uu} & K_{u\varphi} \\ K_{u\varphi}^T & K_{\varphi\varphi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{\mathbf{U}} \\ \hat{\mathbf{\Phi}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \hat{\mathbf{F}} \\ \frac{1}{j\omega_0} \hat{\mathbf{I}} \end{Bmatrix} \quad (2.25)$$

Também é possível obter a impedância elétrica da malha através do valor da carga elétrica na forma complexa. Ele é fornecido por cada elemento da cerâmica piezelétrica. A impedância elétrica está relacionada como descreve a equação (2.26) a seguir. Com ela é possível chegar-se à curva de impedância no domínio da frequência, o que permite determinar as frequências de ressonância e antirressonância com maior precisão.

$$Z = \frac{V}{I} = \frac{V}{i\omega Q} \quad (2.26)$$

Na equação anterior, Z é impedância, V tensão elétrica, I corrente, i constante imaginária, Q carga elétrica e ω frequência angular.

2.3.2 Modelagem de Dinâmica dos Fluidos

O MEF também será utilizado para a análise do escoamento do fluido e sua interação com a estrutura. As equações que descrevem o comportamento do fluido em escoamento compressível e viscoso são as de Navier-Stokes, de quantidade de movimento e a de energia expressas a seguir (Fox & McDonald, 2006). Nelas, ρ representa densidade, \mathbf{v} velocidade, P pressão, λ condutividade elétrica, τ tensão de cisalhamento, h entalpia e T temperatura.

Equação da Continuidade:
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.27)$$

Equação de Navier-Stokes:
$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \times \vec{v}) = -\nabla P + \nabla \tau \quad (2.28)$$

Equação de Energia:
$$\frac{\partial(\rho h_{total})}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h_{total}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{v} \tau) \quad (2.29)$$

3. MODELAGEM COMPUTACIONAL

3.1 Metodologia e Descrição dos Elementos Utilizados no ANSYS

Neste trabalho será empregado o uso do software comercial de elementos finitos ANSYS. A utilização desta ferramenta foi escolhida por ser amplamente empregada no ramo da Engenharia para análises de elementos finitos, já que possui diversos elementos para simulação de vários tipos de sistemas. O pacote *Multiphysics* permite a simulação de sistemas multidisciplinares, característica presente em análises piezelétricas, e o módulo CFX permite a simulação de escoamento de fluidos através do método dos volumes finitos. Além disso, a experiência do orientador deste trabalho e seu grupo de trabalho com o software também configuraram um suporte para bom uso da ferramenta.

A metodologia para a modelagem computacional foi baseada na abordagem de Vatanabe (Vatanabe, 2008). Desta forma, as análises computacionais serão divididas em duas partes, análise piezelétrica e simulação de escoamento de fluido, de acordo com a Figura 3.1. A análise piezelétrica é uma simulação acoplada que será utilizada para obter os modos de vibrar, as frequências de ressonância e os deslocamentos. Esses resultados são utilizados na simulação de escoamento - após tratamento no software MATLAB (o método empregado para o tratamento dos dados encontra-se no apêndice) -, em que são obtidas as curvas de vazão, pressão e temperatura.

As análises apresentadas neste relatório são tridimensionais. Para simular esta configuração dos atuadores piezelétricos no ar, foi empregado o elemento “SOLID98”, um elemento tetraédrico de dez nós e que possui dentre seus graus de liberdade os deslocamentos em ‘x’, ‘y’, ‘z’ e tensão ‘ ϕ ’, ilustrado na Figura 3.2. Esses graus de liberdade permitem que materiais estruturais e materiais piezelétricos sejam simulados.

Existem análises estruturais de atuadores piezelétricos em que é necessário modelar o fluido. Isso se deve ao fato de o fluido adicionar massa e rigidez ao sistema, alterando características como frequência natural, modo de vibrar e amplitude da oscilação. O software ANSYS fornece elementos para que o fluido seja modelado nestes casos, sendo principalmente necessários em análises em que o fluido é água. No caso deste trabalho, o interesse é na análise dos atuadores no ar. Para este caso, o suporte do software afirma que a influência dos elementos acústicos com propriedades do ar no sistema é insignificante, sendo desnecessária sua modelagem. Esta informação foi verificada e é discutida no Apêndice B.

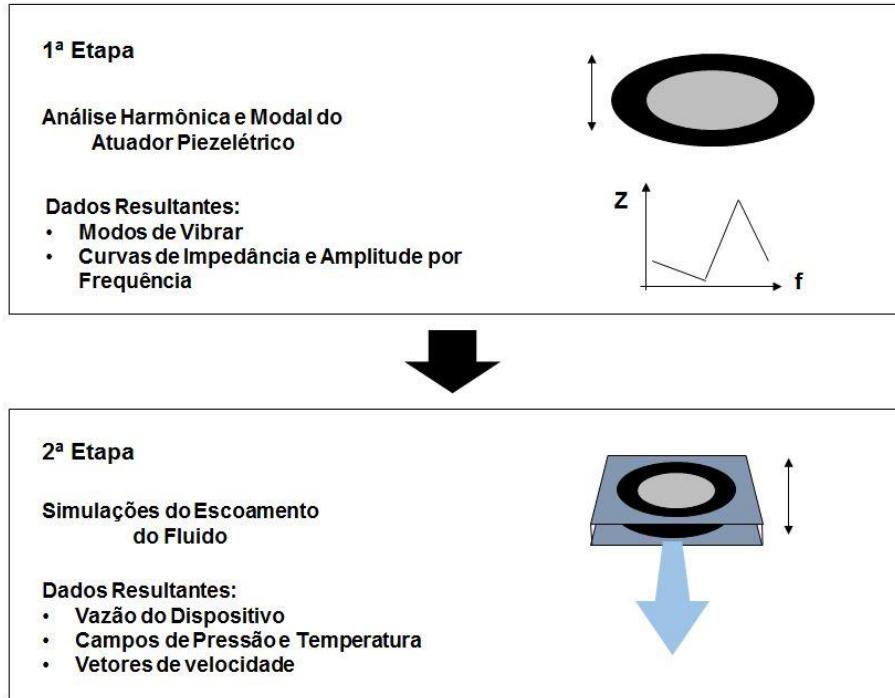


Figura 3.1: Metodologia para as simulações computacionais.

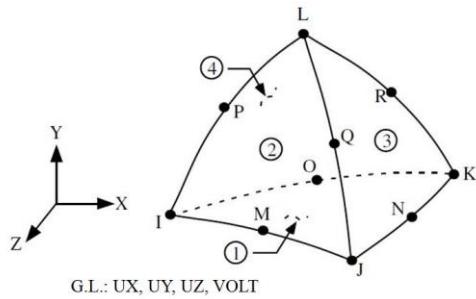


Figura 3.2: Elemento SOLID98.

Nas simulações de escoamento do fluido são utilizados volumes tetraédricos capazes de simular tanto regimes permanentes quanto transientes e escoamentos laminares ou turbulentos. É de interesse também analisar através de simulações computacionais como esse escoamento interage com uma chapa metálica aquecida. Para isso, o ANSYS CFX permite criar domínios sólidos de volumes finitos para se analisar a transferência de calor conjugada, ou seja, resolver as equações de transferência de calor em uma região onde não há fluxo.

3.2 Linguagem APDL

Nas simulações dos atuadores piezelétricos é empregada a linguagem de programação APDL (“ANSYS Parametric Design Language”). Esta linguagem de programação possibilita o usuário parametrizar o modelo e automatizar tarefas comuns. Além disso, é possível fazer

operações com vetores e matrizes, repetição de comandos, macros, lógicas como “if-then-else” e loops.

Esta linguagem é utilizada neste trabalho para dinamizar a criação de modelos computacionais dos atuadores piezelétricos, já que é apenas necessário alterar os parâmetros para gerar uma nova configuração para simulação. No Apêndice C estão listados alguns programas utilizados durante este trabalho.

3.3 Condições de Contorno Móveis

Quando o sistema a ser modelado possui tanto estrutura como fluido, a solução para o acoplamento entre o fluido e a estrutura é descrever o movimento do fluido através da formulação Lagrangeana-Euleriana Arbitrária (ALE).

A descrição Lagrangeana define o movimento do meio contínuo em função da configuração inicial e do tempo, que é uma referência fixa. Essa descrição é utilizada principalmente na mecânica dos sólidos, em que se deseja determinar os deslocamentos de um ponto de um corpo a partir da sua forma inicial.

A descrição Euleriana define o movimento através da função da configuração deformada e do tempo. Esta descrição possui grande aplicação na mecânica dos fluidos, pois as incógnitas são velocidades em vez de deslocamentos. O dispositivo de refrigeração estudado apresenta um movimento oscilatório, fazendo com que a malha de elementos finitos se altere em função do tempo. Portanto, utilizou-se a formulação ALE para rearranjar a malha de elementos para cada passo de tempo, tornando possível utilizar condições de contorno de velocidade e deslocamentos variáveis no tempo, como exemplificado na Figura 3.3.

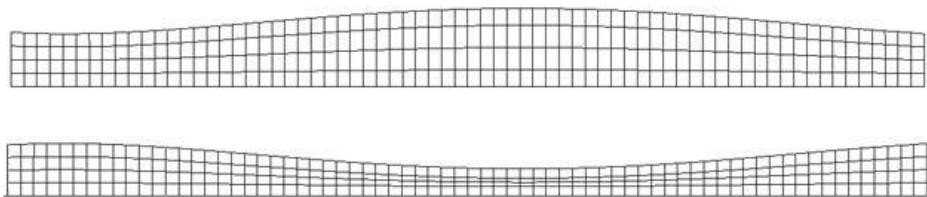


Figura 3.3: Exemplo de malha de elementos em tempos diferentes utilizando ALE.

3.4 Configurações propostas

Este trabalho propõe estudar o atuador piezelétrico de jato sintético computacionalmente e experimentalmente. Dentre esses tipos de atuador optou-se por uma configuração baseada naquela apresentada por de Bock, et al. (de Bock, et al., 2012b) devido

à utilização de duas pastilhas piezelétricas, permitindo uma maior variação do volume da câmara. Inicialmente, é proposto estudar computacionalmente esta configuração com uma geometria circular e outra com geometria quadrada, conforme esboçadas na Figura 3.4.

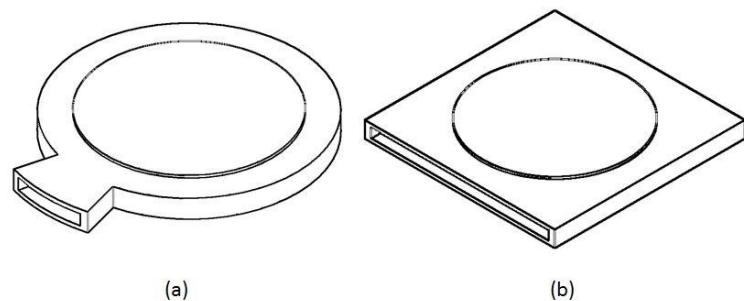


Figura 3.4: Configurações propostas: (a) circular e (b) quadrada.

4. PROJETO E FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO

Para o protótipo será utilizada um tipo de pastilha piezelétrica como a apresentada na Figura 4.1. A cerâmica piezelétrica é o disco central de cor clara, que está ligado a um disco de latão. Os terminais elétricos estão soldados um a cada face da cerâmica.



Figura 4.1: Disco de material piezelétrico e seus terminais.

Os requisitos para o protótipo foram expostos na seção 1.4, mas serão complementados na Tabela 4.1 uma vez que já foram definidos o tipo de dispositivo e a forma do elemento piezelétrico.

Tabela 4.1: Requisitos do Protótipo

| Requisitos do Protótipo |
|--|
| <ul style="list-style-type: none"> • Apresentar alta rigidez na região do engastamento, para que não vibre em resposta às oscilações da pastilha e ofereça suporte uniforme. • Material leve para facilitar seu manuseio. • Comportar o elemento piezelétrico de forma que sua camada metálica sofra pouca ou nenhuma usinagem. • Forneça a vedação necessária para o correto funcionamento. • Facilite a manutenção, caso necessário, durante os testes experimentais. |

Os componentes do protótipo foram projetados com uma abordagem modular; apresentam duas peças para engastar as duas pastilhas (cabeçotes superior e inferior) e quatro elementos de fixação. As pastilhas são separadas por uma peça central (espaçador), assim configurando a câmara característica presente em atuadores de jato sintético. A vista explodida do protótipo é apresentada na Figura 4.2, enquanto que uma foto do protótipo fabricado e montado é apresentada na Figura 4.3.

O acrílico foi escolhido como material para as peças de engastamento, já que este material atende os requisitos impostos anteriormente. Para vedação, é utilizado um silicone líquido entre as peças de acrílico.

Para usinar os cabeçotes foi necessário utilizar um dispositivo de metal, já que as peças de acrílico não poderiam ser fixadas diretamente por uma morsa. Portanto, foram feitos os furos passantes dos parafusos do dispositivo, e aproveitando-se desses furos, as peças de acrílico foram aparafusadas em cima do dispositivo metálico, que por sua vez foi preso na morsa. Além disso, a peça de espaçamento foi usinada diretamente a partir de uma chapa de acrílico de 1 mm, facilitando o processo.

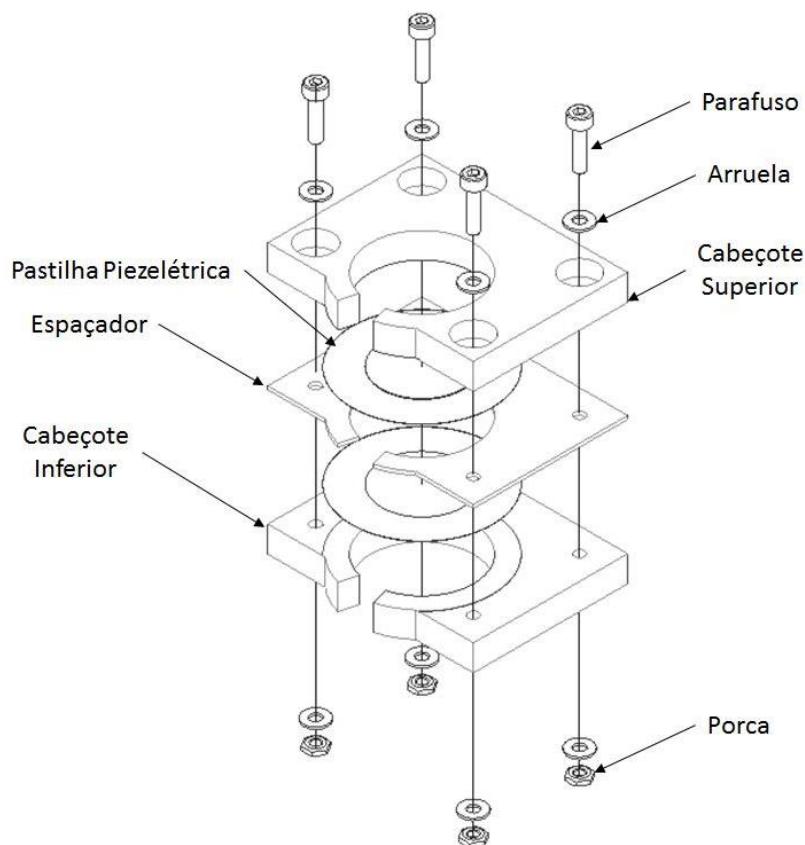


Figura 4.2: Vista explodida do protótipo.

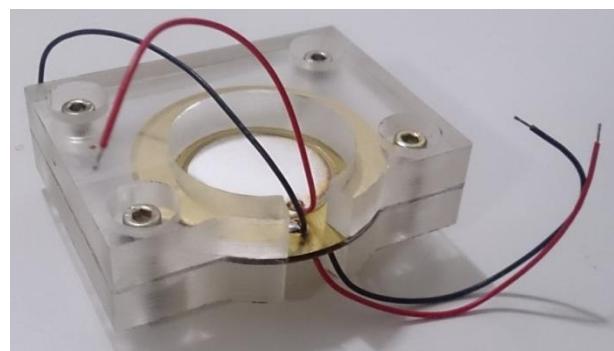


Figura 4.3: Dispositivo fabricado e montado.

5. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Como forma de validar os resultados computacionais, serão realizados experimentos com um protótipo de dispositivo piezelétrico. Os objetivos serão:

- a) Obter a curva experimental de amplitude de deslocamento;
- b) Obter a curva experimental de impedância elétrica por frequência;
- c) Determinar um valor médio para o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada para condições próximas às da aplicação real.

