

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

**ESTUDO POR SIMULAÇÃO DE RESFRIAMENTO DE COMPONENTES
ELETRÔNICOS UTILIZANDO JATOS SINTÉTICOS TANGENCIAIS**

ADRIANO MENEZES DA SILVA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

SÃO LEOPOLDO

2017

ESTUDO POR SIMULAÇÃO DE RESFRIAMENTO DE COMPONENTES
ELETRÔNICOS UTILIZANDO JATOS SINTÉTICOS TANGENCIAIS

Adriano Menezes da Silva

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

Mestra em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee
Coorientador: Prof. Dr. Eduardo Luis Rhod

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander
Prof. Dr^a Flávia Schwarz Franceschini Zinani
Prof. Dr. Willyan Hasenkamp Carreira

SÃO LEOPOLDO
2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

S586e Silva, Adriano Menezes da.
Estudo por simulação de resfriamento de componentes eletrônicos
utilizando jatos sintéticos tangenciais / Adriano Menezes da Silva. -- 2017.
83 f. : il. color. ; 30 cm.

Orientador: Conrad Yuan Yuen Lee.

Co-orientador: Eduardo Luis Rhod.

Dissertação (mestrado) -- Universidade do Vale do Rio dos Sinos,
Unidade Acadêmica de Pesquisa e Pós-graduação, Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, 2017.

Inclui bibliografia.

1. Jato. 2. Sintético. 3. Simulação. 4. Resfriamento. I. Yuan Yuen Lee,
Conrad, orient. II. Rhod, Eduardo Luis, coorient. III. Título.

CDU 621

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee pois seu conhecimento na área foi fundamental para realizar as simulações e lidar com os problemas. Sua dedicação para auxiliar no trabalho também mostram que a arte de ensinar é uma de suas principais virtudes. Muito obrigado!

Agradeço em especial à minha esposa pela aceitação de minha ausência e apoio em alguns momentos bastante difíceis durante o trabalho. Não poderia deixar de agradecer também à minha filha, embora ainda pequena, pois as motivações também surgiram para que ela possa um dia ter orgulho de ler todo o trabalho realizado.

Agradeço também aos colegas de turma que sempre ajudaram dando motivação para conclusão dos trabalhos de aula e por final da dissertação.

Aos meus pais e a família de minha esposa que ajudaram cuidando de minha filha aos finais de semana para que pudesse finalizar o trabalho.

Agradeço ao CNPq pela bolsa oferecida em parceria com o Programa de Pós-Graduação da Engenharias Elétrica (PPGEE) e Engenharia Mecânica (PPGEM) e Instituto Tecnológico em Semicondutores (ITTChip).

RESUMO

O avanço tecnológico da informática e dos componentes eletrônicos está exigindo uma constante pesquisa na busca de maiores eficiências no resfriamento de seus componentes. Os métodos convencionais de resfriamento, através de coolers, não estão suprindo a demanda necessária e vários outros métodos estão sendo testados e implementados. Dentre os métodos utilizados nas pesquisas se destaca o sistema com jatos sintéticos pulsados, onde estudos mostraram que, a eficiência na troca térmica é aumentada devido à turbulência associada e estes dispositivos. As principais vantagens do sistema com jatos sintéticos é a utilização do próprio fluido do meio circundante para efetuar o resfriamento, além da compactação física e diminuição considerável dos níveis de ruído. O estudo visa comparar e ampliar os dados obtidos em experimento prático realizado com placas aquecidas em diferentes posições ao longo do comprimento de um canal, utilizando o jato sintético para realizar o resfriamento. Para realizar a análise numérica realizada utilizando o método por volumes finitos, foi necessário criar um modelo virtual semelhante ao espaço ocupado pelo fluido durante o experimento e nele aplicar as condições reais utilizadas. Sendo assim foram utilizadas na simulação um modelo 3-D e fluido compressível. Estudos de convergência de malha foram realizados para obter a malha que apresenta o melhor benefício entre tempo de processamento e precisão dos resultados. Para maior estabilidade da solução numérica, utilizou-se uma equação que simula o efeito de velocidade do movimento cossenóide da membrana durante o ciclo de excitação. Diversas análises foram realizadas para estabelecer a mesma condição de velocidade média obtida no experimento. Para isso, simulações foram realizadas até a estabilização da velocidade média transiente e os valores obtidos serviram para elaborar uma curva e dela extrair uma equação que capaz de estimar o valor próximo da velocidade média obtida durante as medições do experimento prático para uma determinada condição de contorno de velocidade de membrana. Aplicando a condição de placa aquecida a 80°C nas duas posições testadas de 50 e 150mm em relação à saída do orifício, verificou-se o aquecimento da placa não interfere nos campos de velocidade e vorticidade médias transientes e instantâneas. As simulações com resfriamento por jatos sintéticos apresentaram resultados significativos de aumento da capacidade de troca térmica em comparação com o regime permanente simulando o sistema convencional de resfriamento por cooler. Os resultados indicam que, com a placa aquecida em posições distintas, a melhora proporcionada pelo jato sintético fica na ordem de 25 a 40%. Já quando comparado o sistema com placa contínua e com variação da amplitude A_0 , os valores de resfriamento do jato sintético apresentaram aumento na ordem de 125%. Os resultados com alteração de frequência mostram que o coeficiente de transferência de calor por convecção aumenta até a frequência de 120 Hz, indicando que essa é a frequência de ressonância do sistema.

Palavras chaves: jato, sintético, simulação, resfriamento

ABSTRACT

The technological advance of information technology and electronic components provides a constant demand for greater efficiency in the cooling of its components. Cooler or fan-based conventional cooling methods cannot meet this required demand and several other methods are being tested and implemented. Among these methods, pulsed synthetic jets are of particular interest due to the increased heat transfer associated with higher turbulence levels. The main advantages of such a system with synthetic jets are the use of the surrounding environment fluid to realize cooling, compact size and considerable reduction of noise levels. The aim of this study was to compare results with an experimental study performed with heated plates at different positions along the length of a channel using cooled by a tangential synthetic jet and obtain further cooling data. To perform the numerical analysis with a finite volume method, it was necessary to create a virtual model similar to the geometry in the experiment with similar real boundary conditions. Therefore, a 3-D model and a compressible fluid were used in the simulation. Grid convergence studies were performed to obtain a mesh that presented the best balance between processing time and accuracy of results. For greater stability of the numerical solution, an equation was used that simulated the velocity effect of a moving membrane in the driving cavity with a cosine-shaped displacement during the pulsing cycle. Several analyzes were performed to establish the same channel average velocity condition obtained in the experimental study. Simulations were performed until the mean exit channel velocity stabilized and the values obtained were used to elaborate a calibration curve that related the amplitude of the velocity boundary condition at the membrane to an average channel velocity on par with the experimental study. For heat transfer results, a constant temperature of 80 ° C was applied at two test positions of 50 and 150 mm for the plate in relation to the orifice outlet. It was found that plate heating does not interfere in the transient or average velocity and vorticity fields. The simulations with cooling by synthetic jets showed significant increases of thermal exchange capacity in comparison to the a steady turbulent channel flow analogous to a conventional cooler cooling. The results indicate that with the heated plate in different positions the improvement provided by the synthetic jet is in the order of 25 to 40%. When compared to the system with a continuous plate spanning the bottom of the channel, variations of the pulsing jet amplitude showed increase in the order of 125%. Frequency change results show that the convection heat transfer coefficient increases up to the frequency of 120 Hz, indicating that this is the resonant frequency of the channel.

Keyword: jet, synthetic, simulation, cooling

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 Crescimento da produção mundial de eletrônicos	15
Figura 1-2 Perspectiva de demanda de processamento no encapsulamento de componentes eletrônicos.....	17
Figura 2-1 Diagrama teórico de demonstração e uma imagem real do jato sintético	20
Figura 2-2 Esquema básico para produção de jatos sintéticos.	21
Figura 2-3 (a) Componentes básicos do dispositivos. (b) representação da sucção. (c) representação da ejeção e formação de vórtices.....	21
Figura 2-4 Comportamento dos vórtices.	22
Figura 2-5 Vorticidade instantânea com $St = 0,0628$: (a) $Re = 104,2$ e (b) $Re = 416,6$	24
Figura 2-6 Vorticidade instantânea com $Re = 104,2$: (a) $St = 0,2512$ e (b) $St = 0,0157$. ..	25
Figura 2-7 Experimento com jato sintético sendo utilizado um orifício retangular.....	26
Figura 2-8 Condições do jato para variação do sinal de frequência e deflexão da membrana.	28
Figura 2-9 Variação de frequência na geração do jato sintético.....	29
Figura 2-10 Geometria básica na cavidade e as variáveis envolvidas.....	30
Figura 2-11 Variação da geometria e efeito no jato sintético: (a) orifício circular – (b) orifício quadrado – (c) orifício triangular – (d) orifício elíptico – (e) orifício retangular.....	31
Figura 2-12 Influência dos formatos de cavidade.	32
Figura 2-13 Ejeção e sucção em um canal horizontal.	33
Figura 2-14 Experimento com jato sintético tangencial.....	34
Figura 2-15 Esquema geométrico na simulação numérica desenvolvida por Munhoz.	34
Figura 2-16 Variação de Nu médio pela distância axial (HD) para suas três configurações. ...	36
Figura 2-17 Comparativo de coeficiente h_{conv} no experimento com jato sintético (●) e convecção forçada (—).....	37
Figura 2-18 Contornos da vorticidade instantânea normalizada, onde (a) resfriamento por jato sintético na placa posição 1, (b) resfriamento por cooler na placa posição 1, (c) resfriamento por jato sintético na placa posição 2 e (d) resfriamento por cooler na placa posição 2.	37
Figura 3-1 Dimensões esquemáticas e relevantes na experiência de Trisch (2015)	45
Figura 3-2 Geometria completa do modelo do experimento.....	45
Figura 3-3 Identificação dos corpos que compõem a geometria.	46
Figura 3-4 Detalhe da região cavidade-duto mostrando o sentido de escoamento do jato.	47
Figura 3-5 Variação da velocidade do diafragma durante um Período de atuação.	49
Figura 3-6 Condições iniciais no estudo de jato sintético com orifício circular.	50

Figura 3-7 Perfil de velocidade durante um ciclo do jato sintético.	50
Figura 3-8 Visão geral da malha padrão no plano de simetria do modelo	53
Figura 3-9 Região crítica que define o tamanho mínimo de célula na direção X.	53
Figura 3-10 Região crítica ampliado para verificação do tamanho de célula.	53
Figura 4-1 Perfil de velocidade do escoamento no plano de saída ao final do canal.	55
Figura 4-2 Perfil de velocidade na saída do canal normalizado de acordo com as unidades de parede.....	56
Figura 4-3 Perfil dos vetores de velocidade gerados na oscilação da membrana.....	58
Figura 4-4 Curva de calibração de A_0	59
Figura 4-5 Campo de velocidade instantâneo: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm.....	61
Figura 4-6 Campo de velocidade transiente médio: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm.	62
Figura 4-7 Vorticidade instantânea normalizada com placas aquecidas: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm.	63
Figura 4-8 Vorticidade normalizada transiente média: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm.....	64
Figura 4-9 Perfis de Temperatura com Steady State simulando cooler: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm	66
Figura 4-10 Temperatura normaliza instantânea: (a) $A_0 = 0,558$ m/s, (b) $A_0 = 1,115$ m/s e (c) $A_0 = 1,673$ m/s	68
Figura 4-11 Vorticidade normalizada instantânea: (a) $A_0 = 0,558$ m/s, (b) $A_0 = 1,115$ m/s e (c) $A_0 = 1,673$ m/s.....	69
Figura 4-12 Comparativo dos campos de Temperatura normalizada: (a) $A_0 = 0,578$ m/s com jato sintético, (b) regime permanente com velocidade constante de 1,357 m/s, (c) $A_0 = 1,115$ m/s com jato sintético, (d) regime permanente com velocidade constante de 3,064 m/s, (e) $A_0 = 1,673$ m/s com jato sintético e (f) regime permanente velocidade constante de 4,946 m/s.	70
Figura 4-13 Comparação dos contornos de vorticidade instantânea com alteração da altura da placa. (a) parede curta e original e (b) parede estendida em 200mm.	72
Figura 4-14 Comparação dos contornos de velocidade longitudinal instantânea com alteração da altura da placa. (a) parede curta e original e (b) parede estendida em 200mm.	73
Figura 4-15 Contornos de vorticidade instantânea com variações de frequência: (a) 60 Hz, (b) 120 Hz e (c) 200 Hz.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Parâmetros variados em estudo experimental.....	27
Tabela 3.1 Lista dos componentes utilizados e dimensões que compõem a geometria.	46
Tabela 4.1 Perfil de velocidade no plano de saída ao final do canal de escoamento.	55
Tabela 4.2 Valores utilizados para calibração do valor de A_0	58
Tabela 4.3 Convergência de malha.....	60
Tabela 4.4 Comparação de valores de $hconv$ experimental e simulação	65
Tabela 4.5 Coeficiente $hconv$ para as situações onde foi variado A_0 em jato sintético.....	68
Tabela 4.6 Comparativo de $hconv$ da simulação por jato sintético e regime permanente	71
Tabela 4.7 Variação de $hconv$ com variação dos valores de frequência de oscilação.	74

