



UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO EXPERIMENTAL DE JATOS SINTÉTICOS PARA RESFRIAMENTO

MARCOS LEANDRO WOYCIEKOSKI

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, Março de 2013.

W938e Woyciekoski, Marcos Leandro.
Estudo experimental de jatos sintéticos para
resfriamento / Marcos Leandro Woyciekoski. – 2013.
75 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio
dos Sinos, Programa de Pós Graduação em Engenharia
Mecânica, 2013.

"Orientador: Prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee ; co-
orientador: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti."

1. Jatos sintéticos. 2. Número de Reynolds. 3. Resfriamento
de dispositivos eletrônicos. I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
(Bibliotecário: Flávio Nunes – CRB 10/1298)

ESTUDO EXPERIMENTAL DE JATOS SINTÉTICOS PARA RESFRIAMENTO

Marcos Leandro Woyciekoski

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS - como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee

Co-Orientador: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti

Banca examinadora:

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan – PPGEM - UNISINOS

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander – PPGEM - UNISINOS

Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller – PROMEC - UFRGS

“Precisamos estar dispostos a nos livrar da vida que planejamos, para podermos viver a vida que nos espera.”

Joseph Campbell

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee e minha co-orientadora, Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti por me concederem a oportunidade de desenvolver esta pesquisa.

Aos órgãos de fomento à pesquisa, CAPES, pela concessão da bolsa de estudos.

Aos Professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da UNISINOS, pela competência, disponibilidade e dedicação.

Aos membros da Banca, pelo aceite ao convite e pela disponibilidade para avaliar e contribuir para a melhoria desse trabalho e do meu aprendizado.

Aos Professores Dr. Mario Henrique Macagnan e Dr. Paulo Roberto Wander pela ajuda na disponibilização dos equipamentos no Laboratório da UNISINOS.

A Profa. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak pelo auxílio e ensinamentos durante os ensaios realizados no laboratório da UFRGS.

Ao Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller pela disponibilização dos equipamentos do Laboratório de Mecânica dos Fluidos na UFRGS.

Aos laboratoristas do curso de Engenharia Mecânica e Engenharia Elétrica da UNISINOS, bem como aos laboratoristas do curso de Engenharia Mecânica da UFRGS pela disponibilidade em ajudar na realização deste trabalho.

Aos colegas da turma do Mestrado em Engenharia Mecânica da UNISINOS, pelas parcerias nos trabalhos e pelas horas de laboratório compartilhadas.

E, especialmente, a minha amada Rosana, pela paciência, sempre ao meu lado nas longas madrugadas, apoiando, ouvindo e opinando ou simplesmente “estando perto”.

Enfim, meus sinceros agradecimentos a todas as pessoas que possam de alguma forma, terem colaborado para a realização deste trabalho.

FONTES DE FINANCIAMENTO DA PESQUISA



Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal
de Nível Superior - CAPES

RESUMO

WOYCIEKOSKI, M. L. **Estudo Experimental de Jatos Sintéticos para Resfriamento**. São Leopoldo, 2013. 75p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Unisinos, São Leopoldo, 2013.

Com a rápida evolução da tecnologia, os dispositivos eletrônicos tornaram-se compactos e com o alto poder de processamento, aumentando a geração de calor. Mas devido à baixa eficiência de ventiladores e dissipadores utilizados atualmente, há a necessidade de desenvolver novas formas de resfriamento. O uso de jatos sintéticos no resfriamento de dispositivos eletrônicos ainda é incipiente. Estudos mostram que este método pode ser uma alternativa eficaz. Assim, neste trabalho foi desenvolvido um estudo experimental com jatos sintéticos onde foram analisadas diferentes configurações de jatos com orifício retangular. Um alto-falante foi utilizado como diafragma e excitado através de um gerador de sinais senoidais para produzir o jato. A frequência de ressonância era desconhecida e foi necessário analisá-la antes de iniciar o experimento. O sistema foi montado em um suporte móvel para que fosse possível variar a posição vertical do gerador de jatos. Foram analisadas as dimensões do orifício para diferentes diâmetros hidráulicos (4 – 8 mm) e razões de aspecto (2 – 4), como também a profundidade da cavidade (2 – 8 mm). Também se analisou a transferência de calor através do impacto de jatos sobre uma placa aquecida. Dentre os estudos, verificaram-se outros parâmetros como o número de Reynolds e o número de Strouhal a fim de calcular a frequência mais adequada para a produção de vórtices. Os resultados demonstraram que para orifícios retangulares, as configurações com diâmetro hidráulico maior e razão de aspecto menor, são as melhores opções para resfriamento dos dispositivos eletrônicos.

Palavras-chave: Jatos sintéticos; número de Reynolds; resfriamento de dispositivos eletrônicos.

ABSTRACT

WOYCIEKOSKI, M. L. **Experimental Study of Synthetic Jets for Cooling**. São Leopoldo, 2013. 75p. Dissertation (Master Degree in Mechanical Engineering) – Postgraduate Mechanical Engineering Program, Unisinos, São Leopoldo.

With the rapid evolution of technology, electronics have become more compact and with higher processing power, increasing heat generation. Thus, there is a need to develop new forms of cooling, due to the low efficiency of cooling fans and heatsinks used currently. Using synthetic jets for cooling electronic device is still incipient but studies show that this method is an effective alternative. Thus, this work was developed an experimental study with synthetic jets where different configurations were tested with rectangular orifice. A loudspeaker was used as diaphragm and it was excited by a sinusoidal signal generator to produce the jet. The previously unknown resonant frequency was determined experimentally as part of this study. The system was mounted on a vertical traverse to allow changes in the vertical position of the synthetic jet generator. Orifice dimensions were analyzed covering variations in hydraulic diameter (4-8 mm) and aspect ratio (2-4), as well as the depth of the cavity (2-8 mm). Also the heat transfer was examined through the jet impingement on a hot plate. Other parameters such as Reynolds and Strouhal number were also examined in order to calculate the best frequency for jet performance. Results show that for rectangular orifice, geometries with larger hydraulic diameter and aspect ratio smaller are the best options for electronic cooling devices.

Keywords: Synthetic jets; Reynolds number; electronic cooling devices.

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

CTA – Constant Temperature Anemometer (Anemômetro de Temperatura Constante)

NBR – Norma Brasileira Registrada

SJA – Synthetic Jet Actuator (Atuador de Jatos Sintéticos)

ZNMF – Zero-Net-Mass-Flux (Fluxo de Massa Líquida Zero)

LISTA DE SÍMBOLOS

A – área [m^2]

A_d – amplitude máxima de deflexão [m]

b – largura do jato [m]

c – velocidade do som no fluido [m/s]

C_p – calor específico [J/(kg K)]

D – diâmetro hidráulico [m]

E – módulo de elasticidade do diafragma

f – frequência de oscilação do diafragma [Hz]

h – coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$]

H – espaçamento jato-superfície [m]

H_c – altura ou profundidade da cavidade [m]

H_o – altura ou espessura da placa do orifício [m]

i – corrente elétrica [A]

k – condutividade térmica [$\text{W}/(\text{m K})$]

l – comprimento do orifício [m]

L – comprimento da placa [m]

L_0 – comprimento de curso do jato [m]

L_c – comprimento de curso adimensional

L_p – comprimento do tubo [m]

LS – alto-falante

m – massa do diafragma [Kg]

Nu_{avg} – número de Nusselt médio

P – perímetro [m]

P_D – pressão dinâmica [Pa]

q_{conv} – fluxo térmico [W/m^2]

r_0 – raio do orifício [m]

r_c – raio da membrana

Re – número de Reynolds baseado na velocidade média

S – número de Stokes

S_p – área do tubo [m^2]

St_o – número de Strouhal

T_{inf} – temperatura ambiente [K]

T_s – temperatura da superfície aquecida [K]

U_{avg} – velocidade média de saída [m/s]

U_{max} – velocidade máxima de saída [m/s]

V_1 – volume aberto com o tubo [m^3]

V_c – volume da cavidade [m^3]

V – tensão [V]

V_{rms} – tensão RMS [V]

w – largura do orifício [m]

W_c – largura da cavidade [m]

Símbolos Gregos

ΔT – diferença de temperatura [K]

α – difusividade térmica [m^2/s]

β – coeficiente de Poisson

λ – comprimento de onda ou espessura do diafragma [m]

μ – viscosidade dinâmica [Pa s]

ρ – massa específica [kg/m^3]

τ – período de oscilação do diafragma [s]

ν – viscosidade cinemática [m^2/s]

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Geometria da cavidade de um jato sintético e suas dimensões.....	21
Figura 2.2 – Jatos sintéticos com um atuador de dupla ação.....	22
Figura 2.3 – Esquema de construção de um sistema de jato sintético em uma caixa com tubo longo.....	23
Figura 2.4 – Nomenclatura de um sistema de jatos sintéticos.....	27
Figura 3.1 – Corte detalhado do alto-falante e das placas.....	34
Figura 3.2 – Parâmetros dimensionais da placa inferior com orifício.....	35
Figura 3.3 – Detalhe das placas vista através do topo sem o alto-falante.....	36
Figura 3.4 – Esquema da bancada experimental para estudo de jatos sintéticos.....	37
Figura 3.5 – Detalhes dos sensores de temperatura LM35 na placa de cobre e afastado da superfície aquecida.....	38
Figura 3.6 – Parâmetros dimensionais da bancada experimental para estudo de jatos sintéticos.....	39
Figura 3.7 – Bancada experimental utilizada para análise da geração de jatos sintéticos.....	40
Figura 3.8 – Diagrama elétrico do anemômetro à temperatura constante.....	41
Figura 3.9 – Anemômetro portátil utilizado para medir a velocidade do ar.....	42
Figura 3.10 – Sonda de fio quente.....	43
Figura 3.11 – Transdutores de pressão e multímetros utilizados na calibração da sonda de fio quente. Laboratório de Mecânica dos Fluídos – UFRGS.....	44
Figura 3.12 – Equipamentos utilizados na calibração e nos ensaios do gerador de jatos sintéticos. Laboratório de Mecânica dos Fluídos - UFRGS.....	45
Figura 3.13 – Esquema para medição da frequência de ressonância.....	46
Figura 3.14 – Montagem do alto-falante para medir a frequência de ressonância ao ar livre.....	47
Figura 3.15 – Frequência de ressonância do alto-falante ao ar livre.....	48
Figura 3.16 – Frequência de ressonância de Helmholtz.....	49
Figura 3.17 – Direção das medições efetuadas na placa com o orifício.....	49
Figura 3.18 – Pontos de medição ao longo da linha de centro da saída do jato de $H=0$ a $8D$	50
Figura 3.19 – Pontos de medição na placa na direção radial em distâncias axiais ao eixo da linha de centro.....	51
Figura 4.1 – Variação da velocidade média pela frequência de excitação para uma cavidade com diferentes profundidades e orifício retangular de diâmetro hidráulico igual a 8 mm.....	53
Figura 4.2 – Variação da velocidade média com a frequência de excitação para uma cavidade com profundidade de 8 mm e orifício retangular de diâmetro hidráulico igual a 8 mm.....	54
Figura 4.3 – Variações de velocidade média, máxima e número de Reynolds para diferentes frequências, em um orifício retangular de diâmetro hidráulico igual a 8 mm com profundidade de 8 mm.....	56
Figura 4.4 – Velocidade média normalizada (U_{avg}/U_{max}) para distâncias $H=0$ a $H=8D$ com orifício retangular de dimensões 20 x 5 mm (Configuração 1) em três frequências definidas.....	58
Figura 4.5 – Velocidade média normalizada (U_{avg}/U_{max}) para distâncias $H=0$ a $H=8D$ com orifício retangular de dimensões 10 x 2,5 mm (Configuração 2) em três frequências definidas.....	59
Figura 4.6 – Velocidade média normalizada (U_{avg}/U_{max}) para distâncias $H=0$ a $H=8D$ com orifício retangular de dimensões 12 x 6 mm (Configuração 3) em três frequências definidas.....	60
Figura 4.7 – Velocidade média em distâncias $H=0$ a $H=8D$ em placas com orifício retangular nas três configurações com a frequência ótima de 161Hz.....	61

Figura 4.8 – Velocidade média normalizada (U_{avg}/U_{max}) no eixo do jato sintético em comparação com o estudo experimental de Chaudhari et al., (2009).....	62
Figura 4.9 – Seção de testes com anemômetro para mapeamento da largura do jato.	63
Figura 4.10 – Largura média do jato (b/D) em razão da distância axial (H/D) para orifício retangular com dimensões de 12 x 6 mm (Configuração 3) na frequência ótima em comparação ao estudo de Smith e Glezer (1998).	64
Figura 4.11 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio (h) pela distância axial entre o orifício e a placa aquecida (H/D) para as três configurações na frequência ótima.	65
Figura 4.12 – Variação do número de Nusselt médio pela distancia axial (H/D) para as três configurações na frequência ótima em comparação ao estudo de Chaudhari et al. (2010).....	67
Figura A.1 – Variação do erro na calibração da sonda de fio quente.....	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Parâmetros estudados na bancada experimental.....	52
Tabela 4.2 – Configurações de orifício utilizadas no estudo.....	53
Tabela 4.3 – Frequência de vibração, números de Strouhal e Reynolds, para a Configuração 1.	56
Tabela A.1 – Registro de uma calibração típica de uma sonda de fio quente.....	75

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 JUSTIFICATIVA	18
1.2 OBJETIVOS	19
1.2.1 Objetivo geral.....	19
1.2.2 Objetivos específicos.....	20
1.3 ESTRUTURA DA PESQUISA	20
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 JATOS SINTÉTICOS	21
2.1.1 Design dos Jatos Sintéticos.....	23
2.1.2 Princípios Físicos dos Jatos Sintéticos	24
2.2 CARACTERIZAÇÃO DOS JATOS SINTÉTICOS	26
2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR	29
2.4 DISSIPADORES DE CALOR.....	30
2.4.1 O Resfriamento Através de Jatos Sintéticos	31
3 METODOLOGIA.....	34
3.1 GERADOR DE FUNÇÕES	40
3.2 SENSORES DE TEMPERATURA	40
3.3 ANEMÔMETRO DE FIO QUENTE.....	41
3.4 FREQUÊNCIA NATURAL DO DIAFRAGMA.....	46
3.5 FREQUÊNCIA DE HELMHOLTZ.....	48
3.6 PONTOS DE MEDIÇÃO DE VELOCIDADE ESTUDADOS	49
4 RESULTADOS	52
4.1 PARÂMETROS ESTUDADOS	52
4.2 EFEITO DA PROFUNDIDADE DA CAVIDADE NA VELOCIDADE MÉDIA	53
4.3 NÚMEROS DE STROUHAL E REYNOLDS	55
4.4 EFEITO DAS DIMENSÕES DO ORIFÍCIO	57
4.5 ESTUDO DA REGIÃO RADIAL À LINHA CENTRAL DO JATO	62
4.6 ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	64
5 CONCLUSÃO.....	69
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71
APÊNDICE A	74
INCERTEZAS	74

1 INTRODUÇÃO

Devido à evolução dos dispositivos eletrônicos, houve um aumento na frequência de operação dos processadores. Este aumento da frequência consequentemente aumentou a capacidade de processamento de dados e a potência dissipada. Simultaneamente os dispositivos se tornaram menores, exigindo trocadores de calor mais eficientes. Assim, para o correto funcionamento do sistema, é indispensável o uso de dissipadores de calor para remoção do fluxo térmico gerado pelos circuitos.

A retirada de calor de um circuito através de dissipadores pode utilizar o ar como o fluido de trabalho por suas vantagens de disponibilidade, baixo custo e confiabilidade. Porém, esta estratégia de remoção de calor precisa de grande vazão volumétrica para escoamento do ar através dos dissipadores de calor, pois cada dissipador possui canais estreitos entre as aletas para passagem do fluido (CHAUDHARI; PURANIK; AGRAWAL, 2010a). O design eficiente de dissipação térmica possui restrições que se contradizem. Por um lado, deseja-se ter um ventilador de grande capacidade para produzir um volume de escoamento alto suficiente para que o ar circule pelo dissipador. Do outro lado, a compactação de dispositivos eletrônicos portáteis limita o tamanho físico disponível para sistemas de resfriamento. Percebe-se então a necessidade de estudar outras formas de refrigeração.

Entre as novas formas de resfriamento de circuitos eletrônicos está o uso de jatos sintéticos (CHAUDHARI; PURANIK; AGRAWAL, 2010a). Jatos sintéticos são formados quando um fluido é alternadamente succionado e ejetado através de uma cavidade com o movimento de um diafragma delimitador. Desta forma, apesar de existir um deslocamento médio de fluido a partir do orifício do jato, este não necessita da injeção de massa externa (SMITH; GLEZER, 1998). Na literatura, alguns termos são encontrados para designar um sistema de jato sintético, tais como, ZNMF (*Zero-Net-Mass-Flux*) termo em inglês para dispositivos com “fluxo de massa líquida zero” de Zhang e Tan (2007), SJA (*Synthetic Jet Actuator*) termo que significa “atuador de jato sintético” de Mallinson, Reizes e Hong (2001) ou apenas “jato sintético” de Smith e Glezer (1998), termo mais utilizado.

Entre os estudos relacionando o uso de jatos sintéticos e as características deste sistema, pode-se citar Smith e Swift (2003) que fizeram uma comparação de jatos sintéticos com jatos contínuos e chegaram à conclusão que na região de transição, jatos sintéticos

assemelham-se muito com jatos contínuos quando os perfis de velocidade média são idênticos. No entanto, os autores demonstram que na região inicial, jatos sintéticos são dominados por pares de vórtices que deslocam mais o fluido quando comparados a jatos contínuos. Desta forma, jatos sintéticos crescem mais rapidamente que os jatos contínuos, tanto em termos de largura do jato, quanto em volume de escoamento. No estudo de Smith e Glezer (1998), os pesquisadores observaram um grande arrastamento de fluido na região inicial do jato e relataram que, embora o aumento na vazão fosse menor com jatos sintéticos do que em jatos contínuos numa região distante do orifício, em alguns lugares pode ser quatro vezes maior quando comparada com a de um jato contínuo.

No estudo de Chaudhari et al. (2009), os pesquisadores mediram a velocidade de saída do jato na linha de centro do orifício para diversos parâmetros, dentre eles, a profundidade da cavidade, o diâmetro hidráulico do orifício e a frequência de excitação. Os resultados demonstraram a ocorrência de um efeito entre as dimensões da cavidade com a velocidade de saída. Estes efeitos são visíveis em frequências altas e mais sensíveis a alterações no tamanho do diâmetro hidráulico do orifício, em comparação com as mudanças na profundidade da cavidade. Em geral, a profundidade da cavidade desempenha um papel importante em frequências superiores à frequência de diafragma, porém para orifícios com diâmetros hidráulicos pequenos.

Na engenharia, existem várias aplicações para o sistema de jatos sintéticos, com diversas finalidades, tais como melhorar a transferência de calor, melhorar a mistura de combustível na câmara em motores de combustão, a vetorização dos jatos, criação de turbulência local e de propulsão em veículos (CHAUDHARI et al., 2009). É dentro desta realidade que se desenvolve este trabalho, com propósito de estudar experimentalmente o uso de jatos sintéticos para dissipação de calor em dispositivos eletrônicos.

1.1 JUSTIFICATIVA

Com a evolução tecnológica dos dispositivos e o alto poder de processamento, os dissipadores de calor a ar com uso de ventiladores estão se tornando obsoletos. Assim novas tecnologias para resfriamento vêm sendo investigadas. Dentro de alguns anos, deve-se utilizar o grafeno – folha planar de átomos de carbono – em substituição ao silício na produção de semicondutores, devido a sua maior eficiência. De acordo com Schwierz (2010), com o transistor de grafeno, já foi possível atingir uma frequência de corte de 100 GHz. Há uma

previsão de que em poucos anos deve-se alcançar frequências de 0,5 a 1 THz. Com isso, chips de computadores seriam beneficiados, gerando altas frequências ainda não utilizadas em semicondutores (DRAGOMAN et al., 2010). Além disso, com o grafeno, aumentará a miniaturização e densidade de componentes eletrônicos. Ou seja, mesmo que os dispositivos tenham a mesma potência, haverá um aumento de fluxo térmico. Junto com isso, deve haver um aumento natural na potência de consumo dos dispositivos. Então a combinação de grafeno e a evolução natural dos chips causará uma maior carga térmica. Assim, como o problema de dissipação de calor tende a aumentar, há a necessidade de pesquisas com o objetivo de buscar novas alternativas para o resfriamento dos dispositivos eletrônicos.

Uma alternativa promissora para a substituição do sistema de dissipação de calor convencional a ar com uso de ventiladores são os jatos sintéticos, pois esta tecnologia necessita de poucos elementos, como um alto-falante e alguns componentes eletrônicos. Além disso, existem diversas vantagens na utilização do sistema de jatos sintéticos em comparação com os ventiladores para uma mesma taxa de transferência de calor, tais como nível de ruído muito menor; menor consumo de energia; design mais simples devido ao formato de construção de um diafragma; maior confiabilidade intrínseca; menor problema de incrustação, já que a parte vibratória pode ser protegida do ambiente; fácil miniaturização e a possibilidade de diminuição ou eliminação do ruído (LASANCE; AARTS, 2008).

Assim, é justificada a importância de pesquisas que objetivam estudar o uso de jatos sintéticos para dissipação de calor em dispositivos eletrônicos, devido ao crescente avanço da tecnologia. O estudo da utilização de jatos sintéticos permitirá analisar a eficiência do sistema, contribuindo para a investigação de novas formas de resfriamento de dispositivos eletrônicos.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Considerando o contexto apresentado, este trabalho tem como objetivo geral estudar experimentalmente as características da geração de jatos sintéticos em uma geometria retangular para uso na dissipação de calor em dispositivos eletrônicos.

1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- Desenvolver experimentalmente um dispositivo gerador de jatos sintéticos;
- Estudar as frequências envolvidas no processo de geração dos jatos;
- Variar as dimensões do orifício retangular por onde são ejetados os jatos sintéticos e analisar o efeito das mesmas na produção do jato;
- Investigar as variações de velocidade média ao longo da linha de centro de saída do jato;
- Investigar as variações de velocidade média longitudinal na direção axial ao eixo do orifício;
- Analisar a transferência de calor do jato impactado sobre uma placa aquecida ao longo da linha de centro.

1.3 ESTRUTURA DA PESQUISA

Este trabalho desenvolve-se em cinco capítulos. No primeiro capítulo está inserida a introdução, a justificativa, os objetivos gerais e específicos, além da organização do texto.

No capítulo dois está a revisão bibliográfica. Neste capítulo são apresentados os assuntos referentes à transferência de calor, dissipadores de calor e jatos sintéticos com seus diversos parâmetros e características, além de referências de estudos de caso anteriores.

No terceiro capítulo a metodologia é apresentada, incluindo a bancada experimental, os materiais que foram utilizados na bancada, os testes realizados, as técnicas de medição e os parâmetros avaliados. Os resultados e as análises de dados são apresentados no quarto capítulo. O quinto capítulo apresenta a conclusão e as considerações finais a respeito do estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os temas discutidos na revisão bibliográfica seguem os principais pontos da pesquisa, tendo como foco principal a dissipação de calor através do uso de jatos sintéticos.