5.1 Curva Experimental de Amplitude de Deslocamento em Função da Frequência

Para adquirir a curva experimental da amplitude do deslocamento em função da frequência de excitação, foi utilizado o arranjo baseado em Pérez, et al. (Pérez, et al., 2014) e ilustrado na Figura 5.1. Neste arranjo, excita-se o dispositivo utilizando a saída do analisador de impedância e ganho de fase HP4194A conectada ao eletrodo superior da pastilha piezelétrica, fazendo-se uma varredura na faixa de frequência de 100 a 3000 Hz. A amplitude do deslocamento do centro da cerâmica piezelétrica da cerâmica piezelétrica é medida com o vibrômetro a laser Polytec OFV-5000 com o feixe focalizando o centro da pastilha piezelétrica, onde se cola um adesivo reflexivo para melhor captação do sinal pelo instrumento de medição. O sinal de saída do vibrômetro, em forma de uma tensão proporcional a velocidade do deslocamento, é conectado ao canal de teste do analisador de ganho de fase. Desta forma, para obter a amplitude da oscilação utiliza-se a seguinte relação:

$$A = \frac{V_{vibrômetro}}{2\pi f} \quad (5.4)$$

A tensão aplicada na cerâmica piezelétrica não é constante devido ao fato de a impedância ser variável com a frequência, como já demonstrado em seções anteriores. Para normalizar a medição, o deslocamento medido para cada frequência é dividido pela tensão aplicada, obtendo-se uma curva equivalente a uma tensão aplicada de 1 V_{pp}.

O procedimento descrito é feito para ambas as pastilhas do protótipo de modo a verificar eventuais discrepâncias no comportamento das mesmas.

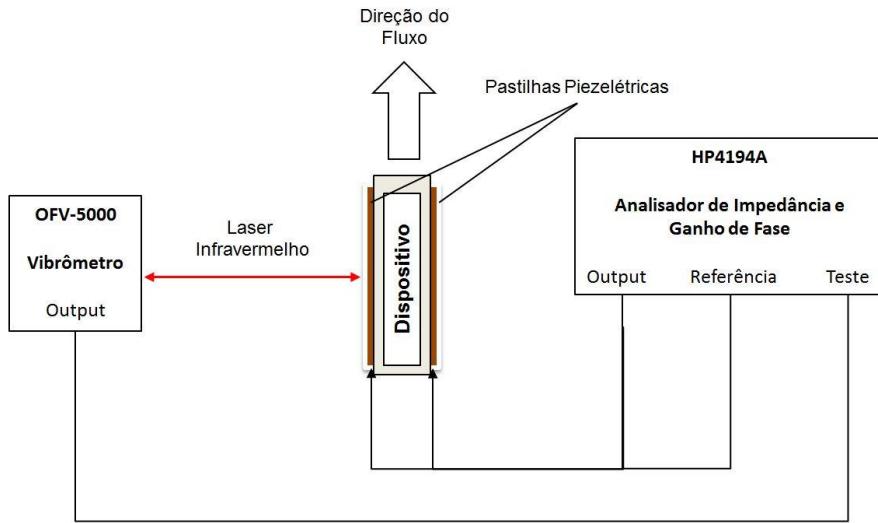


Figura 5.1: Esquema para a obtenção da curva experimental de amplitude por frequência.

5.2 Curva Experimental de Impedância Elétrica em Função da Frequência

Para levantar a curva experimental da impedância elétrica em frequência foi utilizado o analisador de impedância Agilent 4294A. Desta forma, conecta-se ao eletrodo superior da pastilha piezelétrica o sinal de saída HIGH do impedômetro e o latão no sinal de saída LOW, fazendo-se uma varredura na faixa de frequência de 100 a 3000 Hz com uma tensão com 1 V_{PP} .

5.3 Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

Como demonstrado anteriormente, o coeficiente de transferência de calor por convecção trata-se de um coeficiente com o qual se pode avaliar a eficiência do dispositivo piezelétrico. No entanto, seu valor também depende das condições em que o experimento é conduzido. Desta forma, toma-se como referência o valor do coeficiente encontrado para convecção natural apenas (sem a presença do atuador). O desempenho do dispositivo é então explicitado em relação a esse valor; ou seja, quanto maior é o coeficiente para convecção forçada que para convecção natural.

Para tanto, utilizou-se um arranjo experimental baseado naquele apresentado por Arik (Arik, 2007). Neste arranjo, utiliza-se o aquecedor de filme flexível de poliamida KHLV-105/5-P – OMEGA como fonte de calor, apresentado na Figura 5.2. Trata-se de uma película fina polimérica quadrada com 25 mm de lado e espessura da ordem de 250 μm , capaz de dissipar uma potência de até aproximadamente 1,5 W/cm^2 . O aquecedor de filme é ainda

associado a uma chapa de alumínio de dimensões idênticas, com exceção à espessura de 0,5 mm, para garantir a uniformidade de fluxo de calor ao longo da fonte de calor.



Figura 5.2: Aquecedor flexível com isolamento em filme de poliamida (KHLV-105/5-P - OMEGA).

A temperatura do conjunto aquecedor e lâmina é monitorada ao longo do tempo com o termômetro infravermelho MLX90614, apresentado na Figura 5.3, à esquerda. As medidas de temperatura são feitas a partir da parte posterior do sistema aquecedor-lâmina, já que o dispositivo é posicionado bem em frente à parte anterior. Também é monitorada a temperatura do ar no entorno a partir do sensor de temperatura LM35, apresentado na Figura 5.3, à direita.

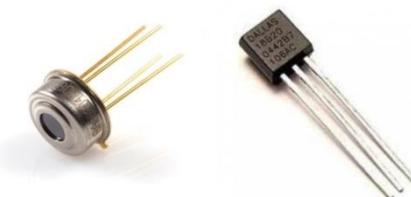


Figura 5.3: Elementos termossensíveis - Termômetro infravermelho para medição de temperatura da chapa (esquerda) e sensor de temperatura ambiente LM35 (direita).

É utilizado um bloco de isopor ao redor do conjunto chapa-aquecedor de modo funcionar como isolante térmico. Uma ilustração esquemática do arranjo experimental é apresentada na Figura 5.4. Assim é possível, portanto, calcular o coeficiente com a equação (2.8).

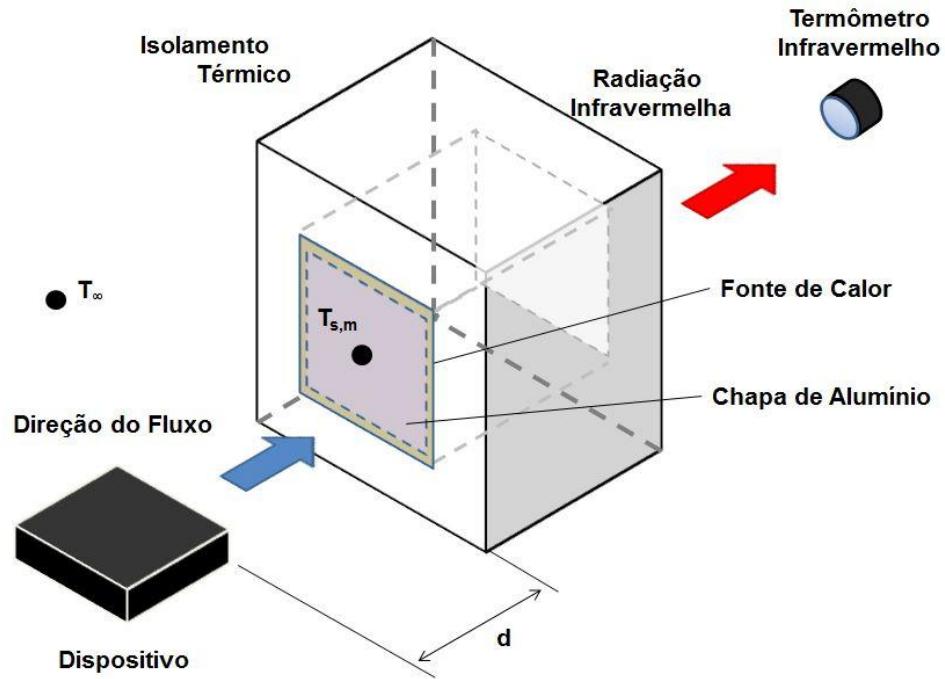


Figura 5.4: Arranjo experimental para ensaio de transferência de calor por convecção.

Neste ensaio, o dispositivo é alimentado com uma tensão de 60 V_{pp} a 750 Hz . A tensão senoidal é fornecida por um gerador de função Agilent 33120A conectado a um amplificador de tensão Trek Model 2205, tendo o sinal monitorado por um osciloscópio. Essa conexão da alimentação o dispositivo é esquematizada na Figura 5.5.

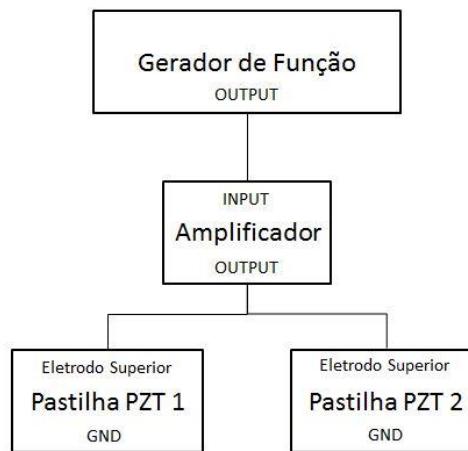


Figura 5.5: Esquemático da alimentação do dispositivo.

O experimento é monitorado e controlado com o auxílio de um microcontrolador Arduino Uno associado a um circuito auxiliar. O esquema representado na Figura 5.6 resume o sistema eletrônico do arranjo experimental. Os pontos de temperatura são captados pelos sensores e alimentados na forma de tensões elétricas ao Arduino. Um software previamente

carregado ao microcontrolador monitora a variação dos dados recebidos e os armazena para análise posterior. A partir delas, é possível controlar a taxa de calor fornecido às chapas aquecidas, para que seja simulada a demanda do processador notebook.

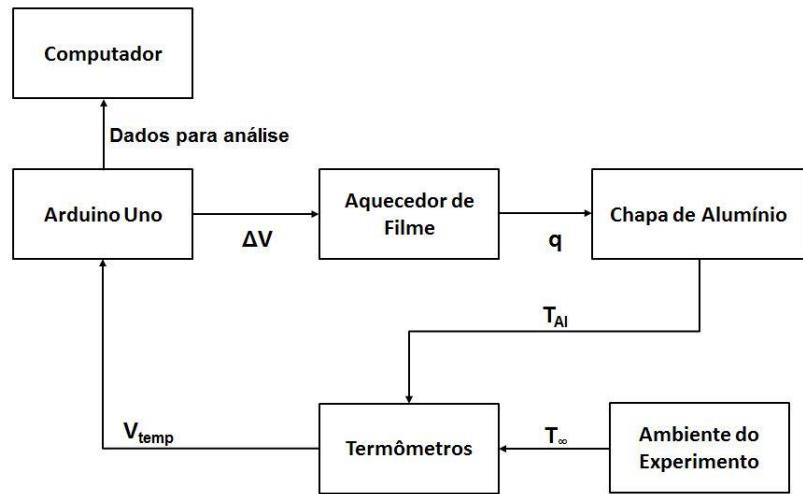


Figura 5.6: Esquema do sistema eletrônico de medição e controle dos experimentos.

6. RESULTADOS

6.1 Simulação Piezelétrica

No estudo do atuador piezelétrico de jato sintético, a primeira etapa a ser feita é a modelagem computacional para verificar seus modos de vibrar, frequências de ressonância e amplitude da oscilação.

A simulação de um atuador piezelétrico no ar é uma análise com acoplamento do campo estrutural com o campo elétrico, já que não é necessário incluir o ar no modelo. O problema é, portanto, modelado com o elemento tridimensional “SOLID98”, cujas propriedades atribuídas encontram-se na Tabela 6.1, assim como as dimensões (sem considerar os engastes) da pastilha piezelétrica utilizada são apresentadas na Figura 6.1.

Tabela 6.1: Propriedades dos materiais utilizados nos modelos

| Material | Constante | Símbolo | Valor | Unidade |
|----------|--------------------------|------------------------------------|-------|--------------------------------|
| Latão | Densidade | $\rho_{latão}$ | 8530 | kg/m^3 |
| | Módulo de elasticidade | E | 97 | GPa |
| | Coeficiente de Poisson | ν | 0,34 | |
| PZT-5A | Constantes dielétricas | $\varepsilon_{11}^S/\varepsilon_0$ | 916 | |
| | | $\varepsilon_{33}^S/\varepsilon_0$ | 830 | |
| | Constantes elásticas | c_{11}^E | 12,10 | $\times 10^{10} N\cdot m^{-2}$ |
| | | c_{12}^E | 7,54 | $\times 10^{10} N\cdot m^{-2}$ |
| | | c_{13}^E | 7,52 | $\times 10^{10} N\cdot m^{-2}$ |
| | | c_{33}^E | 11,10 | $\times 10^{10} N\cdot m^{-2}$ |
| | | c_{44}^E | 2,11 | $\times 10^{10} N\cdot m^{-2}$ |
| | Constantes piezelétricas | e_{31} | -5,35 | $C\cdot m^{-2}$ |
| | | e_{33} | 15,8 | $C\cdot m^{-2}$ |
| | | e_{15} | 12,3 | $C\cdot m^{-2}$ |
| | Densidade | ρ_{PZT} | 7650 | kg/m^3 |

As cerâmicas piezelétricas são geralmente coladas ao metal por meio de adesivos. Neto, et al. (Neto, et al., 2012) demonstraram que para modelos menos complexos é possível desconsiderar a cola do modelo numérico, sendo que geralmente o adesivo possui até 20 μm . Desta forma, o adesivo não foi considerado nos modelos apresentados neste trabalho.

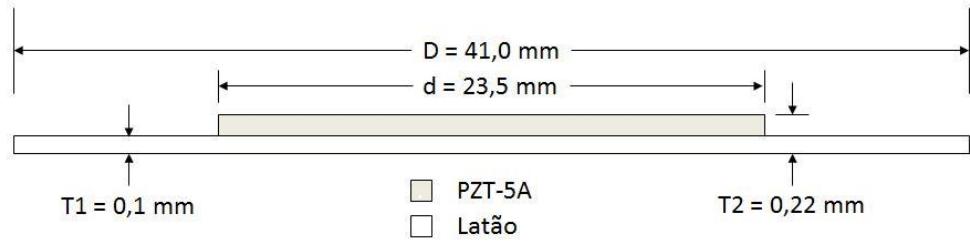


Figura 6.1: Dimensões da pastilha piezelétrica utilizada.

Nas próximas figuras, as referências feitas ao plano vertical e horizontal referem-se aos planos YZ e XZ, respectivamente, de acordo com os eixos de coordenadas em cada uma delas. Devido à simetria do conjunto tanto no plano vertical quanto no horizontal, foi modelado apenas metade do atuador piezelétrico com o objetivo de reduzir o custo computacional, tanto para o atuador circular quanto para o quadrado. Primeiro são apresentados os resultados da simulação piezelétrica com o circular. A malha de 16.675 elementos e as condições de contorno utilizadas são apresentadas na Figura 6.2. As condições de contorno em azul indicam as restrições de deslocamento. Na linha perimetral - considerando-se que há um engastamento anelar de largura de 5,5 mm -, o deslocamento é nulo em todas as direções, exceto por uma seção angular de 15° no bocal. Portanto, a simulação considera que a abertura completa do bocal é de 30°. Já na linha de simetria permitiu-se apenas deslocamento no plano vertical. Já em verde está representada a tensão aplicada nos eletrodos da cerâmica piezelétrica.

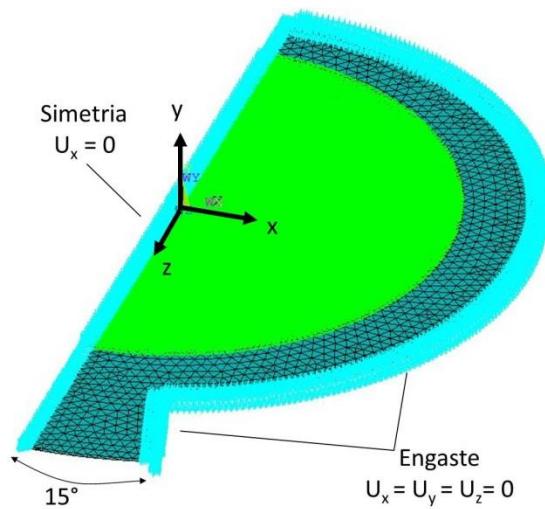


Figura 6.2: Malha de elementos do modelo do atuador piezelétrico circular.