LISTA DE SIGLAS

BNDES – Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social

CFD – *Computer Fluid Dynamics*

CFL – Courant–Friedrichs–Lewy

ITRS – *International Technology Roadmap for Semiconductors*

PDT – Potência de Design Térmico

RSM – *Reynolds Stress Model*

SJA – *Synthetic Jet Actuator*

SST – *Shear–Stress–Transport*

ZNMF – *Zero–Net–Mass–Flux*

LISTAS DE SÍMBOLOS

- \bar{u}_{0max} – Velocidade média máxima na saída do orifício [$m\ s^{-1}$]
- \bar{u}_{saida} – Velocidade média calculada no plano de saída do canal do escoamento [$m\ s^{-1}$]
- $v_{Trnavg\ curl_z}$ – Vorticidade transiente instantânea em Z [$1\ s^{-1}$]
- $v_{Trnavg\ curl_z}$ – Vorticidade transiente média [$1\ s^{-1}$]
- $\Omega_{norm\ Trnavg_z}$ - Vorticidade normalizada transiente média em Z [$1\ s^{-1}$]
- Ω_{norm_z} – Vorticidade normalizada em Z [-]
- $\vec{\nabla}$ – Gradiente do fluxo de massa que atravessa o volume de controle
- h_{conv} – Coeficiente de transferência de calor por convecção [$W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$]
- h_{est} – Entalpia estática [$J\ kg^{-1}$]
- h_{tot} – Entalpia total [$J\ kg^{-1}$]
- A_0 – Parâmetro inicial de velocidade do jato sintético [$m\ s^{-1}$]
- A_c – Área da cavidade [m^2]
- A_m – Área da membrana [m^2]
- C_D – Coeficiente de descarga [-]
- $CD_{k\omega}$ – Coeficiente de descarga do modelo k- ω
- D_h – Diâmetro hidráulico do orifício de passagem [m]
- D_c – Diâmetro da cavidade [m]
- D_m – Diâmetro da membrana [m]
- F_1 – Função de superposição entre as regiões mais próximas à parede e escoamento livre
- F_2 – Função de superposição que restringe o limitador da camada limite da parede
- H_d – Altura da cavidade [m]
- H_i – Distância de saída do jato até a superfície aquecida [m]
- H_s – Altura da parede acima da cavidade [m]
- L^* – Comprimento característico da superfície aquecida [m]
- L_0 – Distância que o fluido se desloca no orifício durante metade do ciclo [m]
- L_c – Comprimento adimensional do jato [-]
- Nu_{x_L} – Número de Nusselt em posição determinada ao longo do comprimento [-]
- P_k – Termo da geração de energia cinética turbulenta
- Pr_t – Número de Prandtl turbulento [-]
- R^2 – Coeficiente de correlação da curva [-]

- Re_{x_L} – Número de Reynolds em posição determinada ao longo do comprimento [-]
 Re_{U_0} – Número de Reynolds com base na velocidade média do jato [-]
 Re_{cel} – Número de Reynolds de célula por Munhoz (2012) [-]
 R_m – Raio da membrana [m]
 S_{ij} – Tensor de deformação do campo de velocidade
 $U_{0,Tr}$ – Velocidade média medida por Trisch (2015) a 1d da saída do orifício [$m\ s^{-1}$]
 U_0 – Velocidade média do jato de acordo com o orifício [$m\ s^{-1}$]
 U_j – Velocidade média do jato no versor do eixo y [$m\ s^{-1}$]
 U_m – Velocidade média do jato de acordo com a posição de raio e tempo [$m\ s^{-1}$]
 \vec{V} – Componente vetorial da velocidade nas direções do escoamento [$m\ s^{-1}$]
 V_c – Volume da cavidade [m^3]
 a_1 – Constante do modelo k- ω [-]
 d_0' – Largura efetiva do canal [m]
 k_f – Condutividade térmica do fluido [$W\ m^{-1}\ ^\circ C^{-1}$]
 r_c – Raio da cavidade [m]
 $u_{norm_{Tr_{avg}}}$ – Velocidade longitudinal transiente normalizada adimensionalizada [-]
 $u_{Tr}(t)$ – Velocidade média nas posições estabelecidas por Trisch (2015) em seu experimento [$m\ s^{-1}$]
 $u_{Tr_{avg}}$ – Velocidade média transiente longitudinal [$m^2\ s^{-1}$]
 u_c – Velocidade longitudinal na cavidade [$m\ s^{-1}$]
 u_i – Velocidade longitudinal média no versor do eixo x [$m\ s^{-1}$]
 u_{inst} – Velocidade longitudinal instantânea [$m\ s^{-1}$]
 u_j – Velocidade longitudinal média no versor do eixo y [$m\ s^{-1}$]
 u_{norm} – Velocidade longitudinal normalizada adimensionalizada [-]
 v_{curl_z} – Vorticidade em Z [$1\ s^{-1}$]
 v_{inst} – Velocidade transversal instantânea [$m\ s^{-1}$]
 x_L – posição em relação ao ponto inicial para determinação do valor de Re_{x_L} e Nu_{x_L}
 x_i – Direção longitudinal (ao longo do canal) do jato medido no versor do eixo x [m]
 x_j – Direção longitudinal (ao longo do canal) do jato medido no versor do eixo y [m]
 Ψ_{ij} – Tensor deviatórico do versor nos eixos x e y
 Ω_{norm_z} – Vorticidade normalizada em Z [$1\ s^{-1}$]
 β^* – Constante para o modelo k- ω

- ε_t – Taxa de dissipação térmica turbulenta
- μ_t – Viscosidade dinâmica turbulenta [Pa s]
- ν_t – Viscosidade cinemática turbulenta [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]
- σ_k – Constantes para k- ω
- σ_ω – Constantes para k- ω
- Δx_{cel} – Mínima medida do tamanho de célula [m]
- A – Deflexão ou amplitude da membrana [m]
- D – Largura ou diâmetro da cavidade [m]
- H – Altura da região do duto de escoamento do ar [m]
- Nu – Número de Nusselt é a relação entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução [-]
- Re – Número de Reynolds é a relação entre a força de inércia com a força de viscosidade em um escoamento e serve para definir o tipo de escoamento [-]
- S – Medida invariável da taxa de deformação do elemento do fluido
- St – Número de Strouhal é a relação entre frequência da geração dos vórtices pela velocidade do escoamento [-]
- T – Período de atuação do jato [s]
- Y – Deformação do diafragma relativa à sua posição neutra [m]
- f – Frequência de oscilação da membrana [Hz]
- k – Energia cinética [J]
- p – Tensor de Pressão e está relacionado com a taxa de deformação [N m^{-2}]
- r – Raio da membrana oscilatória [m]
- t – Variação do tempo [s]
- u – Velocidade longitudinal média [m s^{-1}]
- $u(t)$ – Velocidade média no plano de saída do jato em um instante no tempo [m s^{-1}]
- v – Velocidade transversal média [m s^{-1}]
- w – Velocidade média ao longo do eixo z [m s^{-1}]
- x – Direção longitudinal (ao longo do canal) do jato medido na parte externa do plano do orifício [m]
- y – Direção transversal (lateral) do jato medido na parte externa do plano do orifício [m]
- z – Direção no sentido perpendicular ao plano xy (profundidade) medido a partir da linha de centro do jato [m]

Ω – Vorticidade local do jato [1 s^{-1}]

α – Difusividade térmica [$\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$]

γ – Constantes para k- ω

λ – Espessura do diafragma [m]

μ – Viscosidade dinâmica do fluido de trabalho [Pa s]

ρ – Massa específica do fluido de trabalho [kg m^{-3}]

τ – Tensor de tensão e está relacionado com a taxa de deformação [N m^{-2}]

ω – Taxa de dissipação da energia cinética

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	15
1.1 Objetivo Geral	17
1.1.1 Objetivos Específicos	17
1.2 Justificativa	18
1.3 Estrutura da Pesquisa	19
2 JATOS SINTÉTICOS	20
2.1 Descrição de gerador de jato sintético	20
2.1.1 Formas de atuação	21
2.1.2 Estrutura de vorticidade do jato	22
2.2 Parâmetros adicionais de desempenho	22
2.2.1 Velocidade média	23
2.2.2 Número de Reynolds	23
2.2.3 Número de Strouhal	25
2.2.4 Número de Nusselt	25
2.3 Efeito da frequência na compressibilidade	26
2.4 Efeito da geometria.....	29
2.5 Jatos sintéticos em configuração tangencial.....	32
2.6 Efeito de resfriamento	34
3 METODOLOGIA.....	38
3.1 Modelo matemático	39
3.1.1 Equação da continuidade.....	39
3.1.2 Equação da conservação da taxa de quantidade de movimento.....	40
3.1.3 Equação de conservação de Energia	40
3.1.4 Vorticidade	41
3.1.5 Modelagem de turbulência pelo modelo SST $k - \omega$	41
3.2 Geometria	44
3.2.1 Condições iniciais e de contorno.....	47
3.2.1.1 <i>Representação do movimento da membrana com deslocamento da fronteira</i>	<i>48</i>
3.2.1.2 <i>Representação do movimento da membrana com perfil de velocidade</i>	<i>49</i>
3.2.2 Frequências características da membrana oscilatória e cavidade.....	51
3.3 Definição do tamanho mínimo de malha.....	51
3.4 Definição do timestep através da condição de CFL	54

3.5 Análises com placas aquecidas	54
4 RESULTADOS	55
4.1 Definição da velocidade média utilizada para calibração.....	55
4.2 Validação da malha para camada limite	56
4.3 Calibração do valor utilizado em A_0	56
4.3.1 Calibração das simulações	57
4.4 Convergência de malha	59
4.5 Resultados de velocidade e vorticidade	60
4.5.1 Campos de velocidade.....	60
4.5.2 Campos de vorticidade	62
4.6 Comparação com resultados experimentais	64
4.7 Resultados de resfriamento de placa contínua	67
4.7.1 Comparativo jato sintético x regime permanente.....	69
4.7.2 Verificação da geometria com parede estendida.....	71
4.7.3 Alteração do parâmetro de frequência de oscilação	73
5 CONCLUSÕES.....	75
REFERÊNCIAS	77

1 INTRODUÇÃO

O avanço no uso de novas tecnologias e da grande utilização de computadores e *notebooks*, *tablets* e *smartphones*, além dos altos recursos investidos em pesquisa fazem com que os processadores de componentes eletrônicos sejam os menores possíveis e com a taxa de processamento sempre em crescimento. Como consequência, a taxa de calor gerado por esses processadores é bastante elevada e está em constante evolução fazendo com que sistemas de resfriamento sejam também repensados e novos métodos sejam pesquisados.

Segundo Brasil (2012), estudos realizados pelo Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES) indicam que o mercado mundial de eletrônicos vem em um crescente desde os anos de 1980. No final da década de 1990 e início dos anos 2000 houve a crise da internet, que foi uma bolha especulativa caracterizada por uma forte alta das ações das novas empresas de tecnologia da informação e comunicação baseadas na internet. Essas empresas eram também chamadas "ponto com", devido ao domínio de topo ".com" constante do endereço de muitas delas na rede mundial de computadores. Considera-se que o auge da bolha tenha ocorrido em 10 de março de 2000. Ao longo de 2000, ela se esvaziou rapidamente e, já no início de 2001, muitas empresas "ponto com" já estavam em processo de venda, fusão, redução ou simplesmente fechamento. O colapso desta bolha especulativa causou uma desaceleração no crescimento do mercado mundial de eletrônicos, e que somente foi retomada em 2004. De 2004 a 2009 foi relatado um crescimento de 4,9%. Mesmo com a crise econômica global de 2009 esta média não caiu, conforme observa-se pela Figura 1-1, no demonstrativo dividido por regiões.

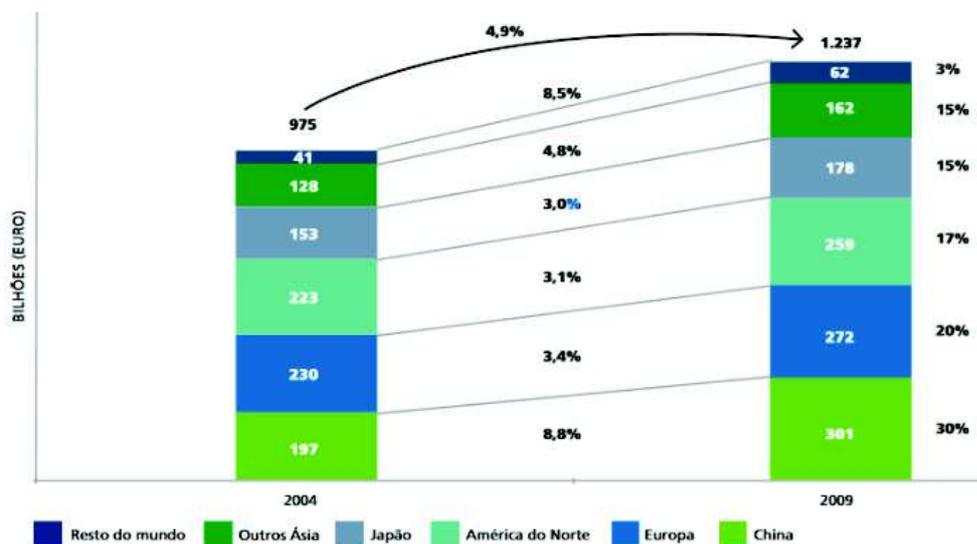


Figura 1-1 Crescimento da produção mundial de eletrônicos
Fonte: Brasil (2012).

Atualmente, os sistemas de resfriamento de componentes eletrônicos mais utilizados são os coolers. Porém estudos estão sendo realizados para utilização de microtubos de calor, placas de líquidos frios, fluidos especiais, colisão de jatos e coolers termoelétricos. (ETEMOGLU, 2007). Dentre estes sistemas, coolers ainda são os mais utilizados devido à simplicidade da utilização do ar como fluido de trabalho e o relativo baixo custo operacional e de produção dos dispositivos. Por outro lado, a utilização de ar é limitada pela baixa capacidade térmica do mesmo quando comparada a resfriamento líquido ou com processos de mudança de fase.

De acordo com Campos (2004) os estudos de resfriamento atuais visam uma redução do volume e uma consequente otimização da distribuição dos componentes de maneira que seja possível extrair uma maior taxa de transferência de calor. Isto pode ser feito através de análises realizadas em softwares de simulação de resfriamento, que podem auxiliar na distribuição e/ou na adição de componentes eletrônicos nas regiões que estão mais frias até que cheguem mais próximos da temperatura limite estabelecida sem que comprometa o funcionamento.

Ainda, conforme Campos (2004), o uso de softwares avançados de simulação, que fazem uso de ferramentas matemáticas utilizando o método de elementos de volume, fornecem uma previsão do comportamento térmico do sistema fazendo com que seja possível buscar a máxima eficiência na transferência de calor, ou ainda, obter a mínima temperatura ambiente possível. Devido às formas complexas, também se faz necessário o uso destas ferramentas, pois não há correlações estabelecidas para cada situação o que tornaria o cálculo analítico bastante extenso ou até mesmo inviável.

Conforme Intel (2015) o processador I7-6700K tem uma Potência de Design Térmico (PDT) de 91 W. A PDT representa o consumo médio de energia, dissipada pelo processador quando o mesmo funciona em uma frequência de base com todos os núcleos ativos de acordo com uma carga de trabalho de alta complexidade definida pela Intel. Segundo Intel (2016), para garantir o desempenho do processador I7-6700K, é necessário controlar a temperatura máxima permitida no dissipador de calor integrado do processador, que é chamada de temperatura de gabinete e para este processador não deve ultrapassar 64 °C. Portanto, o resfriamento deve ser muito eficiente.