2.1 JATOS SINTÉTICOS

Jatos sintéticos são produzidos através da união de vários vórtices formados como resultado do movimento de um diafragma, conduzido por meio piezoelétrico, mecânico ou magnético, desde que a amplitude seja suficiente para induzir a separação do escoamento na saída de um orifício. Desta maneira, é formada uma camada de cisalhamento entre o fluido circundante e o fluido expulso, sendo que esta camada de vorticidade acumulada forma um anel de vórtices ou par de vórtices. Resumidamente, um jato sintético é uma sequência de anéis de vórtice criados um após o outro (LASANCE; AARTS, 2008). Estas características são mostradas na Fig. (2.1), onde se tem um esquema da formação do jato em uma cavidade. Na figura, H_C é a altura da cavidade, W_C é a largura da cavidade, D é o diâmetro hidráulico, H_O é a espessura da placa do orifício e A_d é a amplitude máxima de deflexão.

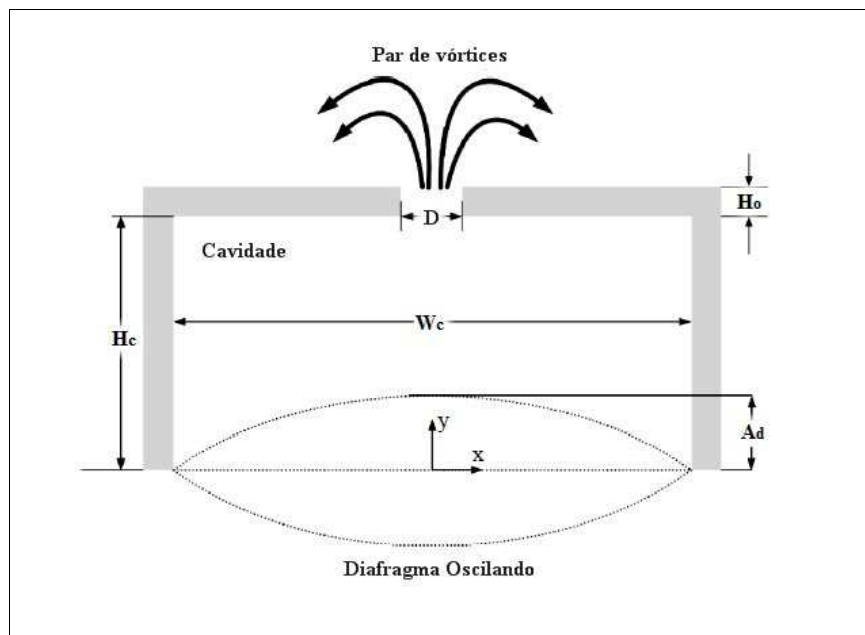


Figura 2.1 – Geometria da cavidade de um jato sintético e suas dimensões

Fonte: Celik; Edis, 2009.

Um jato sintético, ao contrário de um jato contínuo, opera sem injeção de massa líquida externa. O jato sintético é construído a partir de um fluido circundante (SMITH; SWIFT, 2003). A formação do jato é definida com o surgimento de uma velocidade ao longo do eixo do jato correspondente a geração advinda de um anel de vórtices (HOLMAN et al., 2005). Internamente, o diafragma, a cavidade e o orifício formam um ressonador de Helmholtz (dispositivo criado em 1850 por Hermann von Helmholtz utilizado para identificar as várias frequências ou campos musicais presentes na música e outros sons complexos). À medida que o diafragma oscila, o fluido é periodicamente arrastado para dentro e expelido para fora a partir do orifício. Na fase de expulsão do fluido, o anel de vórtice formado, sob certas condições de operação, produz o jato. Em outras condições de funcionamento, durante a sucção, o anel de vórtice volta ao orifício e nenhum jato é formado. Portanto, a formação do jato está diretamente relacionada ao fluxo de vorticidade do jato sintético (HOLMAN et al., 2005).

Outros estudos relatam a utilização de configurações diferenciadas de atuadores de jatos sintéticos, inclusive com a utilização de um diafragma de dupla ação, sendo um com orifício circular central e outro com bocal anelar (TRAVNICEK; FEDORCHENKO; WANG, 2005). No diafragma de dupla ação, o jato resultante gerado é ejetado alternadamente em duas cavidades, através de uma cavidade frontal e uma cavidade traseira. Quando o diafragma movimentado para cima empurra o fluido através do orifício circular central, Fig. (2.2a) e quando se movimentado para baixo empurra o fluido através do bocal anelar, Fig. (2.2b). O resultado final é a formação de anéis de vorticidade semelhantes ao de um orifício circular único.

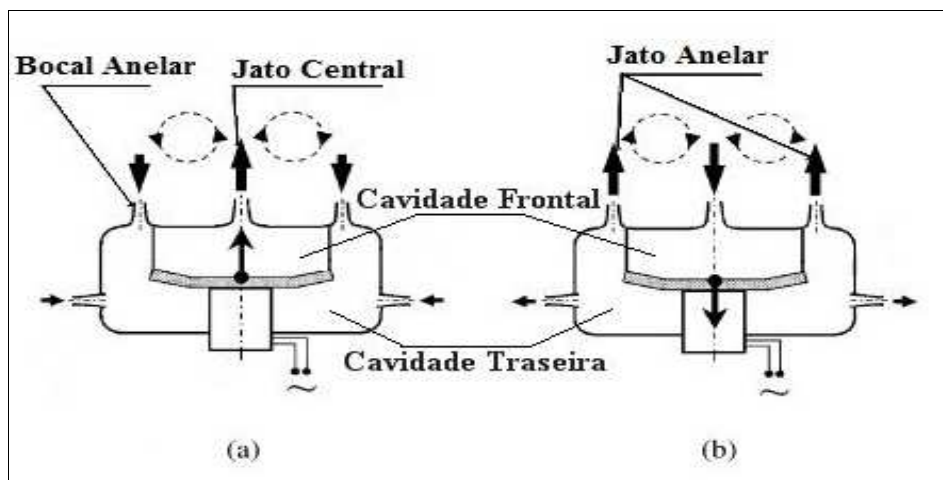


Figura 2.2 – Jatos sintéticos com um atuador de dupla ação
 Fonte: Adaptado de Travnicsek; Fedorchenko; Wang, 2005.

2.1.1 Design dos Jatos Sintéticos

Estudos sobre a reprodução de som com sinais de baixa frequência, utilizando pequenos transdutores conduziram a sistemas de alto-falantes ressonantes (AARTS; NIEUWENDIJK; OUWELTJES, 2006). Nestes sistemas há um alto-falante ligado a um tubo atuando como um ressonador. Na Fig. (2.3) é apresentado o modelo de ressonador onde LS é o alto-falante, VI é o volume aberto com o tubo, L_p é o comprimento do tubo e S_p é a área do tubo. Para uma condição ideal, o comprimento do tubo deve ser da ordem de $\lambda / 4$, onde λ é o comprimento de onda.

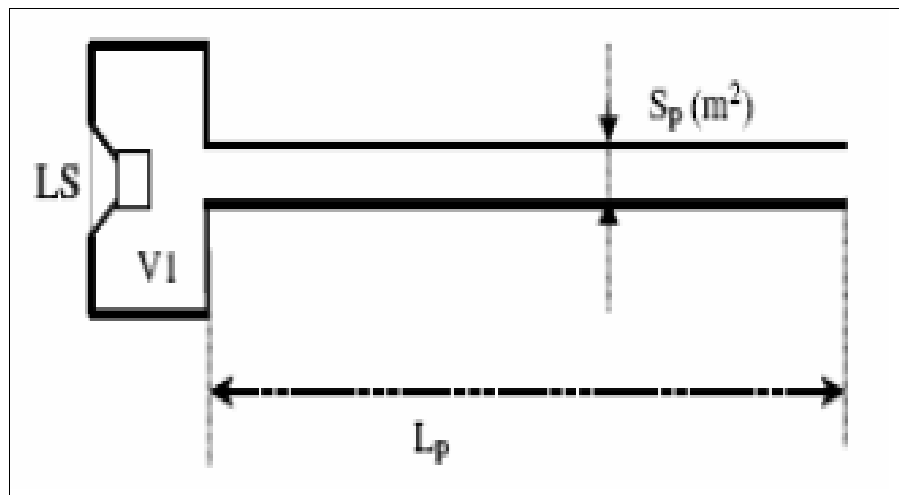


Figura 2.3 – Esquema de construção de um sistema de jato sintético em uma caixa com tubo longo

Fonte: Aarts; Nieuwendijk; Ouweltjes, 2006.

Lasance e Aarts (2008) observaram que sistemas como o mostrado na Fig. (2.3) produzem ondas de som que geram correntes de ar pulsantes perto da saída do tubo ao utilizar um pequeno alto-falante. Essa característica faz com que estes ressonadores efetivamente operem como um gerador de jatos sintéticos. Como descrito previamente, os jatos são sintetizados a partir da coalescência de um trem de vórtices como resultado do movimento harmônico de um diafragma conduzido por qualquer meio - piezoelétrico, mecânico ou magnético - desde que a amplitude seja grande o suficiente para induzir a separação de fluxo no orifício.

Em pesquisa publicada por Zhang e Tan (2007) foi relatada a realização de um experimento onde o atuador do jato sintético é formado por uma cavidade cilíndrica fechada

em que uma das extremidades é coberta por um diafragma com atuação flexível. Na outra extremidade há uma parede rígida com um orifício retangular. Nesse experimento, o diafragma atuador consiste em uma folha de cobre fina, ao invés de um alto-falante, no qual é ligado um disco cerâmico piezoelétrico que é excitado por um gerador de sinais de frequência variável em conjunto com um amplificador de potência. Observa-se que a região de arrefecimento é maior com o uso de jatos sintéticos em comparação com jatos contínuos.

2.1.2 Princípios Físicos dos Jatos Sintéticos

Os parâmetros dos jatos sintéticos baseiam-se num modelo que inclui um comprimento de curso adimensional, L_c , dado pela Eq. (2.1):

$$L_c = \frac{L_0}{D} \quad (2.1)$$

onde D é o diâmetro hidráulico, determinado pela área da seção transversal (A) e perímetro (P) do orifício, expresso pela Eq. (2.2):

$$D = \frac{4A}{P} \quad (2.2)$$

e L_0 é a distância em que um fluido se desloca no orifício durante metade do ciclo de ejeção, que é definida pela Eq. (2.3):

$$L_0 = \int_0^{\tau/2} U_0(t) dt \quad (2.3)$$

onde U_0 é a velocidade média de saída do jato e τ é o período de oscilação do diafragma, que pode ser expresso pela Eq. (2.4):

$$\tau = \frac{1}{f} \quad (2.4)$$

onde f é a frequência de oscilação do diafragma.

A frequência de oscilação da membrana pode ser expressa como a razão entre a velocidade média, U_0 , e o comprimento de curso, L_0 , conforme Eq. (2.5):

$$f = \frac{U_0}{L_0} \quad (2.5)$$

No modelo também é incluído o número de Reynolds, Re para caracterizar o regime de escoamento do fluido, baseado na velocidade média, conforme Eq. (2.6):

$$Re = \frac{\rho U_0 D}{\mu} \quad (2.6)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica, ρ é a massa específica e a razão destes termos resulta na viscosidade cinemática, dado pela Eq. (2.7):

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.7)$$

Com base na frequência de oscilação do diafragma f , na velocidade U_0 e no comprimento de curso L_0 é definido um número de Strouhal, dado pela Eq. (2.8):

$$St_0 = \frac{fD}{U_0} \quad (2.8)$$

Além disso, é possível calcular o número de Stokes conforme Eq. (2.9):

$$S = \sqrt{\frac{2\pi f D^2}{\nu}} \quad (2.9)$$

No caso dos parâmetros térmicos, o coeficiente de transferência de calor por convecção médio sobre uma região aquecida é calculado pela Eq. (2.10):

$$h = \frac{q_{conv}}{\Delta T} \quad (2.10)$$

onde q_{conv} é o fluxo térmico e ΔT , a diferença de temperatura entre a temperatura da superfície aquecida T_s e a temperatura ambiente T_{inf} , que pode ser calculado pela Eq. (2.11):

$$\Delta T = T_s - T_{in,f} \quad (2.11)$$

Outro parâmetro térmico é o número de Nusselt, que representa o aumento da transferência de calor como resultado do movimento do fluido – convecção – e é expresso pela Eq. (2.12):

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.12)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido.

A propriedade que indica como o calor se difunde através de um material é chamado de difusividade térmica e é definida pela Eq. (2.13):

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (2.13)$$

onde C_p é o calor específico.

2.2 CARACTERIZAÇÃO DOS JATOS SINTÉTICOS

Jatos sintéticos são caracterizados através de parâmetros geométricos (dimensões da cavidade e dimensões do orifício), comprimento adimensional de curso dos jatos L_0/D e pelo regime de escoamento, dado pelo número de Reynolds, (Re). Holman et al. (2005) estudaram analiticamente os jatos sintéticos prevendo um curso mínimo de $L_0/D > 0,5$ para jatos simétricos, onde é gerado um vórtice que desprende do orifício e se propaga longe suficientemente para evitar o re-arrastamento durante a fase de sucção. O limiar é mais elevado ($L_0/D > \pi$) para um jato bidimensional, (onde há formação de pares de vórtices), porém existe alguma variabilidade dos limiares de formação dependendo menos de detalhes geométricos. No caso de estudos experimentais, normalmente os valores apresentados são mais elevados, como por exemplo, $L_0/D > 5,5$ para um jato bidimensional ou $L_0/D > 1,5$ para um jato simétrico (PERSOONS; MCGUINN; MURRAY, 2011).

Para jatos sintéticos de impacto, o fluxo de campo também é caracterizado pelo espaçamento jato-superfície, que relaciona a distância entre o orifício e a placa aquecida, H , e

o diâmetro hidráulico do orifício, D , ou seja, H/D , conforme indicado na Fig. (2.4), além do comprimento de curso L_0/D e do Re .

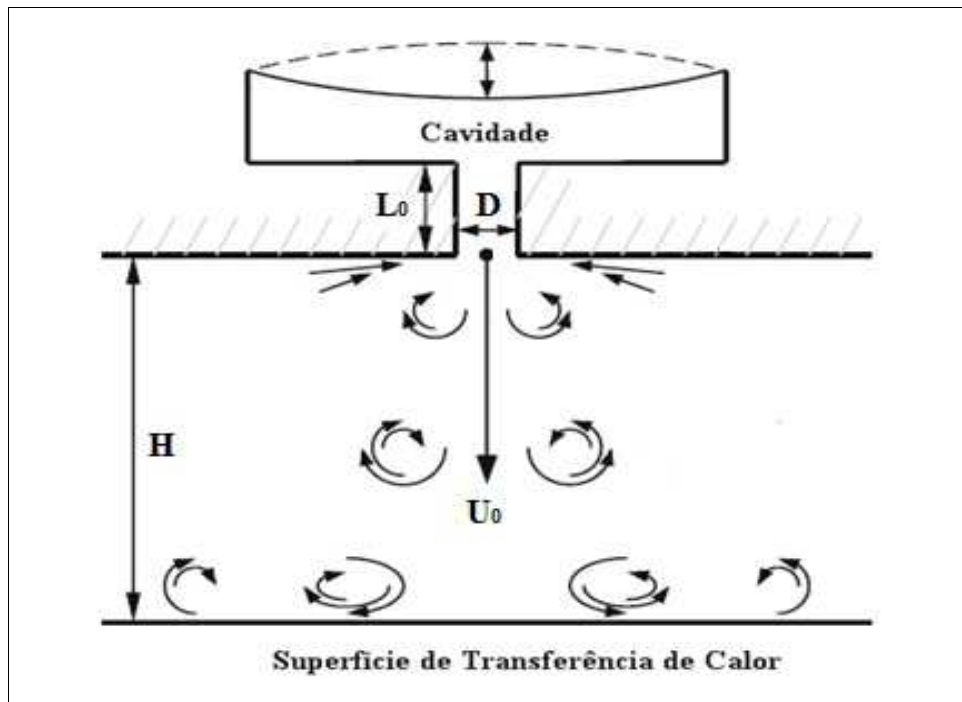


Figura 2.4 – Nomenclatura de um sistema de jatos sintéticos

Fonte: Valiorgue; Persoons; McGuinn; Murray, 2009.

Embora alguns estudos como o de Valiorgue et al. (2009), por exemplo, confirmem que Re e o comprimento de curso L_0/D são grandezas adequadas para o ajuste de fluxo dos jatos sintéticos, o efeito do curso é muitas vezes esquecido em estudos paramétricos. Existe um grande interesse em transferência de calor através de jatos sintéticos, porém são poucos estudos que relatam características consistentes e correlações com ampla variedade de parâmetros. Alguns estudos consideram apenas o efeito de certos parâmetros como L_0/D , Re , H/D e o formato do orifício, como no caso da variação da frequência do atuador a uma amplitude de tensão constante, pois desta forma tanto Re quanto L_0/D são afetados de maneiras diferentes (PERSONONS; O'DONOVAN, 2007).

Em se tratando do desempenho na transferência de calor, Gillespie et al. (2006) estudaram jatos sintéticos com um orifício retangular com os parâmetros: $4 < H/D < 23$; $100 < Re < 400$ e verificaram que a máxima taxa de transferência de calor ocorre em $14 < H/D < 18$. Para valores fora desta faixa de H , os jatos têm um desempenho menor e, conseqüentemente, a taxa de transferência de calor é reduzida. Nesse estudo, os autores

utilizaram uma frequência fixa e o comprimento de curso variando com o número de Reynolds, em um intervalo estimado em $6 < L_0 / D < 21$. Em estudo de Pavlova e Amitay (2006) foi relatado que a máxima taxa de transferência média de calor ocorre em $5 < H / D < 8$ para número de Reynolds entre 140 e 740. Para o mesmo Re e H / D , foram utilizados dois valores de frequência no atuador, 420 Hz e 1200 Hz, que produziram cerca de 40% de diferença na taxa de transferência de calor.

Em pesquisa realizada por Valiorgue et al. (2009), os pesquisadores utilizaram velocimetria de imagem para estudar o efeito do comprimento de curso ($1 < L_0 / D < 22$) em jatos sintéticos simétricos com $500 < Re < 2150$ e $H / D = 2$. Os resultados indicaram que a taxa de transferência de calor é influenciada significativamente por L_0 / H . Há um comprimento de curso crítico de $L_0 / H \approx 2,5$ ($L_0 / D \approx 5$) que marca dois diferentes regimes de fluxo. Para um baixo L_0 / H (ou $H \gg L_0$), os vórtices desenvolvidos perdem força antes do impacto. Para um alto L_0 / H (ou $H \ll L_0$), essa influência diminui, e a taxa de transferência de calor fica dependente, principalmente, do número de Reynolds.

De acordo com o estudo de Jain, Puranik e Agrawal (2011), a amplitude e a frequência do diafragma são parâmetros fundamentais que afetam o desempenho dos jatos sintéticos, pois são parâmetros variáveis que podem ser modificados alterando-se o sinal e a tensão de entrada para o diafragma. Adicionalmente, a cavidade também tem uma influência considerável no desempenho do jato. Uma cavidade com uma altura pequena, aproximadamente 7 mm, reduz a resistência ao escoamento e diminui a defasagem entre o movimento do diafragma e a velocidade na saída do orifício. O resultado é um aumento da velocidade do vórtice, permitindo que fiquem maiores e se desloquem mais rapidamente. Por sua vez, isso aumenta o número de Reynolds, bem como a massa ejetada a partir da cavidade. Assim, recomenda-se que a altura da cavidade seja a menor possível, porém não muito inferior a 7 mm.

Ainda de acordo com o estudo de Jain, Puranik e Agrawal (2011), o raio da cavidade é outro parâmetro importante, pois afeta tanto a amplitude quanto o deslocamento do diafragma. O diâmetro do orifício tem o maior efeito sobre os parâmetros de jato, pois a força de pressão no campo depende desta medida. Para uma dada configuração de amplitude e frequência, existe um diâmetro ótimo com a qual um escoamento máximo é obtido. O número de Reynolds para este diâmetro é um limite máximo ou próximo do máximo. A altura do orifício (H_o), também relatada por alguns autores como a espessura da placa do orifício, é analisada para que tenha um efeito maior sobre a velocidade máxima. Com uma altura ideal

do orifício, consegue-se uma velocidade mais elevada possível e um melhor escoamento de massa. Neste estudo, os autores concluíram que a largura e o formato da cavidade não demonstraram ter influência nos parâmetros de escoamento dos jatos de forma significativa.

Na pesquisa de Chaudhari et al. (2009), os pesquisadores investigaram experimentalmente o efeito da frequência de excitação de jatos sintéticos para cavidades de diferentes profundidades e orifícios de diferentes diâmetros hidráulicos. As frequências de ressonância foram identificadas como sendo a frequência do diafragma e a frequência de Helmholtz. Os resultados sugerem que a cavidade está ativa em certa faixa de frequências, ou seja, não há a formação de jatos se a frequência for inferior ou superior a uma certa frequência crítica. Dentro desta faixa, existem dois máximos - um correspondendo à frequência do diafragma e outro à frequência de Helmholtz. A frequência do diafragma foi determinada como aquela que corresponde à maior velocidade com o menor consumo de energia. Porém, a frequência do diafragma é independente de todos os parâmetros geométricos e de excitação investigados, pois foi utilizado o mesmo atuador em todas as experiências. Por outro lado, a frequência de Helmholtz é dependente do volume da cavidade. Em geral, a profundidade da cavidade desempenha um importante papel em frequências mais elevadas quando comparada à frequência do diafragma, para orifícios de diâmetros pequenos. No entanto, o efeito de profundidade da cavidade é pequeno em torno da frequência do diafragma.

2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Com a evolução dos equipamentos eletrônicos, surgiu a necessidade de aperfeiçoá-los, tornando-os compactos e leves, e com um maior processamento de dados, resultando em dispositivos mais eficientes. Porém, este aumento na eficiência fez com que o dispositivo elevasse seu consumo e sua geração de calor. Para isso, iniciaram-se pesquisas sobre formas de melhorar a troca de calor entre o dissipador e o dispositivo. Além do calor gerado, há problemas de espaço devido à compactação dos equipamentos modernos. Assim, a área de transferência de calor passou a requerer a adoção de novas tecnologias (INCROPERA; DEWITT, 2003).

Existem técnicas de resfriamento utilizando líquidos, além das mais usuais em equipamentos eletrônicos que utilizam a transferência de calor por convecção forçada de ar. A utilização de líquidos para resfriamento de dispositivos eletrônicos é limitada devido ao uso

com eletricidade, onde não podem ocorrer vazamentos a fim de danificar algum componente. Por esse motivo, a utilização de convecção forçada a ar ainda é a mais confiável e de menor custo para a dissipação térmica destes componentes.

Há vários estudos relacionados com jatos sintéticos, principalmente por possuírem um grande potencial de aplicação devido ao fato de não necessitarem a inserção de massa líquida no sistema e também pela flexibilidade para utilização em espaços miniaturizados, que são tendência na evolução tecnológica.