Através de uma análise modal em que os eletrodos da cerâmica estão curto-circuitados, é possível determinar os modos de vibrar e a frequência de ressonância da estrutura, como visto anteriormente. O primeiro e segundo modos de vibrar para esta análise são apresentados na Figura 6.3, cujas frequências encontradas são 1.097 Hz e 2.340 Hz respectivamente – a região em vermelho representa maior deformação, enquanto a azul representa a menor. Vale ressaltar que as condições de contorno de simetria impõem que só serão calculados os modos de vibrar simétricos tanto no plano vertical (YZ) quanto horizontal (XZ). Essa consequência é vantajosa, pois interessa para o funcionamento do atuador de jato sintético apenas modos de vibrar com tais características. Além disso, somente o primeiro modo de vibrar é desejado para o funcionamento, pois propicia o formato abaulado requerido para que um volume maior de ar seja armazenado no primeiro ciclo de funcionamento.

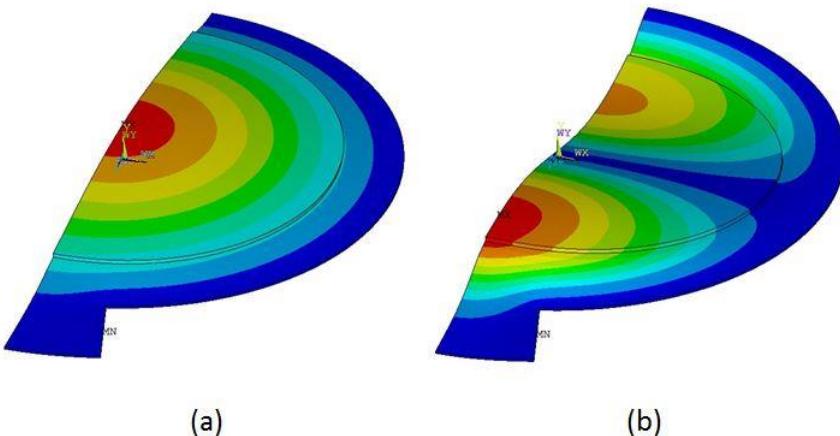


Figura 6.3: Modos de vibrar do atuador piezelétrico circular: (a) 1º modo e (b) 2º modo.

Novamente, fazendo-se a análise modal com o eletrodo superior sem tensão e o eletrodo inferior aterrado é possível determinar as frequências de anti-resonância da estrutura. Nesse caso, são iguais a 1.189 Hz e 2.340 Hz para o primeiro e segundo modo de vibrar, respectivamente.

Com o objetivo de obter as curvas de amplitude e impedância elétrica para o primeiro modo de vibrar, foi feita uma análise harmônica com passo de 10 Hz, na qual foi adotada uma taxa de amortecimento global de 5%. Para uma tensão de 60 V_{pp}, obtém-se a curva de amplitude da Figura 6.4, em que a amplitude máxima é de 222 μ m. A Figura 6.5 apresenta a curva de impedância para o primeiro modo de vibrar, podendo-se observar as frequências de ressonância e antirressonância a 1100 Hz e 1200 Hz, respectivamente. Os resultados são condizentes com a análise modal considerando-se o passo utilizado para a análise harmônica.

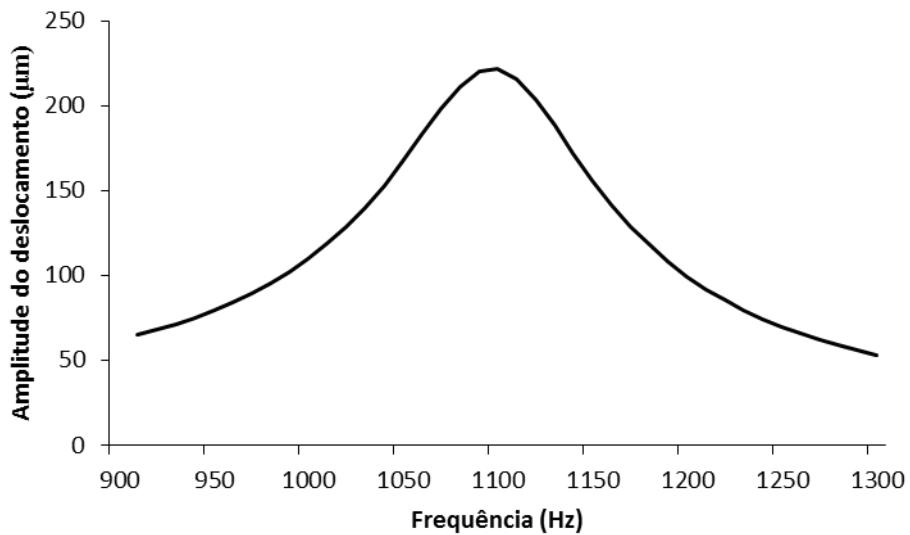


Figura 6.4: Curva de deslocamento em função da frequência para o 1º modo de vibrar do atuador circular.

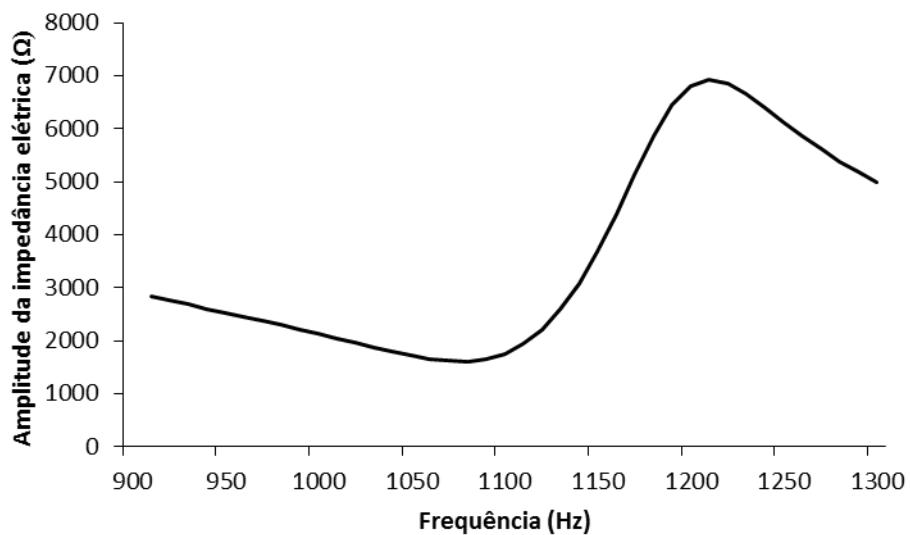


Figura 6.5: Curva do módulo da impedância elétrica em função da frequência para o 1º modo de vibrar do atuador circular.

A seguir são apresentados os resultados para a geometria quadrada. As condições de contorno e a malha de 16915 elementos estão na Figura 6.6. O primeiro e o segundo modos de vibrar estão na Figura 6.7. A análise modal nas mesmas condições citadas para a geometria circular teve os seguintes resultados neste caso: 667 Hz e 1.328 Hz para as frequências de ressonância do 1º e 2º modos de vibrar, respectivamente. A frequência de anti-ressonância para o 1º modo de vibrar foi 676 Hz. Percebe-se imediatamente na representação dos modos

que os deslocamentos possuem amplitude menor do que na geometria circular. Como consequência, o formato abaulado que se deseja não é tão expressivo na geometria quadrada.

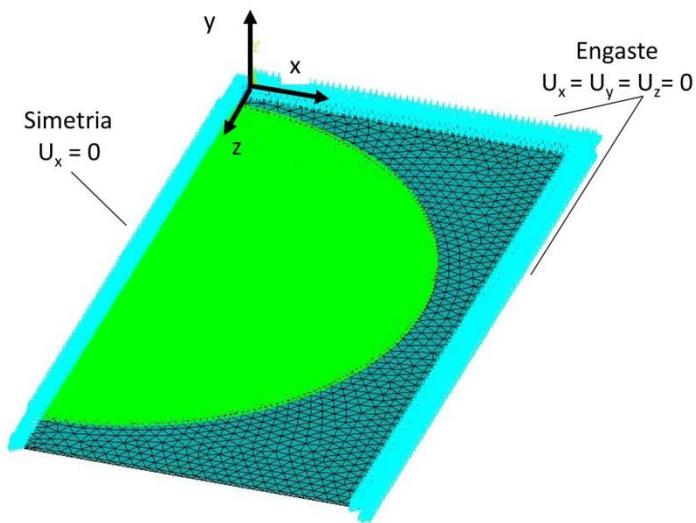


Figura 6.6: Malha de elementos do modelo do atuador piezelétrico quadrado.

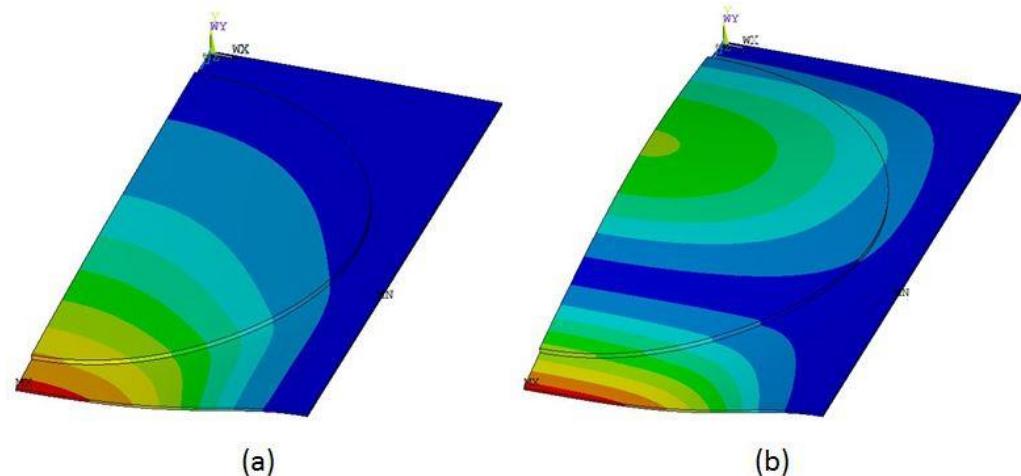


Figura 6.7: Modos de vibrar do atuador piezelétrico quadrado: (a) 1º modo e (b) 2º modo.

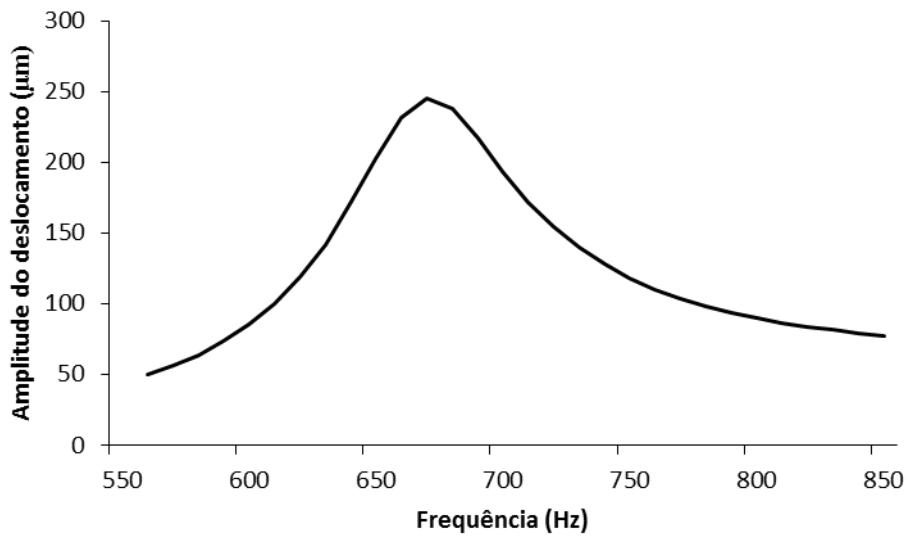


Figura 6.8: Curva de deslocamento em função da frequência para o 1º modo de vibrar do atuador quadrado.

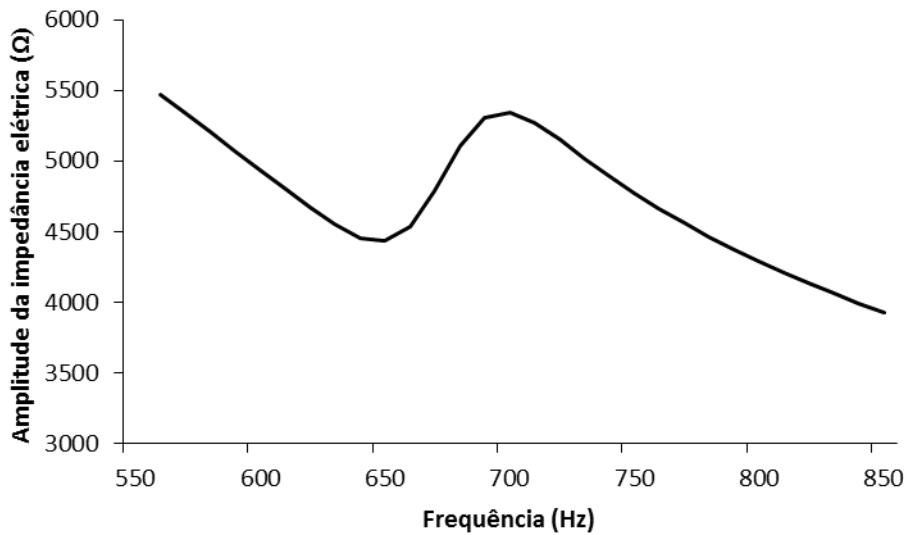


Figura 6.9: Curva de impedância elétrica em função da frequência para o 1º modo de vibrar do atuador circular.

A análise harmônica para as mesmas condições resultou em uma amplitude máxima de 245 μm à frequência de ressonância de 670 Hz. A frequência de anti-ressonância encontrada foi de 680 Hz. As curvas de amplitude de oscilação e impedância por frequência estão nas Figura 6.8 e Figura 6.9. A Tabela 6.2 resume os resultados obtidos na análise piezelétrica para os primeiros modos de vibrar.

Tabela 6.2: Resultados da simulação piezelétrica para o primeiro modo de vibrar em ambas as geometrias.

| Geometria | Análise Modal | | Análise Harmônica | | |
|-----------|---------------------------|---------------------------|-------------------|---------------------------|---------------------------|
| | Frequência de Ressonância | Freq. de Anti-Ressonância | Amplitude Máxima | Frequência de Ressonância | Freq. de Anti-Ressonância |
| Unidade | Hz | Hz | μm | Hz | Hz |
| Quadrada | 667 | 676 | 245 | 670 | 680 |
| Circular | 1097 | 1189 | 222 | 1100 | 1200 |

6.2 Análise Fluídica

Com a análise do escoamento serão obtidos os campos de pressão e velocidade do ar interior à câmara e no ar ambiente vizinho ao bocal. O ar do domínio da malha de elementos finitos foi modelado como gás ideal (ou seja, como um fluido compressível), pois os efeitos de compressibilidade não são desprezíveis neste sistema. A pressão de referência da simulação é de 1 atm (10^5 Pa); logo, os resultados apresentados serão relativos a esse valor. A abertura do bocal – distância entre as pastilhas piezelétricas em repouso – foi adotada como 1 mm para ambas as geometrias. A seguir serão descritas as condições de contorno do modelo do escoamento, representadas na Figura 6.10.

Deslocamentos e velocidades são impostos nos nós da pastilha piezelétrica. As curvas de deslocamento e velocidades são obtidas na análise harmônica quando excitado no primeiro modo de vibrar. Existe a opção de impor os deslocamentos e velocidades dos nós da análise harmônica na análise de escoamento, porém isso implicaria que a malha das duas análises fossem idênticas, o que nem sempre é possível. Portanto, são utilizadas equações polinomiais que representam o primeiro modo de vibrar do atuador. Ao multiplicar esse polinômio por $\text{sen}(\omega t)$, em que ω é a velocidade angular e t o tempo, obtém-se o deslocamento oscilatório da pastilha ao longo do tempo, assim como sua velocidade que é a derivada dessa equação. Essa abordagem permite que o custo computacional seja reduzido, já que não é necessário simular o sistema de forma acoplada. Para satisfazer a equação da energia, os nós da pastilha piezelétrica são modelados como uma superfície adiabática.