Um primeiro estudo desenvolvido pela *International Technology Roadmap for Semiconductors* (ITRS) em 2008 e atualizado em 2011 projeta um crescimento do número de componentes dentro do mesmo encapsulamento. A perspectiva, demonstrada pela Figura 1-2, ainda prevê que em 2026 se chegará à capacidade máxima de processamento. (CHANDRATILLEKE, JAGANNATHA e NARAYANASWAMY, 2010; ITRS, 2011).

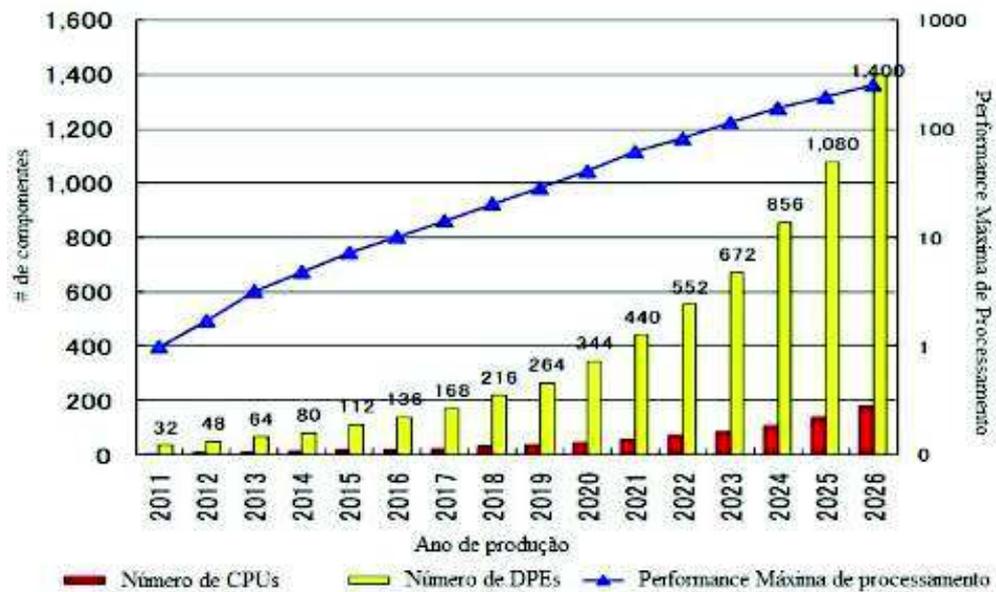


Figura 1-2 Perspectiva de demanda de processamento no encapsulamento de componentes eletrônicos.

Fonte: ITRS (2011).

O aumento da demanda no processamento de componentes eletrônicos e a miniaturização faz com que o fluxo de transferência de calor gerado seja cada vez mais elevado. Para não comprometer o funcionamento do componente, o resfriamento de todo o sistema deve ser realizado com a máxima eficiência possível. As pesquisas atuais trabalham com a utilização de sistemas alternativos de resfriamento e uma das possibilidades que vem sendo estudada é a utilização de jatos sintéticos que possuem um maior nível de turbulência inerente e a vantagem de trabalhar com o mesmo fluido circundante no ambiente. Estudos têm mostrado uma melhora significativa nos coeficientes de transferência de calor (h_{conv}), bem como a possibilidade de diminuição do ruído e dos níveis de sujeira.

1.1 Objetivo Geral

Investigar o escoamento do jato sintético tangencial e obter dados de transferência de calor que possam ser correlacionados para configurações reais de componentes eletrônicos.

1.1.1 Objetivos Específicos

- Compor modelo geométrico do experimento de resfriamento de componentes eletrônicos em um canal por jatos sintéticos tangenciais;

- Validar e calibrar modelo virtual com dados experimentais práticos de campo de velocidade;
- Simular no software CFX o experimento de resfriamento de componentes eletrônicos em um canal por jatos sintéticos tangenciais;
- Comparar e validar os resultados obtidos na simulação numérica com os resultados obtidos na experimentação prática realizada no estudo de resfriamento de aquecimento localizado por jatos sintéticos tangenciais.
- Analisar efeito de resfriamento em uma superfície aquecida contínua por jatos sintéticos tangenciais.
- Analisar o efeito da alteração de frequência de oscilação no coeficiente de transferência de calor por convecção num sistema com placa contínua.

1.2 Justificativa

Sendo confirmada a necessidade de aumentos na capacidade de refrigeração de componentes eletrônicos e tendo em vista o baixo custo e simplicidade de uso do ar como fluido de trabalho, torna-se necessário aprimorar o desempenho desta técnica de resfriamento além da capacidade atual de coolers. Uma destas técnicas é a convecção forçada através de geradores de jatos sintéticos. Resultados indicam que, comparado a um escoamento turbulento em regime permanente em uma superfície nua, o efeito de resfriamento de jatos sintéticos é superior devido aos maiores níveis de turbulência associados a estes dispositivos. (MUNHOZ, LEE e ALVES, 2015) Apesar destes resultados promissores, estudos são necessários para analisar o efeito de resfriamento de jatos sintéticos em condições de operação e configurações geométricas mais semelhantes às aplicações reais.

Estudos realizados mostram que jatos sintéticos podem realizar o resfriamento de componentes eletrônicos. Os resultados obtidos experimentalmente são considerados satisfatórios para transferência de calor além das vantagens adicionais que podem ser consideradas em relação aos coolers: redução de ruído e o fato de não acumular pó ou sujeira. (TRISCH, 2015). Conforme as simulações de Munhoz, Lee e Alves (2015) o jato sintético poderá atender a demanda atual de eficiência no arrefecimento se for aplicada a uma maior velocidade de, que por consequência aumenta a troca de calor convectiva e se torna mais eficiente que o método convencional.

1.3 Estrutura da Pesquisa

É apresentado neste trabalho uma descrição do referencial teórico sobre o tema e também a metodologia que será abordada para realizar a análise numérica por volumes finitos.

O referencial teórico, descrito no capítulo 2, tem como objetivo situar o leitor às pesquisas e bibliografias desenvolvidas sobre o assunto, no qual busca-se estudos que foram desenvolvidos de forma semelhante ao que será estudado neste trabalho. A forma de geração do jato sintético, bem como os parâmetros geométricos que influenciam a capacidade de resfriamento do jato foram estudadas. Por fim, realizou-se a busca de informações que tratam da forma que o jato sintético atua no dispositivo se por impactação ou tangencial como será realizado o estudo.

A metodologia, descrita no capítulo 3, aborda o equacionamento interno ao software de análise numérica por volumes finitos e também o método analítico que foi utilizado para estabelecer as condições iniciais e as condições de contorno. Além disso, é realizada uma completa descrição da geometria que foi utilizada para as análises e seus parâmetros. Ainda, é definido os critérios para definição do tamanho de malha.

Nos resultados são mostrados como se definiu os parâmetros para estabelecer a velocidade média obtida no experimento prático e como se realizou a convergência de malha. Mostra-se os contornos de velocidade, vorticidade e também é comparado os resultados da transferência de calor obtida da simulação com o experimento prático. Por fim foram realizadas simulações para estabelecer parâmetros de resfriamento em placas contínuas.

2 JATOS SINTÉTICOS

A indefinição de um nome específico e comum para o termo jato sintético dificulta um pouco a pesquisa de estudos realizados nesta área, pois pesquisadores de diferentes universidades e centros de pesquisa o nomeiam de diferentes formas. O jato é nomeado sintético porque não possui nenhum tipo de fluido adicionado, apenas o ar que circula pelo elemento que proporcionará o deslocamento de ar. Zhang, Wang e Feng (2008) nomeiam como dispositivo ZNMF, que vem do termo inglês *Zero-Net-Mass-Flux* que traduzido para o português recebe o nome de “fluxo de massa líquido zero”. Já Smith e Glezer (1998) nomeiam tanto o fluido ejetado como o dispositivo gerador como *synthetic jets*, que traduzido para o português é encontrado como “jatos sintéticos”. A pesquisa por Mallinson, Kwok e Reizes (2003) utiliza o termo SJA que vem do termo em inglês *Synthetic Jet Actuator*, que traduzido para o português é chamado de “atuador de jato sintético”.

2.1 Descrição de gerador de jato sintético

Os jatos sintéticos são gerados através da vibração periódica, com uma determinada frequência, de uma membrana oscilatória cercada por paredes rígidas. A pluma do jato sintético se forma através do fluido sendo ejetado através de um orifício na parede da cavidade seguido pela sucção de fluido circundante ao orifício conforme mostra a Figura 2-1. Sendo assim, o fluido ejetado não é aspirado de volta à cavidade e o fluido que sai do jato é o mesmo que circula no ambiente de trabalho, ou seja, não é necessária a utilização de tubulações e/ou fluidos adicionados para circulação e refrigeração. A formação de vórtices do jato depende de variáveis que serão conhecidas ao longo deste trabalho, bem como do formato do orifício de passagem do jato. Na Figura 2-1 mostra-se um gerador utilizando um condutor piezoeletrico na cavidade, que é apenas uma das maneiras de se gerar o jato sintético. (IWANA et al., 2015; MUNHOZ, 2012; LEHNEN, LEE e ALVES, 2015; SMITH e GLEZER, 1998; XIA e ZHONG, 2012).

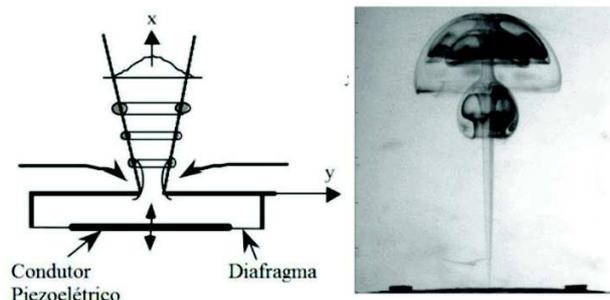


Figura 2-1 Diagrama teórico de demonstração e uma imagem real do jato sintético
Fonte: Adaptado de Smith e Glezer (1998); Xia e Zhong (2012).

2.1.1 Formas de atuação

O jato sintético pode ser gerado basicamente de três formas de oscilação na cavidade, conforme observa-se pela Figura 2-2. Na Figura 2-2 (a) uma membrana flexível oscila, fazendo com que o ar seja expulso da região da cavidade formando os anéis de vórtices. Já na Figura 2-2(b) a compressão do cilindro exerce uma pressão sobre o ar existente na cavidade e o expulsa formando os anéis de vórtices. Na Figura 2-2 (c) ocorre a excitação da membrana através de excitação acústica, novamente exercendo uma pressão sobre o ar existente na cavidade que forma os anéis de vórtices. (MALLINSON et al., 2004).

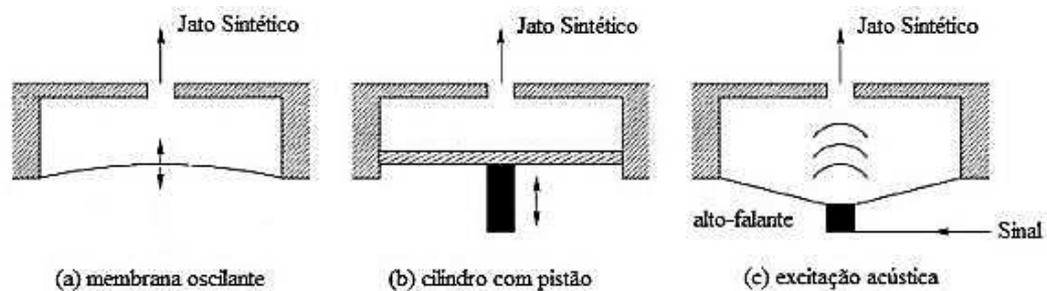


Figura 2-2 Esquema básico para produção de jatos sintéticos.

Fonte: Adaptado de Mallinson et al. (2004).

O jato sintético necessita basicamente de dois estágios para o seu perfeito funcionamento. Na Figura 2-3 (a) o sistema está estático e sem excitação por variação de frequência. No momento em que é excitado (Figura 2-3 (b)) a membrana flexível contrai e acontece a entrada do ar na cavidade de captação. No próximo instante (Figura 2-3 (c)) ocorre a expulsão do ar da cavidade formando os anéis de vórtices. Em nenhum momento forças externas atuam para geração da excitação na membrana, apenas a frequência gerada pelo controle que faz a captação e expulsão do ar da cavidade. (GLEZER et al., 2003).

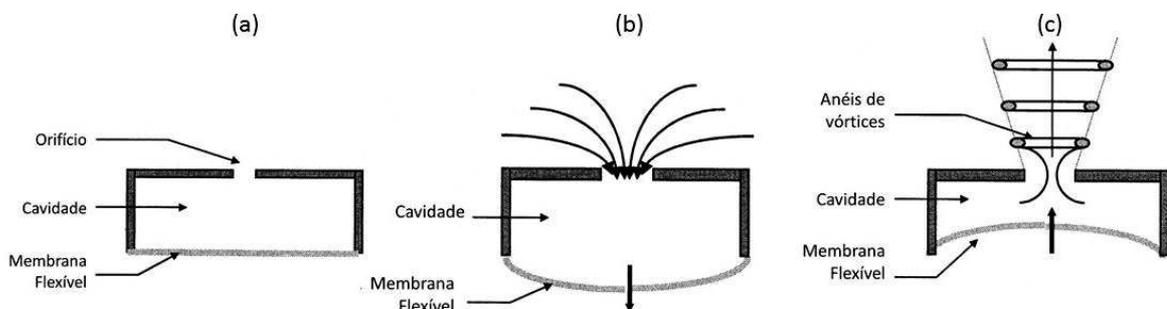


Figura 2-3 (a) Componentes básicos do dispositivos. (b) representação da sucção. (c) representação da ejeção e formação de vórtices.

Fonte: Adaptado de Glezer et al. (2003).

2.1.2 Estrutura de vorticidade do jato

A Figura 2-4 de Mallinson, Kwok e Reizes (2003) mostra um esquema teórico de comportamento dos vórtices do jato sintético próximos às regiões de saída do jato. Smith e Glezer (1998) relatam que durante a fase de ejeção a pressão estática média do fluido que está saindo do orifício é maior que a pressão que está sendo exercida pelo fluido que está externo à cavidade. O contrário também é verdadeiro quando ocorre a sucção do ar pela região da cavidade. Essa variação de pressão, principalmente durante a sucção pode ocasionar o vórtice de suspiro transversal, conforme observa-se pela Figura 2-4.