Existem diversas geometrias de orifício e cavidade em estudo para analisar qual possibilita melhorar transferência de calor. Chaudhari, Puranik e Agrawal (2010a) examinaram as formas de orifício quadrada, circular e retangular. Para utilização em espaço restrito, os mais favoráveis foram os orifícios retangulares, com maior diâmetro hidráulico e menor razão de aspecto, ou l/w , onde l é o comprimento do orifício e w sua largura.

Acredita-se que jatos sintéticos podem, num futuro próximo, substituir sistemas utilizando ar por convecção forçada em processadores, que possuem espaço limitado e alto fluxo térmico, melhorando sua vida útil e tornando-os mais eficientes.

2.4 DISSIPADORES DE CALOR

A forma mais comum de dissipação de calor em dispositivos eletrônicos é feita através da convecção forçada de ar. O dispositivo eletrônico é colocado em contato com dissipadores de área de superfície e condutividade térmica relativamente elevada, como indicam os trabalhos realizados por diversos pesquisadores: Chen e Young (2009), Wang et al. (2010), Shen et al. (2010). Estes dissipadores são fabricados geralmente em cobre, alumínio ou alumínio com incrustações de cobre. Como são condutores elétricos, torna-se necessária a utilização de um material de isolamento elétrico entre o dissipador e o componente eletrônico, mas com boa condutividade térmica, como é o caso das pastas térmicas.

O arrefecimento por convecção forçada é tipicamente baseado na utilização de diversas configurações de ventiladores, incluindo modelos adaptados para gabinetes. A circulação do fluido de arrefecimento pode ocorrer tanto de forma global quanto local quando utilizada em conjunto com dissipadores de calor. De certa forma os ventiladores podem

fornecer vazões de ar relativamente elevadas, contudo com a miniaturização dos dispositivos e aumento do fluxo de calor, torna-se necessário produzir um volume de escoamento ainda maior. Assim, é indispensável um ventilador de maiores proporções. Porém, além do tamanho ser um problema, os ventiladores tem algumas desvantagens: excesso de ruído, baixa confiabilidade em longo prazo e eficiência térmica baixa (MAHALINGAM; RUMIGNY; GLEZER, 2004).

2.4.1 O Resfriamento Através de Jatos Sintéticos

O jato sintético é uma nova tecnologia, utilizada para controlar o fluxo de calor e obter o resfriamento necessário, pois aumentam a dissipação de calor ao produzirem um escoamento com mais turbulência. Por tratar-se de um sistema "ZNMF", ou fluxo de massa líquida zero, jatos sintéticos possuem um formato ideal para fabricação a baixo custo através de técnicas de micro usinagem (CHEN et al., 1999).

Conforme estudos de Jambunathan et al. (1992), o resfriamento por jatos sintéticos é amplamente utilizado em casos onde é necessário transferir elevadas taxas de calor. Para melhorar a concepção destes sistemas é necessário um conhecimento dos parâmetros que afetam a taxa de transferência de calor. A taxa de transferência de calor, a partir da impactação de um jato sobre uma superfície, é uma função complexa com diversos parâmetros, como por exemplo, o formato do orifício e suas dimensões, assim como a temperatura do jato, e o efeito destes sobre o número de Reynolds (Re) e número de Nusselt (Nu). A escolha do projeto ideal torna-se mais complicado devido à mistura do ar ambiente através do jato. Quando a diferença de temperatura entre o jato e a superfície de transferência de calor é grande, em comparação com a diferença de temperatura entre o ar ambiente e a superfície, observou-se uma tendência de redução da troca de calor entre o jato e a superfície.

Em um estudo publicado por Pavlova e Amitay (2006), os pesquisadores investigaram experimentalmente a eficiência do resfriamento de uma superfície com fluxo de calor constante, comparando o desempenho do jato sintético com o do jato contínuo. Nas medições deste estudo, jatos de alta frequência (1200 Hz) foram relatados como sendo mais efetivos em distâncias axiais menores, e jatos de baixa frequência (420 Hz) demonstraram maior eficácia a distâncias axiais maiores. Além disso, verificou-se que o jato sintético esfria a superfície aquecida de uma forma mais eficaz quando comparado ao jato contínuo com os

mesmos números de Reynolds. Isso ocorre devido à vorticidade em conjunto com à pluma do jato sintético que tendem a aumentar a transferência de massa e energia na camada limite da superfície.

Em um estudo mais recente, Chaudhari, Puranik e Agrawal (2010a) investigaram as formas de orifício para jatos sintéticos em colisão com uma superfície aquecida. Foram considerados orifícios com forma quadrada, circular e retangular, com diferentes dimensões e razão comprimento/largura no intervalo de 1 a 20 com diâmetro hidráulico variando entre 3,8 e 8 mm. Foi verificado que orifícios quadrados e circulares comportam-se qualitativamente da mesma maneira, porém o comportamento de um orifício retangular é diferente. O orifício retangular com uma razão comprimento/largura entre 1 e 5,25 e mesmo diâmetro hidráulico, tem um desempenho melhor quando utilizado em menores distâncias. Com o aumento desta relação, o desempenho de resfriamento diminui inclusive para distâncias maiores. Um orifício retangular com diâmetro hidráulico maior e uma razão comprimento/largura menor é a melhor opção para sistemas com restrição de espaço.

Para Chaudhari, Puranik e Agrawal (2010b), a transferência de calor pela colisão de jatos sintéticos depende da variação da distância axial entre o jato e a superfície aquecida. O coeficiente de transferência de calor máximo obtido através de jato sintético foi 11 vezes maior do que o coeficiente de transferência de calor por convecção natural, mas o comportamento do número de Nusselt médio foi similar ao obtido para um jato contínuo. O coeficiente de transferência de calor médio foi afetado pelo diâmetro hidráulico do orifício e aumentou com a diminuição da espessura da placa do orifício. Entretanto a profundidade da cavidade produziu um efeito insignificante sobre este coeficiente. A máxima transferência de calor ocorreu na frequência de ressonância da cavidade, porém a transferência de calor aumenta, e em seguida diminui conforme o gerador de jatos afasta-se da superfície aquecida.

No estudo de Chaudhari, Puranik e Agrawal (2011), os pesquisadores exploraram o emprego de jatos sintéticos com o uso de múltiplos orifícios em uma única cavidade. Neste experimento existe um orifício circular central com vários orifícios circulares na sua periferia. O coeficiente de transferência de calor máximo foi aproximadamente 12 vezes maior do que aquele associado à convecção natural, e até 30 % maior quando comparado com um jato contínuo de orifício único. Observou-se que o número de orifícios em volta do orifício central afeta o coeficiente de transferência de calor em distâncias menores. Em uma distância menor, dois orifícios geraram um melhor desempenho, porém múltiplos orifícios ordenados sem o orifício central também apresentaram um bom desempenho em comparação com um sistema

com orifício central simples, como é o caso de um sistema convencional. Um orifício central com múltiplos orifícios ao redor produz um alto coeficiente de transferência de calor em distâncias pequenas, útil para resfriamento de componentes eletrônicos onde existe a restrição de espaço. Vários jatos com uma única cavidade podem ser usados para remoção de calor em dispositivos eletrônicos compactos, contudo, para resfriamento de uma superfície aquecida, pode-se usar um sistema com múltiplos orifícios e sem o orifício central.

Na pesquisa de Mahalingam e Glezer (2005), foram discutidos o projeto e o desempenho térmico dos jatos sintéticos na dissipação de calor em dispositivos eletrônicos de potência elevada. No experimento foi utilizado um módulo de jato sintético impulsionado por atuadores eletromagnéticos que operam a cerca de 200 Hz direcionando o jato ao longo das aletas do dissipador de calor. Esta configuração foi comparada a um método convencional com um ventilador acoplado a um dissipador de calor. Quando o dissipador de calor foi testado com jatos sintéticos a dissipação foi aproximadamente 40 % maior em comparação com o método convencional. Os coeficientes de transferência de calor obtidos com o uso de jatos sintéticos dentro dos canais do dissipador são 150 % maiores que os obtidos no método convencional, resultando em uma maior eficácia térmica do dissipador. A média de transferência de calor no fluxo do canal entre as aletas foi 2,5 vezes maior que a transferência de calor para o método convencional.

3 METODOLOGIA

A metodologia empregada neste estudo está baseada na revisão bibliográfica apresentada no capítulo 2, onde foram relatados os parâmetros para montagem de um sistema de jatos sintéticos. Para este estudo, foi desenvolvida uma bancada de testes, onde foram estudadas diferentes configurações de jatos sintéticos, variando a profundidade da cavidade e as dimensões do orifício retangular.

O gerador de jatos sintéticos confeccionado para este estudo é mostrado no diagrama da Fig. (3.1). Ele consiste de um alto-falante de 76 mm de diâmetro, modelo FSB51 de 8 ohms e 30 W da marca Eastech acoplado a duas placas quadradas fixadas de maneira sobreposta por parafusos. Na Fig. (3.1) é mostrado um corte detalhado da montagem do sistema de geração de jatos, com indicação da localização do alto-falante, das placas, da cavidade e do orifício.

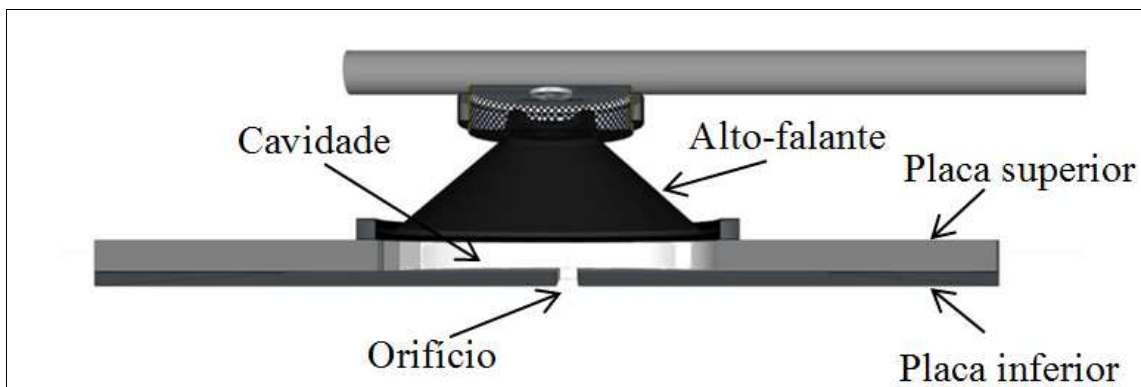


Figura 3.1 – Corte detalhado do alto-falante e das placas.

As placas utilizadas neste estudo foram projetadas em *software* AutoCAD, confeccionadas em acrílico transparente e produzidas por um equipamento com corte de precisão a laser, para obter maior exatidão na localização e dimensões dos orifícios. Estas placas foram encomendadas a uma empresa especializada na produção de peças em acrílico. A placa superior é quadrada com dimensões L de 200 mm e foram confeccionados 4 modelos com espessura H_C , de valores 2, 3, 4, 6 e 8 mm, que são utilizadas conforme andamento dos testes. Esta placa superior possui um orifício circular de 76 mm de diâmetro que é acoplada ao alto-falante, formando uma cavidade para o gerador. A placa inferior também é quadrada e possui dimensões L de 200 mm e espessura H_O de 3 mm, sendo acoplada à placa superior por

parafusos e é nesta placa inferior que estão localizados os orifícios testados no presente estudo. Foram confeccionadas 3 placas inferiores para 3 geometrias de orifícios retangulares de dimensões $w \times l$ como mostra o diagrama da Fig. (3.2).

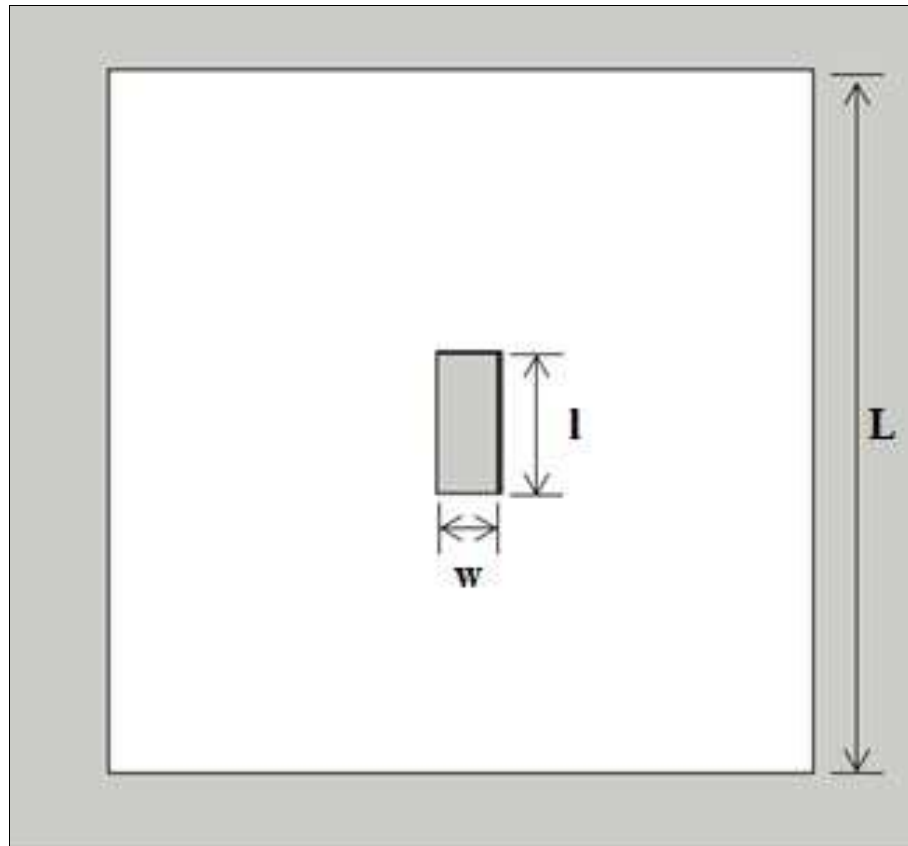


Figura 3.2 – Parâmetros dimensionais da placa inferior com orifício.

A configuração 1 contém um orifício de 5 x 20 mm, a configuração 2 contém um orifício de 2,5 x 10 mm e a configuração 3 contém um orifício de 6 x 12 mm. Conseqüentemente, o gerador de jatos sintéticos possui uma cavidade cilíndrica, mas com orifícios retangulares como mostra o diagrama da Fig. (3.3). Esta diferença de geometria não influencia o desempenho do jato sintético, pois geradores similares foram utilizados em vários estudos experimentais citados no capítulo 2, como por exemplo, com cavidade quadrada ou com orifícios em formatos circulares, quadrados e retangulares.

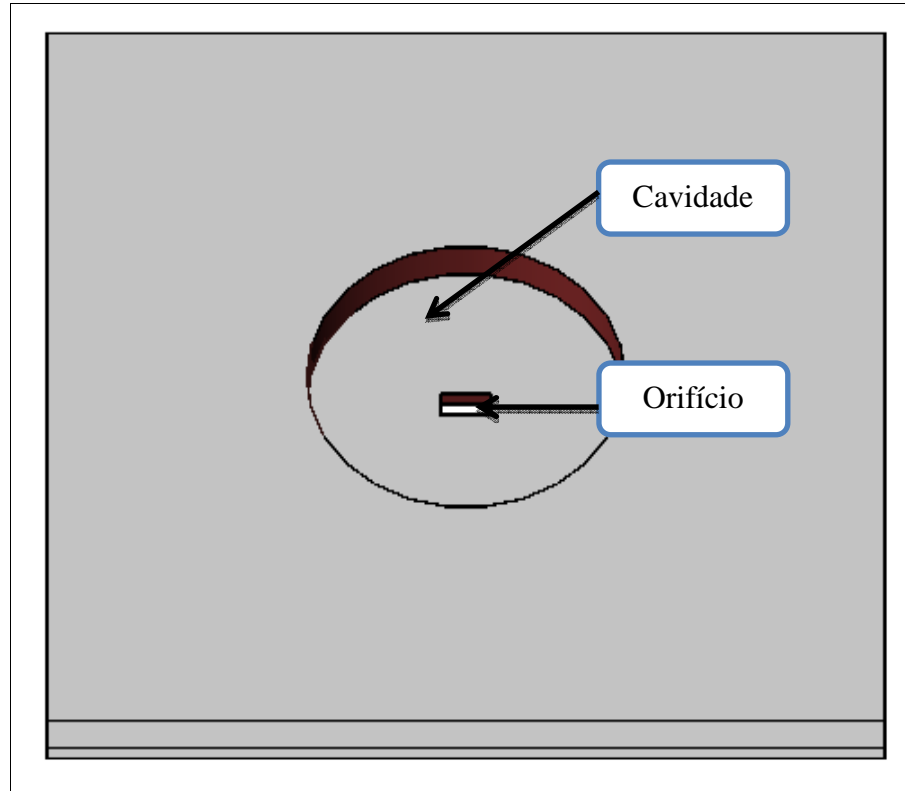


Figura 3.3 – Detalhe das placas vista através do topo sem o alto-falante.

Este gerador de jatos sintéticos foi fixado em um retroprojeto conforme esquematizado na Fig. (3.4). No suporte do retroprojeto, pode ser ajustada a distância entre o jato e a superfície aquecida através de um micrômetro da marca Mitutoyo. Construiu-se a placa aquecida a partir de um bloco de cobre de 40 x 40 x 0,5 mm e um aquecedor de 120 x 240 x 60 mm com uma resistência elétrica interna de 40 ohms, controlado com um termostato. O aquecedor foi colocado na base do retroprojeto e o bloco de cobre foi colocado sobre o aquecedor, no centro, para receber o impacto do jato sintético. Entre o aquecedor e o bloco de cobre foi colocada uma camada de pasta térmica para melhorar a condução de calor evitando bolsas de ar, devido às imperfeições nos materiais. No funcionamento, o aquecedor transfere calor para o bloco de cobre por condução e este é resfriado através do impacto dos jatos sintéticos. A potência fornecida pelo aquecedor é de 1000 W e mantém a temperatura controlada pelo termostato, em média a 68°C, próxima a de um processador.

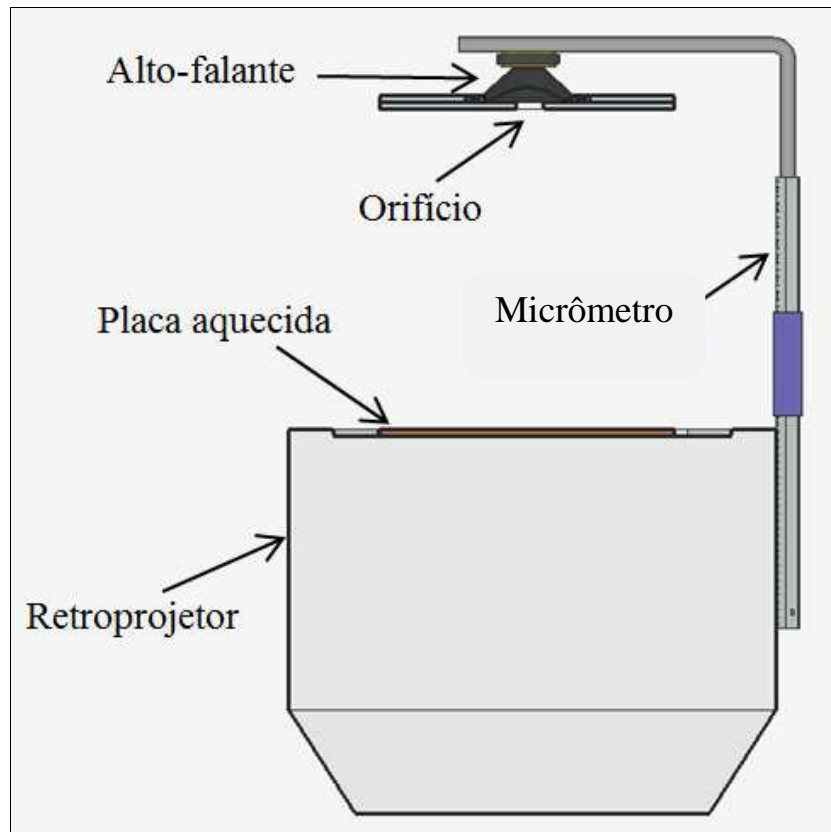


Figura 3.4 – Esquema da bancada experimental para estudo de jatos sintéticos.

O aquecedor fornece para a superfície da placa um fluxo de calor constante e controlado. A temperatura média da superfície da placa foi obtida através de sensores de temperatura LM35 instalados no centro do bloco de cobre e na periferia do aquecedor, a 50 mm do centro do bloco de cobre, conforme o esquema da Fig. (3.5). Outro sensor, instalado mais afastado da superfície aquecida (a 300 mm de altura da base), foi utilizado para medir a temperatura ambiente. Os dados foram adquiridos através de uma placa analógica - digital (A/D) com um processador PIC4550 funcionando a 20 MHz, que através de um código interno em linguagem C, envia a média de um total de 1000 amostras em tempo real, para um microcomputador utilizando o *software Labview* onde foram verificados os valores de temperatura após uma estabilização de aproximadamente 15 minutos.

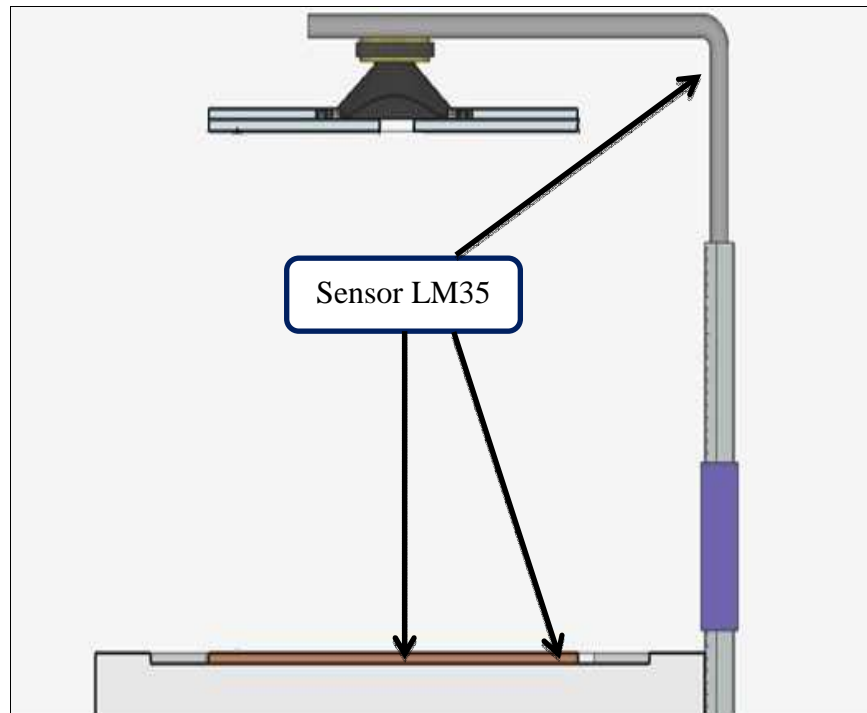


Figura 3.5 – Detalhes dos sensores de temperatura LM35 na placa de cobre e afastado da superfície aquecida.