Nas fronteiras do entorno do atuador piezelétrico (faces do paralelepípedo) é imposta uma condição de contorno de abertura, ou seja, o fluido pode adentrar ou deixar o volume estudado sem limitações. A pressão relativa imposta nessas faces é de 0 Pa e a temperatura é de 25°C. Há também condições de simetria nos planos vertical (YZ) e horizontal (XZ) – identificadas pelas setas vermelhas –, como na simulação piezelétrica.

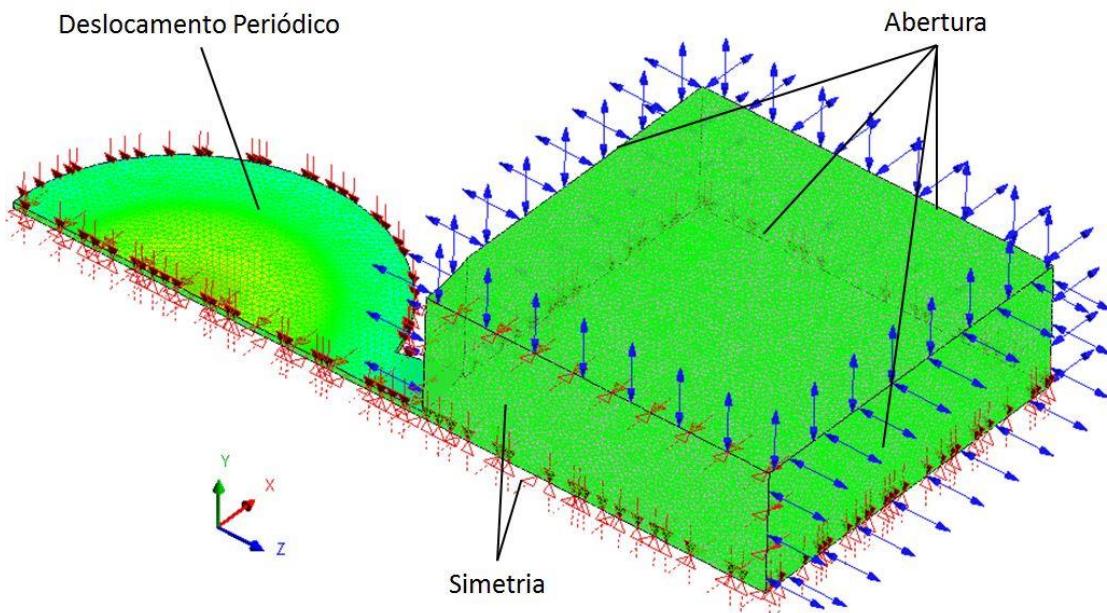


Figura 6.10: Condições de contorno para análise de escoamento.

Foi feita a análise transiente com passo no domínio do tempo de aproximadamente 5% do período do deslocamento. Vale ressaltar que este período é o inverso da frequência de ressonância do primeiro modo de vibrar. Os resultados são apresentados na Figura 6.11 e Figura 6.12.

A partir dos resultados, conclui-se que em ambas as geometrias a velocidade de entrada é menor do que a de saída. Isso demonstra o funcionamento desejado neste tipo de dispositivo, já que houve aumento da quantidade de movimento do fluido na direção z .

Comparando a Figura 6.11 com a Figura 6.12, é possível notar que os efeitos da compressibilidade do escoamento são mais expressivos na geometria circular. Isso se deve pelas seguintes razões: 1) a área transversal do bocal na geometria circular é menor; 2) a frequência de oscilação da geometria circular é maior que a quadrada; 3) a geometria quadrada possui uma área maior em que seu deslocamento é praticamente nulo.

Com esses resultados, é possível inferir que a geometria circular possui desempenho superior ao da quadrada.

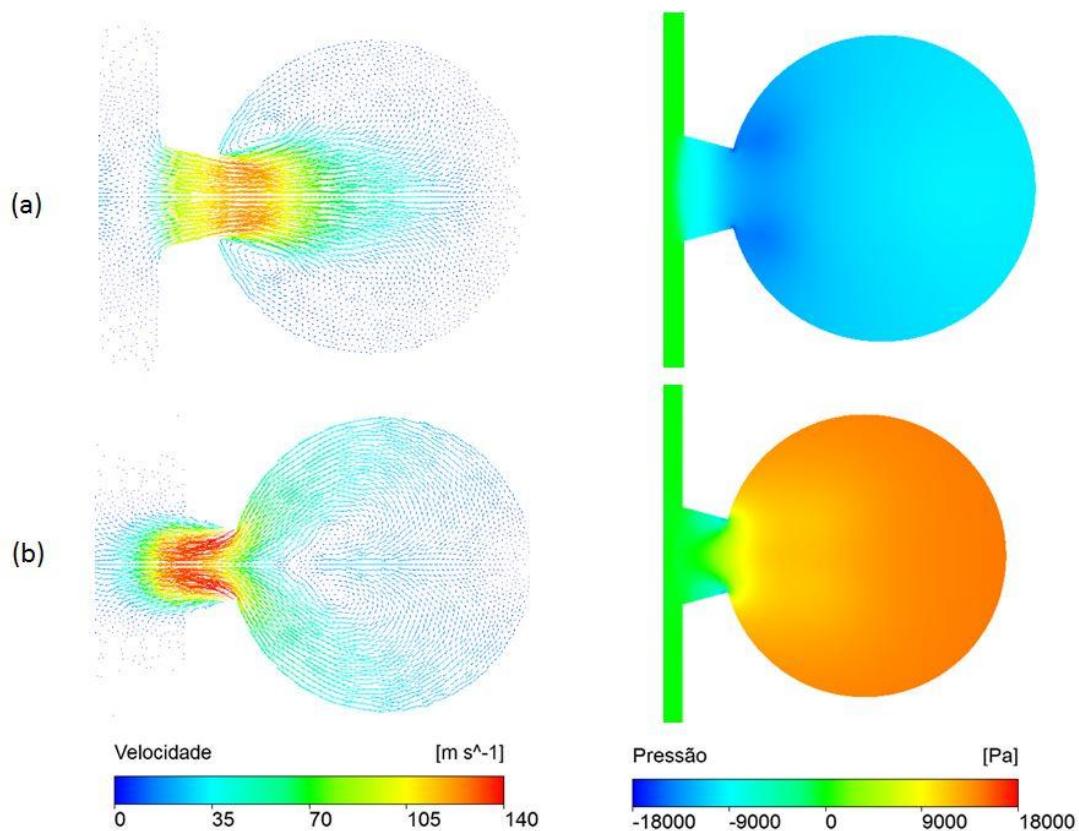


Figura 6.11: Vetores de velocidade e campos de pressão do dispositivo circular em (a) expansão e em (b) contração.

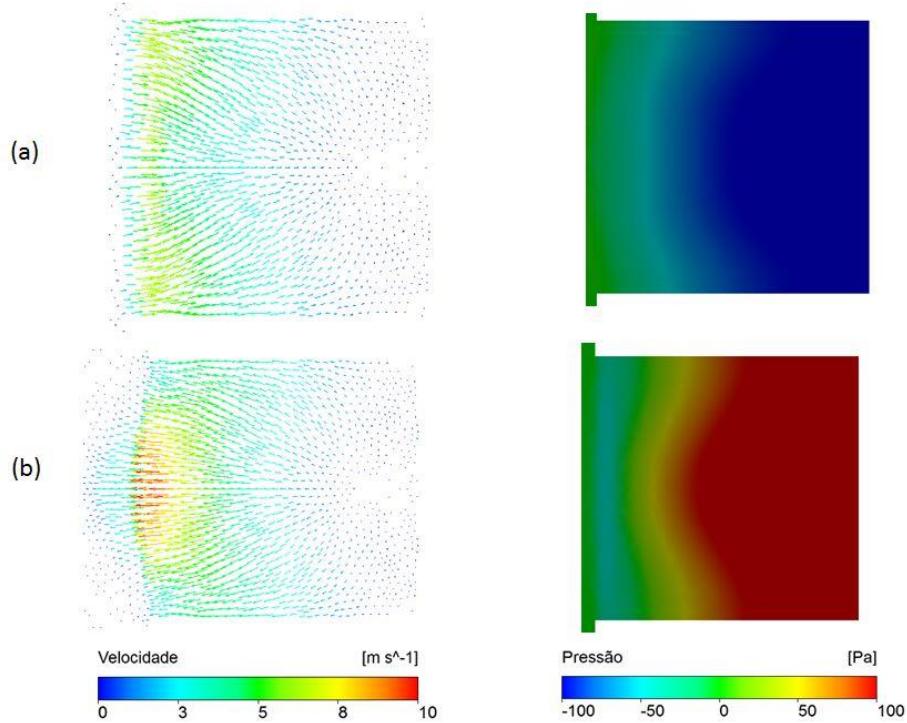


Figura 6.12: Vetores de velocidade do e campos de pressão do dispositivo quadrado em (a) expansão e em (b) contração.

6.3 Análise de Sensibilidade

De modo a estudar os parâmetros construtivos do dispositivo de jato sintético, foram realizadas análises de sensibilidade, ou seja, do efeito da variação de parâmetros sobre o funcionamento do dispositivo. Os parâmetros investigados a geometria da abertura do dispositivo e a altura do espaçamento entre as pastilhas piezelétricas.

6.3.1 Geometria da Abertura

De modo a fazer uma avaliação sobre o efeito da geometria da abertura do dispositivo, foi feita a simulação do dispositivo circular com o bico da câmara em forma de bocal, ou seja, invertido em relação à configuração apresentada no item 6.2, que era de difusor. A referência para tal nomenclatura será feita sempre em relação ao sentido de expulsão de ar. Para tornar a simulação mais passível de comparação com a anterior, utilizou-se o mesmo ângulo de 15° e a mesma seção transversal, resultando também no mesmo volume.

A análise piezelétrica para o dispositivo com abertura em bocal é apresentada a seguir. Na Figura 6.13 está o primeiro modo de vibrar, com a forma abaulada notada também na Figura 6.3(a). A primeira parte da Tabela 6.3 compara os resultados da análise harmônica com a abertura em bocal com aquela em difusor, apresentada anteriormente. Nota-se que quase não

há alterações na amplitude máxima de deslocamento e a frequência de ressonância do primeiro modo.

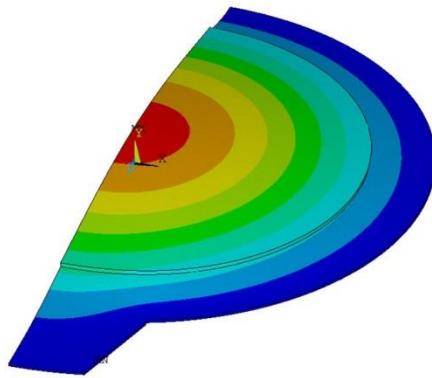


Figura 6.13: Primeiro modo de vibrar da configuração circular com difusor na sucção e bocal na expulsão.

A Figura 6.14 contém os campos de velocidade e pressão durante a sucção e a expulsão de ar da configuração circular com abertura em bocal. Comparando os campos entre ambos os tipos de abertura, enquanto que para o difusor a velocidade de saída da câmara é maior do que na entrada, para o bocal o efeito é o inverso. É possível ver o efeito da geometria do bico na segunda parte da Tabela 6.3, que compara as vazões médias de ar (com valor positivo para o sentido de saída de ar).

Como não há diferenças efetivas no modo de vibrar ou no domínio das frequências entre os dois tipos de bico, conclui-se que a diferença entre as vazões e os gradientes decorre naturalmente da geometria da abertura. O dispositivo de jato sintético atua como um capacitor num circuito de corrente alternada, armazenando ar e expelindo-o de forma cíclica. A forma do bico influencia a velocidade do ar na entrada e na saída através de zonas de alta ou baixa pressão. Uma das principais observações que se pode fazer a partir da comparação entre os campos é a respeito do gradiente de pressão no instante de entrada de ar. No difusor, a pressão dentro da câmara neste instante é quase uniforme. Já no bocal, há um gradiente de pressão desfavorável à entrada de ar; a pressão na região da abertura é menor do que na câmara propriamente dita.

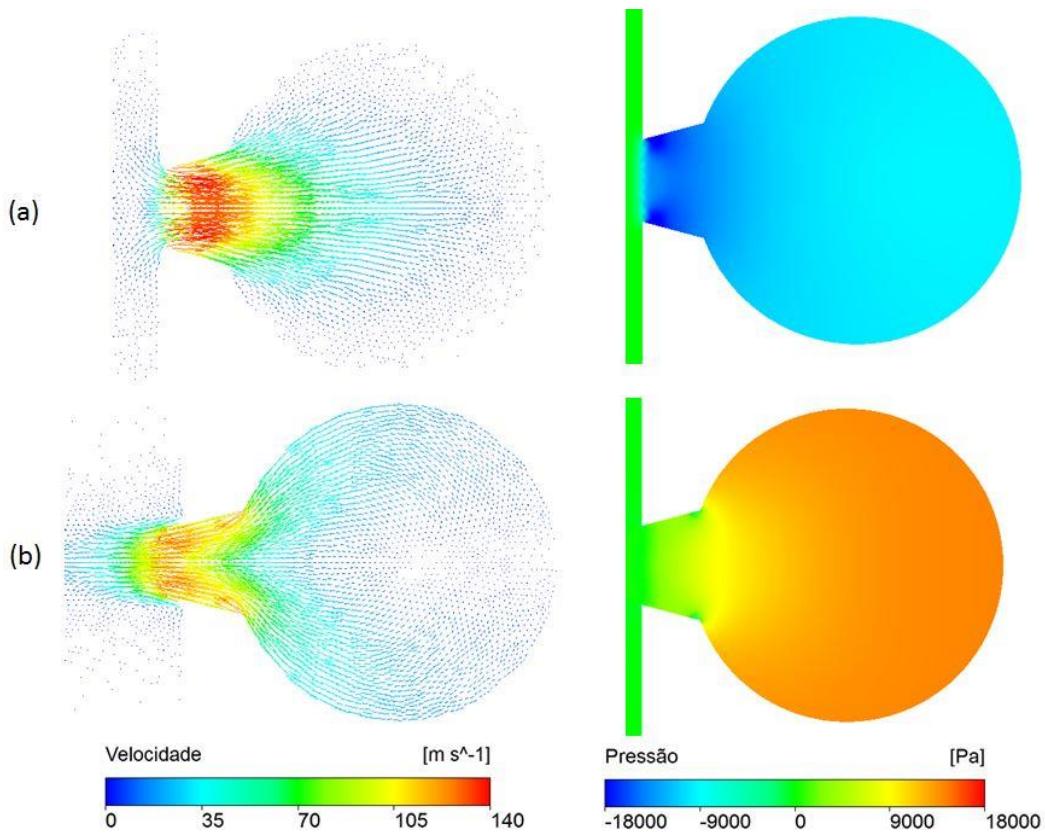


Figura 6.14: Vetores de velocidade e campos de pressão durante (a) sucção e (b) expulsão da configuração circular com difusor na sucção e bocal na expulsão.

Além disso, com o bocal, a maior velocidade instantânea ocorre no momento de sucção, fenômeno que não é desejado para o funcionamento do dispositivo. A velocidade de saída no bocal é menor do que a de entrada, outro ponto negativo. Deseja-se um aumento da quantidade de movimento do fluido entre a sucção e a expulsão, e não o contrário. Portanto, o protótipo fabricado na configuração com difusor possui um maior potencial para bom desempenho.

Tabela 6.3: Comparação dos resultados da análise harmônica e da análise de dinâmica dos fluidos entre aberturas em bocal e em difusor.

| Análise Harmônica | | Dinâmica dos Fluidos | |
|-------------------|------------------------------------|--------------------------------|---------------|
| Geometria do Bico | Amplitude Máxima (μm) | Frequência de Ressonância (Hz) | Vazão (l/min) |
| Bocal | 221 | 1090 | 2,30 |
| Difusor | 222 | 1100 | 2,55 |

6.3.2 Altura do Espaçamento

Para visualizar a influência do espaçamento no fluxo, foram feitas simulações com mais duas distâncias entre as pastilhas piezelétricas, sendo estas de 1,5 mm e 2,0 mm, enquanto que a simulação original possui um espaçamento de 1,0 mm.