Mallinson, Kwok e Reizes (2003) também comprovam que se o orifício possuir uma área de seção transversal elevada o jato pode ser gerado de forma desorganizada, o que reduz a intensidade da vorticidade da pluma e prejudica a eficiência da troca térmica desejada, conseqüentemente diminuindo o poder de resfriamento.

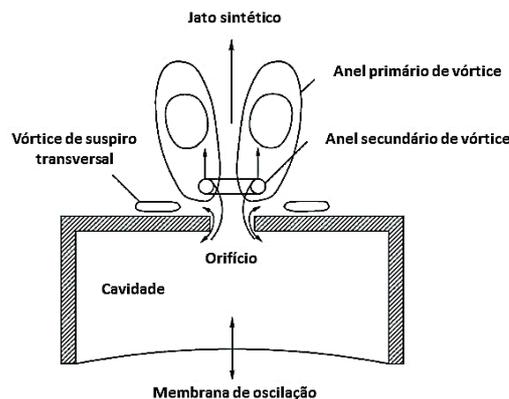


Figura 2-4 Comportamento dos vórtices.

Fonte: Adaptado de Mallinson, Kwok e Reizes (2003).

2.2 Parâmetros adicionais de desempenho

Independente se o estudo é numérico ou experimental, a análise necessita de pelo menos três números adimensionais: número de Reynolds (Re), número de Nusselt (Nu) e número de Strouhal (St). Estes parâmetros não são completamente independentes em estudos experimentais, pois alterando a frequência de pulsação (número de Strouhal) ocorre a variação da velocidade do jato e por consequência influencia os números de Reynolds e Nusselt. Para determinar a capacidade de troca térmica que o jato do estudo pode proporcionar é importante a determinação do número de Nusselt.

2.2.1 Velocidade média

Conforme Smith e Glezer (1998), a velocidade média do jato sintético é medida no plano do orifício de saída do jato. Para isso, deve-se considerar apenas o meio-período de ejeção do jato, já que a inclusão do período completo resultaria em uma média essencialmente zero devido ao balanço líquido de massa através do plano. Define-se o comprimento de uma coluna de fluido ejetada durante o meio período conforme a equação (2.1).

$$L_0 = \int_0^{\frac{1}{2}T} u(t) dt \quad (2.1)$$

onde, T trata-se do período de atuação do jato e $u(t)$ é a velocidade média no plano de saída do jato ao longo do tempo. A velocidade média do jato, conforme Smith e Glezer (1998) é calculada então conforme a equação (2.2).

$$U_0 = \frac{L_0}{T} \quad (2.2)$$

A definição de velocidade média do jato de Smith e Glezer (1998) necessita de instrumentos de sondas precisos e compactos suficientes para serem posicionados exatamente no plano de saída do gerador de jatos sintéticos. Por esta razão, o estudo de Trisch (2015) optou por realizar uma média contínua da velocidade média do jato a uma distância de um diâmetro hidráulico ($1d$) do plano do orifício de saída, de modo que a velocidade média é definida conforme a equação (2.3):

$$U_{0,Tr} = \frac{1}{T} \int_0^T u_{Tr}(t) dt \quad (2.3)$$

onde, $u_{Tr}(t)$ é a velocidade média na posição mais próxima do orifício de saída do jato medida por Trisch (2015) em um instante no tempo. Observa-se que as mesmas limitações encontradas por Trisch (2015) também impossibilitaram Smith e Glezer (1998) e Mallinson et al. (2004) de obterem medições de velocidade no plano de saída do jato, de modo que a utilização de $u_{Tr}(t)$ por Trisch (2015) é considerada uma aproximação aceitável.

2.2.2 Número de Reynolds

No campo da mecânica dos fluidos, o número de Reynolds é amplamente utilizado para determinar o regime de escoamento que está sendo praticado. Para escoamentos internos em

tubos, a velocidade característica é a velocidade média do escoamento. Segundo Fox, Mcdonald e Pritchard (2014) o regime é considerado laminar quando $Re \approx 2300$. Se um tubo estiver livre de perturbações, com superfícies bastante lisas é possível chegar a $Re = 100000$ e ainda estar em regime laminar. Mas o próprio autor indica utilizar o valor de referência de $Re \approx 2300$.

Para escoamentos de jatos sintéticos com orifícios retangulares utiliza-se Re_{U_0} calculado com base na velocidade média do jato e pode ser calculado utilizando a equação (2.4). (SMITH e GLEZER, 1998).

$$Re_{U_0} = \frac{\rho U_0 d}{\mu} \quad (2.4)$$

onde, ρ trata-se da massa específica do fluido de trabalho; U_0 trata-se da velocidade média do jato; d trata-se do diâmetro hidráulico do orifício e μ trata-se da viscosidade dinâmica do fluido de trabalho.

No estudo de Lee e Goldstein (2002) variou-se μ objetivando a variação de Re sem afetar a variação de St . Com a variação apenas de Re foi possível constatar que, com aumento de Re , ocorre um aumento na vorticidade que por consequência proporciona um jato com maior alcance quando comparado a um menor Re no mesmo intervalo de tempo, conforme observa-se pela vorticidade instantânea mostrada na Figura 2-5. Estudos semelhantes de Valiorgue et al. (2009), Smith e Swift, (2001) Xia et al. (2014) também comprovam a influência de Re na turbulência.

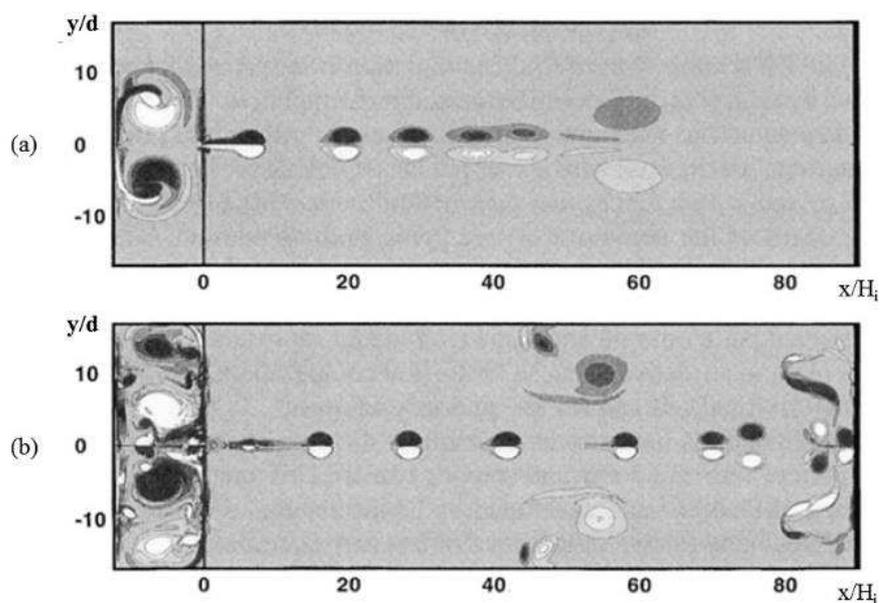


Figura 2-5 Vorticidade instantânea com $St = 0,0628$: (a) $Re = 104,2$ e (b) $Re = 416,6$.
Fonte: Adaptado de Lee e Goldstein (2002).

2.2.3 Número de Strouhal

O St é utilizado em pesquisas com jatos sintéticos para determinar a frequência característica adimensional associada ao jato e pode ser obtido utilizando a equação (2.5).

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

Na pesquisa realizada com jatos sintéticos por Lee e Goldstein (2002) a frequência de pulsação foi variada e mantendo constante $Re = 104,2$. Com isso foram obtidos valores de $St = 0,2512$ a $St = 0,0157$. É possível observar pela Figura 2-6(a) no caso $St = 0,2512$, que uma pequena quantidade de fluido é ejetada em uma forma de esteira contínua. Já no caso da Figura 2-6(b) $St = 0,0157$, com a diminuição de St a quantidade de fluido aumenta, porém os vórtices são gerados de forma individualizada.

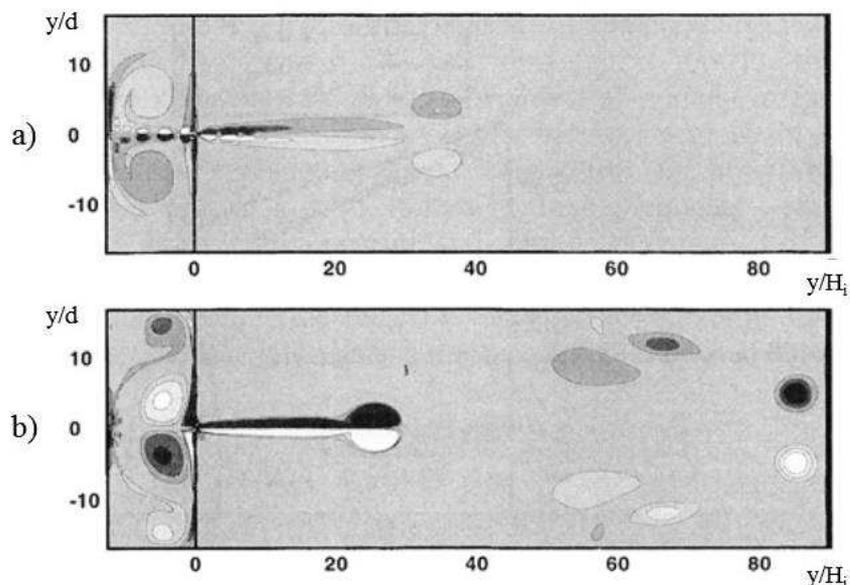


Figura 2-6 Vorticidade instantânea com $Re = 104,2$: (a) $St = 0,2512$ e (b) $St = 0,0157$.
Fonte: Adaptado de Lee e Goldstein (2002).

2.2.4 Número de Nusselt

Em estudos de jatos sintéticos, no qual o método de troca de calor é por convecção também é necessário identificar o número de Nusselt (Nu). (TRISCH, 2015; CHAUDARI, PURANIK e AGRAWAL, 2010). Nu é uma relação entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução. Incropera et al. (2014) cita que Nu pode ser calculado com base na equação (2.6).

$$Nu = \frac{h_{conv} L^*}{k_f} \quad (2.6)$$

onde, h_{conv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção, L^* é o comprimento característico, e k_f é a condutividade térmica do fluido (relacionado à transferência de calor por condução).

2.3 Efeito da frequência na compressibilidade

O jato sintético, conforme já citado anteriormente, pode ser gerado através da oscilação da pressão em um campo acústico, que pode ser gerado pela membrana (formado pelo cone e a calota) de um alto-falante. Porém, é necessário que a ressonância seja considerável ao ponto de produzir vórtices que consigam ultrapassar a barreira imposta pelas reduzidas dimensões da abertura de passagem do fluido, bem como as forças que são geradas pela sucção no momento da captação do ar na membrana. (GLEZER e AMITAY, 2002; BHAPKAR, SRIVASTAVA e AGRAWAL, 2013).

Em diversas pesquisas já realizadas cujo assunto principal é o jato sintético, destaca-se a pesquisa realizada por Smith e Glezer (1998) que, geraram imagens utilizando uma câmera de CCD com tempo de exposição de 100 μ s para conseguir capturar os vórtices que formam o jato, conforme é possível observar na Figura 2-7. Observa-se por esta imagem que há um par de vórtices que foi gerado próximo a região de saída do jato, ou seja, próximo ao orifício. Na região mais distante há uma região de turbulência onde ocorre a dispersão do jato.

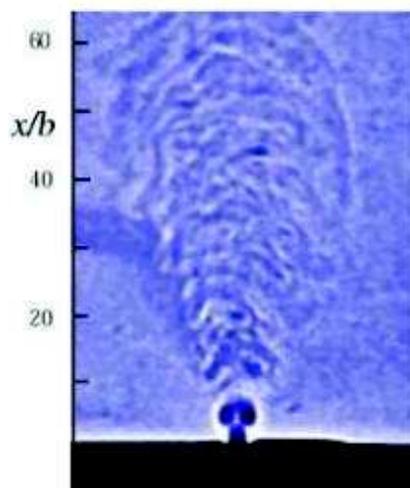


Figura 2-7 Experimento com jato sintético sendo utilizado um orifício retangular.
Fonte: Smith e Glezer (1998).

Smith e Glezer (1998) obtiveram imagens do comportamento do jato controlando a variação do tempo (t) pelo período (T), ambos com unidades em segundos. As análises foram realizadas quando $0 < t/T < 1$ e constatou-se que os vórtices começam a aparecer antes da relação $t/T = 0,111$. Foi observado também que a turbulência do jato começa a aparecer posterior a relação $0,148 < t/T < 0,407$ e que a partir $t/T = 0,481$ a velocidade de propulsão do jato faz com que os vórtices se soltem do anel e se misturem ao ar, formando turbulência.

Mallinson, Kwok e Reizes (2003) construíram um atuador com orifício de saída do jato com formato quadrado com dimensões de $200 \mu\text{m}$ e testaram variações da frequência do sinal para o condutor piezoeletrico. Utilizando os dados Tabela 2.1 foram obtidas imagens em diversos casos no mesmo instante de tempo ($0,71 \text{ s}$), que são mostradas na Figura 2-8. Observa-se pela Figura 2-8 que a variação da frequência influencia diretamente na distância de alcance do jato e conseqüentemente em uma maior difusão da vorticidade. Ao comparar as imagens da Figura 2-8 em forma de linha: (a)x(b)x(c), (d)x(e)x(f) e (g)x(h)x(i), é possível observar que com o aumento da deflexão da membrana há notável aumento da intensidade do jato mesmo com a frequência de pulsação sendo mantida constante. A intensidade do jato também é aumentada quando trava-se a variação da deflexão da membrana e dobra-se os valores de frequência quando comparamos os casos em forma de coluna (a)x(d)x(g), (b)x(e)x(h) e (c)x(f)x(i).

Tabela 2.1 Parâmetros variados em estudo experimental

CASO	DEFLEXÃO DA MEMBRANA	FREQUÊNCIA MÉDIA
	(μm)	(Hz)
a	0,5	725
b	1,0	725
c	2,0	725
d	0,5	1450
e	1,0	1450
f	2,0	1450
g	0,5	2900
h	1,0	2900
i	2,0	2900

Fonte: Adaptado de Mallinson, Kwok e Reizes (2003).