O ar ejetado pelo orifício colide verticalmente sobre a placa aquecida a uma distância H , como mostrado no diagrama da Fig. (3.6). Diferentes distâncias entre a saída do jato no orifício e a placa de cobre foram testadas com a ajuda do suporte onde foi fixado o alto-falante. O resfriamento da placa, obtido com a colisão do jato sintético sobre a mesma, foi verificado através dos dados de temperaturas da superfície e temperatura ambiente. Na Fig. (3.7) é mostrada a bancada utilizada em laboratório para os experimentos, com as placas em teste e a localização do sensor de temperatura do ar ambiente. Nos experimentos, o retroprojetor foi utilizado apenas como suporte, não tendo sido ligada a lâmpada ou o ventilador do mesmo.

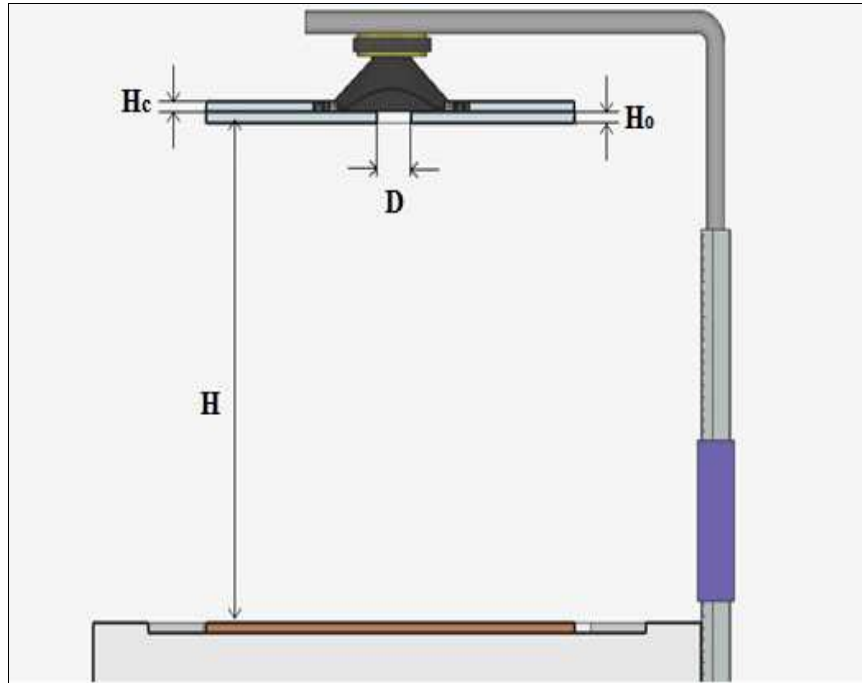


Figura 3.6 – Parâmetros dimensionais da bancada experimental para estudo de jatos sintéticos.

A potência fornecida ao aquecedor e a potência imposta ao alto-falante foram medidas com o auxílio de um multímetro. A frequência de excitação aplicada ao alto-falante foi controlada por um gerador de sinais e monitorada com o auxílio de um osciloscópio. A velocidade do jato foi verificada através de um anemômetro de fio quente.

Desta forma, houve a possibilidade de analisar o efeito das dimensões dos orifícios, verificando-se e ajustando-se a frequência e a distância entre jato-superfície, de maneira que foi possível alcançar a máxima transferência de calor do sistema desenvolvido. Assim, foram escolhidas frequências para que operassem próximas à frequência de ressonância de Helmholtz. Após todos os ajustes no sistema, os resultados foram comparados com estudos anteriormente realizados, apresentados no capítulo 2.

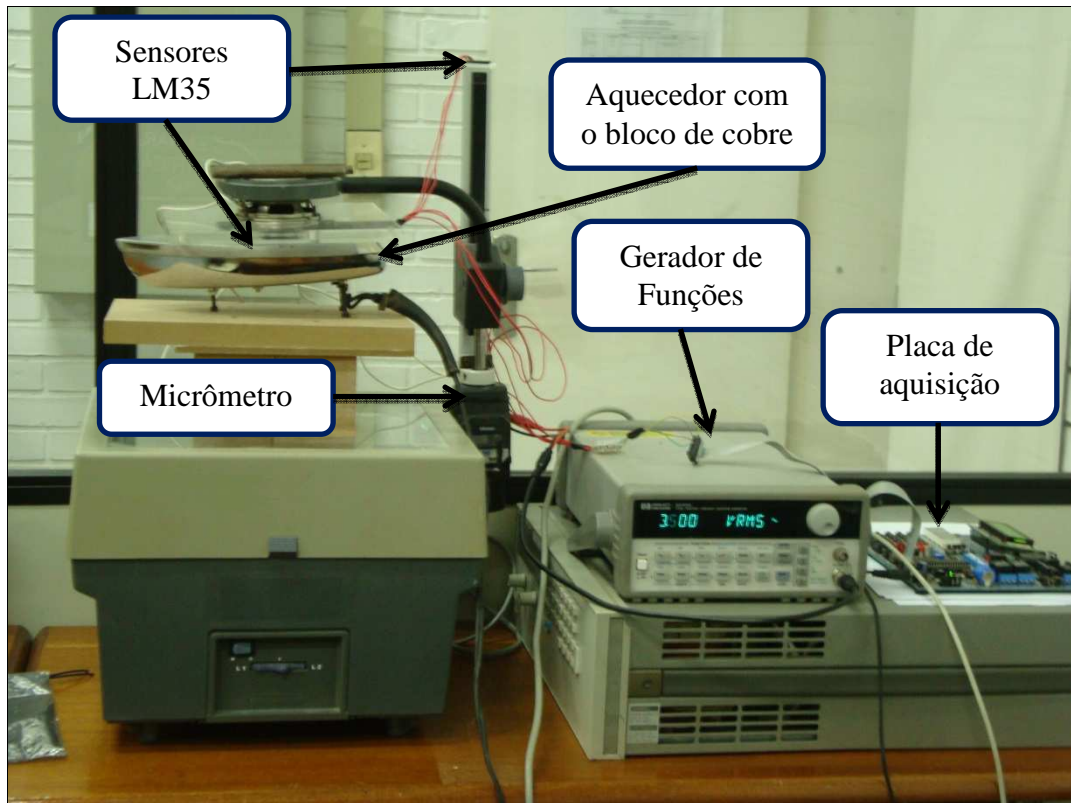


Figura 3.7 – Bancada experimental utilizada para análise da geração de jatos sintéticos.

3.1 GERADOR DE FUNÇÕES

O equipamento utilizado para gerar o sinal de entrada para o alto-falante é um gerador de funções modelo 33120a da *Hewlett-Packard Company*. O sinal utilizado no ensaio foi no formato senoidal com uma amplitude de $3,5 V_{rms}$. A frequência do sinal foi um dos parâmetros estudados neste trabalho e variou entre 10 Hz e 20 kHz para identificação da frequência de ressonância, e de 100 a 200 Hz para os ensaios com jatos sintéticos. Um osciloscópio foi ligado à entrada do alto-falante para medir a amplitude do sinal, verificar o formato da onda e validar os dados obtidos através do multímetro.

3.2 SENSORES DE TEMPERATURA

O sensor LM35 é um sensor de precisão, fabricado pela *National Semiconductor*, que possui uma saída de tensão linear relativa à temperatura. Possui em sua saída um sinal de 10 mV para cada grau Celsius de temperatura, e não necessita de calibração externa. Este

sensor trabalha com temperaturas entre -55°C e 150°C e fornece com exatidão, valores de temperatura com variações de $\frac{1}{4}^{\circ}\text{C}$ ou até mesmo $\frac{3}{4}^{\circ}\text{C}$ dentro da faixa de temperatura, sendo que a precisão é definida como o erro entre a tensão de saída, de $10\text{ mV} / ^{\circ}\text{C}$, vezes a temperatura do dispositivo. Para que a temperatura do ar não afete a medição, conforme o fabricante foi colocado um leve revestimento de cola epóxi no sensor em contato com a superfície de interesse, assim o LM35 não fica em contato com o ar na medição da placa aquecida. Para medição da temperatura ambiente, não há qualquer produto em contato com o sensor.

3.3 ANEMÔMETRO DE FIO QUENTE

O anemômetro de fio quente a temperatura constante (CTA) foi utilizado para obtenção das medições de velocidade. Este sistema utiliza um fio que é aquecido a uma temperatura acima da ambiente por uma corrente elétrica. O funcionamento é baseado em uma ponte de Wheatstone e um servo amplificador mostrado na Fig. (3.8), onde o fio (R_W) é o braço ativo desta ponte. O servo amplificador (G) é normalmente utilizado para equilibrar o circuito de controle da corrente que é aplicada ao fio, mantendo a resistência ôhmica e conseqüentemente, a temperatura constante.

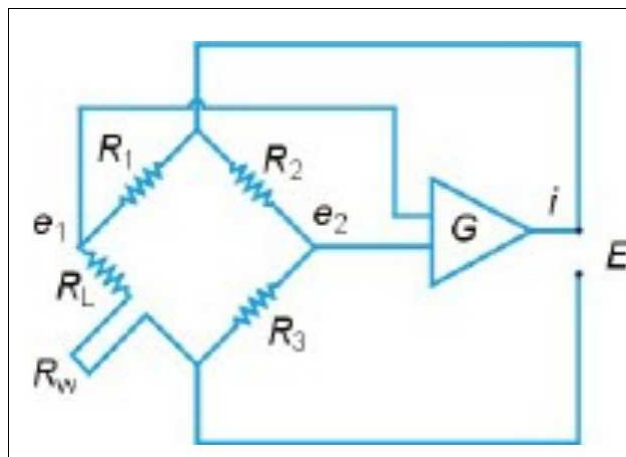


Figura 3.8 – Diagrama elétrico do anemômetro à temperatura constante.

Fonte: Dantec.

A tensão de saída do CTA é proporcional à corrente necessária que circula através do fio equilibrando o circuito de ponte de Wheatstone. O funcionamento do fio quente é baseado na taxa de transferência de calor por convecção forçada partindo do fio para o fluido.

A taxa de transferência de calor por convecção forçada depende das alterações da velocidade do fluido, ou seja, essa alteração resulta em uma mudança na temperatura fazendo com que o sistema de controle ajuste a quantidade de corrente que passa através do fio quente para manter sua temperatura constante.

Antes de cada medição deve ser feita uma calibração, estabelecendo uma relação entre a velocidade do fluido e a tensão da ponte de Wheatstone, para determinada temperatura. Neste trabalho foram utilizados dois equipamentos de anemometria. O primeiro foi um equipamento portátil da marca Lutron, modelo AM-4204HA, que possui uma sonda telescópica com um fio próximo a extremidade, conforme Fig. (3.9). Este anemômetro possui uma precisão de $\pm 0,02$ m/s ou ± 5 % do valor lido de velocidade (0,2 – 20 m/s), de acordo com as informações disponibilizadas pelo fabricante. Este equipamento, além de permitir medir valores instantâneos de velocidade e temperatura, pode calcular valores mínimo, médio e máximo de um conjunto de medições adquiridas durante um determinado intervalo de tempo, bastando para isso definir a taxa de aquisição para depois visualizar no mostrador digital, os valores de velocidade e temperatura obtidos. Os valores das incertezas estão disponibilizados no Apêndice A.



Figura 3.9 – Anemômetro portátil utilizado para medir a velocidade do ar.

Fonte: Lutron Electronic.

Como jatos sintéticos são formados pela ejeção e sucção do ar, e o fio quente está de certa forma dentro da sonda, isso gera uma interferência no escoamento e consequentemente, na leitura da velocidade. Para validar estes valores, foi utilizado outro

anemômetro de fio quente, porém com um fio sem interferência e disposto na periferia da sonda. Este segundo equipamento possui uma sonda de temperatura constante modelo 55P11 da Dantec, com uma resistência de tungstênio como sensor, de 1 mm de comprimento e 5 μm de diâmetro, montado sobre duas pontas em forma de agulha, como mostrado na Fig. (3.10).

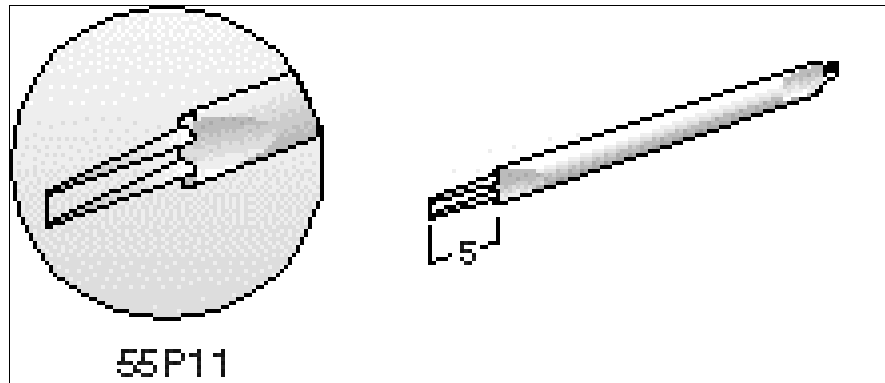


Figura 3.10 – Sonda de fio quente.

Fonte: Dantec.

Para iniciar as medições foi necessário verificar a pressão atmosférica, a temperatura ambiente e a temperatura de escoamento, para evitar variações significativas entre o início e o final do experimento e que pudessem comprometer todos os ensaios. A temperatura ambiente e a pressão atmosférica tiveram uma variação máxima de 1°C e 0,07 kPa, respectivamente, nos dias que efetuou-se as medições em laboratório. A calibração das sondas de anemometria de fio quente foi realizada no interior de um canal aerodinâmico. Este túnel de vento possui um canal de circuito aberto de seção retangular confeccionado com placas de acrílico, onde o ar é impulsionado por um ventilador centrífugo e controlado através de um inversor de frequência, que regula a rotação do motor elétrico. Após estabilizar o escoamento, a temperatura do fluido de trabalho era verificada no interior do túnel de vento. A velocidade de referência do escoamento foi medida com um tubo de Pitot e um manômetro eletrônico. Com a velocidade de referência conhecida, o tubo de Pitot foi retirado e no mesmo local foi colocada a sonda de fio quente modelo Dantec 55P11. O anemômetro de fio quente necessita de uma calibração da sonda que foi utilizada na medição. Esta calibração do anemômetro de fio quente foi realizada utilizando dois manômetros eletrônicos e dois multímetros aferidos, para determinar a relação entre velocidade e tensão, como mostrado na Fig. (3.11). Esta relação entre velocidade e tensão é descrita através do ajuste de uma função pela expressão de Collis e Williams dada pela Eq. (3.1):

$$\bar{U} = [(E^2 - E_0^2)/B_C]^{1/n} \quad (3.1)$$

onde U é a velocidade média do escoamento, E é a tensão de saída, E_0 é a tensão para a velocidade nula, enquanto B_C e n são as constantes de calibração, (MÖLLER, 2000). A calibração foi processada por um programa de ajuste que calcula as constantes da sonda. Após a calibração, pode-se visualizar o nível de exatidão para análise das medições, que está em detalhes no Apêndice A.

Esta etapa do trabalho experimental foi realizada no Laboratório de Mecânica dos fluídos, do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

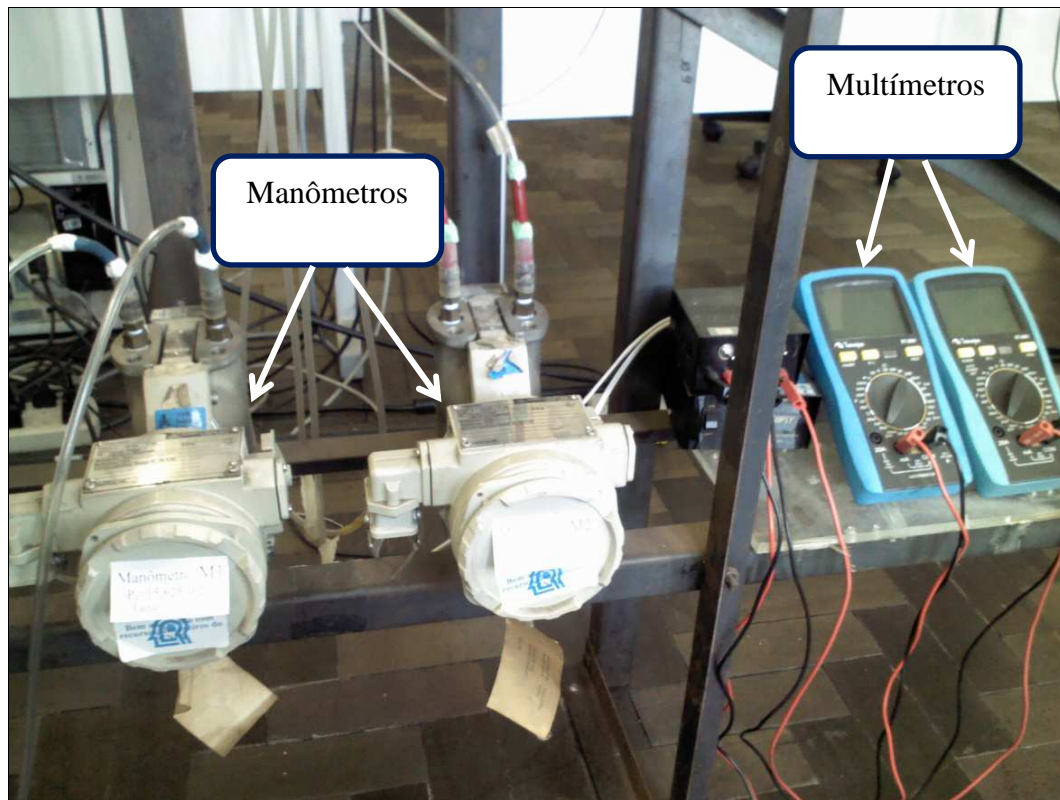


Figura 3.11 – Transdutores de pressão e multímetros utilizados na calibração da sonda de fio quente. Laboratório de Mecânica dos Fluídos – UFRGS

A velocidade do escoamento é medida, por intermédio de um equipamento do fabricante Dantec, modelo *StreamLine 90N10*. Os dados de velocidade foram adquiridos por intermédio de uma placa conversora analógico/digital (A/D), modelo *National Instruments 9215-A*, com interface USB e 4 canais simultâneos de entrada analógica, com resolução de 16 bits operando entre +/- 10 V, controlada por um computador pessoal, como mostrado na

Fig. (3.12). O aplicativo utilizado é o *StreamWare*, versão 3.4, da Dantec para ajuste e configuração dos parâmetros da sonda e para a aquisição dos dados. As curvas de calibração são obtidas, geralmente, a partir de 10 pontos de medição, distribuídos no intervalo entre zero até um valor conveniente, acima da velocidade máxima esperada para o experimento. Tanto o tubo de Pitot quanto a sonda de fio quente foram movimentados por um posicionador que possui ajuste em coordenadas x, y e z.

O tubo de Pitot também foi utilizado nos testes com o gerador de jatos sintéticos. Foi utilizado um dos transdutores de pressão, que fornecia o valor de pressão com sinal de corrente elétrica (4 a 20 mA), e este valor era visualizado através de um dos multímetros. De posse destes valores, foi realizada a conversão através da Eq. (3.2), onde P_D é a pressão dinâmica, em Pa, e i é a corrente elétrica, em mA.

$$P_D = 15625i - 62,5 \quad (3.2)$$

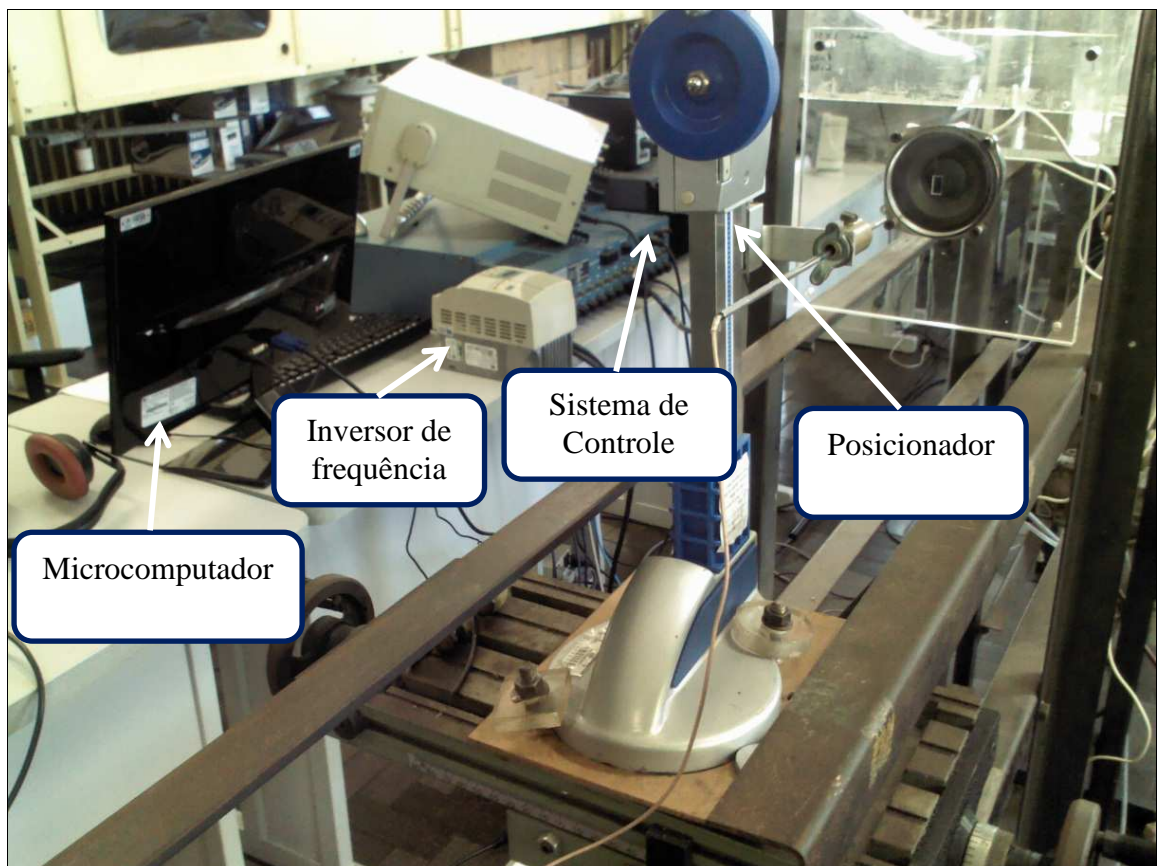


Figura 3.12 – Equipamentos utilizados na calibração e nos ensaios do gerador de jatos sintéticos. Laboratório de Mecânica dos Flúídos - UFRGS

3.4 FREQUÊNCIA NATURAL DO DIAFRAGMA

Para analisar o escoamento na cavidade, duas frequências de ressonância acontecem: a frequência natural do diafragma e a frequência de Helmholtz (GALLAS et al., 2003). A frequência natural do diafragma depende do material do diafragma, de sua massa, de suas dimensões e amplitude de vibração, e é calculada por:

$$f_D = \left(\frac{1}{2\pi} \right) \left[\left(\frac{m}{6\pi^2 r_c^4} \right) \left(\frac{\pi r_c^6 (1 - \beta^2)}{16E\lambda^3} \right) \right]^{-0,5} \quad (3.3)$$

onde r_c é o raio da membrana, E é o módulo de elasticidade do diafragma, β é o coeficiente de Poisson, λ é a espessura do diafragma, e m é a massa do diafragma.