Optou-se por visualizar apenas a influência do aumento do espaçamento em relação ao aumento a partir de 1 mm, e não abaixo deste patamar devido à inviabilidade na construção do protótipo com espaçamento inferior a 1 mm;

Ambas as simulações com maior espaçamento apresentaram velocidades de expulsão e vazões menores que a configuração com espaçamento de 1 mm, como será apresentado a seguir nos campos de velocidade e pressão. Na Figura 6.15, os campos para espaçamento de 1,5 mm; na Figura 6.16, para 2,0 mm. As vazões de cada configuração foram comparadas à de 1,0 mm na Tabela 6.4.

Tabela 6.4: Vazões para diferentes espaçamentos entre as pastilhas piezelétricas.

Variação do Espaçamento

| Espaçamento (mm) | 1,0 | 1,5 | 2,0 |
|------------------|------|------|------|
| Vazão (l/min) | 2,55 | 1,94 | 1,35 |

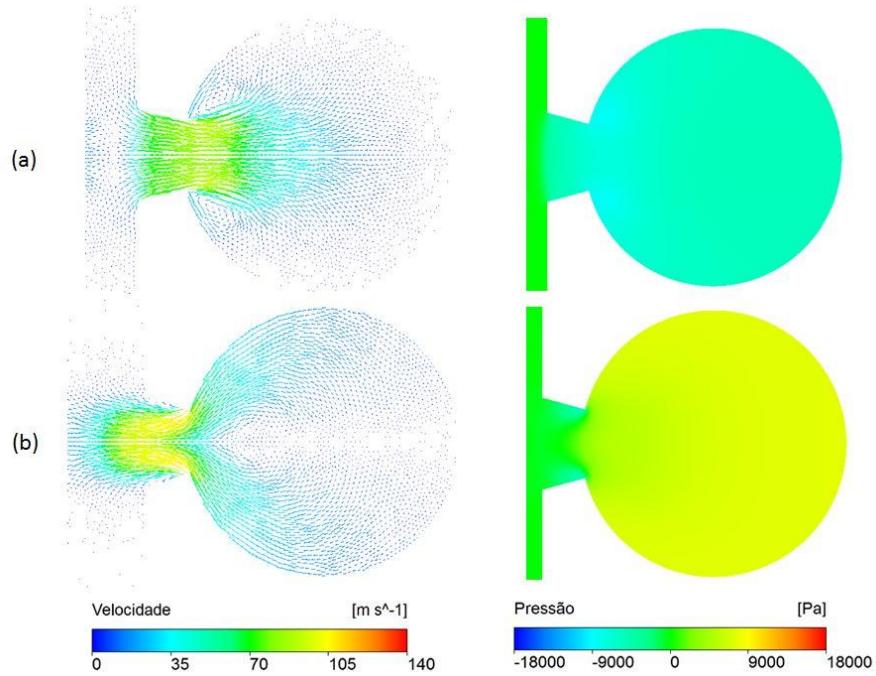


Figura 6.15: Vetores de velocidade e campos de pressão durante (a) sucção e (b) para espaçamento de 1,5 mm.

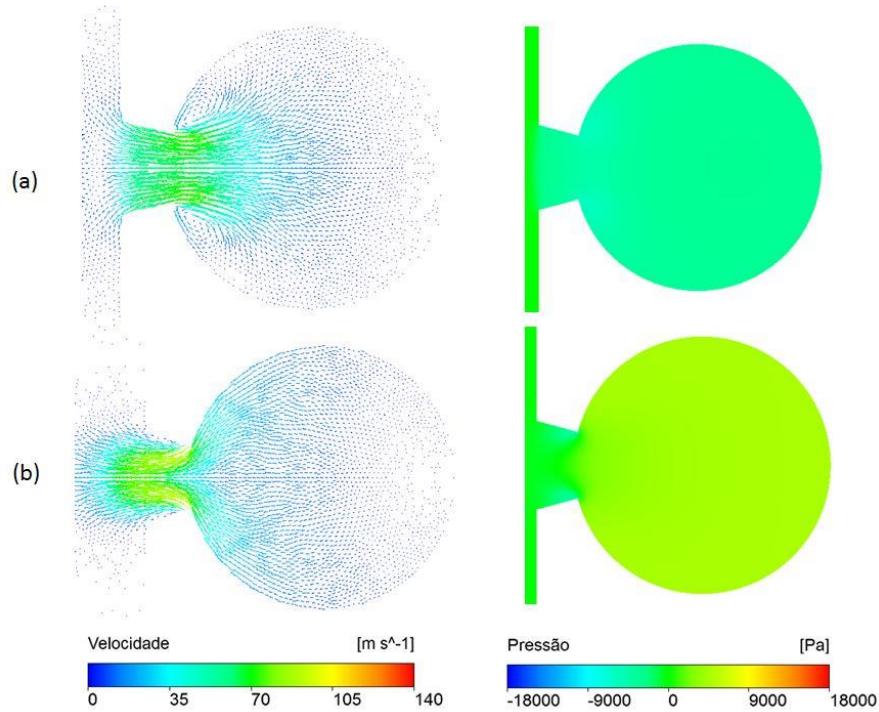


Figura 6.16: Vetores de velocidade e campos de pressão durante (a) sucção e (b) para espaçamento de 2,0 mm.

6.4 Análise Termofluídica

As análises de escoamento apresentadas até o momento demonstravam o funcionamento do dispositivo interagindo com uma massa de ar em seu entorno. No entanto, é

necessário compreender como esse escoamento provocado pelo dispositivo interage com uma chapa aquecida tanto em termos da movimentação do fluido quanto à variação de temperatura que este provoca.

A análise foi feita considerando uma chapa de alumínio de 25x25 mm e 0,5 mm de espessura posicionada perpendicularmente a 10 mm do dispositivo, com seu centro alinhado ao bico do dispositivo. Foi imposta uma temperatura inicial de 60°C e dissipação de potência de 3000 W/m². Esses valores foram escolhidos de acordo com a literatura para que seja possível obter estimativas iniciais do efeito do protótipo.

Em relação à montagem do problema no ANSYS CFX, aproveitou-se a configuração da simulação com o dispositivo interagindo apenas com ar, sendo necessário apenas adicionar um domínio sólido dentro do domínio fluido e especificar uma interface sólido-fluida. Esta análise também possui simetria tanto no plano vertical quanto no plano horizontal, portanto utilizou-se deste artifício mais uma vez para a redução do custo computacional.

A Figura 6.17 apresenta as linhas de fluxo a partir de um plano na abertura do dispositivo no instante de tempo que ocorre a expulsão do ar pelo dispositivo. Nota-se que as linhas de fluxo cobrem toda a chapa, resultado desejado para que seja possível resfriar a chapa.

A Figura 6.18 apresenta o resultado do campo de temperatura na chapa para o instante de tempo de 4 milissegundos (após aproximadamente 50 ciclos). É mostrado que para este curto espaço de tempo, foi possível reduzir mais de 0,2°C na maioria das regiões da chapa. Além disso, nota-se que o resfriamento não ocorre de maneira uniforme; ele é maior na região das bordas da chapa e menor no centro, principalmente devido à potência dissipada pela chapa, concentrando energia em seu centro.

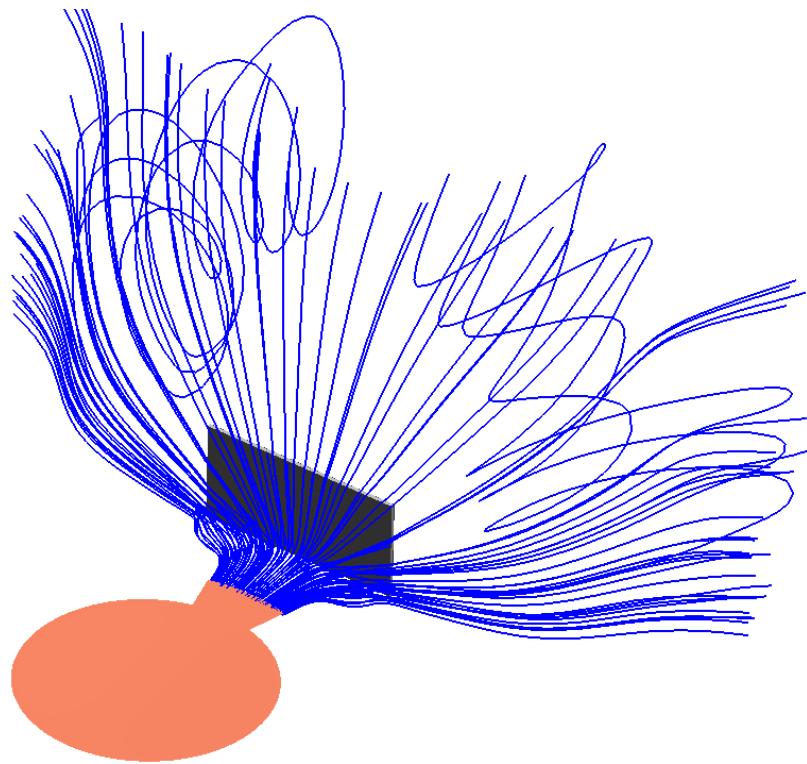


Figura 6.17: Linhas de fluxo durante expulsão de ar do dispositivo.

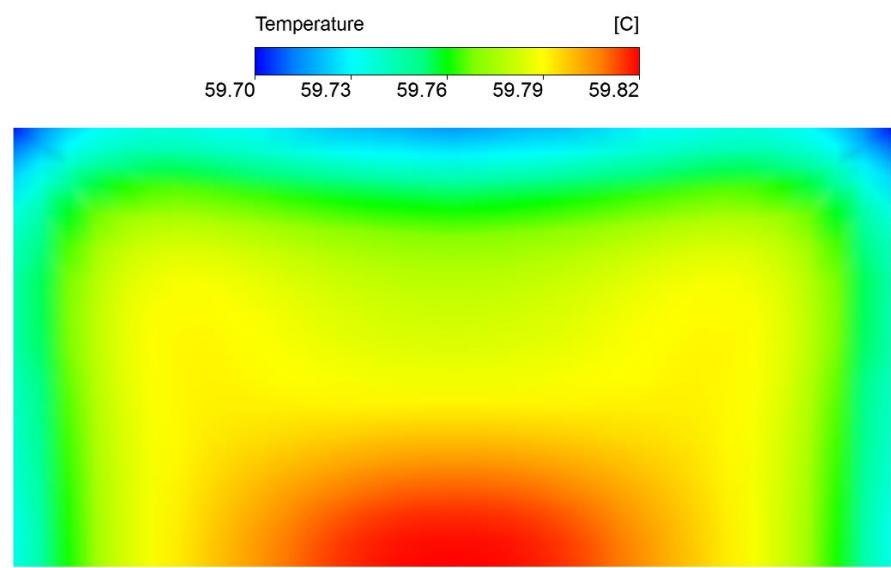


Figura 6.18: Campo de temperatura da parte superior chapa no instante de tempo 89 ms.

Esta simulação mostrou ter um custo computacional alto, já que para cada período da oscilação da pastilha piezelétrica são utilizados aproximadamente 20 passos de tempo da análise transiente. Portanto, para simular um tempo de 1 segundo de resfriamento da chapa são necessários aproximadamente 22.000 passos de tempo.

6.5 Ensaios

6.5.1 Ensaio de Amplitude de Deslocamento

A curva obtida experimentalmente da amplitude do deslocamento em função da frequência para o primeiro modo de vibrar é apresentada na Figura 6.19. Nota-se que ambas as pastilhas tem um comportamento relativamente parecido, com alguns desvios. Uma pastilha teve maior amplitude de deslocamento a 724 Hz, enquanto que na outra ocorreu 760 Hz. Além disso, há uma pequena diferença de amplitude do deslocamento máximo, indicando que o amortecimento não é exatamente o mesmo para ambas as pastilhas utilizadas.

As frequências de máxima amplitude do deslocamento são diferentes daquela de 1100 Hz encontrada computacionalmente. Foi percebido que esta diferença provém do uso do acrílico para os cabeçotes do protótipo, que não garantiu a rigidez necessária para a frequência de operação desejada. Atribui-se como principal erro de fabricação a tolerância no rebaixo dos cabeçotes do protótipo, que tem como objetivo alojar as pastilhas piezelétricas. Essas pastilhas possuem uma espessura nominal de 0,1 mm com uma tolerância de $\pm 0,03$ mm. Desta forma, não foi possível usinar um rebaixo na peça de acrílico que garantisse a precisão necessária para um bom funcionamento do engastamento. Desta forma, recomenda-se o uso de alumínio como material do engastamento para trabalhos futuros. A excentricidade das pastilhas no protótipo em relação aos cabeçotes também é um parâmetro crítico para o desempenho do dispositivo diferente do computacional (Choi, et al., 2011).

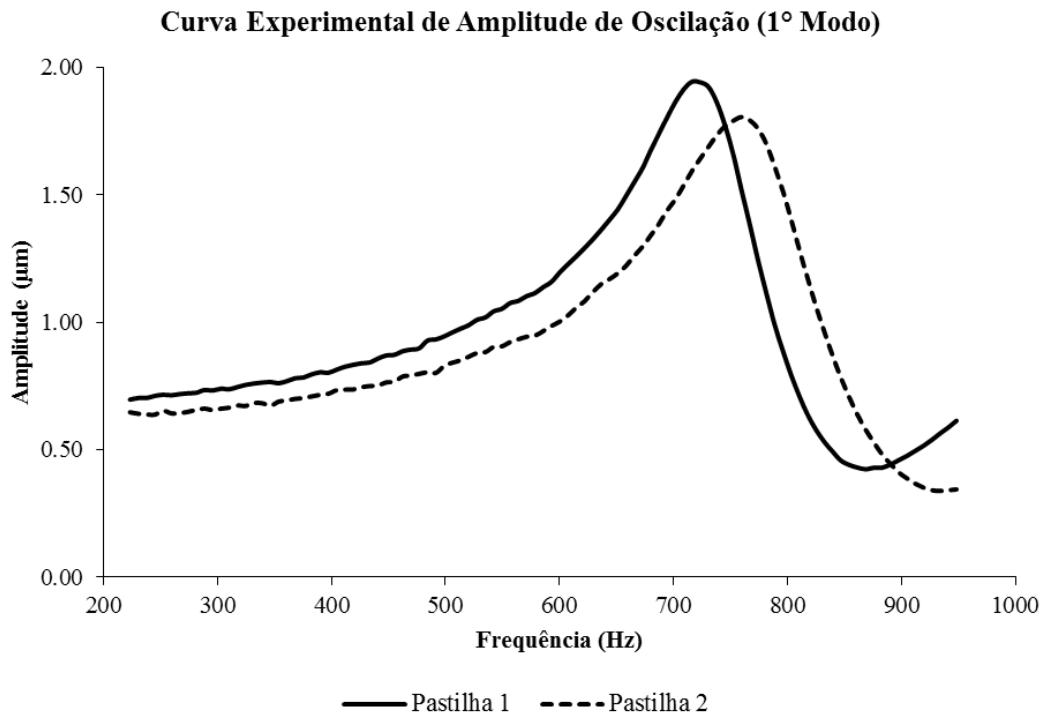


Figura 6.19: Curva experimental do deslocamento em função da frequência no 1º modo.

6.5.2 Ensaio de Amplitude de Impedância Elétrica

A curva obtida experimentalmente da amplitude da impedância elétrica em função da frequência para o primeiro modo de vibrar é apresentada na Figura 6.20. Nota-se que a impedância elétrica das pastilhas piezelétricas possui um comportamento condizente com o encontrado no ensaio de amplitude deslocamento, já que apresentam valores mínimos locais nas frequências próximas onde foi detectada a maior amplitude de deslocamento. Através deste ensaio é possível aferir também as frequências de antirressonância das pastilhas piezelétricas, sendo esta no valor de aproximadamente 774 Hz e 792 Hz para cada uma das pastilhas, respectivamente. Além disso, o valor da impedância elétrica permite calcular a potência requerida pelo dispositivo sendo de aproximadamente 245 mW para uma tensão alternada aplicada de 60 V_{pp}.