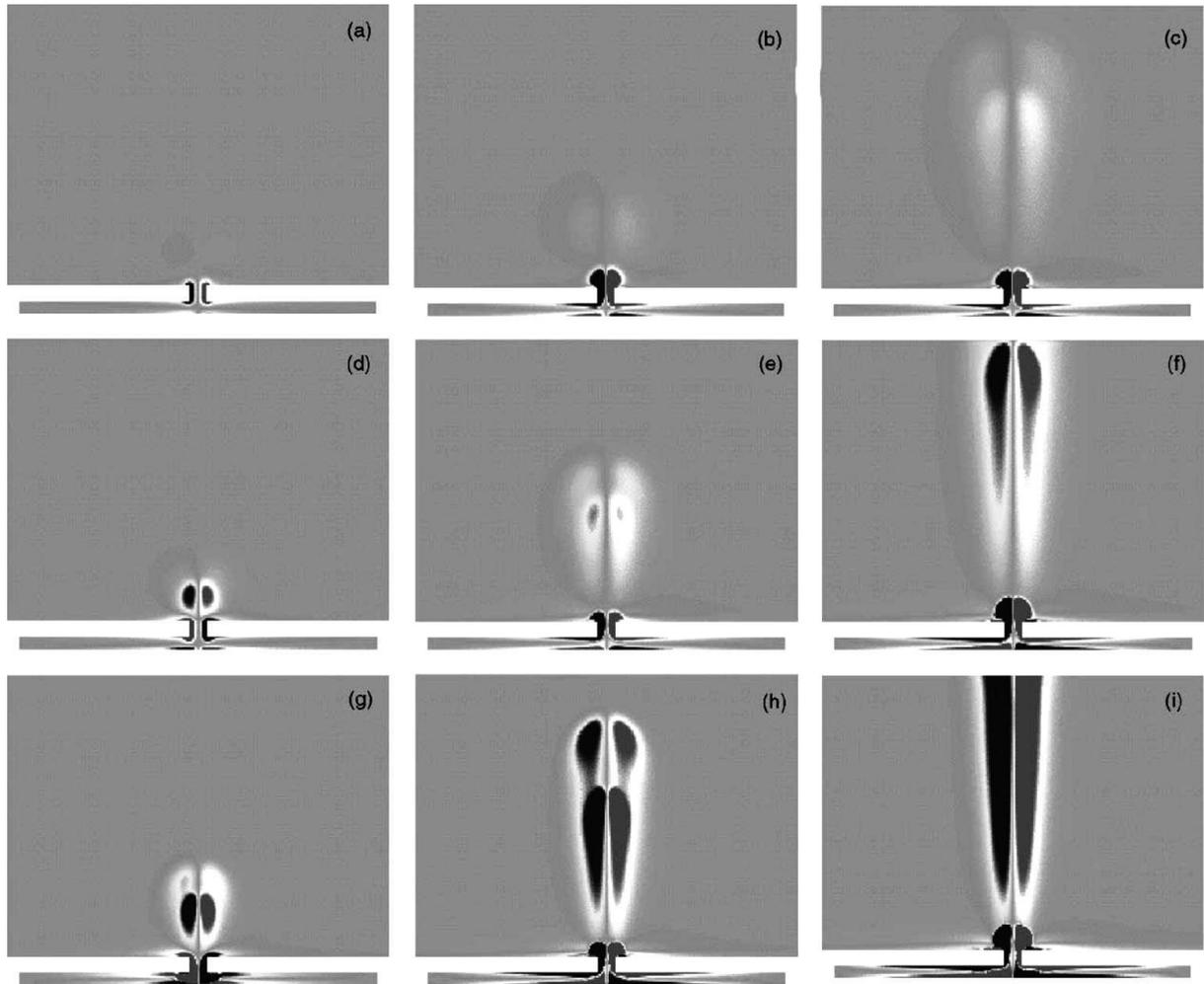


Figura 2-8 Condições do jato para variação do sinal de frequência e deflexão da membrana.
 Fonte: Mallinson, Kwok e Reizes (2003).

Chaudari et al. (2009) indicam no experimento que um dispositivo deve utilizar uma faixa de frequência controlada de pulsações, pois somente assim é produzida uma velocidade substancial que pode ser utilizada nos estudos. Pelo estudo, é informado que dentro desta faixa de operação existem duas frequências críticas onde os valores de velocidade gerados possuem picos distintos, que foram identificados como a frequência de ressonância de Helmholtz e a frequência de ressonância do diafragma.

A frequência de Helmholtz é vastamente conhecida, porém não muito associada com o nome. Trata-se do efeito do ar passando por uma cavidade e, devido a isso, ressoa, e tem como exemplo o som gerado ao soprar o gargalo de uma garrafa vazia. A frequência de Helmholtz pode ser estabelecida pela solução da equação de Helmholtz aplicada levando em consideração fatores geométricos, bem como propriedades do fluido. Por outro lado, a frequência de ressonância do diafragma depende das propriedades elásticas dos materiais utilizados para sua fabricação, bem como a geometria. Esta pode ser calculada teoricamente para casos específicos

ou medida de forma experimental, pois corresponde à maior velocidade obtida no jato com o menor consumo de energia.

O estudo de Chaudari et al. (2009) cita que a faixa de operação da frequência tende a reduzir para diâmetros maiores no orifício e, a profundidade da cavidade tem efeito significativo por volta da 2ª frequência de ressonância quando utilizado orifícios com diâmetros menores. Assim, é possível se trabalhar perto da frequência de ressonância do diafragma utilizando uma membrana de baixa frequência natural. Ao reduzir o volume da cavidade é possível deslocar o segundo pico de frequência para valores mais altos. A determinação das dimensões do diafragma, bem como da cavidade é de extrema importância para a formação de jatos sintéticos com qualidade para atender satisfatoriamente a necessidade de resfriamento.

O experimento de Pavlova e Amitav (2006) estabeleceu a comparação entre jatos contínuos e jatos pulsantes. Utilizando uma frequência 420 Hz, foram obtidos melhores resultados de eficiência no arrefecimento em menores distâncias axiais. Quando utilizou-se 1200 Hz, obteve-se melhor desempenho para maiores distâncias axiais. Ao comparar os mesmos números de Reynolds os jatos pulsantes apresentaram melhor eficiência que o jato contínuo, fato que se deve aos vórtices criados que intensificam a troca de calor.

No experimento de Smith e Swift (2001) que foi realizado utilizando orifício retangular, realizou-se a variação da frequência para verificar as velocidades médias em função da distância em relação à saída do jato. A Figura 2-9 mostra a diferença na geração do jato com frequência de 20 Hz e 100 Hz.

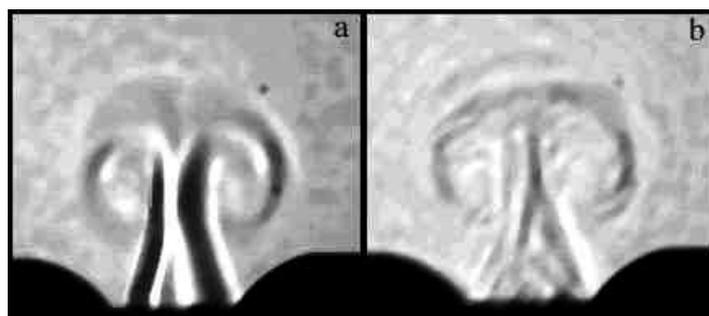


Figura 2-9 Variação de frequência na geração do jato sintético.
Fonte: Smith e Swift (2001).

2.4 Efeito da geometria

Smith e Glezer (1998), Mallinson, Kwok e Reizes (2003), Celik e Edis (2009) mostram que as variáveis básicas para controle e dimensionamento do jato sintético estão mostradas na Figura 2-10, onde, D é a largura ou diâmetro da cavidade, H_c é a altura da cavidade, d é o

diâmetro hidráulico do orifício, h é o comprimento do orifício, A é a deflexão da membrana e H_i é a distância da saída do jato até a superfície aquecida. Em algumas pesquisas são utilizados símbolos diferentes para determinar cada uma das dimensões, porém quase todas as referências utilizam as mesmas simbologias do modelo.

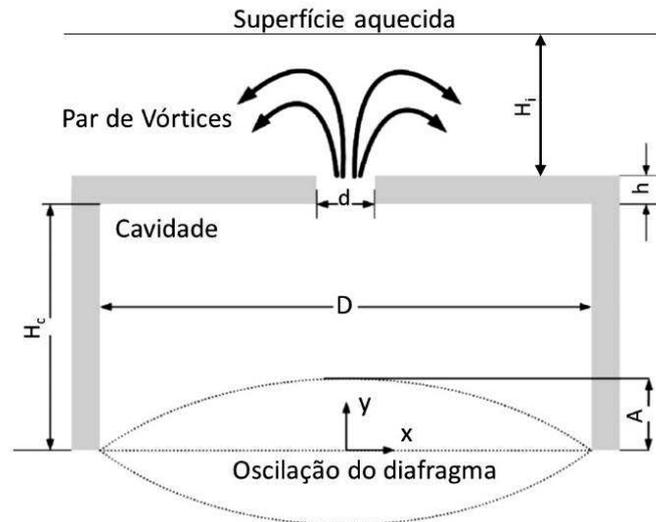


Figura 2-10 Geometria básica na cavidade e as variáveis envolvidas.
Fonte: Adaptado de Celik e Edis (2009).

A altura da cavidade H_c e a largura da cavidade D influenciam na quantidade de ar que será armazenada durante a sucção e conseqüentemente também podem interferir na geração de turbulência do escoamento. O formato do orifício também tem influência, pois o jato que utiliza um orifício retangular apresenta certa instabilidade nos cantos, fato que é evitado e minimizado num orifício circular ou até mesmo elíptico. Observa-se pela Figura 2-11 que no caso (a) e caso (d) o jato produzido com orifícios circulares ou elípticos sai com maior intensidade do que orifícios com arestas dos casos (b), (c) e (e). (HASHIEHBAF e ROMANO, 2014).

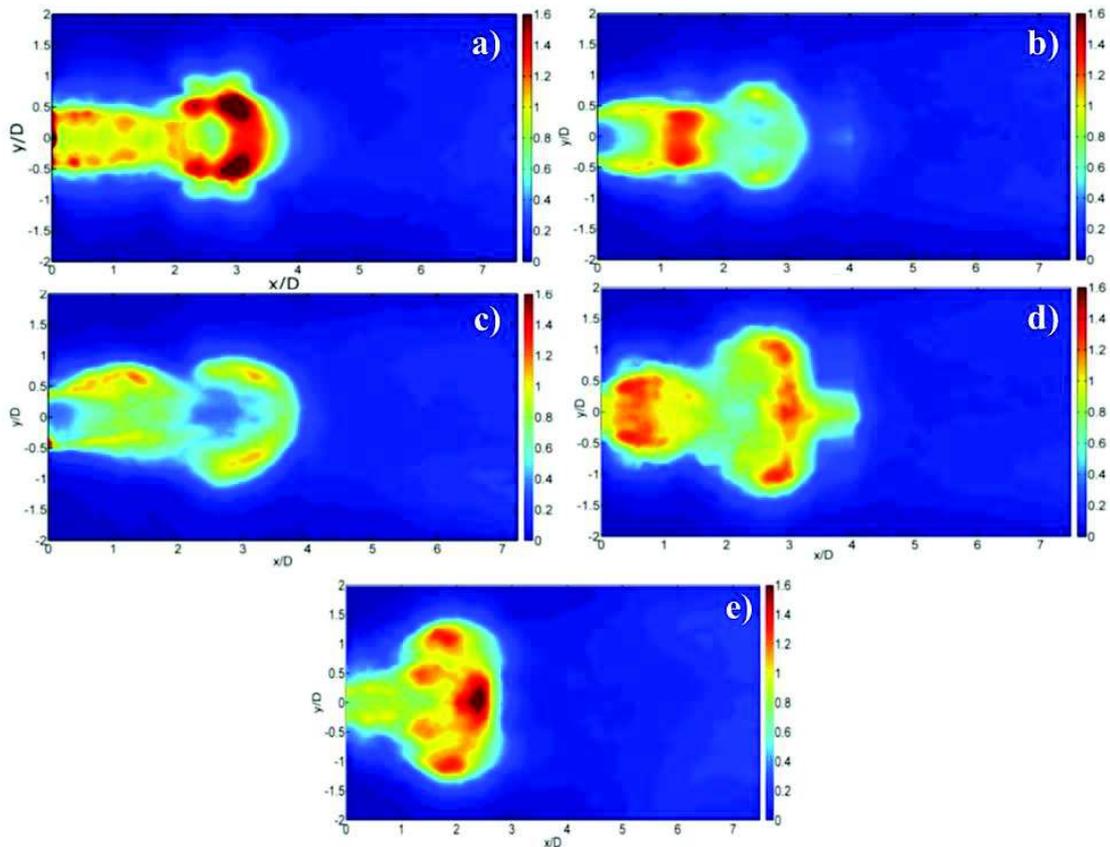


Figura 2-11 Variação da geometria e efeito no jato sintético: (a) orifício circular – (b) orifício quadrado – (c) orifício triangular – (d) orifício elíptico – (e) orifício retangular
 Fonte: Hashiehbab e Romano (2014)

De acordo com Lee, Woyciekoski e Copetti (2016), a região onde será realizado o resfriamento também é importante, sendo necessário o controle desta. Nesta região deve-se controlar o comprimento adimensional do jato (L_c) através da relação, $L_c = L_0/d$, onde L_0 é o comprimento médio da coluna de fluido ejetada pelo orifício na metade do ciclo de pulsação.

Etemoglu (2007) realizou experimento analisando a influência da temperatura e a velocidade do fluido, bem como a forma do orifício e a distância da saída do jato do orifício até o impacto na superfície aquecida (H_i) no coeficiente médio h_{conv} . Nos resultados obtidos foi possível concluir que a distância de impacto do jato influencia diretamente no coeficiente h_{conv} . Utilizando uma relação adimensional $H_i/d_0' = 8$, (onde $d_0' = D_h C_D$, onde d_0' é a largura efetiva do canal sugerida na pesquisa, C_D é um coeficiente de descarga e d é a largura do orifício ou diâmetro) foi possível constatar que devido a intensa mistura com o ar do meio, o nível de turbulência máximo é atingido por volta de $8 d_0'$ da saída do orifício. Como conclusão da pesquisa estabelece-se que o coeficiente h_{conv} é influenciado pela largura d_0' que também pode ser conhecida como largura hidráulica.

No estudo de Jain, Puranik e Agrawal (2011) realizaram-se validações numéricas de pesquisas experimentais de diversos autores onde foi provado que o diâmetro do orifício influencia diretamente no fluxo de massa, número de Reynolds e nos campos de pressão. Porém, este não é fator determinante e único de alteração de um projeto para efetuar tal aumento de forma significativa. Comprovou-se também que ao dobrar a altura do orifício de 1,50 mm para 3,00 mm há uma redução do número de Reynolds na faixa de 8%.