A frequência de ressonância de um alto-falante é a frequência material de vibração do diafragma e da bobina móvel. Quando se aplica a um alto-falante um impulso elétrico que separe a bobina móvel e o diafragma da sua posição de equilíbrio, e se o impulso for interrompido bruscamente, a bobina móvel e o diafragma oscilarão com certa frequência fixa, de amplitude de onda decrescente até recuperar a posição de equilíbrio. Essa frequência é a frequência de ressonância do alto-falante (VASSALLO, 2005). A frequência de ressonância depende essencialmente das características construtivas do alto-falante. Para encontrar a frequência de ressonância experimentalmente, utilizou-se o esquema da Fig. (3.13).

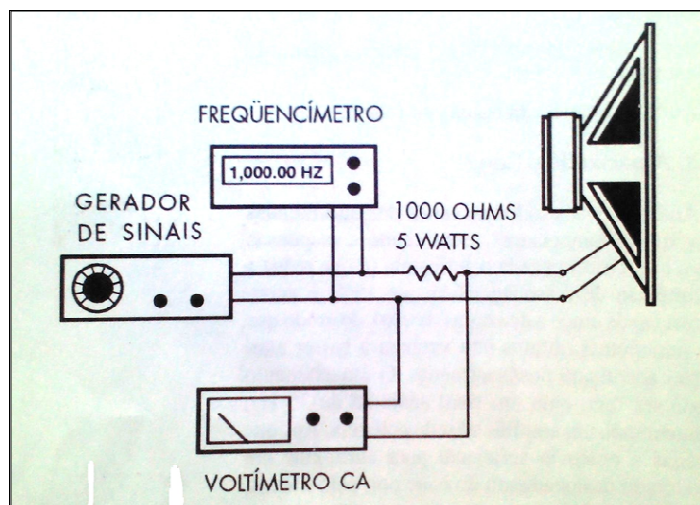


Figura 3.13 – Esquema para medição da frequência de ressonância.

Fonte: Silva, 1997.

Conforme Silva (1997), a medição deve ser feita com o menor nível de tensão possível, sendo que o ideal são valores abaixo de 1 V. O mais comum é colocar o alto-falante suspenso por um cabo, preso a um suporte, com um espaço livre a seu redor de aproximadamente 1 m, sem objetos ou superfícies próximas. Deve-se variar a frequência do gerador de funções de 10 a 300 Hz até que o voltímetro indique um pico. Esta medição foi realizada conforme mostrado na Fig. (3.14).

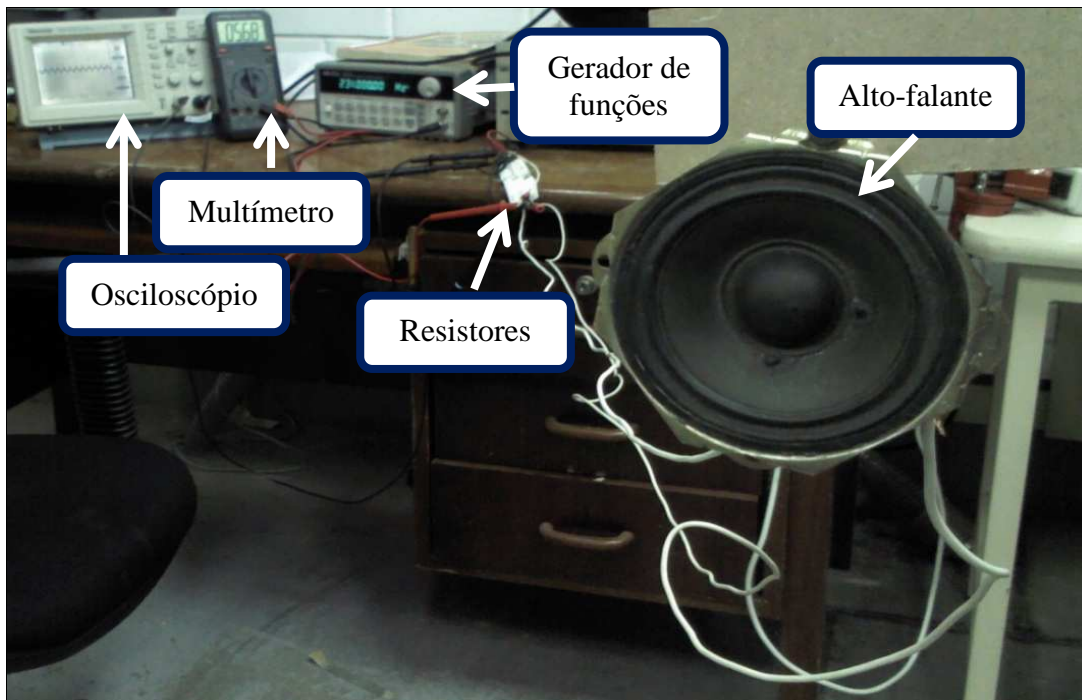


Figura 3.14 – Montagem do alto-falante para medir a frequência de ressonância ao ar livre.

Em modelos de alto-falantes que reproduzem sons graves, a frequência de ressonância é encontrada por volta dos 100 Hz, para modelos médios e agudos, estes valores são mais elevados, para tanto, a faixa de varredura deve ser adequada ao modelo. O valor da frequência de ressonância indicada no gerador de funções corresponde ao valor máximo indicado pelo voltímetro. Na Fig. (3.15) pode-se notar que o pico, ou valor máximo de tensão, encontra-se em aproximadamente 2,6 mV e a leitura do gerador de funções é de 233 Hz, que é então a frequência de ressonância ao ar livre deste modelo de alto-falante.

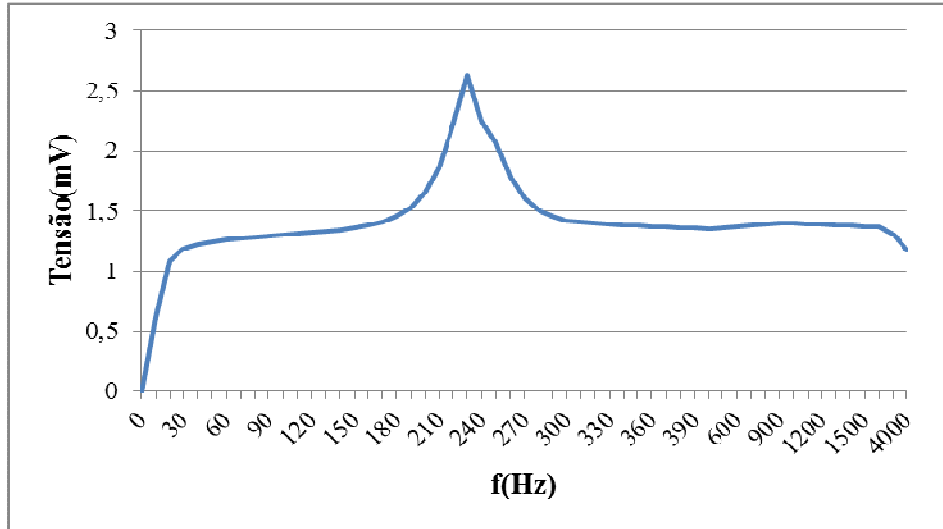


Figura 3.15 – Frequência de ressonância do alto-falante ao ar livre

3.5 FREQUÊNCIA DE HELMHOLTZ

A frequência de Helmholtz está relacionada com a cavidade e o orifício. É constituída pelo volume de ar contido em uma cavidade que entra em ressonância com o ar em movimento através de um orifício, fazendo ligação do interior da cavidade com o ambiente externo. A frequência de Helmholtz é dada por:

$$f_H = \left(\frac{1}{2\pi} \right) \left[\left(\frac{4\rho H_0}{3\pi r_0^2} + \frac{8\rho}{3\pi^2 r_0} \right) \left(\frac{V_c}{\rho c^2} \right) \right]^{-0,5} \quad (3.4)$$

onde c é a velocidade do som no fluido, H_0 é a espessura do orifício, r_0 é o raio do orifício, e V_c é o volume da cavidade.

O cálculo dessa frequência para jatos sintéticos geralmente não resulta no valor que se encontra experimentalmente. Isso pode estar relacionado com o formato do orifício, pois esta é uma fórmula geral e diversos autores tem alterado a fórmula para chegar a valores próximos. Para verificar a frequência de Helmholtz experimentalmente, posiciona-se o alto-falante junto às placas visualizadas na Fig. (3.3) e utiliza-se o mesmo esquema de medição mostrado na Fig. (3.13). Neste caso, como a ressonância tem relação com a cavidade e o orifício, não houve a necessidade de afastá-lo da bancada para realizar as medições. Para tanto, utilizou-se a cavidade com profundidade de 8 mm e realizou-se uma varredura na mesma faixa de frequências (10 a 300 Hz), até que o voltímetro indique um pico. Na Fig. (3.16) verifica-se o pico em aproximadamente 1,4 mV e a leitura do gerador de funções

indicou 180 Hz, que é a frequência de ressonância de Helmholtz para a cavidade com profundidade de 8 mm.

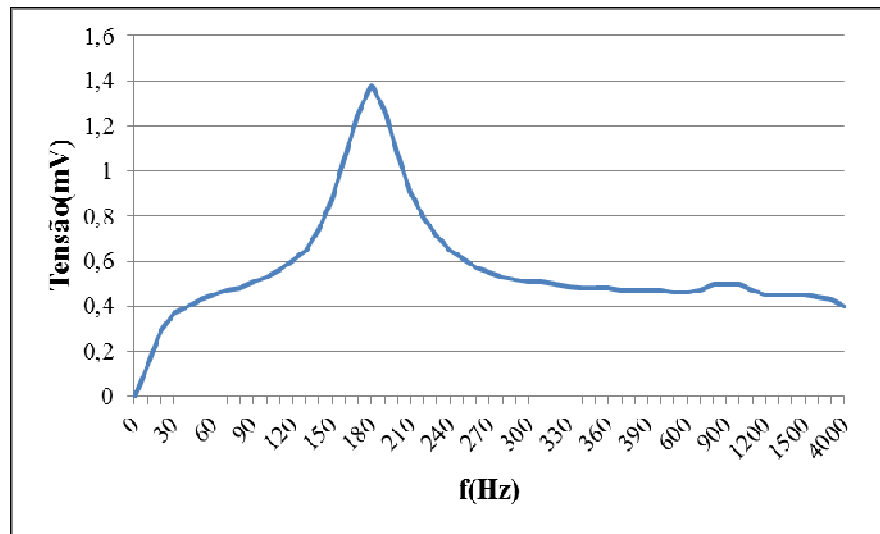


Figura 3.16 – Frequência de ressonância de Helmholtz

3.6 PONTOS DE MEDIÇÃO DE VELOCIDADE ESTUDADOS

No estudo foi necessário selecionar algumas posições para efetuar as medições de velocidade. As placas foram fixadas em frente à sonda de fio quente. Após a fixação, a sonda foi movimentada, a partir do centro ($H=0$), para as direções cartesianas, conforme indicado na Fig. (3.17).

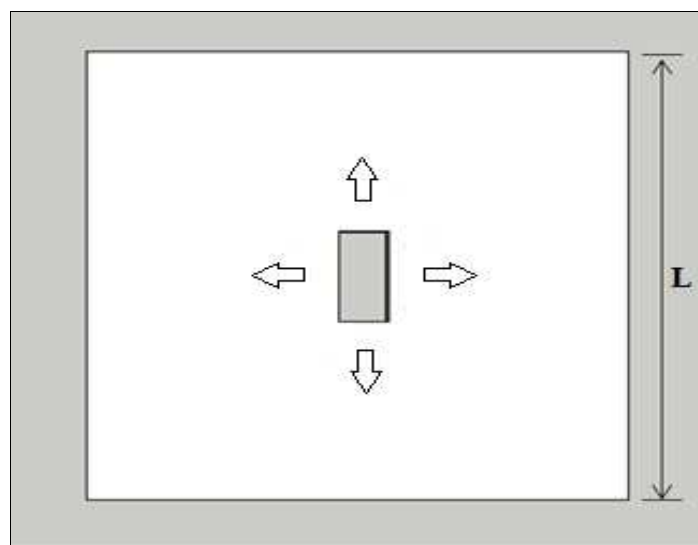


Figura 3.17 – Direção das medições efetuadas na placa com o orifício

Na Fig. (3.18) são mostrados os pontos extremos onde foi analisada a velocidade média do jato, ou seja, as medições percorrem ao longo da linha de centro em até 8 vezes o diâmetro hidráulico do orifício ($H/D=0$ até $H/D=8$) em intervalos de 2 diâmetros hidráulicos. Esta situação permitiu observar o ponto de velocidade média máxima na linha de centro mais adequado para que ocorresse de forma satisfatória a dissipação de calor em dispositivos eletrônicos. Quando o gerador de jatos ficava muito próximo à superfície, aproximadamente 2 mm, a tendência era a velocidade diminuir devido ao próprio fluido ejetado estar sendo novamente sugado, prejudicando a performance do sistema.

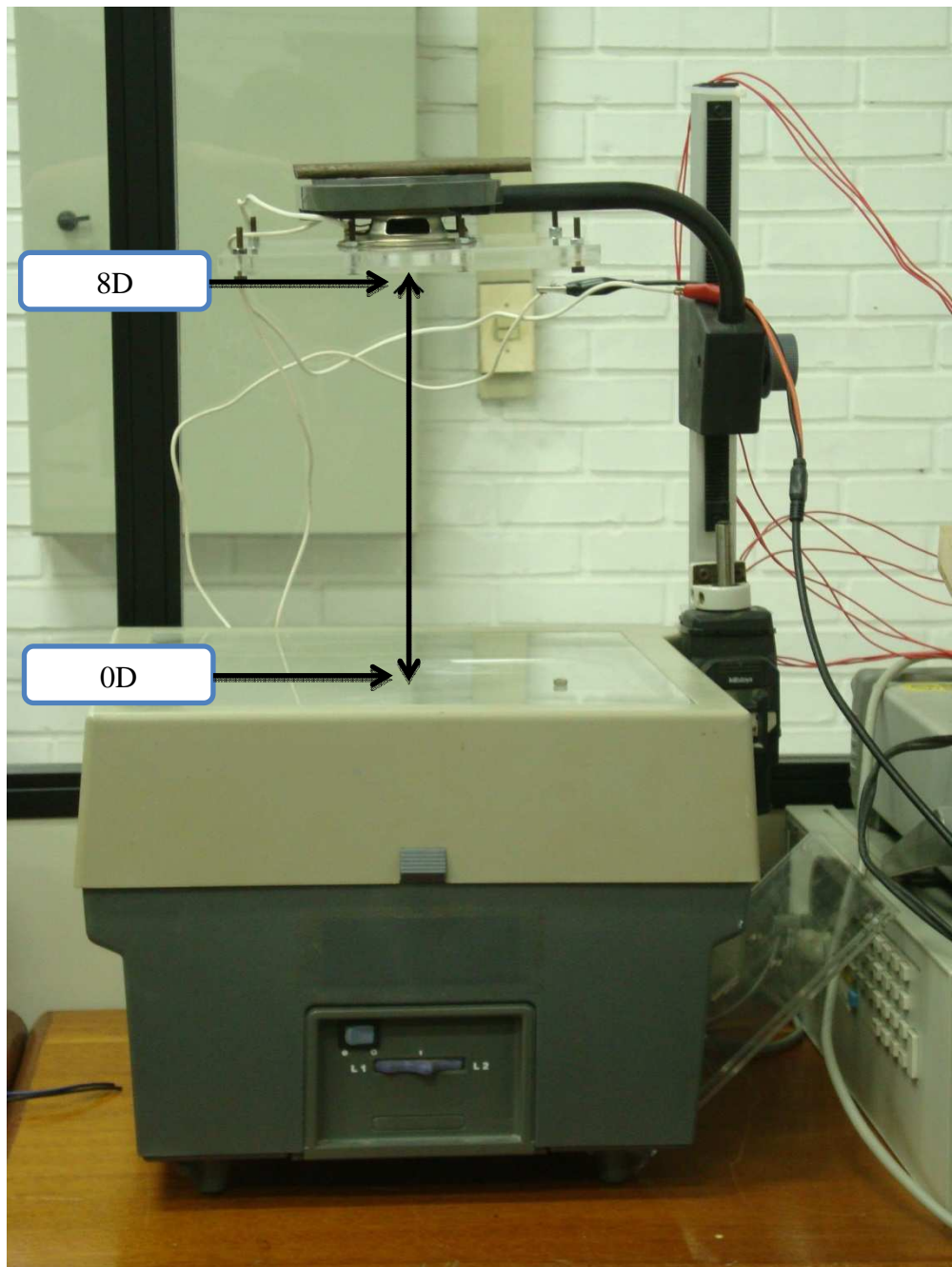


Figura 3.18 – Pontos de medição ao longo da linha de centro da saída do jato de $H=0$ a $8D$.

Da mesma forma, analisou-se a velocidade média do jato nas proximidades da linha de centro para visualizar a largura média do jato. Esta variação foi executada em várias posições, a partir da linha de centro, na direção transversal ao orifício em intervalos de 1 mm e nas direções conforme visualizado na Fig. (3.19). Este estudo serviu para delimitar a área que pode ser dissipada em um dispositivo eletrônico.

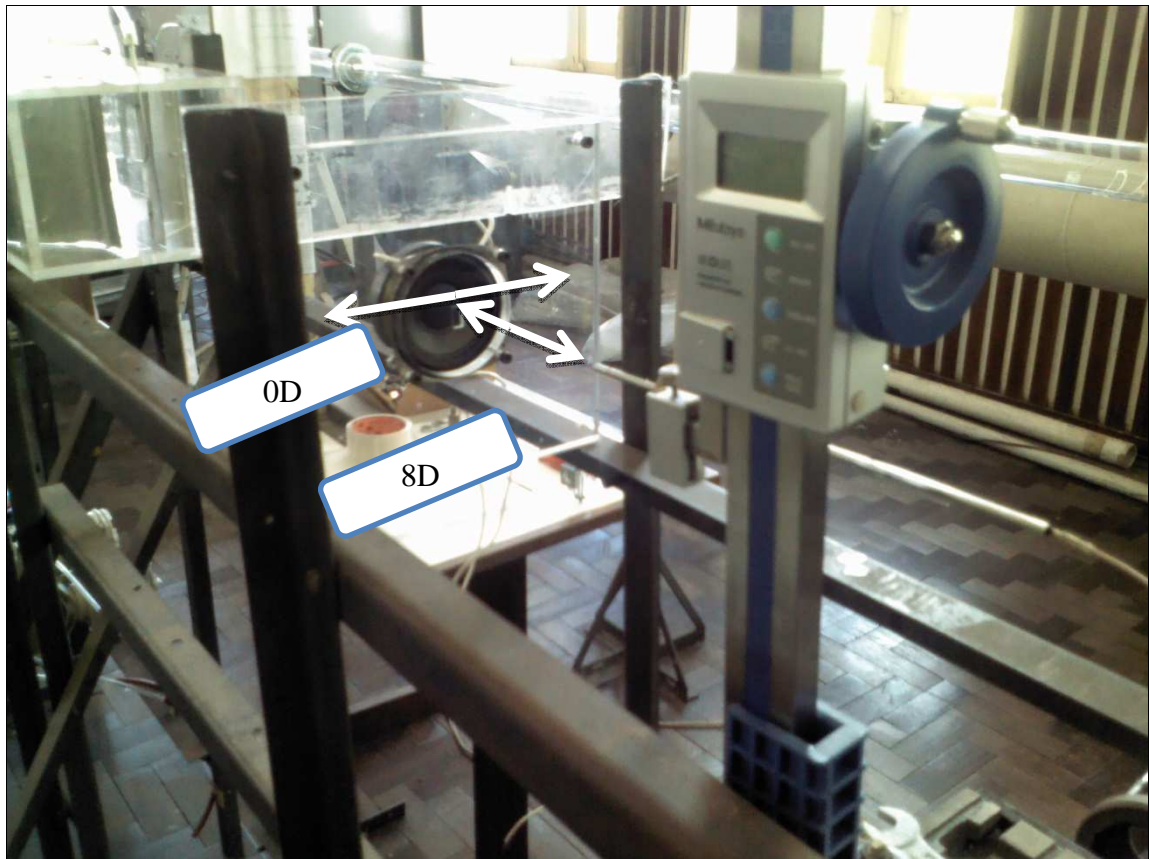


Figura 3.19 – Pontos de medição na placa na direção radial em distancias axiais ao eixo da linha de centro

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados das medições realizadas em laboratório e posteriormente trabalhadas em *softwares* gráficos. Em todas as medições, a amplitude de vibração foi mantida constante.

4.1 PARÂMETROS ESTUDADOS

O desempenho de um atuador de jato sintético é sensível a alguns parâmetros, e está relacionado principalmente com a geometria da cavidade e do orifício. Na Tab. (4.1) estão listados os parâmetros utilizados durante este trabalho. A frequência foi variada de 50 a 1000 Hz nos primeiros ensaios, e após a definição das melhores configurações ficou restrita até 400 Hz. Na altura da cavidade, correspondente a espessura da placa superior, a variação foi de 2 a 8 mm. O diâmetro hidráulico do orifício retangular possui uma variação de 4 a 8 mm, e suas dimensões estão descritas na Tab. (4.2). Para as medições na placa aquecida, ocorreram variações entre $2 < H/D < 8$ em intervalos de 2 diâmetros hidráulicos.

Tabela 4.1 – Parâmetros estudados na bancada experimental.

Parâmetros	Simbolo	Variação
Amplitude de tensão	V	3,5 V_{rms}
Frequência	f	50 – 400 Hz
Variações da altura da cavidade	H_c	2 – 8mm
Variações do diâmetro do orifício	D	4 – 8 mm
Formato da cavidade		cilíndrica
Formato do orifício		retangular

Conforme mencionado no capítulo 2, para orifícios retangulares, as melhores configurações estão relacionadas com um maior diâmetro hidráulico e uma menor razão de aspecto. Na Tab. (4.2) estão as configurações utilizadas no experimento. A configuração 1 foi estudada por Chaudhari, Puranik e Agrawal (2010a) e adotada como referência inicial neste estudo. Na segunda configuração utilizou-se a metade das dimensões da primeira, reduzindo o diâmetro hidráulico. Para a terceira configuração foram adotados valores intermediários que mantivessem o diâmetro hidráulico como na primeira, porém reduzindo a razão de aspecto conforme sugere a literatura.

Tabela 4.2 – Configurações de orifício utilizadas no estudo.