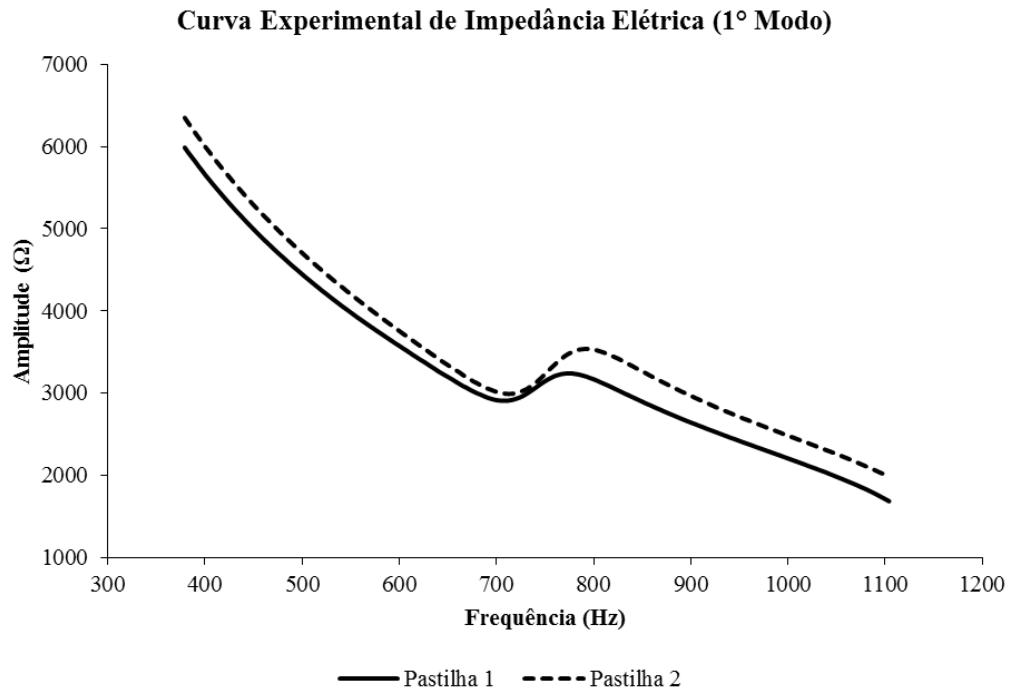


Figura 6.20: Curva experimental da impedância elétrica em função da frequência no 1º modo.

6.5.3 Ensaio de Convecção

É aplicada uma tensão elétrica de 9 V no aquecedor de filme fino de forma que a potência total dissipada é de aproximadamente 1 W, o que, em convecção natural, faz com que o conjunto do aquecedor e da lâmina cheguem a 48,0°C em regime permanente sob convecção natural. Durante o experimento a temperatura ambiente era em torno de 28,3°C. Após estabilização da temperatura em convecção natural, foi acionado o dispositivo, levando o conjunto aquecido a uma temperatura de 36,0°C. Este monitoramento de temperatura feito durante a convecção natural seguida da convecção forçada é apresentado na Figura 6.21.

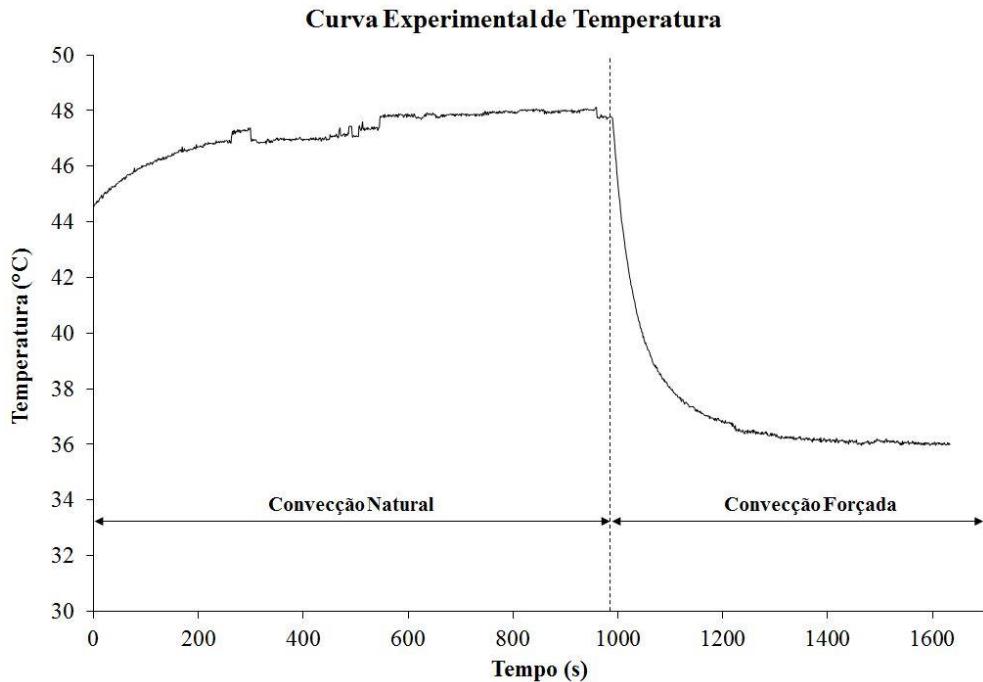


Figura 6.21: Curva experimental de temperatura com o dispositivo desligado (convecção natural) seguido do acionamento do dispositivo (convecção forçada).

A partir dos dados levantados, são calculados os coeficientes de transferência de calor por convecção natural e por convecção forçada, apresentados na Tabela 6.5. Desta forma, o ensaio pôde mostrar que o dispositivo fabricado melhora significativamente a taxa de transferência de calor por convecção.

Tabela 6.5: Resumo dos resultados do ensaio de convecção.

| Símbolo | Unidade | Valor |
|------------|--------------------|-------|
| q_t | W | 1,0 |
| T_∞ | °C | 28,3 |
| T_{cn} | °C | 48,0 |
| T_{cf} | °C | 36,0 |
| h_{cn} | W/m ² K | 7,3 |
| h_{cf} | W/m ² K | 192,8 |

7. CONCLUSÃO

Inicialmente utilizados em outras aplicações, atuadores piezelétricos vêm se mostrando alternativa promissora na refrigeração de eletrônicos portáteis. Neste contexto, o presente trabalho procurou explorar a viabilidade de tais dispositivos.

O trabalho envolveu a simulação e modelagem de atuadores piezelétricos de jato sintético, na qual foram realizadas diferentes análises com intuito de avaliar os parâmetros relevantes para o desenvolvimento de um projeto eficiente. Entre elas estão análise modal, análise harmônica, análise de escoamento e análise termofluídica.

Na análise modal foi possível verificar os modos de vibrar das geometrias propostas, confirmando a hipótese de que é necessário trabalhar no primeiro modo de vibrar. A análise harmônica permitiu visualizar o comportamento do atuador no domínio da frequência, fornecendo os valores de deslocamento e velocidade necessários para a análise de escoamento desacoplada da análise estrutural, tornando o processo computacionalmente menos custoso. Ambas as análises também proveram as frequências de ressonância e antirressonância, assinalando os pontos ótimos e indesejados, respectivamente, de operação para o dispositivo.

A análise de escoamento permitiu visualizar os campos de velocidade e de pressão do ar causados pelo dispositivo. Os resultados apresentaram o comportamento pretendido, segundo qual o atuador piezelétrico de jato sintético promove um aumento na quantidade de movimento ao fluido. A partir desses foi possível concluir que a geometria circular tem desempenho mais desejado.

Além das análises computacionais, foram conduzidos testes experimentais. Estes demonstraram que o dispositivo fabricado é capaz de produzir um fluxo de ar que consegue reduzir de modo significativo a temperatura de uma chapa metálica com dissipação de potência, apesar de os engastes fabricados não funcionarem do modo esperado.

Referências

- Acikalin, T., 2007. *Thermal and Fluidic Characterization of Piezoelectric Fans*: ProQuest.
- Acikalin, T., Sydney, M. W., Garimella, S. V. & Raman, A., 2004. Experimental Investigation of the Thermal Performance of Piezoelectric Fans. *Heat Transfer Engineering*, Volume 25, pp. 4-14.
- ANSYS, Inc., 2011. *Release 14.0 Documentation for ANSYS*.
- Arik, M., 2007. An investigation into feasibility of impingement heat transfer and acoustic abatement of meso scale synthetic jets. *Applied Thermal Engineering*, Volume 27, pp. 1483-1494.
- Choi, A., Vatanabe, S. L., de Lima, C. R. & Silva, E. C., 2011. Computational and experimental characterization of a low-cost piezoelectric valveless diaphragm pump. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 23(1), pp. 53-63.
- Dahiya, R. S. & Valle, M., 2013. Robotic Tactile Sensing. In: Dordrecht: Springer Science+Business Media, pp. 198-203.
- de Bock, H. P., Chamarthy, P., Jackson, J. L. & Whalen, B., 2012a. Investigation and Application of an Advanced Dual Piezoelectric Cooling Jet to a Typical Electronics Cooling Configuration. *13th IEEE ITERM Conference*.
- de Bock, H. P. J., Jackson, J. L., Whalen, B. P. & Chamarthy, P., 2012b. *Experimental flow performance evaluation of novel miniaturized Advanced Piezoelectric Dual Cooling Jet*. J. Phys.: Conf. Ser. 395 012035.
- Deng, J. et al., 2011. *Design and Fabrication of a Piezoelectric Micro Synthetic Jet Actuator*. Xi'an, China, pp. 301-304.
- Deng, X., Xia, Z., Luo, Z. & Wang, L., 2014. A novel optimal design for an application-oriented synthetic jet actuator. *Chinese Journal of Aeronautics*, Volume 27, pp. 514-520.
- Fox, R. & McDonald, A., 2006. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*: LTC.
- Glezer, A., 2011. Some aspects of aerodynamic flow control using synthetic-jet actuation. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, Volume 369, pp. 1476-1494.
- Glezer, A. & Amitay, M., 2002. Synthetic Jets. *Annual Review of Fluid Mechanics*, Volume 34, pp. 503-529.
- Hennessy, J. L. & Patterson, D. A., 2002. *Computer Architecture: A Quantitative Approach*. 3^a ed. São Francisco, EUA: Morgan Kaufmann.
- IEEE, 1996. IEEE standard on piezoelectricity. *IEEE - Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 176-1987, 43(5), pp. 5-54.

- Ikeda, T., 1996. *Fundamentals of Piezoelectricity*. Oxford, Inglaterra: Oxford University Press.
- Incropera, F. P. e. a., 2008. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. Rio de Janeiro: LTC.
- Kimber, M. & Garimella, S. V., 2009. Measurement and prediction of the cooling characteristics of a generalized vibrating piezoelectric fan. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 4470-4478.
- Kimber, M., Garimella, S. V. & Raman, A., 2006. *An Experimental Study of Fluidic Coupling Between Multiple Piezoelectric Fans*. s.l., IEEE.
- Lerch, R., 1990. Simulation of Piezoelectric Devices by Two- and Three-Dimensional Finite Elements. *IEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, pp. 233-237.
- Ma, H. K., Su, H. C., Liu, C. L. & Ho, W. H., 2012. Investigation of a piezoelectric fan embedded in a heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 39, pp. 603-609.
- Ma, H. K., Su, H. C. & Luo, W. F., 2013. Investigation of a piezoelectric fan cooling system with multiple magnetic fans. *Sensors & Actuators: A. Physical*, Volume 189, pp. 356-363.
- Martin, H., 1977. Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces. *Advances in Heat Transfer*, Volume 13.
- Nader, G., 2002. *Desenvolvimento de técnicas de caracterização de transdutores piezoeletricos*: Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para Obtenção do Título de Doutor em Engenharia.
- Neto, A. S. B. et al., 2012. Piezoelectric Buzzer Optimization for Micropumps. *Proceedings of the COMSOL Conference*.
- Ng, K. M., Sauciuc, L., Wada, H. & Tanaka, N., 2010. *Cooling performance of piezoelectric fan in notebook system*. pp. 1-6.
- Pérez, N. et al., 2014. A FEM-based method to determine the complex material properties of piezoelectric disks. *Ultrasonics*, Volume 54, pp. 1631-1641.
- Preumont, A., 2006. *Mechatronics - Dynamics of Electromechanical and Piezoelectric Systems*. Dordrecht: Springer.
- Ramabhadran, R., Glaser, J. S. & de Bock, H. P., 2013. *A Low Power Consumption Driver With Low Acoustics For Piezoelectric Synthetic Jets*. Denver, CO, IEEE, pp. 2692-2697.
- Su, H. C., Liu, C. L., Pan, T. J. & Ma, H. K., 2013. *Investigation of a Multiple-Vibrating Fan System for Electronics Cooling*. San Jose, CA.

Vatanabe, S. L., 2008. Estudo de Viabilidade de Atuadores Piezelétricos Bilaminares para Bombeamento de Líquidos. *Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.*

APÊNDICE A – Tratamento dos Resultados da Simulação Acústica no MATLAB

A simulação do escoamento no ANSYS necessita de um perfil de deslocamentos conhecido para ser executada. Para tanto, os dados obtidos na simulação acústica foram aproximados por funções conhecidas com o auxílio do MATLAB.

A princípio os dados obtidos no ANSYS foram importados para o MATLAB com o auxílio do programa listado na Figura A.3. Somente os deslocamentos dos nós respectivos à coordenada $y = 0$ eram relevantes, pois representam as oscilações do atuador. Além disso, foi necessário calcular o módulo dos deslocamentos, já que estavam expressos na forma complexa. O resultado desse processo está apresentado na Figura A.2.

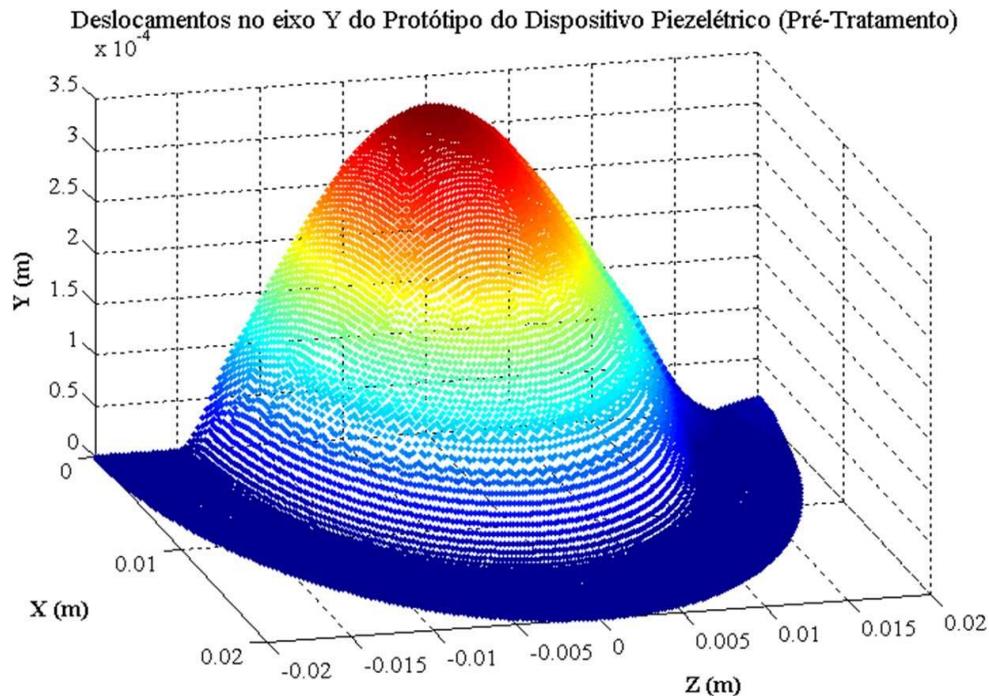


Figura A.1: Dados após a importação apresentados no espaço.