Realizou-se também neste experimento, montagem na qual era possível a troca do formato da cavidade circular, elíptico ou cônico. Jain, Puranik e Agrawal (2011) citam que os formatos cônico e elíptico apresentaram melhores resultados na velocidade do jato, tendo o formato elíptico uma sensível diferença de desempenho, conforma observa-se na Figura 2-12. A suavidade na passagem do jato pela cavidade elíptica faz com que a velocidade do jato seja aumentada, devido a não geração de turbulência na parte interna da cavidade e somente na saída do orifício.

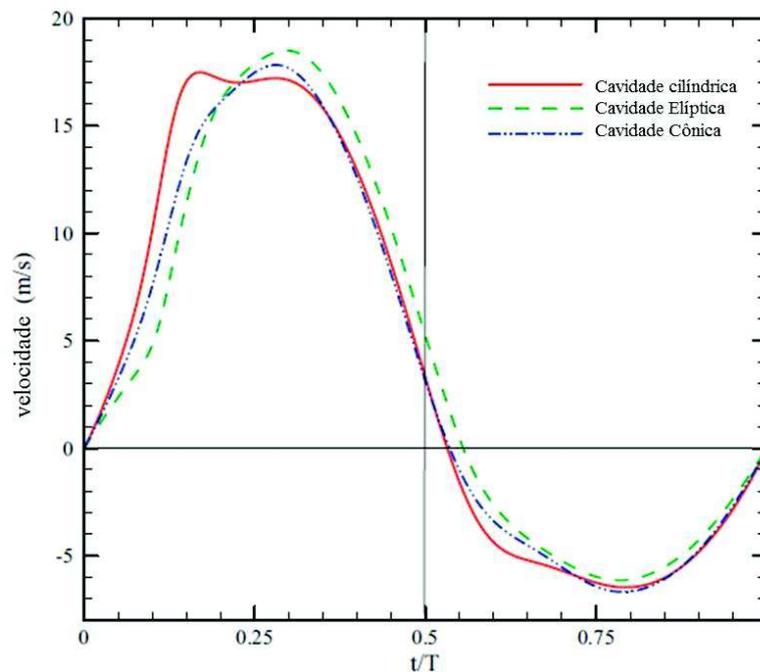


Figura 2-12 Influência dos formatos de cavidade.
Fonte: Adaptado de Jain, Puranik e Agrawal (2011).

2.5 Jatos sintéticos em configuração tangencial

Os estudos de Chandratilleke, Jagannatha e Narayanaswamy (2010); Tan et al. (2015); Lee, Woyciekoski e Copetti (2016) são semelhantes por possuírem uma altura mais reduzida na região de saída do jato, porém o componente aquecido é impactado perpendicularmente e diretamente à saída do jato. Para jatos sintéticos em configuração tangencial, Mahalingan et al.

(2007) demonstra na Figura 2-13 que o jato gerado escorre em um canal ao longo da superfície que estará aquecida num plano horizontal. Observa-se também que um resultado secundário da configuração tangencial é a indução de um escoamento médio dentro do canal.

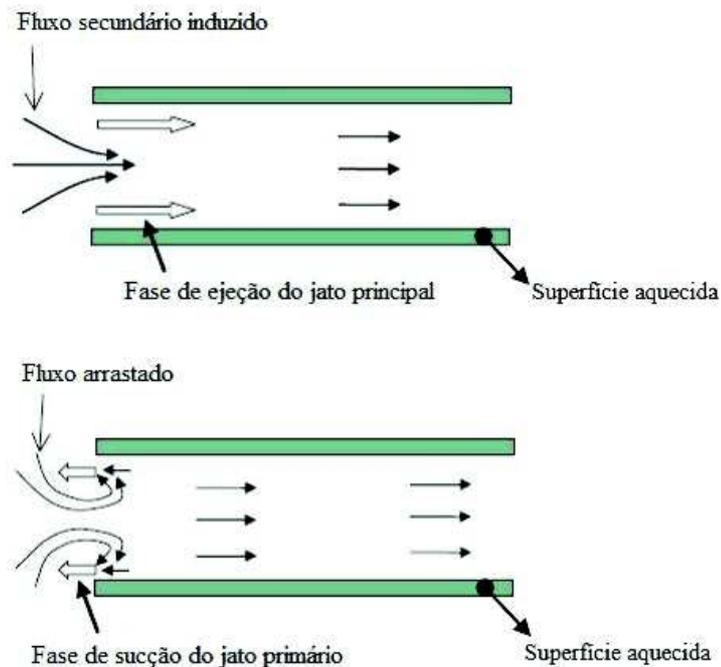


Figura 2-13 Ejeção e sucção em um canal horizontal.
Fonte: Adaptado de Mahalingan et al. (2007).

O experimento desenvolvido por Trisch (2015), no qual também utiliza-se um jato sintético tangencial, será utilizado como base para este trabalho. Na bancada desenvolvida por Trisch (2015), mostrada na Figura 2-14, observa-se que o elemento de aquecimento tem comprimento limitado e não engloba toda a base do canal. No experimento de Trisch (2015), realizaram-se diversas variações de posicionamento do elemento de aquecimento, com a aresta próxima rente ao orifício de saída do jato até 200 mm em relação ao orifício de saída do jato em incrementos de 50 mm. Estas dimensões foram baseadas numa relação para incremento de $10H$, onde H é a altura da região do duto de escoamento do ar. Durante os ensaios realizados foram modificados a frequência de atuação e a posição do elemento de aquecimento e obtendo diversos parâmetros de análise que podem influenciar na troca térmica.

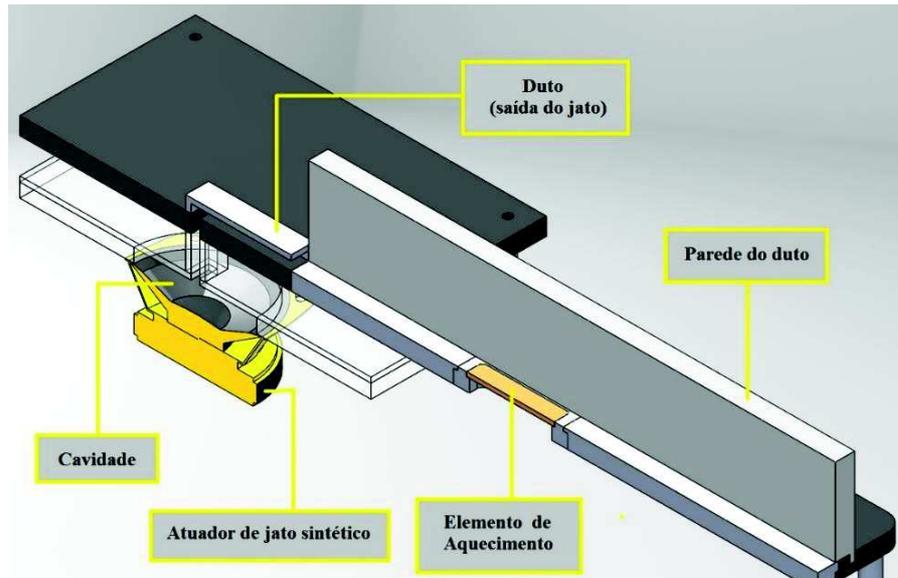


Figura 2-14 Experimento com jato sintético tangencial.
Fonte: Trisch (2015)

Munhoz (2012) realizou estudo semelhante via simulação numérica variando a posição do elemento de aquecimento, amplitude de oscilação do diafragma e a frequência de pulsação. A particularidade da simulação numérica desenvolvida por Munhoz (2012) é que esta não incluía a geometria da cavidade e uma velocidade oscilante era aplicada diretamente na fronteira do duto do jato, conforme observa-se na Figura 2-15. Esta simplificação era aceitável pelo fluido da simulação ser definido como incompressível e conseqüentemente não haver frequências de Helmholtz associadas à uma cavidade.

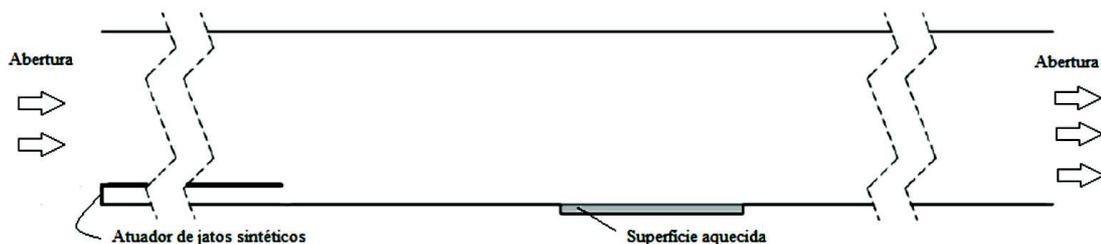


Figura 2-15 Esquema geométrico na simulação numérica desenvolvida por Munhoz.
Fonte: Munhoz, (2012).

2.6 Efeito de resfriamento

As pesquisas realizadas utilizam os mais variados recursos, seja experimental ou numérico, para aprimorar as pesquisas e chegar a resultados satisfatórios. Sabe-se por McGuinn et al. (2008) que os jatos sintéticos estão em constante pesquisa para estabelecer as melhores condições de funcionamento, parâmetros geométricos e de controle. Trisch (2015) cita que o

jato sintético permite uma elevada taxa de arrefecimento principalmente de componentes eletrônicos, pois em muitas vezes ele pode ser construído em microescala. Chen et al. (1999) cita que o jato sintético também é preferido por se tratar de equipamento de baixo custo e que pode ser fabricado com micro usinagem e até mesmo com metais sinterizados.

A própria troca térmica entre o jato sintético e o fluido externo também pode afetar a troca térmica com a superfície de impacto. Testes de aquecimento de uma superfície através de um jato aquecido foram realizados por Jambunathan et al. (1992). Nesse caso, o fato do ar quente ejetado se misturar com o ar do ambiente mais frio faz com que o efeito de aquecimento na superfície impactada seja menor. Esta perda de eficiência na troca térmica tende a aumentar quando a diferença de temperatura entre o jato quente e o ar ambiente é maior. Um efeito semelhante pode ocorrer no caso de jatos sintéticos em resfriamento caso o ar quente resultante do impacto do jato com a superfície aquecida seja reinserido para dentro da cavidade do gerador. Nesse caso, uma configuração tangencial possui a vantagem de induzir uma corrente no canal de modo que há uma renovação constante do fluido de arrefecimento.

Quando o resfriamento é obtido com jato por impactação, os jatos sintéticos têm apresentado melhores eficiências quando comparados aos jatos contínuos. No estudo de Pavlova e Amitay (2006), que foi concebido experimentalmente com uma frequência de 420 Hz, obtiveram-se melhores eficiências no arrefecimento para maiores distâncias entre a saída do jato e a superfície aquecida. Em contrapartida utilizando a frequência de 1200 Hz, obteve-se melhores resultados para distâncias menores. Pela conclusão do estudo, para um mesmo Re , do jato, a melhora na eficiência de jatos sintéticos se dá pela criação dos vórtices que conseguem com maior eficiência remover o calor da superfície que está aquecida.

Nas análises do experimento de jato por impactação de Chaudari, Puranik e Agrawal (2010), verifica-se que o orifício de formato retangular com razão comprimento/largura de até 5,25 vezes obteve melhor desempenho para distâncias reduzidas, o que possibilita uma aplicação prática quando houver restrição de espaço físico para instalação deste sistema de resfriamento. No mesmo experimento realizaram-se medições com orifícios de formato circular e quadrado, onde obtiveram melhores resultados quando aplicados à distâncias maiores.

Múltiplos jatos impactantes em uma configuração com orifício central com diâmetro de 5 mm e mais 2, 4 ou 8 orifícios menores com diâmetros de 3 mm posicionados equidistantes de forma radial na periferia do orifício central também foram testados por Chaudari, Puranik e Agrawal (2011). Os testes também foram executados num sistema sem o furo central e somente com os furos radiais com 2, 4 ou 8 unidades. Os resultados obtidos para o coeficiente (h_{conv}) mostram que o sistema com furo central e mais 8 furos equidistantes obteve resultados na faixa

de 10% mais elevados quando comparados aos outros sistemas. Porém, quando realizado medições e plotado os gráficos os valores do número de Nu não são tão superiores e foram considerados sem variação significativa quando comparado aos demais testes com furos radiais. Em contrapartida se compararmos com os testes realizados com a placa de furo único e central com 5 mm diferença é o dobro do valor para uma relação $H_i/d = 30$.

Lee, Woyciekoski e Copetti (2016), testaram uma configuração de impactação com variações nas dimensões da cavidade e distância da placa aquecida. Os resultados indicaram que cavidades muito rasas afetam negativamente o desempenho do jato sintético, mas que este efeito tende a desaparecer rapidamente a partir de um tamanho mínimo de cavidade. No mesmo estudo observou-se que a transferência de calor apresentou melhores resultados em superfícies aonde as distâncias axiais são menores e com orifícios de jato com razões de aspecto menores. É possível observar pela Figura 2-16 que o número de Nusselt aumenta até a relação $H/d = 6$, que é a localização próxima da placa aquecida e que também já tinha sido observado por Chaudari et al (2010) aonde se observou que os jatos sintéticos com formas retangulares tendem a ser melhores em locais com restrições de espaço.

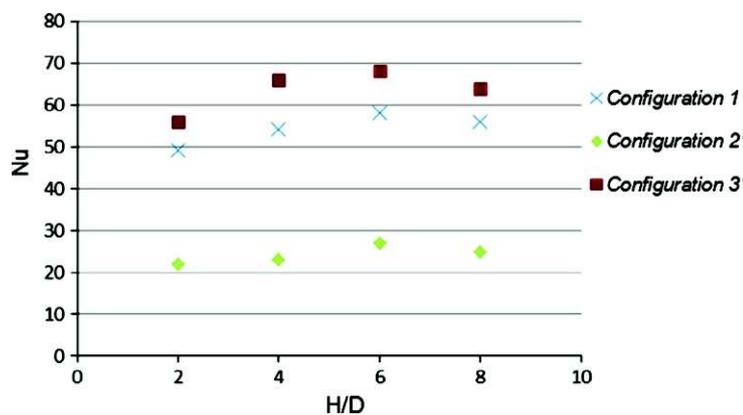


Figura 2-16 Variação de Nu médio pela distância axial (H/D) para suas três configurações.
Fonte: Lee, Woyciekoski e Copetti (2016)

No caso de resfriamento tangencial, no estudo de Mahalingam e Glezer (2005), foram realizados testes em sistemas com potências mais elevadas utilizando o jato sintético e comparado com um sistema com convecção forçada utilizando um ventilador. Observa-se pela Figura 2-17 que o sistema utilizando jato sintético possui um coeficiente h_{conv} bem mais elevado que o sistema simples com convecção forçada, se ambos induzem o mesmo número de Reynolds no canal contendo o elemento eletrônico.