Configuração	$l \times w$ (mm)	Diâmetro hidráulico (mm)	Razão de aspecto l/w
1	20 x 5	8	4
2	10 x 2,5	4	4
3	12 x 6	8	2

4.2 EFEITO DA PROFUNDIDADE DA CAVIDADE NA VELOCIDADE MÉDIA

Na fase inicial, foi utilizada a Configuração 1 da Tab. (4.2) com profundidades da cavidade que variam de 2 a 8 mm. As medições foram realizadas a 8 mm do orifício, correspondendo a 1D (1 vez o diâmetro hidráulico), em frequências de excitação que variam de 50 a 1000 Hz. Na medição foi utilizada a sonda portátil da *Lutron Electronic*, sendo efetuada uma série de 20 medições por frequência, onde o próprio equipamento fornece a velocidade média. A incerteza nas medições de velocidade com a sonda de fio quente portátil é de $\pm 5\%$. A Fig. (4.1) apresenta os resultados da variação da velocidade com a frequência para diferentes profundidades da cavidade.

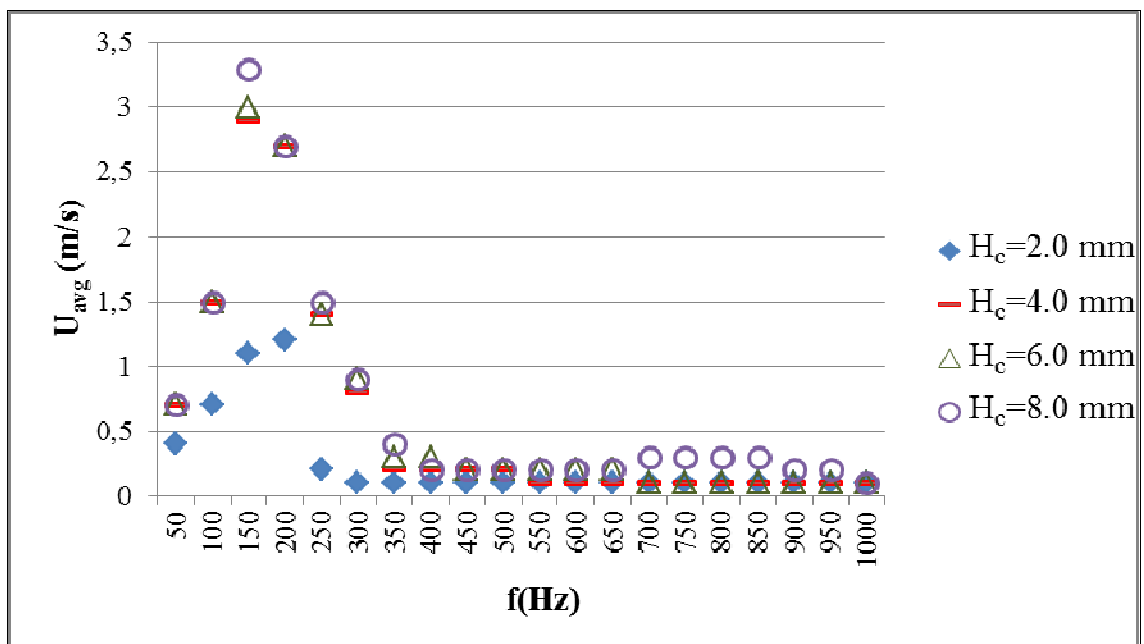


Figura 4.1 – Variação da velocidade média pela frequência de excitação para uma cavidade com diferentes profundidades e orifício retangular de diâmetro hidráulico igual a 8 mm.

Neste caso, observa-se através da Fig. (4.1) que a cavidade tem influência na formação do jato e esta não deve ser muito pequena, menor que 4 mm, pois dificulta a vibração do diafragma. Por outro lado não deve ser muito maior do que 7 mm como sugere a literatura, porém neste estudo optou-se por utilizar a cavidade de 8 mm por apresentar melhor resultado em relação a de 6 mm. Nota-se que a cavidade de 8 mm possui um aumento na velocidade média por volta de 10% em relação a cavidade de 6 mm nas proximidades da frequência de ressonância de Helmholtz, de 180 Hz.

Com a profundidade da cavidade (H_C) fixada em 8 mm, foi analisado o efeito de variação de frequência na velocidade média do jato e comparada a literatura. Nota-se na Fig. (4.2) que o dispositivo deste estudo e do experimento de Chaudhari et al.(2009) atingiram um pico de velocidade nas suas respectivas frequências de Helmholtz de cada conjunto utilizado (placa com orifício, placa com cavidade e alto-falante). Esta diferença nos resultados está relacionada diretamente à frequência de ressonância de Helmholtz do experimento de Chaudhari et al.(2009), pois o alto-falante utilizado é diferente do que o utilizado neste experimento. Mesmo para alto-falantes iguais, há diferenças na ressonância devido às propriedades do material e montagem da carcaça. Sobre a amplitude, pode-se perceber que esta afeta diretamente a velocidade. Pela limitação deste trabalho estar situada em $3,5 V_{rms}$, a velocidade média próximo a ressonância fica em torno de $3,3 \text{ m/s} \pm 5\%$, valor abaixo do comparado com a literatura, porém em níveis próximos de acordo com a amplitude da onda.

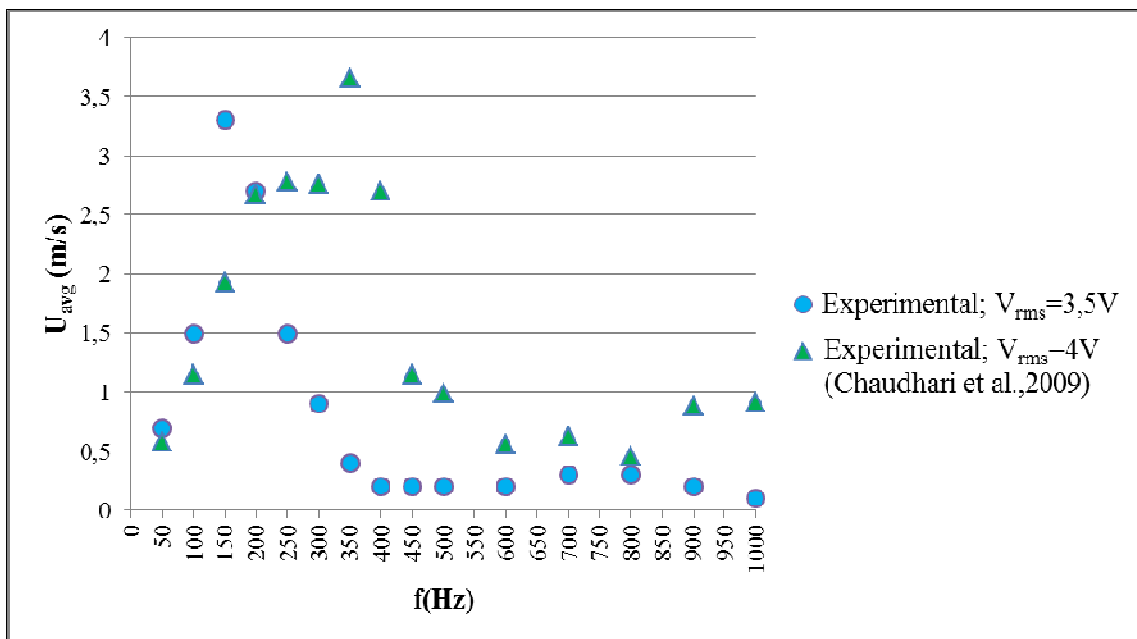


Figura 4.2 – Variação da velocidade média com a frequência de excitação para uma cavidade com profundidade de 8 mm e orifício retangular de diâmetro hidráulico igual a 8 mm.

4.3 NÚMEROS DE STROUHAL E REYNOLDS

O número de Strouhal é um número adimensional importante quando se analisa problemas de escoamentos oscilantes. Para elevados números de Strouhal, em torno de 1, a viscosidade predomina no escoamento do fluido, e isso resulta em um movimento oscilante de fluido bastante abrangente, onde a produção de vórtices tende a não se formar devido a baixa vibração do alto-falante. Porém, com números de Strouhal baixos, por volta de 10^{-4} ou menos, a oscilação é dominada por um movimento quase estacionário, ou seja, não há formação de vórtices. Para números intermediários, a oscilação é caracterizada por ter uma melhor vibração do alto-falante e imediata produção de vórtices (SURHONE; TEMPLERDON; MARSEKEN, 2010). O número de Strouhal pode ser calculado através da expressão dada pela Eq. (2.8).

O número de Reynolds é considerado um parâmetro útil na definição dos jatos, uma vez que indica a probabilidade de escoamento turbulento. Com base na velocidade média, durante a fase de ejeção e largura do orifício, o número de Reynolds utilizado no estudo de jatos sintéticos retangulares, é definido através da Eq. (2.6).

Alterando a frequência de excitação do atuador, o número de Reynolds é alterado. Para jatos sintéticos, o escoamento é laminar, se o número de Reynolds é inferior a aproximadamente 2100. O escoamento é turbulento, se o número de Reynolds é maior do que aproximadamente 4000. Para números de Reynolds entre esses dois limites, o escoamento pode alternar entre laminar e condições turbulentas (MORAN et al., 2003). Neste estudo, o número de Reynolds atinge picos onde a velocidade é mais elevada, como se pode verificar na Fig. (4.3), que relaciona variações de velocidade média, U_{avg} , máxima, U_{max} , e número de Reynolds, Re , para diferentes frequências, em um orifício retangular de diâmetro hidráulico igual a 8 mm com profundidade de 8 mm. Estes picos de velocidade são os mesmos que ocorrem na Fig. (4.2) e estão situados na faixa de aproximadamente 125 a 175 Hz, o que pode indicar que a frequência ideal de operação está nesta região. Desta forma optou-se por restringir o intervalo de frequência entre 100 e 200 Hz, que são os pontos onde existe uma velocidade média aceitável para as medições, com valores acima de 1 m/s.

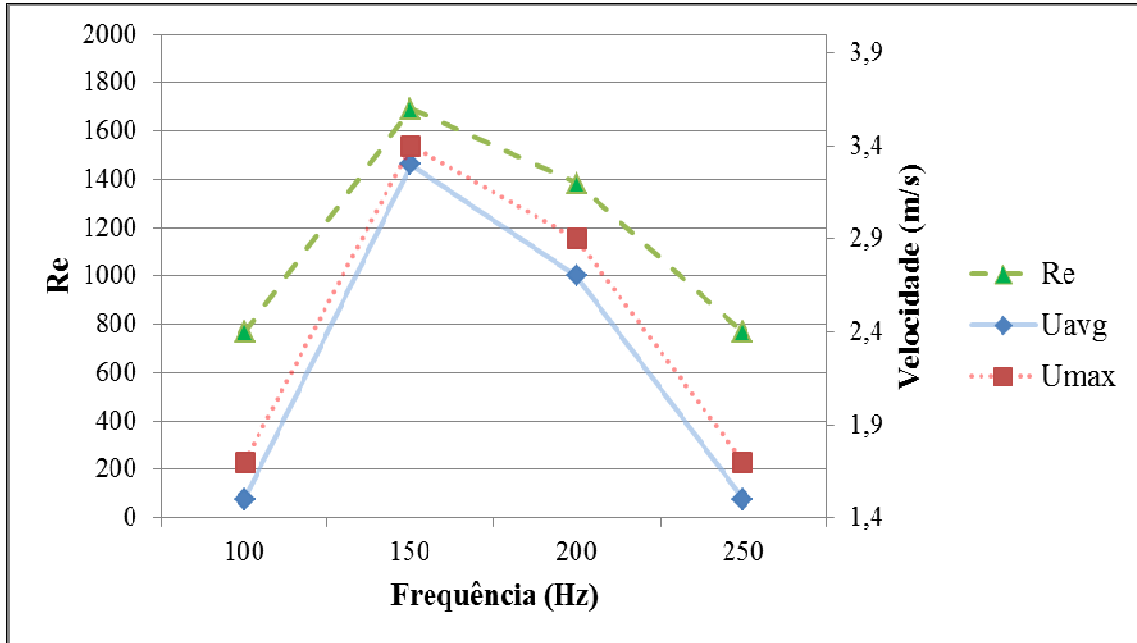


Figura 4.3 – Variações de velocidade média, máxima e número de Reynolds para diferentes frequências, em um orifício retangular de diâmetro hidráulico igual a 8 mm com profundidade de 8 mm.

Na Tab. (4.3) é utilizada a Configuração 1 da Tab. (4.2) para verificação da frequência mais adequada na formação dos jatos, baseado nos números de Strouhal e Reynolds. Quanto mais próximo da frequência de ressonância considerada ótima, maior é o número de Reynolds. O número de Strouhal, por outro lado, diminui. Os valores de velocidade média foram visualizados com o anemômetro *Lutron* e posteriormente confirmados com o anemômetro *Dantec*.

Tabela 4.3 – Frequência de vibração, números de Strouhal e Reynolds, para a Configuração 1.

Frequência (Hz)	U_{avg} (m/s)	Strouhal	Reynolds
100	1,5	0,533	769
150	3,3	0,364	1692
160	3,4	0,376	1743
161	3,5	0,368	1794
162	3,4	0,381	1743
170	3,4	0,400	1743
180	3,4	0,423	1743
190	3,1	0,490	1589
200	2,7	0,593	1384
250	1,5	1,333	769

Nos ensaios efetuados, verificou-se que a frequência ótima corresponde a 161 Hz para um número de Reynolds de 1794 (escoamento laminar) e Strouhal de 0,368, correspondente a aproximadamente 90% da frequência de ressonância de Helmholtz. Essa é a condição ideal por apresentar o maior número de Reynolds entre as frequências testadas em conjunto com um número de Strouhal baixo onde há produção de vórtices, conforme citado por Surhone, Timpledon e Marseken (2010), e ocorre boa vibração do diafragma do alto-falante. Ambos os valores são próximos aos verificados em estudos de Chaudhari et al., 2009.

Através destes dados ficou mais evidente a necessidade de se limitar a frequência de vibração do diafragma variando entre 100 e 200 Hz, incluindo a frequência considerada ideal, principalmente porque com o alto-falante utilizado e suas configurações, acima de 250 Hz e abaixo de 100 Hz, a velocidade média do jato decai para valores inexpressivos, dificultando a verificação das medições. Desta forma, todos os ensaios posteriores foram feitos na frequência ótima.

4.4 EFEITO DAS DIMENSÕES DO ORIFÍCIO

Ao manter a profundidade da cavidade em 8 mm, foram feitos testes novamente com a Configuração 1, mas dentro da faixa de frequência definida e com variações na distância da posição de medição em relação ao orifício do jato para até 8 vezes o diâmetro hidráulico ($H/D=8$) com o objetivo de analisar a velocidade na linha de centro em uma região afastada. A Fig. (4.4) apresenta os resultados dos testes realizados com a configuração 1 (Tab. 4.2) da velocidade média normalizada (U_{avg}/U_{max}) para diferentes distâncias ao longo do eixo do jato. A velocidade máxima U_{max} utilizada é o valor máximo atingido pela velocidade em cada frequência, sendo um valor comum para cada série de dados. Este valor foi registrado na memória interna do anemômetro *Lutron* após exaustivos testes de cada configuração. Nos testes realizados com o anemômetro *Dantec*, no Laboratório de Mecânica dos Fluidos na UFRGS, os dados foram registrados em uma planilha do *Microsoft Excel*. O valor máximo da configuração 1 foi de 0,5 m/s na frequência de 100 Hz, 2,3 m/s na frequência de 161 Hz e 0,5 m/s em 200 Hz. Conforme a sonda de medição é afastada da placa com orifício retangular, nota-se que os resultados na frequência ótima (161 Hz) mantêm-se próximos das outras frequências, pois têm um decaimento de velocidade bastante rápido em relação à distância H/D , porém a frequência de 100 Hz apresenta um decaimento menor que a frequência ótima.

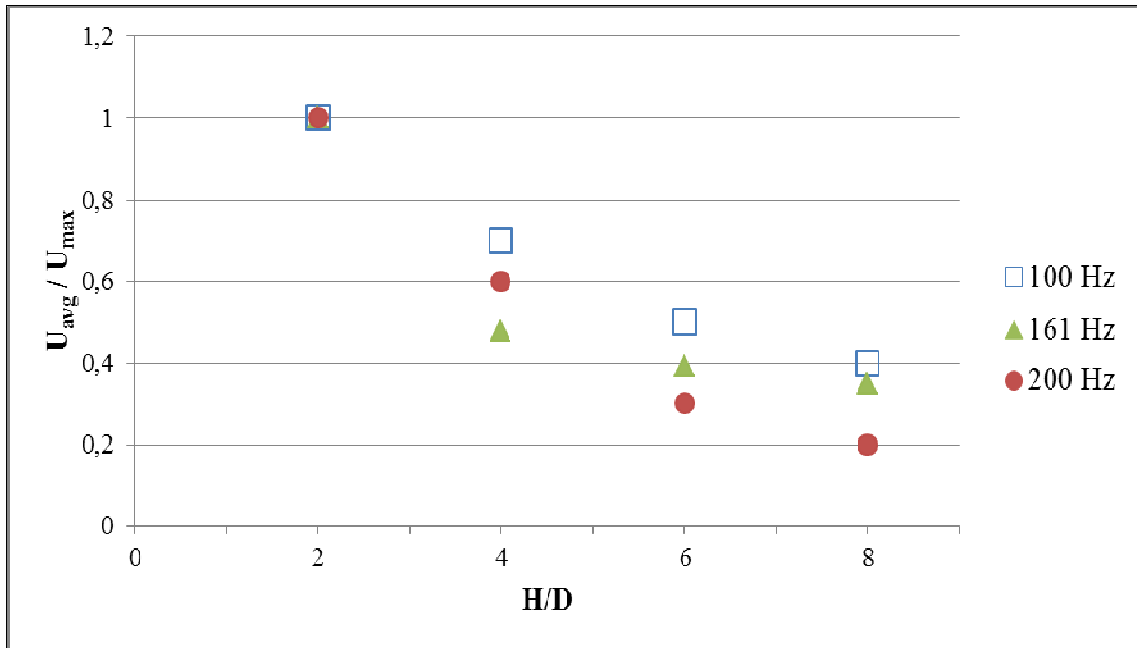


Figura 4.4 – Velocidade média normalizada (U_{avg}/U_{max}) para distâncias $H=0$ a $H=8D$ com orifício retangular de dimensões 20 x 5 mm (Configuração 1) em três frequências definidas.

Os resultados para a Configuração 2 (Tab. 4.2) são apresentados no gráfico da Fig. (4.5). É uma variação da Configuração 1, onde num primeiro momento foi reduzido o orifício pela metade em todas as suas dimensões com o intuito de aumentar a velocidade média. Para esta configuração, a velocidade máxima foi de 3,7 m/s na frequência de 100 Hz, 4,8 m/s na frequência de 161 Hz e 4,6 m/s em 200 Hz. De certo modo, parece ser uma configuração interessante, pois mantém valores de velocidade média bem próximos, nas três frequências. Esta configuração aparentemente não apresenta grandes diferenças na variação de velocidade com a frequência ótima, e isso se deve ao diâmetro hidráulico ser menor, assim como a razão de aspecto. Neste caso, a frequência em 200 Hz manteve resultados distantes da frequência de 100 Hz, e isso pode estar relacionado com as dimensões do orifício, pois o formato ficou típico de uma fenda, favorecendo a passagem de frequências mais agudas, considerando somente as frequências utilizadas no ensaio. Para a frequência de 100 Hz, ocorreu pouca oscilação em todas as distâncias percorridas, mas como o número de Reynolds é substancialmente menor, não é interessante utilizar esta frequência para o problema de resfriamento, pois existe a necessidade de produção de um jato mais intenso. O número de Reynolds na frequência ótima fica por volta de 1230, de uma faixa de 948 a 1230 para as três frequências testadas.

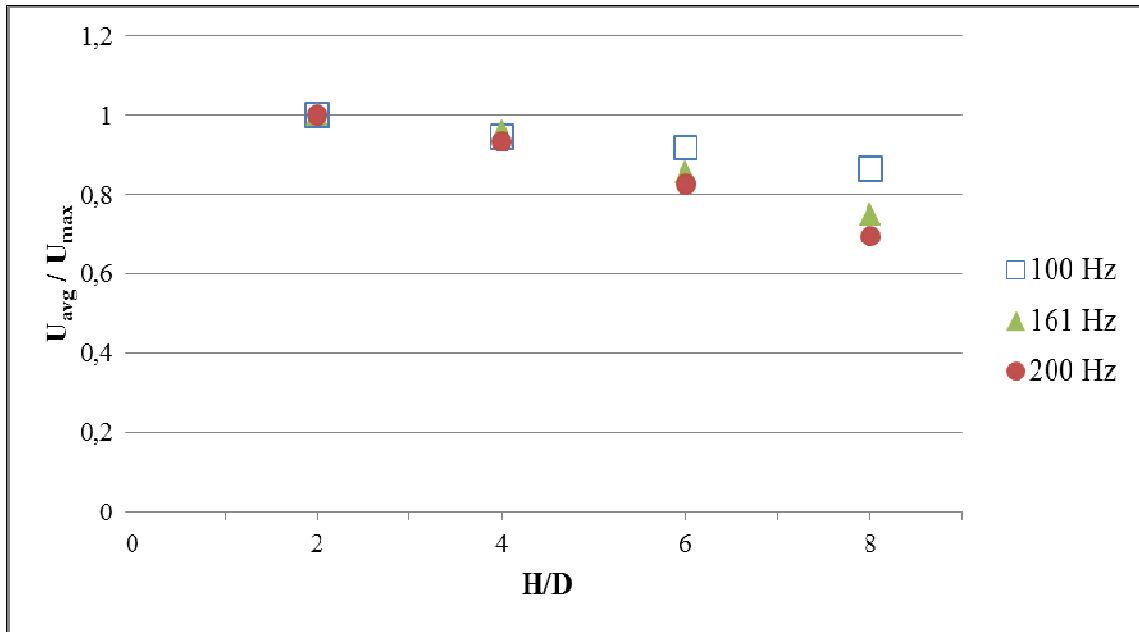


Figura 4.5 – Velocidade média normalizada (U_{avg}/U_{max}) para distâncias $H=0$ a $H=8D$ com orifício retangular de dimensões 10 x 2,5 mm (Configuração 2) em três frequências definidas.