Foram escolhidas funções polinomiais da forma mostrada na equação (A.1) como funções aproximadoras. Trata-se de expressões simples e que podem ser rapidamente calculadas pelos softwares utilizados. O grau das funções foi escolhido de tal maneira que o coeficiente de determinação, R^2 , fosse maior ou igual a 0,95.

$$f(x, z) = \sum_{j=0}^m \sum_{k=0}^{n-j} p_{jk} x^j z^k \quad (\text{A.1})$$

Tabela A.1: Exemplo de resultado de regressão polinomial dos dados da análise piezelétrica.

| Regressão Polinomial | | | |
|-----------------------------|------------|-------------|------------|
| Coeficiente | Valor | Coeficiente | Valor |
| p00 | 3.229E-04 | p02 | -2.111E+00 |
| p10 | 1.139E-03 | p30 | 4.879E+01 |
| p01 | 1.626E-03 | p21 | 8.646E+00 |
| p20 | -2.684E+00 | p12 | -1.038E+00 |
| p11 | -2.194E-01 | p03 | 3.777E+00 |
| p40 | 2.194E+03 | p13 | 2.842E+02 |
| p31 | -9.585E+01 | p04 | 3.377E+03 |
| p22 | 6.990E+03 | - | - |

| Qualidade da Regressão | |
|-------------------------------|-----------|
| Parâmetro | Valor |
| SSE | 8.050E-07 |
| R ² | 0.9927 |
| R ² -Ajustado | 0.9927 |
| RMSE | 8.365E-06 |

OBS.: Resultados do CurveFit do MatLab

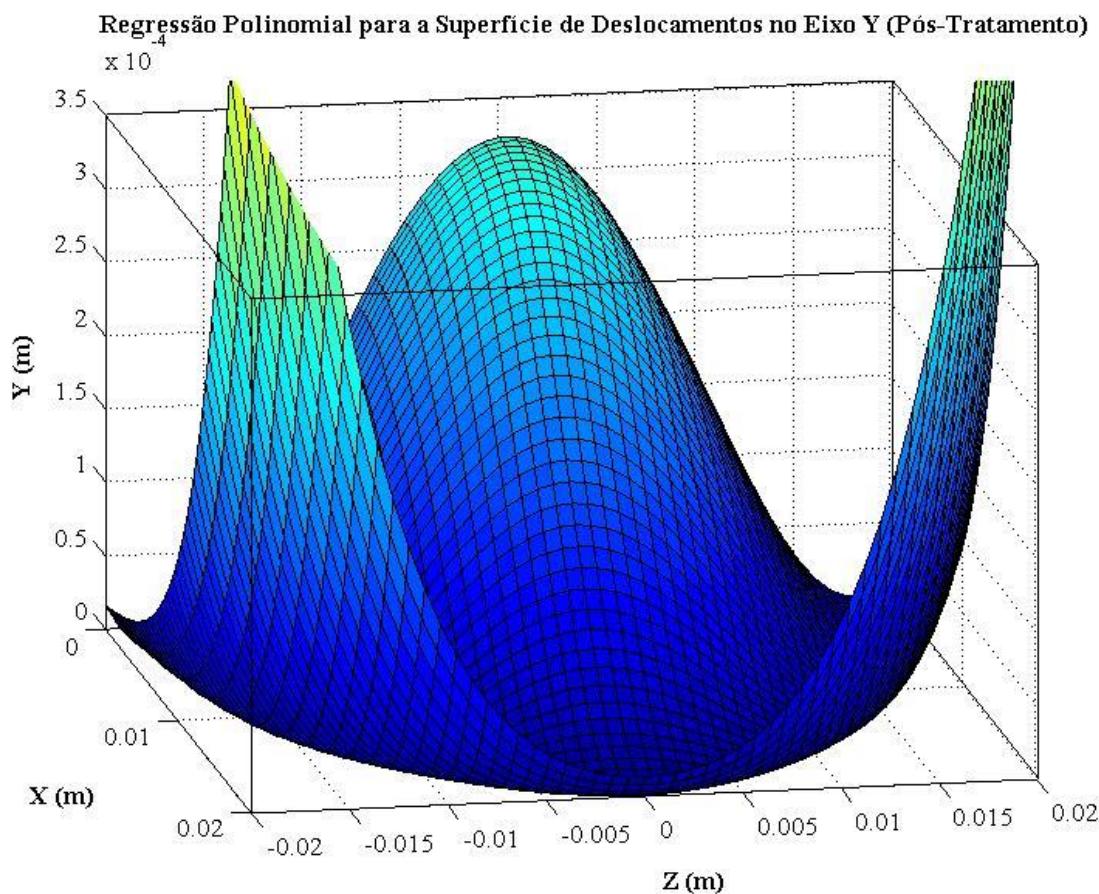


Figura A.2: Dados após o tratamento no MatLab.

```

%% TCC - Piezoelectric Device for Notebook Cooling
% Author: Joao Ricardo Penha
% Warning: file import must be manually executed before this script is
% executed. Columns may interfere in number detection

%% Find nodes with coordinate y = 0 and display their displacement
% ANSYS Output : TXT files with circa 50000 nodes/rows of data with the following columns:
% Node => NODE, X, Y, Z
% DispReal => NODE, UX, UY, UZ, USUM
% DispImag => NODE, UX, UY, UZ, USUM
% Out => X, Y, Z, UXR, UYR, UZR, UXI, UYI, UZI, UX, UY, UZ

% Find out number of relevant nodes
j = 1;

for i = 1:length(Node)
    if Node(i, 3) == 0
        j = j + 1;
    end
end

% Fill a matrix with the nodes' info, output data are the square root
% of the sum of the squares of the real and imaginary parts
Out = zeros(j - 1, 12);
j = 1;

for i = 1:length(Node)
    if Node(i, 3) == 0

        Out(j, 1) = Node(i, 2); % X
        Out(j, 2) = Node(i, 3); % Y
        Out(j, 3) = Node(i, 4); % Z

        Out(j, 4) = DispReal(i, 2); % UXR
        Out(j, 5) = DispReal(i, 3); % UYR
        Out(j, 6) = DispReal(i, 4); % UZR
        Out(j, 7) = DispImag(i, 2); % UXI
        Out(j, 8) = DispImag(i, 3); % UYI
        Out(j, 9) = DispImag(i, 4); % UZI

        Out(j, 10) = sqrt( DispReal(i, 2)^2 + DispImag(i, 2)^2); % UX
        Out(j, 11) = sqrt( DispReal(i, 3)^2 + DispImag(i, 3)^2); % UY
        Out(j, 12) = sqrt( DispReal(i, 4)^2 + DispImag(i, 4)^2); % UZ

        j = j + 1;
    end
end

X = Out(:, 1);
Y = Out(:, 2);
Z = Out(:, 3);

UXR = Out(:, 4);
UYR = Out(:, 5);
UZR = Out(:, 6);
UXI = Out(:, 7);
UYI = Out(:, 8);
UZI = Out(:, 9);

UX = Out(:, 10);
UY = Out(:, 11);
UZ = Out(:, 12);

%% Run cftool for Curve Fitting Session

```

Figura A.3: Listagem do código de importação de deslocamentos para o MATLAB.

APÊNDICE B – Análise Piezelétrica com Comparaçāo entre Malhas com ou sem elemento acústico

Para confirmar a informação que a influência do elemento acústico quando atribuído às propriedades do ar é desprezível, foi feito um estudo comparativo para o caso de um atuador piezelétrico de jato sintético no plano bidimensional. Para isso, foi utilizado para modelar a camada metálica o elemento “PLANE13” que tem a geometria semelhante ao “FLUID29”, apresentado na Figura B.1, e tem como graus de liberdade deslocamentos em ‘x’ e ‘y’ e tensão. Para o elemento acústico foi utilizado o elemento “FLUID29” que possui os graus de liberdade ‘x’, ‘y’ e pressão. No caso de uma análise tridimensional, o elemento fornecido é denominado ‘FLUID30’, que possui como graus de liberdade os deslocamentos em ‘x’, ‘y’, ‘z’ e pressão. As propriedades do ar atribuídas ao “FLUID29” são apresentadas na Tabela B.1.

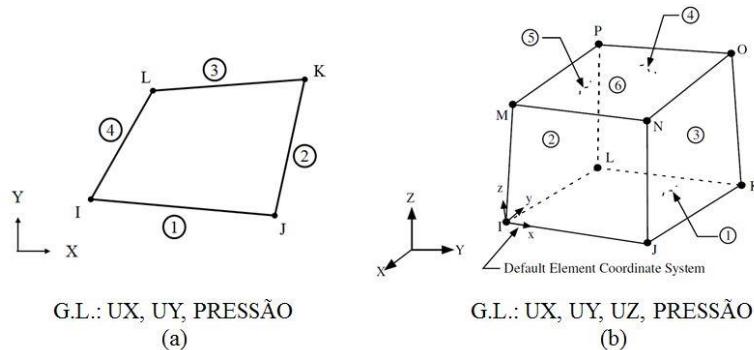


Figura B.1: Elementos (a) FLUID29 e (b) FLUID30.

Tabela B.1: Propriedades do ar utilizado no elemento acústico.

| Material | Constante | Símbolo | Valor | Unidade |
|----------|---------------------------------|---------|--------|--------------------------|
| AR | Densidade | ρ | 1.2041 | kg/m^3 |
| | Viscosidade dinâmica | μ | 17.4 | $\times 10^6 Pa \cdot s$ |
| | Velocidade de propagação do som | v_s | 343.24 | m/s |
| | | | | |

A geometria do atuador de jato sintético modelado bidimensionalmente é apresentada na Figura B.2, assim como a malha de elementos utilizados para o caso de uso de elementos acústicos. Devido à simetria do atuador no plano paralelo às cerâmicas piezelétricas, ele foi

modelado utilizando apenas umas das metades da simetria, assim reduzindo custo computacional.

Para o caso da análise sem elemento acústico, foi imposta condição de contorno foi imposto deslocamento nulo na linha do atuador que passa pela linha de simetria. Caso a única condição de contorno de deslocamento utilizada fosse esta, o atuador seria modelado como uma viga engastada, resultando em um comportamento semelhante ao do atuador bilaminar. Para que este comportamento fosse evitado, foi imposto também deslocamento nulo nos nós da linha da parte da frente do bocal. Para a análise harmônica, a condição de contorno elétrica imposta foi uma tensão de 60 V_{pico-a-pico} no eletrodo superior da cerâmica e aterrou-se o eletrodo inferior. No caso da análise modal, os eletrodos foram curto-circuitados.

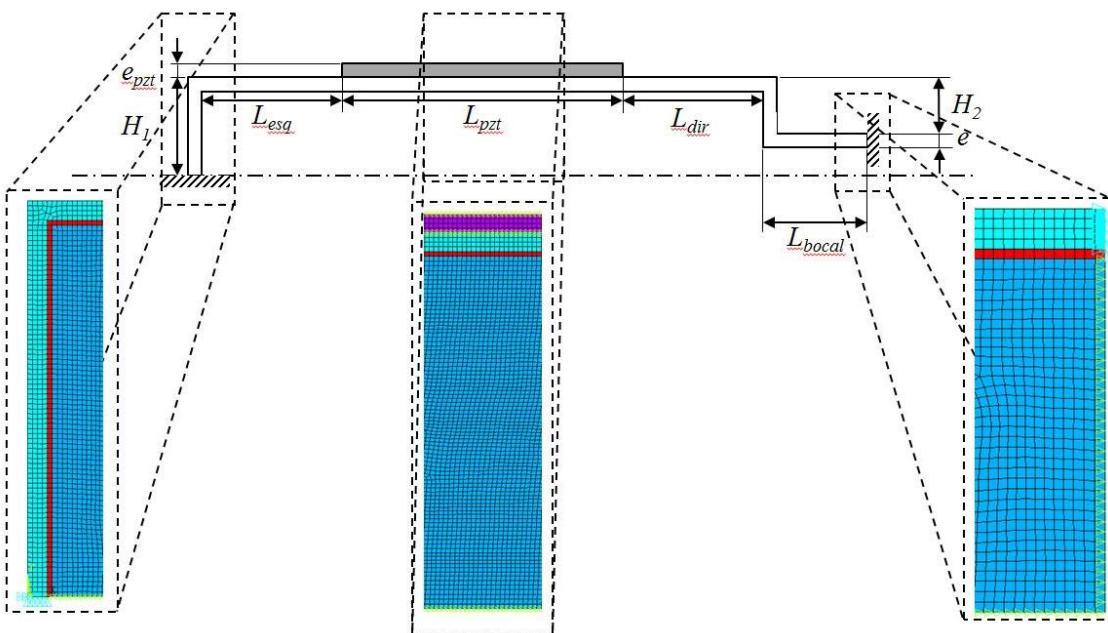


Figura B.2: Malha da simulação acústica.

No caso da análise com elementos acústicos, toda a região entre a camada e metálica e a linha simetria é preenchida com “FLUID29”. Os elementos acústicos adjacentes a camada metálica são modelados com estrutura para que a condição de contorno FSI (“Fluid Solid Interface”) seja aplicada, ou seja, ocorre o acoplamento entre o campo estrutural com o fluido. Para esta análise, foram utilizadas além das condições de contorno mencionadas acima, é imposta pressão acústica nula nos nós dos elementos acústicos que tangem a fronteira do domínio modelado.

A Figura B.4 apresenta a curva de amplitude por frequência os casos com e sem elemento acústico para o primeiro modo de vibrar, ilustrado na Figura B.3. Pode-se observar que não existe diferença significativa, suportando a abordagem dada no trabalho em não utilizar o elemento acústico por falta de significância e diminuição do custo computacional.

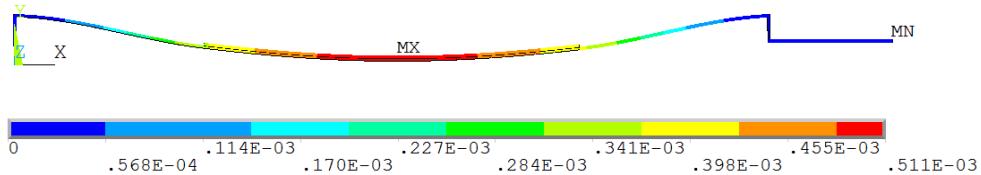


Figura B.3: Primeiro modo de vibrar do atuador de jato sintético no ar (218 Hz).

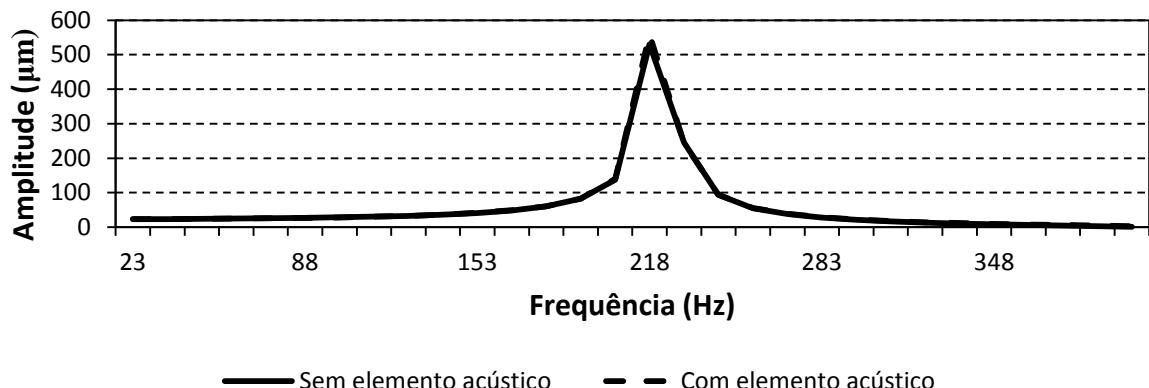


Figura B.4: Curva de amplitude para o primeiro modo de vibrar das análises com e sem elementos acústicos.