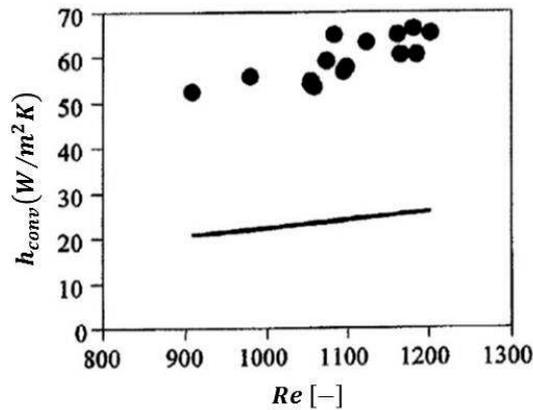


Figura 2-17 Comparativo de coeficiente h_{conv} no experimento com jato sintético (●) e convecção forçada (—)

Fonte: Adaptado de Mahalingam e Glezer (2005).

O estudo de Munhoz, Lee e Alves (2015) mostraram que com o uso de jatos sintéticos tangenciais houveram aumentos significativos no número de Nusselt, chegando a 122% em relação a um escoamento turbulento constante no canal com a mesma vazão mássica. A dissipação térmica ao longo do canal não é uniforme, sendo máxima próximo ao orifício de saída do jato e decaindo ao longo da superfície. A Figura 2-18 possibilita a visualização do campo de vorticidade entre o escoamento do jato sintético e escoamento turbulento constante, indicando que o coeficiente h_{conv} apresentou melhores resultados devido ao aumento da turbulência provocada pelo jato sintético representada pelos contornos de vorticidade.

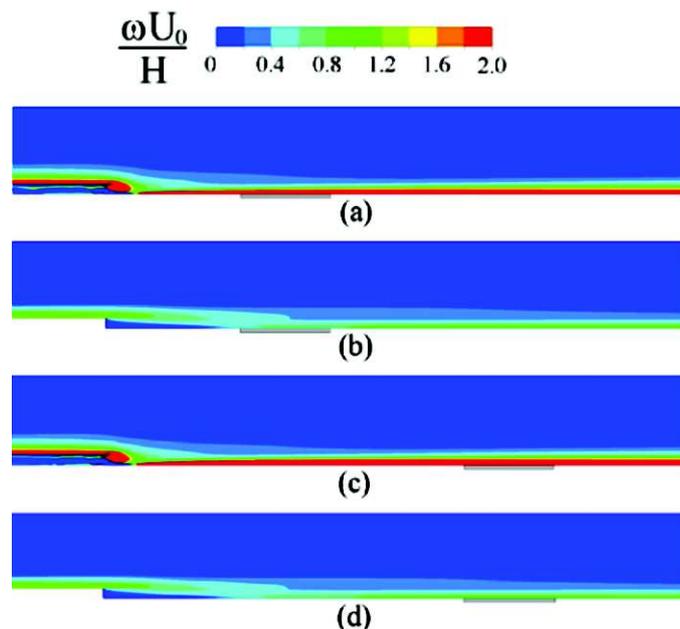


Figura 2-18 Contornos da vorticidade instantânea normalizada, onde (a) resfriamento por jato sintético na placa posição 1, (b) resfriamento por cooler na placa posição 1, (c) resfriamento por jato sintético na placa posição 2 e (d) resfriamento por cooler na placa posição 2.

Fonte: Munhoz, Lee e Alves (2015)

3 METODOLOGIA

A análise realizada neste trabalho foi executada com auxílio de software de *Computer Fluid Dynamics* (CFD) utilizando o método de volumes finitos. O software utilizado foi CFX 15.0 e Icem CFD 15.0, ambos da empresa ANSYS. A simulação numérica é amplamente utilizada nas empresas que desenvolvem e utilizam projetos de engenharia, sendo mais empregados nas empresas da área aeronáutica, aeroespacial, naval e automobilística, bem como em universidades nas áreas de pesquisa e ensino. O objetivo das análises é prever possíveis falhas, analisar o projeto criado e otimiza materiais e sistemas.

A precisão de métodos de simulação numérica é considerável. Uma pesquisa realizada por Radtke et al. (2013) cita que a malha gerada para o cálculo utilizando volumes finitos para determinar o coeficiente de descarga de uma tubeira de foguete deve ser analisada de forma minuciosa para evitar distorções nos resultados. No estudo realizou-se ensaio por simulação numérica, experimental e analítica. Por fim, realizou-se uma comparação entre os valores obtidos nos três ensaios e conclui-se que para o estudo o erro aproximado foi de 0,088% quando comparado o estudo de simulação numérica com o estudo analítico e 0,60% de erro quando comparada a simulação numérica com o estudo experimental.

O problema analisado pelas simulações deste trabalho é baseado na bancada experimental desenvolvida por Trisch (2015) e está demonstrado na Figura 2-14. Devido ao alto custo computacional necessário para analisar a geometria de forma completa foi realizada apenas a análise nos elementos onde o ar está escoando, pois o restante do conjunto apenas iria gerar elementos de volume desnecessários para tal análise, gerando desperdício de tempo e processamento. Adicionalmente, será utilizada condição de simetria através do plano longitudinal, a fim de diminuir o custo computacional, visto que os resultados dos planos da seção tendem a ser simétricos. (CELIK e EDIS, 2009; CHANDRATILLEKE, JAGANNATHA e NARAYANASWAMY, 2010)

Serão descritos ao longo deste capítulo todo o equacionamento empregado internamente ao software, bem como alguns cálculos que serão realizados analiticamente posteriormente quando os resultados forem obtidos e também todas as condições iniciais e de contorno que serão aplicadas.

3.1 Modelo matemático

O software utilizado para a realização da simulação numérica utiliza o método de volumes finitos para análise dos problemas. Internos ao software, são executados equacionamentos e cálculos que exigem do operador informações prévias do sistema que é modelado.

Para os cálculos será utilizado o ar como gás ideal, mantendo as propriedades térmicas constantes. O escoamento será tratado como compressível e turbulento. As equações de Navier-Stokes serão utilizadas como base para o desenvolvimento dos resultados. O modelo de turbulência adotado para análise será o *Shear-Stress-Transport* (SST) que traduzido para o português é conhecido como Transporte da Tensão de Cisalhamento e é baseado no modelo $k - \omega$, que por tratar de estudo com jato sintético de pequena distância é o que apresenta melhor desempenho.

3.1.1 Equação da continuidade

Conforme Çengel e Cimbala (2012), a forma compressível da equação da continuidade está descrita na equação (3.1), válida em qualquer ponto no domínio do escoamento.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

onde, o primeiro termo refere-se à variação dependente no tempo da massa no volume de controle e o segundo termo refere-se ao fluxo de massa que atravessa o volume de controle.

Pode-se representar a equação (3.1) em coordenadas cartesianas que está descrita na equação (3.2).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

A equação (3.2) é a forma compressível da equação da continuidade em coordenadas cartesianas. Se o escoamento é compressível, mas em regime permanente, o termo $\partial/\partial t$ de qualquer variável é igual a zero. Assim, a equação (3.2) pode ser reduzida a equação (3.3)

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

3.1.2 Equação da conservação da taxa de quantidade de movimento

Conforme Ansys (2013) a equação da conservação da taxa de quantidade de movimento no volume de controle é baseada na segunda Lei de Newton e está descrita na equação (3.4).

$$\frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau \quad (3.4)$$

onde, τ é o tensor de tensão e está relacionado com a taxa de deformação e sua equação está demonstrada na equação (3.5).

$$\tau = \mu \left(\nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{U} \right) \quad (3.5)$$

3.1.3 Equação de conservação de Energia

Com base nas equações governamentais de Ansys (2013) e baseando-se na primeira Lei da Termodinâmica, estabelece-se a equação da conservação de energia que está descrita através da equação (3.6).

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) \quad (3.6)$$

onde, h_{tot} é a entalpia total e relacionada com entalpia estática $h_{est}(T, p)$ e sua definição é conforme a equação (3.7).

$$h_{tot} = h_{est} + \frac{1}{2} (\vec{U}^2) \quad (3.7)$$

O termo $\nabla \cdot (U \cdot \tau)$ representa o trabalho devido às tensões viscosas e é chamado de trabalho viscoso enquanto que o termo $\nabla \cdot (\lambda \nabla T)$ representa o aquecimento devido a dissipação viscosa do fluido, sendo geralmente desprezível quando comparado aos demais termos da equação.

3.1.4 Vorticidade

A vorticidade no jato sintético é um fator importante de ser analisado para a troca térmica. Em um plano-xy cartesiano, a vorticidade instantânea se encontra na direção perpendicular ao plano (direção-z), sendo definido como Ω e está representada na equação (3.8).

$$\Omega = \frac{\partial u_{inst}}{\partial y} - \frac{\partial v_{inst}}{\partial x} \quad (3.8)$$

onde, Ω é a vorticidade, v_{inst} e u_{inst} são as velocidade instantâneas nas direções y e x, respectivamente.

3.1.5 Modelagem de turbulência pelo modelo SST k – ω

Para a análise, seria perfeitamente utilizável os dois modelos de turbulência k- ϵ e k- ω . O modelo k – ϵ estabelece uma excelente condição quando o escoamento percorre grandes distâncias. O modelo k – ω estabelece excelentes condições para escoamento de distâncias mais reduzidas, que é o caso do aplicado neste estudo.

No modelo k – ω , a massa específica (ρ), a taxa de dissipação da energia cinética (ω) e a energia cinética (k) ambas turbulentas estão ligadas através da relação descrita na equação (3.9) e determinam a viscosidade dinâmica turbulenta (μ_t).

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.9)$$

O modelo SST k – ω propõe um escalonamento da viscosidade dinâmica turbulenta do modelo k – ω para obter uma maior precisão na previsão do início e da quantidade de separação do escoamento sob gradientes de pressão adversos. Sendo assim, a viscosidade cinemática turbulenta é determinada através da equação (3.10).

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega S F_2)} \quad (3.10)$$

onde, a_1 trata-se da constante do modelo; S trata-se da medida invariável da taxa de deformação do elemento de fluido e F_2 trata-se de uma função de superposição que restringe o limitador da

camada limite da parede, que é fundamental para êxito na análise e baseia-se nas distâncias da superfície mais próxima e nos fluxos variáveis. As equações utilizadas para determinar os termos que são utilizados na equação (3.10) estão mostradas nas equações (3.11) – (3.13)(3.14).

$$a_1 = \sqrt{\beta^*} \quad (3.11)$$

onde, $\beta^* = 0,09$ é constante para este modelo.

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (3.12)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.13)$$

onde, S_{ij} trata-se da deformação do campo de velocidade que está descrita na equação (3.14).

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \sqrt{\beta^*} \quad (3.14)$$

É possível, através da equação básica de um modelo de viscosidade turbulenta, relacionar a viscosidade cinética turbulenta à dissipação térmica turbulenta (ε_t) conforme equação (3.15)

$$\varepsilon_t = \frac{\rho \nu_t}{Pr_t} \quad (3.15)$$

onde, Pr_t trata-se do Número de Prandtl turbulento.

O número de Prandtl, segundo Incropera et al. (2014) é a razão entre a difusividade de quantidade de movimento e a difusividade térmica. Já Çengel e Cimbala (2012) cita que é a razão entre difusão viscosa e a difusão térmica. Segundo Freire, Ilha e Colaço (2006) diversos autores realizaram estudos para determinação de Pr_t e obtiveram valores de 0,73 a 0,92, sendo aconselhado o uso valor de $Pr_t \cong 0,85$ dependendo do fluido e do escoamento e também pode ser obtido através da equação (3.16).

$$Pr_t = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.16)$$

onde, α trata-se do difusividade térmica.

A relação da energia cinética turbulenta (k) com a taxa de dissipação específica (ω) pode ser descrita pelas equações (3.17) e (3.18). As equações (3.19) – (3.24) mostram a obtenção de todos os termos utilizados nas equações (3.17) e (3.18).

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\partial k}{\partial x_j} (\nu + \sigma_k \nu_t) \right] \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\mu_t} P_k - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\partial \omega}{\partial x_j} (\nu + \sigma_\omega \nu_t) \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (3.18)$$

onde, P_k trata-se de um termo da geração de energia cinética turbulenta, que segundo Menter, Kuntz e Langtry (2003) e Wilcox (2006) serve para evitar o acúmulo de turbulência em regiões de estagnação; σ_k e σ_ω tratam-se de constantes para diferentes formulações comuns em $k - \omega$; γ trata-se da constante definida semelhante a σ_k e σ_ω ; F_1 trata-se uma função de superposição entre as regiões mais próximas à parede e escoamento livre; $CD_{k\omega}$ trata-se do coeficiente de descarga.

$$P_k = \min \left(\Psi_{ij} \frac{\partial U}{\partial x_j}, 10 \beta^* k \omega \right) \quad (3.19)$$

$$\sigma_k = F_1 \sigma_{k1} + \sigma_{k2} (1 - F_1) \quad (3.20)$$

onde, $\sigma_{k1} = 0,85$ e $\sigma_{k2} = 1,00$

$$\sigma_\omega = F_1 \sigma_{\omega 1} + \sigma_{\omega 2} (1 - F_1) \quad (3.21)$$

onde, $\sigma_{\omega 1} = 0,50$ e $\sigma_{\omega 2} = 0,856$

$$\gamma = F_1 \gamma_1 + \gamma_2 (1 - F_1) \quad (3.22)$$

onde, $\gamma_1 = 5/9$ e $\gamma_2 = 4/9$.