Para a Configuração 3 (Tab. 4.2) optou-se por manter um diâmetro hidráulico maior, como na Configuração 1, porém reduzindo-se a razão de aspecto. Através de cálculos a opção mais adequada para manter o diâmetro hidráulico em 8 mm foi a de 12 x 6 mm. Nesta situação, a razão de aspecto ficou num patamar interessante de ser estudado, pois foi o menor valor da razão de aspecto das três configurações, em concordância com os estudos de outros autores de que os melhores resultados se dão para diâmetros hidráulicos maiores com razão de aspecto menores. O resultado pode ser visto na Fig. (4.6), onde a velocidade atingiu os maiores valores na frequência ótima. A velocidade máxima desta configuração foi de 2,2 m/s na frequência de 100 Hz, 5,2 m/s na frequência de 161 Hz e 1,7 m/s em 200 Hz. O número de Reynolds calculado chegou a 2660, o que não é considerado turbulento, mas satisfatório na geração de jatos sintéticos e o maior valor registrado dentre as três configurações. Já o número de Strouhal ficou em 0,248 que também é um bom indicativo, pois neste valor, a formação de vórtices é imediata, conforme definição de Surhone, Timpledon e Marseken, (2010). Esta configuração é a mais recomendada, inclusive em distâncias axiais para $H/D=8$, pois não apresenta um decaimento tão severo como na Fig. (4.4), tem números de Reynolds superiores a Fig. (4.5) e a frequência ótima é superior as outras frequências testadas. Nas frequências de 100 e 200 Hz, é possível verificar uma semelhança com o da Fig. (4.4), onde a

partir de $H/D=4$, os pontos tendem a aproximar-se e isso está relacionado com o diâmetro hidráulico que é o mesmo nas duas situações. Neste caso também houve um decaimento menor da velocidade na frequência de 100 Hz, porém há a necessidade de produção de um jato mais intenso com um número de Reynolds maior, inviabilizando a utilização desta frequência para o problema de resfriamento.

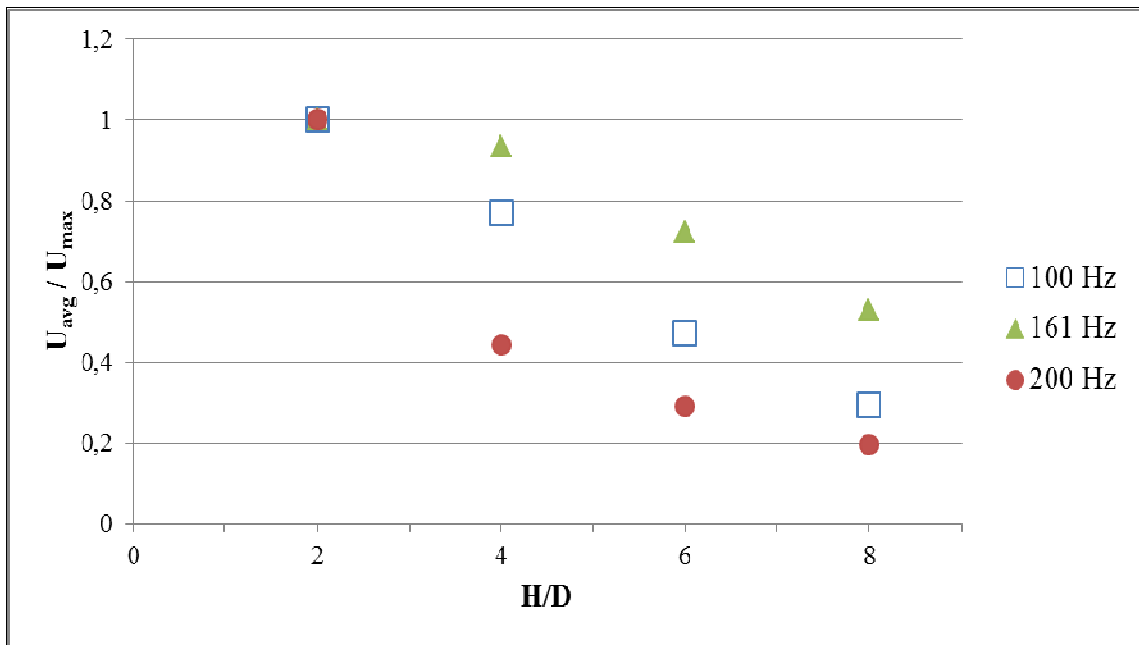


Figura 4.6 – Velocidade média normalizada (U_{avg}/U_{max}) para distâncias $H=0$ a $H=8D$ com orifício retangular de dimensões 12 x 6 mm (Configuração 3) em três frequências definidas.

O comparativo com as três configurações exclusivamente na frequência ótima é apresentado na Fig. (4.7), onde se verifica que a configuração 3 tem um desempenho melhor na linha de centro do jato para até $H/D=8$, pois em todas as distâncias axiais a variação da velocidade está dentro da margem de erro de $\pm 5\%$. Conforme a distância aumenta, há uma aproximação da configuração 2 e 3 e isso pode estar relacionado com o fato das duas configurações possuírem a mesma razão de aspecto. Apesar da frequência de 100 Hz ter apresentado menor decaimento da velocidade média nas configurações 1 e 2, foi escolhido trabalhar na frequência ótima de 161 Hz para maximizar o número de Reynolds.

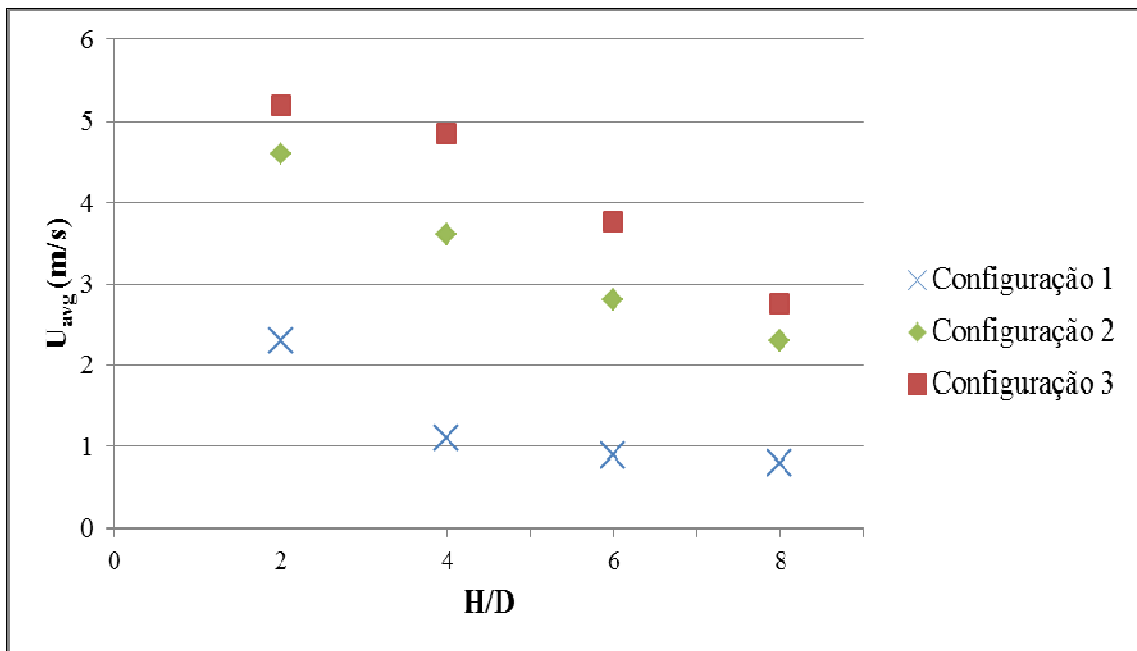


Figura 4.7 – Velocidade média em distancias $H=0$ a $H=8D$ em placas com orifício retangular nas três configurações com a frequência ótima de 161Hz

Na Fig. (4.8) estão mostrados os resultados desse experimento, com a configuração 3 e a frequência de 161 Hz, em comparação ao de Chaudhari et al. (2009), onde os autores mostraram que a velocidade decai ao longo da linha de centro do orifício, sendo desnecessário seguir mais do que $H/D=11$ porque a velocidade torna-se muito pequena para ser medida. No entanto, os autores afirmam que os resultados estabelecem a confiança com a configuração e as ferramentas experimentais empregadas nas medições. Os resultados da Fig. (4.8) validam, portanto, este trabalho, embora acima de $H/D=4$, apesar de seguir a mesma tendência, ocorrer um afastamento devido a amplitude do sinal ser menor no presente estudo, resultando em uma velocidade média menor e um decaimento maior acima de certa distância axial.

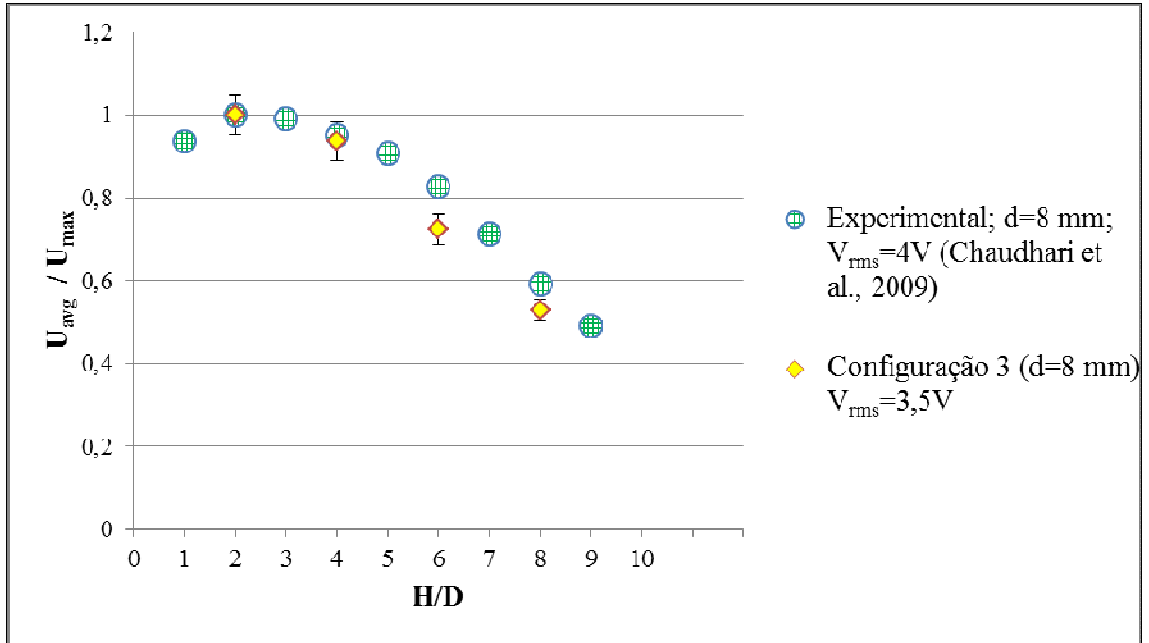


Figura 4.8 – Velocidade média normalizada (U_{avg}/U_{max}) no eixo do jato sintético em comparação com o estudo experimental de Chaudhari et al., (2009).

4.5 ESTUDO DA REGIÃO RADIAL À LINHA CENTRAL DO JATO

Nesta parte do estudo foram analisadas as distâncias laterais ao orifício, com o objetivo de mapear a largura do jato utilizando a configuração 3. Este experimento foi realizado no anemômetro com a sonda *Dantec*, no Laboratório de Mecânica dos Fluidos da UFRGS, por possuir um movimentador de precisão milimétrica. Conforme a Fig. (4.9), a sonda percorre uma distância à direita e à esquerda do orifício. Para fazer o mapeamento da largura do jato a frequência de pulsação ficou fixa em 161 Hz, por ser a frequência ótima já definida anteriormente, conforme dados da Tab. (4.3). Em seguida, na Fig. (4.10) este estudo é comparado ao estudo experimental de Smith e Glezer (1998).

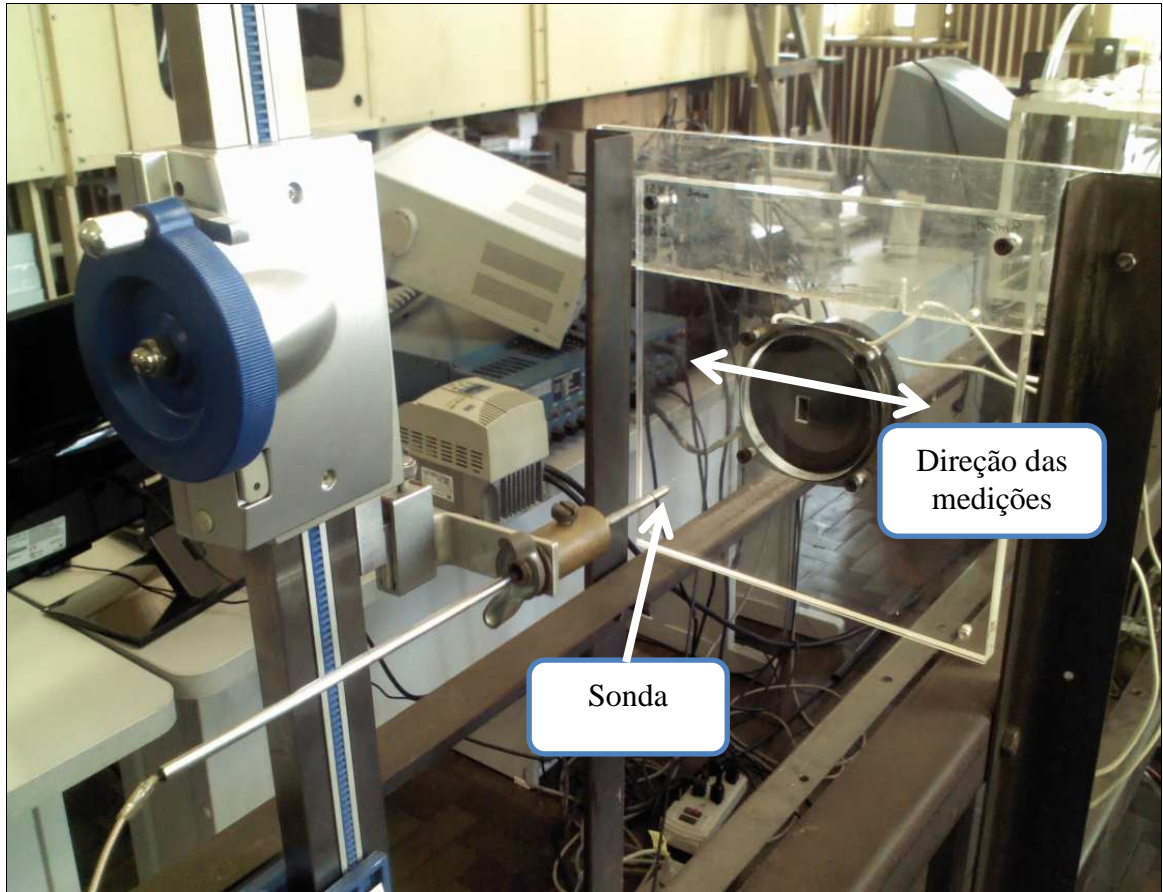


Figura 4.9 – Seção de testes com anemômetro para mapeamento da largura do jato.

A partir deste procedimento, verificou-se que a largura do jato para $H/D=2$ é em média 14 mm em cada lado, ($b/D=0,71$), chegando a 20 mm em cada lado, ($b/D=1,0$), na distância $H/D=8$. Na Fig. (4.10) se verifica um aumento na largura do jato (b/D) devido à variação da geometria da cavidade, que facilita a movimentação do diafragma do alto-falante na produção dos vórtices, conforme definição de Surhone, Timpledon e Marseken, (2010). O jato nesta situação possui maior velocidade longitudinal, como visto anteriormente, facilitando o crescimento lateral de vorticidade. A velocidade média é de aproximadamente 5,5 m/s próximo à saída do orifício reduzindo gradativamente conforme a sonda do anemômetro é deslocada a direita e a esquerda do orifício até chegar ao limite da largura do jato, onde a velocidade é nula. Este procedimento é repetido a cada 2 diâmetros hidráulicos para delimitar em todas as distâncias a largura média do jato. Analisando a declividade, em comparação aos estudos de Smith e Glezer (1998), verifica-se que a largura média do jato tem a mesma inclinação da linha de tendência do jato sintético visualizado pelos autores. A diferença na largura média do jato está diretamente ligada às dimensões do orifício, uma vez

que o formato é o mesmo, segue a mesma inclinação. Na configuração 3 é nítido que o jato abrange uma largura média maior pelo fato de possuir uma razão de aspecto menor.

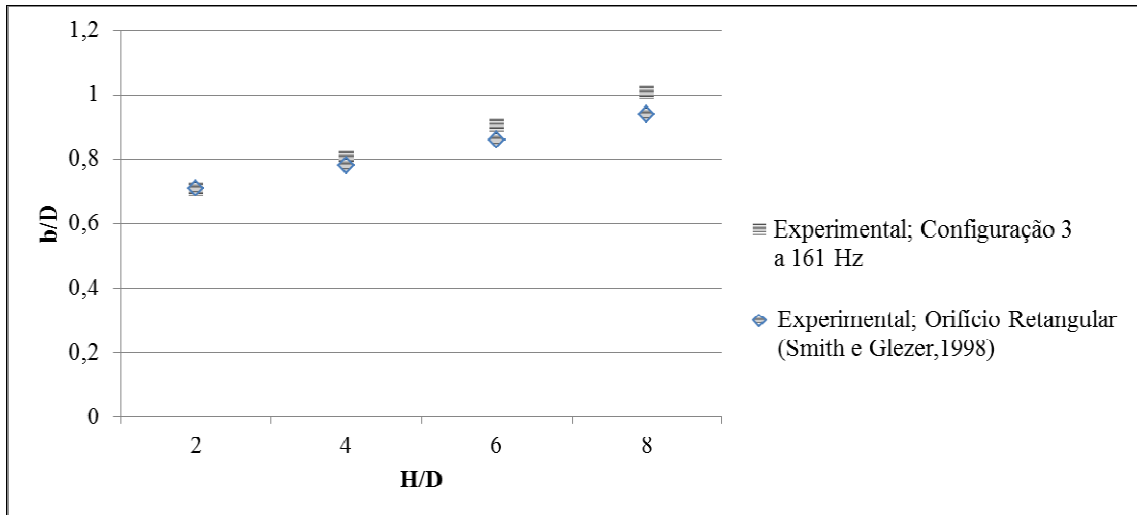


Figura 4.10 – Largura média do jato (b/D) em razão da distância axial (H/D) para orifício retangular com dimensões de 12 x 6 mm (Configuração 3) na frequência ótima em comparação ao estudo de Smith e Glezer (1998).

4.6 ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Esta seção apresenta os resultados de transferência de calor para orifícios com diferentes diâmetros hidráulicos. Para esta parte do estudo, os parâmetros de interesse são o coeficiente de convecção (h) e o número de Nusselt. O número de Nusselt é um número adimensional importante quando se analisa problemas de escoamentos oscilantes. É uma grandeza bastante utilizada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção e que representa o aumento desta como resultado do movimento do fluido. Este número pode ser calculado através da Eq. (2.12) e através dela verifica-se que quanto maior for o número de Nusselt maior é a transferência de calor entre dois meios (INCROPERA; DEWITT, 2003).

Para cada configuração da Tab. (4.2), as medições foram obtidas a distâncias $2 < H/D < 8$ em uma frequência fixa de 161 Hz. O número de Nusselt e a distância axial são calculados usando o diâmetro hidráulico do orifício, tal como foi observado anteriormente no capítulo 2. Ainda, para o número de Nusselt, utiliza-se o valor da condutividade térmica do fluido. No caso do coeficiente de transferência de calor, utiliza-se o valor do fluxo térmico,

informado abaixo, juntamente com a diferença de temperatura entre a placa aquecida, que variou de 47,4 a 59,6°C e a temperatura ambiente que se situava em média a 23°C. O ajuste da temperatura foi baseado no *chip Intel® Core™ i7-3970X Processor Extreme Edition (15M Cache, up to 4.00 GHz)*, que conforme o fabricante tem uma temperatura média de trabalho de 66,8°C medido com um sensor no centro do *chip*. Neste trabalho conseguiu-se, através do ajuste no termostato, aproximar e manter uma temperatura média por volta dos 67,5°C, ou seja, aproximadamente 1 % acima da especificação do fabricante.

O coeficiente de transferência de calor foi calculado pela Eq. (2.10), onde o valor considerado para o fluxo de calor, q_{conv} , foi de 5270 W/m², calculado com base na área da placa de cobre em conjunto com a corrente elétrica visualizada através do multímetro, e que permaneceu constante no instante de coleta dos dados nas três configurações. A diferença de temperatura entre a placa de cobre e o ambiente foi mantida acima de 20°C em todos os experimentos e a medição foi registrada sempre à mesma temperatura da placa de cobre, ou seja, 67,5°C.

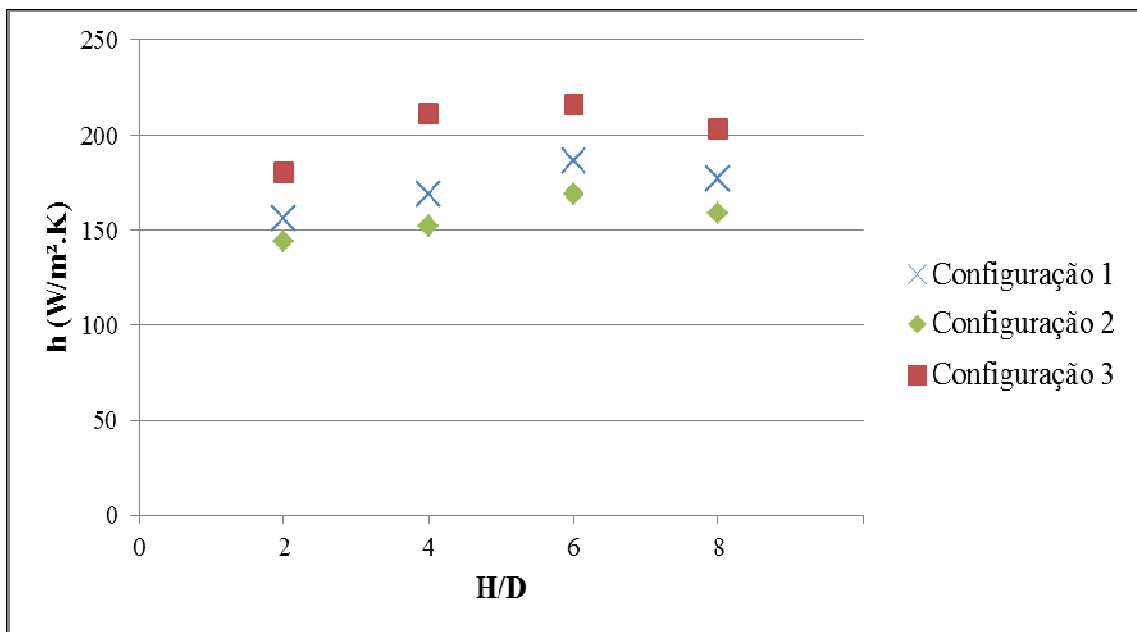


Figura 4.11 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio (h) pela distância axial entre o orifício e a placa aquecida (H/D) para as três configurações na frequência ótima.