APÊNDICE C – Programas em APDL

```

!=====
!DEFINICAO DOS ELEMENTOS
!=====

/PREP7

ET, 1, SOLID98, 2, , , , 0           !METAL

ET, 2, SOLID98, 3, , , , 0           !MATERIAL PZT

!=====
!PROPRIEDADES DO MATERIAL - COBRE
!=====

UIMP, 1, EX, , , 97E9,
UIMP, 1, DENS, , , 8530,
UIMP, 1, PRXY, , , 0.34,
!MP, DAMP, 1, 3e-9

!PZT-5A GRUPO DE SIMETRIA 6MM
!-----

!PIEZO CONSTANTS
!-----

e31=-5.4
e33=15.8
e15=12.3
TB, PIEZ, 2
TBDATA, 1, 0, e31, 0
TBDATA, 4, 0, e33, 0
TBDATA, 7, 0, e31, 0
TBDATA, 10, e15, 0, 0
TBDATA, 13, 0, e15

! ELASTIC CONSTANTS AT E CST
!-----

c11=12.5E10
c12=7.54E10
c13=7.52E10
c33=11.1E10
c44=2.11E10
c66=.5*(c11-c12)
TB, ANEL, 2
TBDATA, 1, c11, c13, c12, 0, 0, 0
TBDATA, 7, c33, c13, 0, 0, 0
TBDATA, 12, c11, 0, 0, 0
TBDATA, 16, c44, 0, 0
TBDATA, 19, c44, 0
TBDATA, 21, c66

! Constantes dieleticas a strain cst
!-----

e00=8.85E-12
eps1=916*8.85E-12
eps3=830*8.85E-12
MP, PERX, 2, eps1
MP, PERY, 2, eps3
MP, PERZ, 2, eps1

```

```

! Densidade e amortecimento
!-----
MP, DENS, 2, 7650

QM=75                                ! Quality Factor
FR=47000
OMEGA=2*3.1416*FR
BETA=1/ (OMEGA*QM)
!MP, DAMP, 2, BETA

!=====
!PARAMETROS DA SIMULACAO
!=====

tensao = 30                            !Tensao aplicada no PZT
e       = 0.0001
R       = 0.0205
Rengast = 0.015

Rpzt = 0.01175
epzt  = 0.00012
elemento = 0.0005
gap    = 0.0005
! Geometria
!-----

CSYS, 4
WPROTA, 0, -90
CYL4, 0, 0, Rengast, -90, , 90, e

CYL4, 0, 0, Rengast, -90, R, -75, e
!CYL4, 0, 0, Rengast, -75, R, 90, e

WPOFFS, 0, 0, e
CYL4, 0, 0, Rpzt, -90, , 90, epzt

WPCSYS, -1, 0

VGLUE, ALL
NUMCMP, ALL

! Atribuicao dos elementos e materiais
!-----
VSEL, S, , , 2,3                      !Propriedades do metal
VATT, 1, , 1

VSEL, S, , , 1                          !Propriedades do PZT
VATT, 2, , 2
ALLS

!=====
!Geracao da Malha
!=====

ESIZE, elemento
MSHAPE, 1, 3D
VMESH, all

!=====
!Acoplamento dos nos das superficies dos pzt's
!=====
ASEL, S, , , 5
NSLA, S, 1
*GET,NODE_TERRA,NODE,0,NUM,MIN
CP, 1, VOLT, all

```

```

ALLS

ASEL, S, , , 3
NSLA, S, 1
*GET,NODE_VOLT,NODE,0,NUM,MIN
CP, 2, VOLT, all
ALLS

!=====
!Condicoes de contorno
!=====

ASEL, S, , ,13 !Engaste
ASEL, A, , , 2
NSLA, S, 1
D, all, UX, 0
D, all, UY, 0
D, all, UZ, 0
ALLS

ASEL, S, , ,6,8 !Simetria
ASEL, A, , ,14,15
NSLA, S, 1
D, all, UX, 0
ALLS

NSEL, S, , , NODE_VOLT !Aplicacao de tensao
D, all, VOLT, tensao
ALLS

NSEL, S, , , NODE_TERRA !Aplicacao do curto-circuito
D, all, VOLT,0
ALLS
FINISH

!=====
! SOLUCAO
!=====

/SOLU

!      ANTYPE, MODAL !Solucao Modal
!      MODOPT, LANB, 1

ANTYPE, HARMIC !Solucao Harmonica
KBC, 1
HARFRQ, 900,1300
NSUBST, 40
DMPRAT, 0.05

SOLVE
/POST26
NSOL,2,4341,U,Y, DeslocamentoY ! Store UX Displacements

/GRID,1 ! Turn grid on
/AXLAB,Y,DISP ! Y-axis label disp
PLVAR,2
!/POST26

!RFORCE,2,NODE_VOLT,AMPS,, AMPS_2

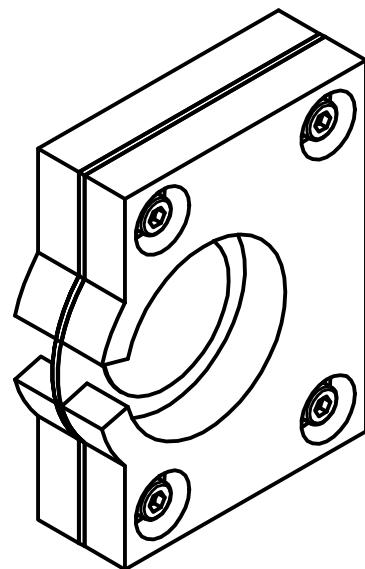
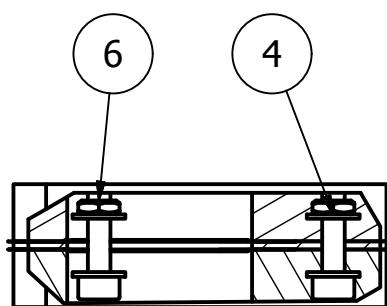
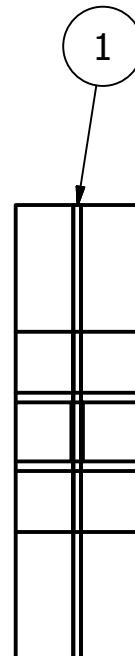
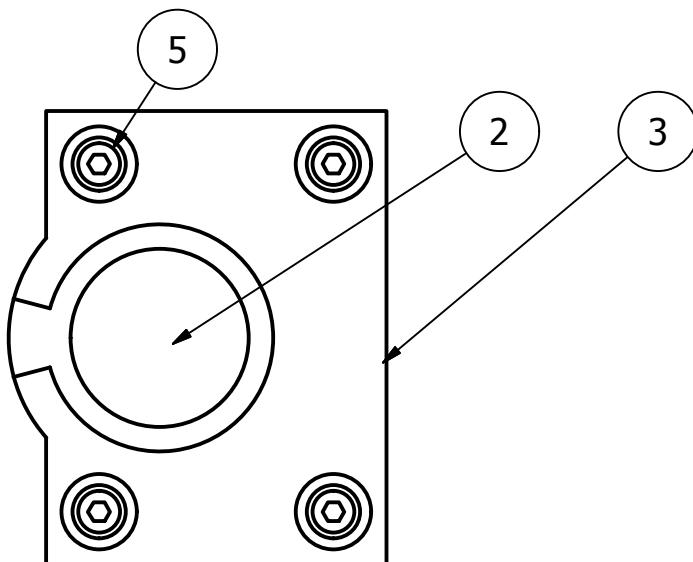
!STORE, MERGE

!XVAR,1

!PLVAR,2

```

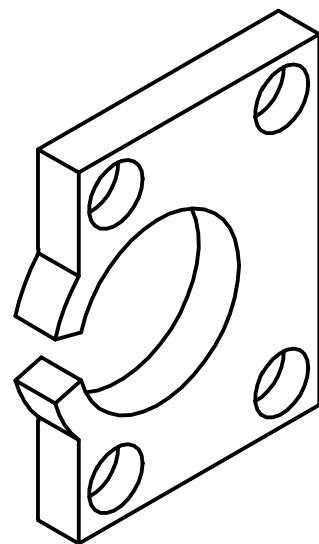
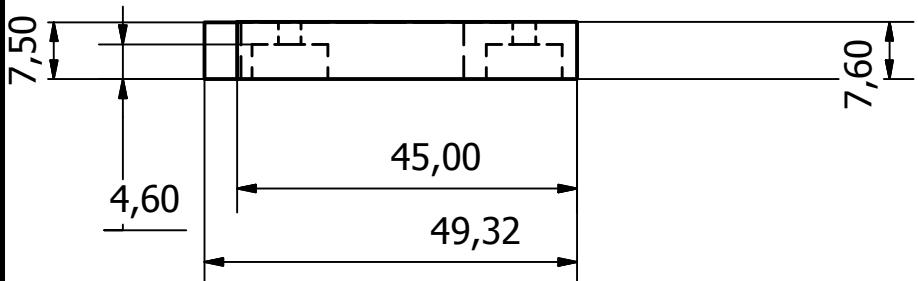
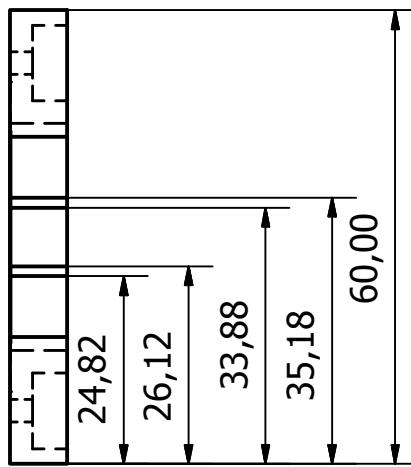
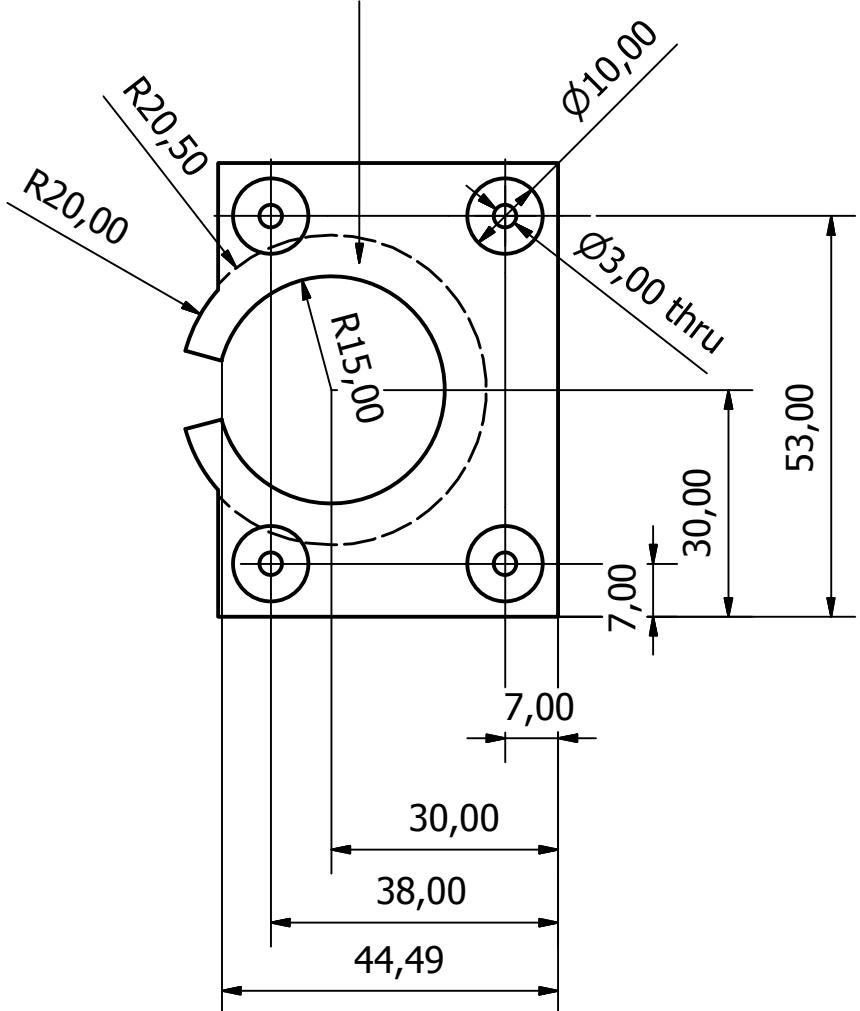
APÊNDICE D – Desenhos de Conjunto e Fabricação do Protótipo



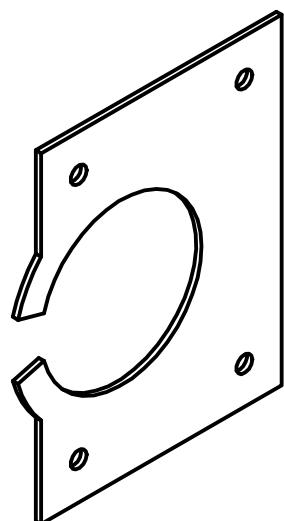
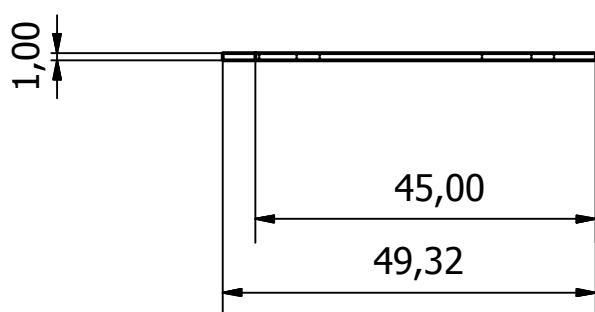
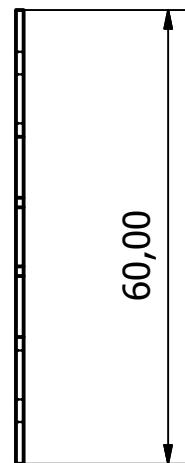
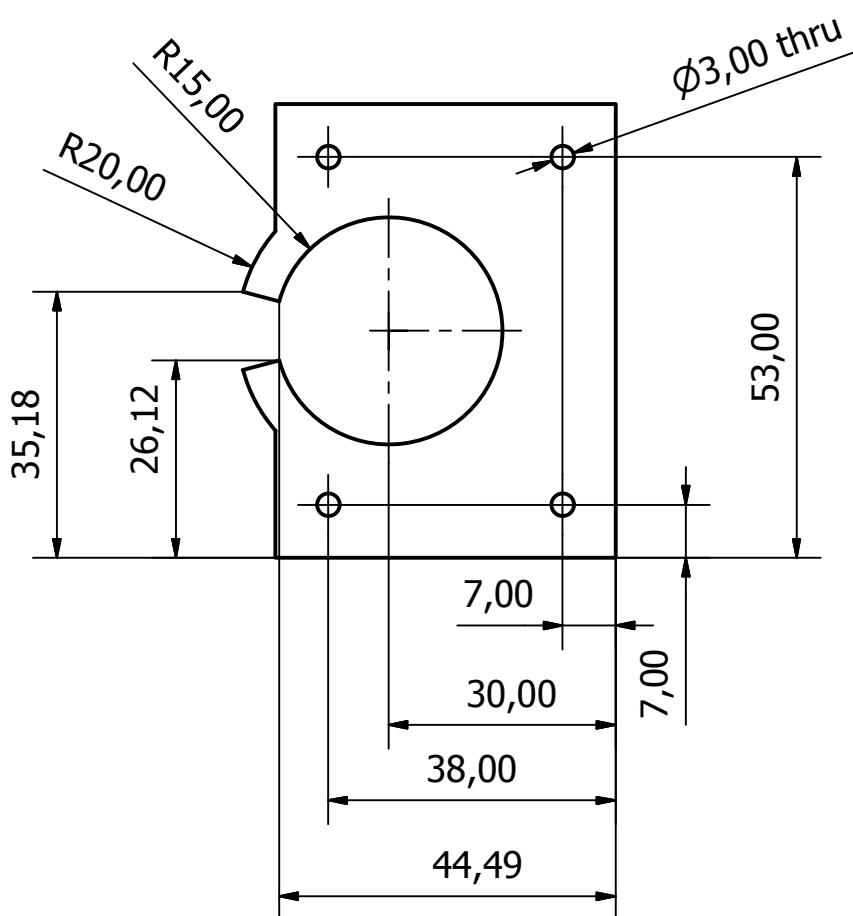
PARTS LIST

| ITEM | QTY | PART NUMBER | DESCRIPTION |
|---------------------------------------|------------|-------------------|---------------------------|
| 1 | 1 | Espaçador | Acrílico |
| 2 | 2 | atuador | Pastilha Piezelétrica |
| 3 | 2 | topoCircular | Acrílico |
| 4 | 8 | DIN 6796 - 3 | Conical Spring Washer |
| 5 | 4 | DIN 912 - M3 x 12 | Cylinder Head Cap Screw |
| 6 | 4 | DIN 439 - M3 | Hex Nut |
| Designed by Augusto | Checked by | Approved by | Date |
| | | | 8/24/2014 |
| Dispositivo Refrigerador Piezelétrico | | | Edition Sheet 1 / 1 |

Rebaixo de 0,1 mm
na superfície inferior



| | | | | | | |
|------------------------|------------|---------------|-------------------|-----------------|-----------------------|----------------------|
| Designed by Augusto | Checked by | Escala 1:1 | Date 8/18/2014 | Quantidade 2 | Tolerância 0,02 mm | Material Acrílico |
| <hr/> | | | | | | |
| topoCircular | | | Edition | Sheet 1 / 1 | | |



| | | | | | |
|-------------------------------------|------------|---------------|----------------------|-------------------|---------------------------|
| Designed by Augusto Santomartino | Checked by | Escala 1:1 | Tolerância 0,1 mm | Date 8/18/2014 | Material Acrílico |
| Espaçador | | | | | Edition Sheet 1 / 1 |