Na Fig. (4.11) é mostrada a relação entre o coeficiente de transferência de calor médio com a distância entre a placa do orifício e a placa aquecida, para as três configurações em estudo. A experiência é realizada na frequência de 161 Hz. Observa-se que o coeficiente de transferência de calor médio (h) aumenta até certa distância axial ($H/D=6$) e, em seguida,

diminui com o aumento da distância axial, nas três configurações, porém a configuração 3 é superior as outras configurações. O decaimento do coeficiente de transferência de calor após $H/D=6$ ocorre devido a menor circulação de ar, o que dificulta o arrefecimento através dos jatos sintéticos. O valor máximo do coeficiente de transferência de calor médio é de $215 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ na frequência de 161 Hz, na configuração 3, próximo à frequência de ressonância de Helmholtz de 180 Hz. Em estudo de Pavlova e Amitay (2006) foi relatado que a máxima taxa de transferência média de calor ocorre em $5 < H/D < 8$, o que é confirmado neste trabalho. Em relação à velocidade, a configuração 3, de razão de aspecto $l/w = 2$, apresentou velocidades médias de jato maiores, conforme a Fig. (4.7). Porém as configurações 1 e 2, ambas de $l/w = 4$, apresentaram coeficientes de convecção semelhantes apesar da configuração 2 apresentar uma velocidade média muito superior que a configuração 1, como visto na Fig. (4.7).

A variação do número de Nusselt médio, calculado pela Eq. (2.12) e considerando os valores do coeficiente de transferência de calor h , com a razão da distancia axial é mostrada na Fig. (4.12) para as três configurações e na frequência de 161 Hz. Observa-se que o número de Nusselt médio possui o máximo para $H/D=6$. Como na situação da Fig. (4.11), a configuração 3, que atingia uma velocidade média e coeficiente de convecção superiores às outras configurações também resultou em valores de Nusselt maiores, mas há uma diferença significativa entre as configurações 1 e 2. Na Fig. (4.11), as configurações 1 e 2 resultaram em coeficientes de convecção semelhantes, mas devido a influência do diâmetro hidráulico no número de Nusselt, observa-se na Fig. (4.12) que a configuração 1 ($D = 8 \text{ mm}$) é consideravelmente superior à configuração 2 ($D = 4 \text{ mm}$) e se aproxima mais da configuração 3 ($D = 8 \text{ mm}$). Em comparação com estudos anteriores, verifica-se uma diferença do ponto máximo alcançado no número de Nusselt, pois para Chaudhari et al., (2010), o ponto máximo de Nusselt foi em $H/D=4$. A configuração 1 é idêntica a que se compara, com $5 \times 20 \text{ mm}$ e orifício retangular. Porém a diferença ocorre devido a outros fatores, dentre eles, o modelo do alto-falante, a frequência de Helmholtz e a frequência aplicada de 200 Hz. Numa visão geral, a configuração 1 teve valores razoavelmente próximos, inclusive no ponto máximo encontrado por Chaudhari et al., (2010), em $H/D=4$, porém a configuração 3 é superior.

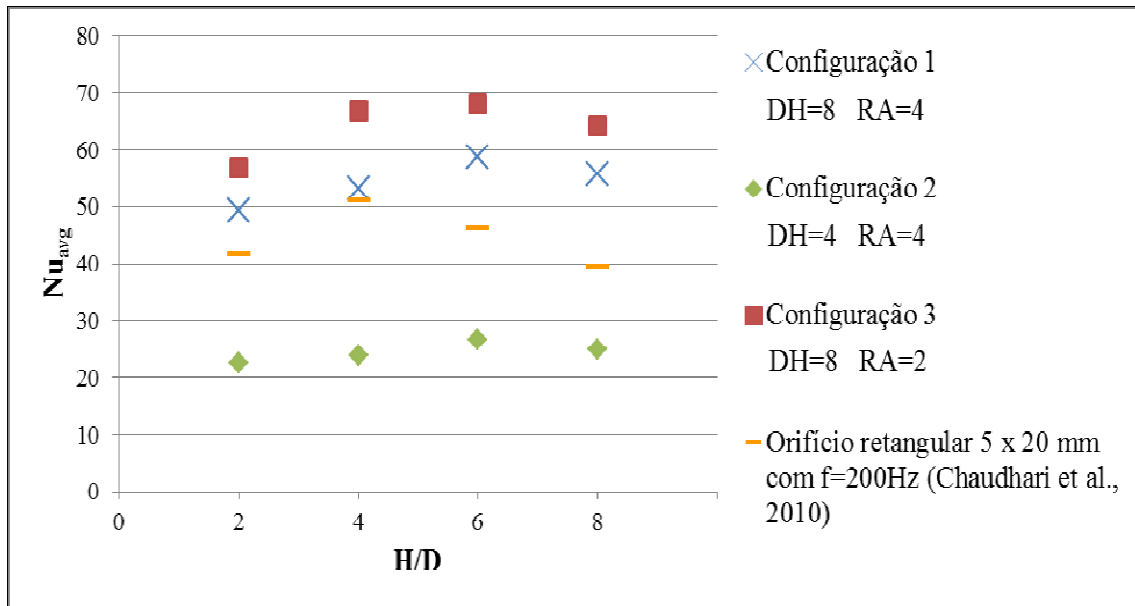


Figura 4.12 – Variação do número de Nusselt médio pela distancia axial (H/D) para as três configurações na frequência ótima em comparação ao estudo de Chaudhari et al. (2010)

Observa-se na Fig. (4.12) que um aumento do diâmetro hidráulico aumenta o número de Reynolds e o número de Nusselt médios, principalmente em uma distância axial menor. O número de Nusselt máximo ocorre próximo da superfície aquecida, em todos os casos, mais precisamente na distância $H/D=6$. Isso confirma a teoria de Chaudhari et al. (2009) de que jatos sintéticos produzidos através de orifícios retangulares são melhores para utilização em locais com espaço restrito como, por exemplo, equipamentos compactos.

Observa-se que o comportamento qualitativo do número de Nusselt médio (aumentar e, em seguida, diminuir com a distância axial) é o mesmo para todas as razões de aspecto. No entanto, a configuração 2 demonstra pouca diferença entre o menor e o maior número de Nusselt, em torno de 13%, o que pode ser atribuído a igualdade entre o diâmetro hidráulico e a razão de aspecto. Conforme se aumenta o diâmetro hidráulico e diminui-se a razão de aspecto, esta diferença aumenta para até 21%, sendo que o número de Nusselt da configuração 3 é aproximadamente 160% maior em relação a configuração 2. Enquanto a redução do número de Nusselt máximo pode ser atribuída a uma redução do número de Reynolds, a posição do ponto máximo é atribuída à relação de aspecto em conjunto com o diâmetro hidráulico.

Numa visão geral, observa-se que quanto maior o diâmetro hidráulico, melhor é o efeito de resfriamento, porém numa situação onde diâmetros hidráulicos são idênticos, o resfriamento é superior para orifícios de razão de aspecto menor. A variação da temperatura na placa de cobre com o uso dos jatos sintéticos ficou entre 13 e 43% menor dependendo da

configuração do orifício e da distância, sendo que a menor temperatura registrada foi de $47,41^{\circ}\text{C}$ e ocorreu em $H/D=6$ na configuração 3, confirmando esta como a melhor configuração dentre as três estudadas.

5 CONCLUSÃO

Com o desenvolvimento de novos processadores que consomem mais energia, exigindo maior dissipação de calor e como as formas convencionais de resfriamento utilizadas atualmente operam próximo ao limite, torna-se necessário desenvolver novas técnicas de refrigeração para estes dispositivos. A aplicação de jatos sintéticos tem sido estudada como uma alternativa para o resfriamento de dispositivos eletrônicos. Considerando o contexto apresentado, este trabalho buscou estudar experimentalmente a geração de jatos sintéticos em uma geometria retangular para uso na dissipação de calor em dispositivos eletrônicos. Para alcançar este objetivo principal, estabeleceram-se objetivos específicos a serem realizados durante o estudo. Os resultados da realização de cada objetivo específico são demonstrados a seguir.

O desenvolvimento de um sistema experimental baseado em jatos sintéticos permitiu observar o funcionamento desta técnica de resfriamento, bem como verificar os parâmetros necessários para geração de um sistema de jatos capaz de dissipar calor de uma placa aquecida, obtendo-se resultados que corroboram a literatura apresentada no capítulo 2.

Em relação ao estudo das frequências envolvidas no processo da geração de jatos, observou-se que a frequência ótima situa-se em 161 Hz, próximo a frequência de ressonância de Helmholtz. Nesta frequência, o número de Reynolds é maior dentre as frequências testadas e o número de Strouhal é baixo, otimizando a vibração do diafragma do alto-falante.

Quanto à análise das dimensões do orifício, verificou-se que a melhor opção para formação de jatos sintéticos através de orifícios retangulares é a utilização de um diâmetro hidráulico maior juntamente com uma razão de aspecto menor. Dentre as três configurações testadas, a configuração denominada “3”, confeccionada com um orifício retangular de dimensões 6 x 12 mm, diâmetro hidráulico igual a 8 e razão de aspecto igual a 2, apresentou melhores resultados na formação de jatos.

A investigação das variações da velocidade média do jato ao longo da linha de centro demonstrou que a velocidade média do jato é maior em distâncias próximas à saída do orifício ($H/D > 2$), reduzindo conforme ocorre o afastamento. Observou-se uma grande oscilação na velocidade quando a medição é verificada muito próxima à saída do orifício ($H/D < 1$), devido ao sugamento do ar ejetado anteriormente pelo sistema.

Com relação às variações de velocidade média na direção paralela ao eixo central do jato, verificou-se que a largura do jato é menor (em média 28 mm), próximo à saída do orifício ($H/D=2$), atingindo 40 mm quando medido mais afastado do orifício ($H/D=8$). Isto ocorre devido à geometria da cavidade que facilita a movimentação do diafragma do altofalante na produção do jato. Comparado a estudos anteriores, verifica-se que a linha de largura média do jato tem a mesma inclinação da linha de tendência do jato sintético visualizado por Smith e Glezer (1998).

A análise da transferência de calor sobre a impactação de jatos em uma placa aquecida permitiu verificar que um jato sintético com um orifício retangular e com um número de Reynolds maior, pode ser utilizado para o arrefecimento de superfícies em menores distâncias axiais. Na configuração 3, o número de Nusselt é aproximadamente 160% maior em relação a configuração 2. Em comparação a estudos anteriores, verifica-se que este apresenta valores bem próximos aos estudos de Chaudhari et al., (2010), na configuração 1 que é idêntica a que se compara, e superiores na configuração 3. Além disso, observou-se que os perfis de velocidade ao longo da linha do centro são maiores na área próxima de saída do jato.

Diante dos resultados obtidos, a pesquisa demonstrou que o sistema de jatos sintéticos é uma alternativa para o resfriamento de dispositivos eletrônicos e, além disso, tem como vantagens, menor ruído audível, menor consumo de energia e maior vida útil quando comparado aos sistemas de arrefecimento convencionais. Desta forma, atinge-se o objetivo principal deste trabalho que buscava estudar experimentalmente a geração de jatos sintéticos em uma geometria retangular para uso na dissipação de calor em dispositivos eletrônicos.

Para trabalhos futuros, sugere-se:

- Estudos com variações do diâmetro hidráulico e razão de aspecto adicionais para formular uma correlação do número de Nusselt em relação a estes parâmetros;
- Utilização de outras geometrias (orifício circular ou quadrado) em comparação com a retangular;
- Utilização de um amplificador para gerar jatos em maiores frequências;
- Estudos sobrepondo um escoamento lateral sobre o jato.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AARTS, R. M.; NIEUWENDIJK, J. A. M.; OUWELTJES, O. Efficient resonant loudspeakers with large form-factor design freedom. **Audio Engineering Society**, v. 54, n. 10, p. 940-953, 2006.
- CELIK, B.; EDIS, F. O. Micro-scale synthetic-jet actuator flow simulation with characteristic-based-split method. **Aircraft Engineering and Aerospace Technology**, v. 81, n. 3, p. 239- 246, 2009.
- CHAUDHARI, M.; PURANIK, B.; AGRAWAL, A. Effect of orifice shape in synthetic jet based impingement cooling. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34, p. 246-256, 2010a.
- _____. Heat transfer characteristics of synthetic jet impingement cooling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 53, p. 1057-1069, 2010b.
- _____. Multiple orifice synthetic jet for improvement in impingement heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 54, p. 2056-2065, 2011.
- CHAUDHARI, M.; VERMA, G.; PURANIK, B.; AGRAWAL, A. Frequency response of a synthetic jet cavity. **Experimental Thermal and Fluid Science**. v. 33, p. 439-448, 2009.
- CHEN, Y. J.; YOUNG, T. F. Thermal stress and heat transfer characteristics of a Cu/diamond/Cu heatspreading device. **Diamond and Related Materials**, v. 18, n. 2-3, p. 283-286, 2009.
- CHEN, Y.; LIANG, S.; AUNG, K.; GLEZER, A.; JAGODA, J. Enhanced mixing in a simulated combustor using synthetic jet actuators. In: AIAA- AEROSPACE SCIENCES MEETING AND EXHIBIT, 37., 1999, Reno. **Proceedings...** Reno, NV, 1999.
- DRAGOMAN, M.; NECULOIU, D.; DRAGOMAN, D.; DELIGEORGIS, G.; KONSTANTINIDIS, G.; CISMARU, A.; COCCETTI, F.; PLANA, R. Graphene for microwaves. **IEEE Microwave Magazine**, v. 11, n. 7, p. 81-86, 2010.
- GALLAS, Q.; HOLMAN, R.; NISHIDA, T.; CARROLL, B.; SHEPLAK, M.; CATTAFESTA, L. Lumped element modelling of piezoelectric-driven synthetic jet actuators, **AIAA Journal**, v. 41, p. 240, 2003.

- GILLESPIE, M. B.; BLACK, W. Z.; RINEHART, C.; GLEZER, A. Local convective heat transfer from a constant heat flux flat plate cooled by synthetic air jets. **Journal of Heat Transfer** **128**, n. 10, p. 990-1000, 2006.
- HOLMAN, R.; CATTAFESTA, L.; MITTAL, R.; SMITH, B.; UTTURKAR, Y. Formation criterion for synthetic jets. **AIAA Journal**, v. 43, n. 10, p. 2110-2116, 2005.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D.P. Fundamentos de transferência de calor e massa, **Ed. LTC-Livros Técnicos e Científicos**, 5a. edição, 2003.
- JAIN, M.; PURANIK, B. P.; AGRAWAL, A. A numerical investigation of effects of cavity and orifice parameters on the characteristics of a synthetic jet flow. **Sensors and Actuators A**, n. 165, p. 351-366, 2011.
- JAMBUNATHAN, K.; LAI, E.; MOSS, M. A.; BUTTON, B.L. A review of heat transfer data for single circular jet impingement. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 13, n. 2, p. 106-115, jun. 1992.
- LASANCE, C. J. M.; AARTS, R. M. Synthetic jet cooling part I: overview of heat transfer and acoustics. In: SEMICONDUCTOR THERMAL MEASUREMENT AND MANAGEMENT SYMPOSIUM, 24., 2008, San Jose. **Proceedings...** San Jose: IEEE, p. 16-20, 2008.
- MAHALINGAM R.; RUMIGNY N.; GLEZER A. Thermal management using synthetic jet ejectors. **IEEE CPT**, v.27, p.439-444, 2004.
- MAHALINGAM, R.; GLEZER, A. Design and thermal characteristics of a synthetic jet ejector heat sink. **Journal of Electronic Packaging**, n. 127, p. 172-177, 2005.
- MALLINSON, S. G.; REIZES, J.A.; HONG, G. An experimental and numerical study of synthetic jet flow. **Aeronautical Journal**, v. 105, p 41-49, 2001.
- MÖLLER, S. V. Experimentação em turbulência. **II Escola de Primavera em Transição & Turbulência**, v. 2, dez. 2000.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; DEWITT, D.P.; MUNSON, B. R. Introduction to thermal systems engineering: thermodynamics, fluid mechanics, and heat transfer, **John Wiley & Sons Inc.**, 1a. edição, 2003.
- PAVLOVA, A.; AMITAY, M. Electronic cooling using synthetic jet impingement. **Journal of Heat Transfer**, n. 9, p. 897-907, set. 2006.

- PERSOONS, T.; MCGUINN, A.; MURRAY, D. B. A general correlation for the stagnation point Nusselt number of an axisymmetric impinging synthetic jet. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, n. 54, p. 17-18, 2011.
- PERSOONS, T.; O'DONOVAN, T. S. A pressure-based estimate of synthetic jet velocity. **Physics of Fluids**, v. 19, n. 4, p. 128-104, 2007.
- SCHWIERZ, F. Graphene transistors. **Nature Nanotechnology**, v. 5, p. 487-496, 2010.
- SILVA, H. S. Caixas acústicas e alto-falantes, **Ed. H. Sheldon**, 1a. Edição, 1997.
- SHEN, S. C.; HUANG, H. J.; HSIEH, J. C.; SHAW, H. J. Self-adaptative heat spreader with micromesh using LIGA-like technology for AUV LED headlight. **Applied Ocean Research**, v. 32, n. 2, p. 137-145, 2010.
- SMITH, B. L.; GLEZER, A. The formation and evolution of synthetic jets. **Physics of Fluids**, v. 10, p. 2281-2297, 1998.
- SMITH, B. L.; SWIFT, G. W. A comparison between synthetic jets and continuous Jets. **Experiments in Fluids**, v. 34, p. 467-472, 2003.
- SURHONE, L. M.; TIPLEDON, M.T; MARSEKEN, S. F. Strouhal number: dimensional analysis, dimensionless quantity, vincenc strouhal, vortex shedding, fluid mechanics, Reynolds number, Roshko number, metrology, Froude number, Ed. VDM, 1a. edição, 2010.
- TRAVNICEK Z.; FEDORCHENKO A. I.; WANG A. B. Enhancement of synthetic jets by means of an integrated valve-less pump Part I. Design of the actuator. **Sensors and Actuators A**, v. 120, p. 232–240, 2005.
- VALIORGUE, P.; PERSOONS, T.; MCGUINN, A.; MURRAY, D.B. Heat transfer mechanisms in an impinging synthetic jet for a small jet-to-surface spacing. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 33, n. 4, p. 597-603, 2009.
- VASSALLO, F. R. Manual de caixas acusticas e alto-falantes, **Ed. Hemus**, 1a. Edição, 2005.
- WANG, T. H.; LEE, C. C.; LAI, Y. S. Thermal characteristics evaluation for board-level high performance flip-chip package equipped with vapor chamber as heat spreader. **Microelectronic Engineering**, v. 87, n. 12, p. 2463-2467, 2010.
- ZHANG, J.; TAN, X. Experimental study on flow and heat transfer characteristics of synthetic jet driven by piezoelectric actuator. **Journal Sci. China Ser**, v. 50, n. 2, p. 221-229, 2007.

APÊNDICE A

INCERTEZAS

Diferentes variáveis tais como a velocidade, a frequência, o diâmetro hidráulico do orifício, e o sinal de entrada de tensão no gerador de jatos sintéticos são medidos neste trabalho. Para tanto, foram verificadas as incertezas de cada equipamento.

A incerteza nas medições de velocidade com a sonda de fio quente portátil da Lutron é de $\pm 5\%$.

A incerteza na frequência e na amplitude do sinal de entrada de tensão do gerador de funções é de $\pm 1\%$.

A incerteza no corte a laser das placas e no orifício é de $\pm 0,05$ mm.

A incerteza no posicionamento da sonda Dantec é estimada em $\pm 0,5$ mm. A aproximação desta em relação ao gerador de jatos sintéticos é feita manualmente.

A incerteza nas medições de velocidade com a sonda de fio quente Dantec consiste numa faixa entre 3 e 6%, e possui dependência com a curva de calibração utilizada e da região da curva em que a leitura se localiza.

Na Tab. (A.1) é apresentado o registro de calibração típico de uma sonda de fio quente

Tabela A.1 – Registro de uma calibração típica de uma sonda de fio quente

Sonda reta												
Total resistance [Ω]	4,806	Coeficientes de calibração										
E ₀ [V]	1,577	B	0,5364608015									
E _{corr} [V]	1,5857	n	0,5916639873									
Velocidades alvo [m/s]	Manômetro	Pressões alvo	Frequencia do inversor [Hz]	Pressão medida pelo instrumento	E _{med} pela sonda [V]	E _{corr} [V]	U _{real} [m/s]	ln (E ² -E ² _{corr})	ln (U _{real})	U _{calc} [m/s]	Erro [%]	
3	Inclinado	0,53	5,50	0,55	1,862	1,8739	3,0505	-0,0028	1,1153	2,8514	6,5252	22,15
5	Inclinado	1,46	7,70	1,55	1,975	1,9877	5,1210	0,3821	1,6333	5,2834	-3,1730	21,95
7	Inclinado	2,90	10,10	2,9	2,048	2,0611	7,0046	0,5503	1,9466	7,2622	-3,6778	22,05
10	M2	6,31	13,75	6,27	2,144	2,1577	9,9055	0,7615	2,2931	10,3766	-4,7561	22,05
15	M2	9,21	19,70	9,27	2,268	2,2825	15,0928	0,9916	2,7142	15,3101	-1,4398	22,05
20	M2	13,25	25,80	13,24	2,36	2,3751	19,9648	1,1400	2,9950	19,6749	1,5506	22,25
25	M2	18,46	31,71	18,29	2,436	2,4516	24,8531	1,2516	3,2130	23,7593	4,4010	22,65
											22,16429	

Para cada novo experimento é realizado uma nova calibração. A Fig. (A.1) ilustra a variação do erro da calibração com a velocidade.

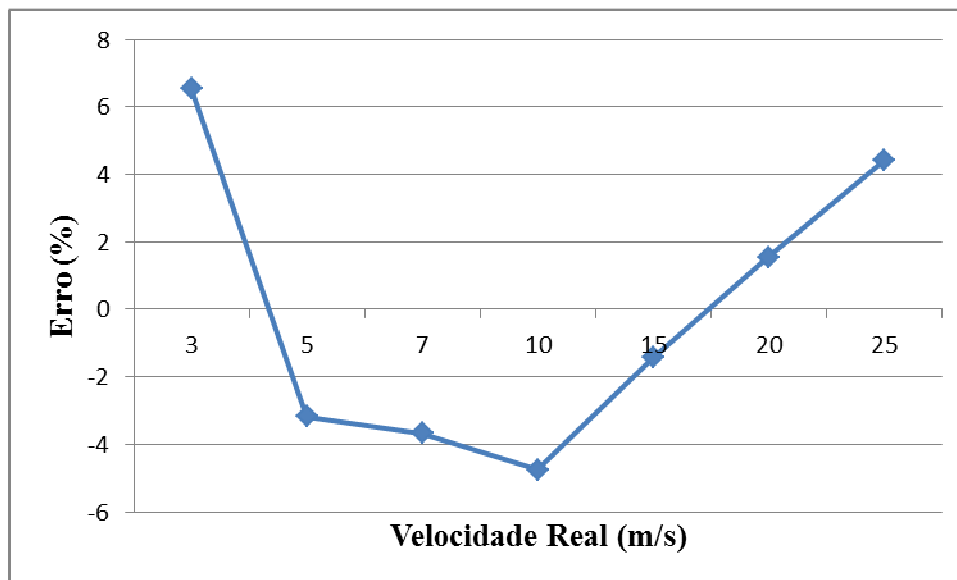


Figura A.1 – Variação do erro na calibração da sonda de fio quente.