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (3.23)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (3.24)$$

Menter, Kuntz e Langtry (2003) cita que enquanto o SST k - ω foi desenvolvido inicialmente para aplicações na aeronáutica com gradientes de pressão adversos e separação. Posteriormente sua aplicação foi estendida para escoamentos genéricos quando se deseja soluções exatas. Miltner, Jordan e Harasek (2015) compararam o desempenho do SST k - ω e outros modelos para escoamentos de jatos sintéticos e escoamentos de jato contínuo em relação a dados experimentais. Foi observado que todos os modelos acompanham os resultados experimentais e apontam para um decréscimo de velocidade na linha central. Mas para o jato sintético, as velocidades preditas pelos modelos SST k - ω e *Reynolds Stress Model* (RSM) foram as que mais conformaram com os dados experimentais. O mesmo resultado também foi observado para os valores de intensidade e turbulência no centro do jato apesar de Miltner, Jordan e Harasek (2015) notar que a intensidade de turbulência calculada na zona do orifício do jato tende a ser menor do que o previsto para todos os modelos devido ao desenvolvimento insuficiente da turbulência ao longo do comprimento do gargalo do jato. O perfil de jatos sintéticos também foi verificado em diversas distâncias axiais. Para o jato contínuo, os modelos SST k - ω e k - ϵ mostraram concordância com os dados experimentais enquanto que o modelo RSM e outros tendem a produzir valores maiores para o crescimento lateral do jato. Embora o modelo RSM apresente a melhor concordância, Miltner, Jordan e Harasek (2015) notaram também que o modelo foi sensível ao tipo de condição de contorno e a distância a que ela se encontrava. Por isso, embora o SST k - ω não tenha a precisão do modelo RSM ele apresenta menos custo computacional e é mais robusto, sendo assim mais recomendado para este tipo de escoamento.

3.2 Geometria

Para facilitar o entendimento o experimento de Trisch (2015) foi esquematizado, conforme Figura 3-1, para identificar as dimensões relevantes deste estudo.

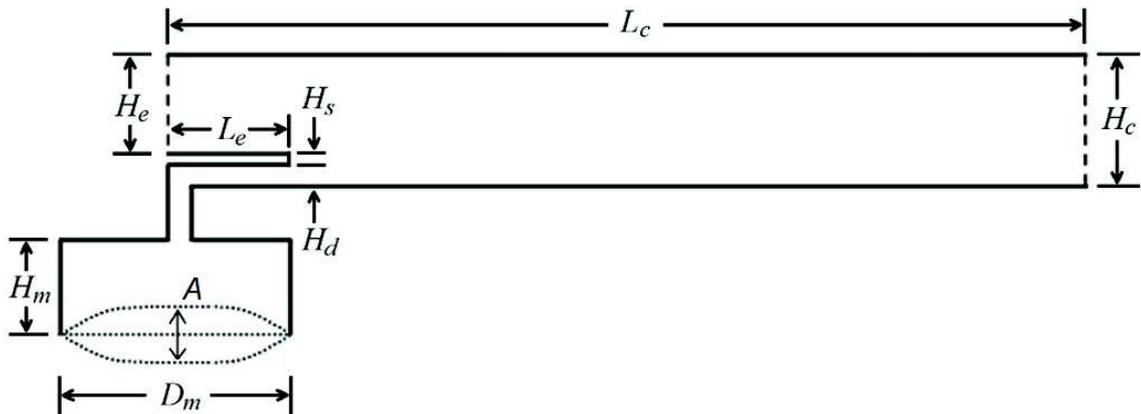


Figura 3-1 Dimensões esquemáticas e relevantes na experiência de Trisch (2015)
Fonte: Adaptado de Trisch (2015)

A geometria utilizada é baseada na bancada experimental de Trisch (2015) que está representada na Figura 2-14 deste trabalho. A geometria foi construída utilizando o software SolidWorks e pode ser observada na Figura 3-2, com cada corpo utilizado na construção da geometria sendo identificado e nomeado. Os corpos foram construídos separadamente com o objetivo de facilitar a construção e geração da malha. Observa-se pela Figura 3-2 a localização da região da cavidade onde está posicionado o gerador de jato sintético. O duto de escoamento destacado é por onde ocorre a passagem do ar que vai até o encontro com o canal de escoamento. Foi criado também, conforme o experimento, as paredes de proteção que tem objetivo de manter o ar no canal de escoamento e também auxiliar no direcionamento do jato. Ao longo do canal de escoamento está localizado o elemento de aquecimento em diferentes posições, porém não é possível observá-lo pela Figura 3-2, visto que, ela está com os corpos totalmente fechados, mas pode ser observada na Figura 3-3.

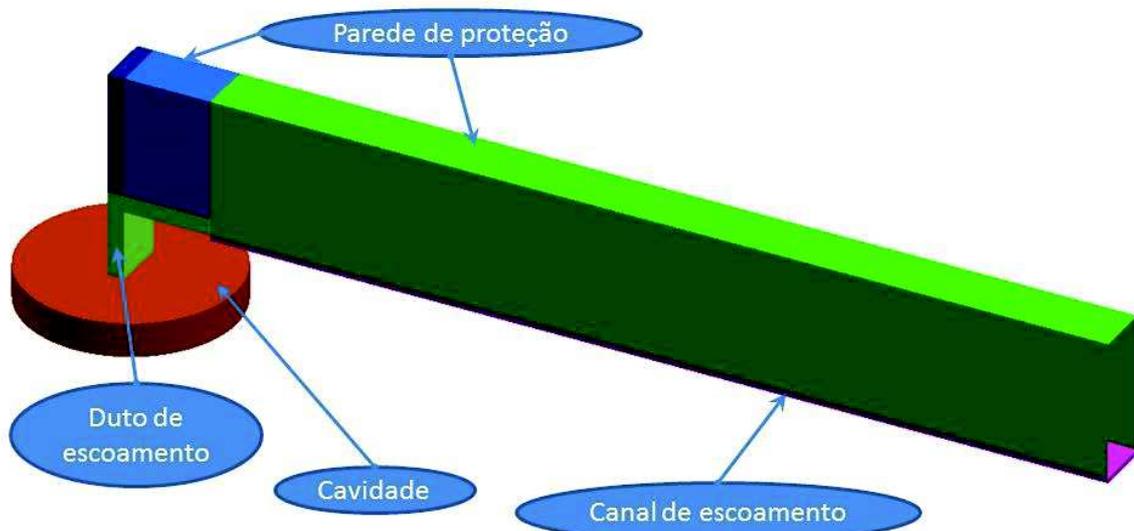


Figura 3-2 Geometria completa do modelo do experimento.

Visando a redução do custo computacional, a geometria utilizada para análise foi cortada em sua seção longitudinal reduzindo à metade o número de nós e elementos de volume, conforme observa-se na Figura 3-3. A Tabela 3.1 apresenta os corpos que foram criados para construir a geometria, já a Figura 3-3 especifica a localização de cada corpo. Observa-se no lado direito da Figura 3-3 que é mostrado à direção de saída do jato.

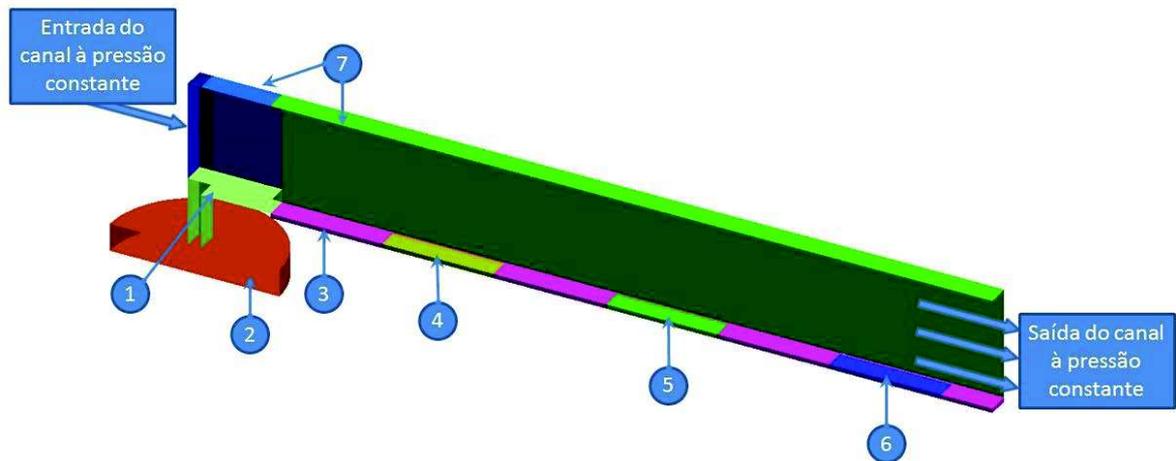


Figura 3-3 Identificação dos corpos que compõem a geometria.

Tabela 3.1 Lista dos componentes utilizados e dimensões que compõem a geometria.

Numeração	Componente	Dimensões
1	Duto do jato	Seção 6 mm x 20 mm e comprimento total de 56 mm
2	Cavidade do gerador do jato ($D_m \times H_m$)	$\varnothing 76$ mm x 12,40 mm
3	Superfície externa	Largura de 20 mm e comprimento de 323 mm
4	Elemento de aquecimento posicionado a 50 mm da saída do jato sintético	50 mm x 18 mm
5	Elemento de aquecimento posicionado a 100 mm da saída do jato sintético	50 mm x 18 mm
6	Elemento de aquecimento posicionado a 200 mm da saída do jato sintético	50 mm x 18 mm
7	Paredes do duto	Seção 20 mm x 50 mm e comprimento de 360 mm

No experimento de Trisch (2015), um alto-falante com membrana de $\varnothing 76$ mm foi utilizado para gerar a pulsação do jato sintético. Para representar o alto-falante foi criada a

cavidade do modelo (2) com o mesmo diâmetro, porém com altura para que o volume correspondesse ao volume combinado da cavidade experimental e cone do alto-falante ($0,00002 \text{ m}^3$). A Figura 3-4 apresenta o sentido de fluxo do jato dentro do duto e ilustra em detalhe a região cavidade-duto e a região duto-canal de escoamento.

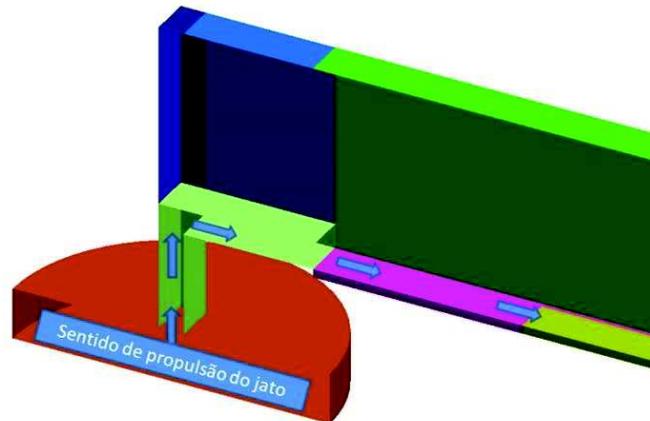


Figura 3-4 Detalhe da região cavidade-duto mostrando o sentido de escoamento do jato.

O duto do jato sintético foi criado com paredes sólidas e será considerado adiabático, pois nos experimentos de Trisch (2015), o elemento de aquecimento que mantém contato com a placa do canal foi isolado e não transferiu uma quantidade significativa de calor para o restante da bancada. Seguindo o experimento de Trisch (2015), foram testadas neste estudo duas geometrias: uma com elemento de aquecimento posicionado no canal de escoamento com sua aresta mais próxima junto ao orifício de saída do jato e, outra a uma posição com sua aresta 150 mm distante do orifício de saída do jato.

3.2.1 Condições iniciais e de contorno

As condições iniciais normalmente são valores iniciais dos problemas, onde apresentamos dados conhecidos e que são indicadas nas superfícies de entrada e saída do escoamento. As condições de contorno são estabelecidas aonde a variável dependente ou derivada devem satisfazer em algum ponto no volume de controle. No caso da movimentação oscilatória da membrana, há a possibilidade de simular o movimento da membrana com o deslocamento físico dos pontos da malha ou representar seu efeito no fluido através da imposição de uma velocidade.

3.2.1.1 Representação do movimento da membrana com deslocamento da fronteira

Chandratilleke, Jagannatha e Narayanaswamy (2010) realizaram estudo numérico de jatos sintéticos dentro de um canal que havia superposição de um escoamento transversal de ar que foi mantido a velocidades constantes de 0.5, 1.0 e 2.0 m/s e temperatura também constante de 300 K. O resfriamento da superfície aquecida se dá por impactação e para o estudo a frequência aplicada ao diafragma foi mantida constante em 10 Hz. O deslocamento do diafragma foi representado como um deslocamento de um pistão através da equação (3.25), tendo a amplitude variando de 0 a 100 μm com incrementos de 25 μm .

$$y = A \text{sen}(2 \pi f t) \quad (3.25)$$

Celik e Edis (2009) realizaram um estudo experimental e numérico com jato sintético com resfriamento por impactação utilizando o orifício em formato retangular. Foram consideradas constantes a frequência de oscilação do diafragma, viscosidade cinemática e largura do orifício ao longo dos experimentos. Como condição de contorno da membrana, foi estabelecido que a deformação do formato do diafragma teria um formato senoidal e ocorresse apenas na direção vertical conforme a equação (3.26).

$$y(x, t) = \frac{A}{2} \sin\left(\left(\frac{x + (D_m/2)}{D_m}\right)\pi\right) \sin(2 \pi f t) \quad (3.26)$$

Semelhantemente, no estudo com jatos sintéticos de Yuan Wei et al. (2014) a deformação do diafragma foi representada de forma quadrática conforme a equação (3.27).

$$Y(r, t) = \frac{A}{2} \left[1 - \left(\frac{r}{\frac{D_c}{2}} \right)^2 \right] \sin(2 \pi f t) \quad (3.27)$$

onde, Y é a deformação do diafragma relativa à sua posição neutra; A é a amplitude de oscilação do diafragma; r é o raio membrana oscilatória; D_c é o diâmetro da cavidade, f é a frequência de oscilação do diafragma e t é o tempo. Nesta simulação de Yuan Wei et al. (2014) o orifício de passagem do jato possuía seção circular.

3.2.1.2 Representação do movimento da membrana com perfil de velocidade

Wen e Tang (2014) realizaram nos seus estudos a comparação dos perfis de deslocamento ou amplitude e o perfil de velocidade da membrana. Sabe-se que o perfil da curva não é constante o que acaba tornando o desenvolvimento de uma equação que determine este perfil quase que impossível. Por aproximação, a Figura 3-5 demonstra estes deslocamentos, onde é possível verificar que no tempo $0,25 T_{per}$ ocorre o pico de ejeção do jato sintético e no tempo $0,75 T_{per}$ ocorre o pico de sucção. A máxima dilatação da membrana ocorre no centro, o que confirma o pressuposto de estudos prévios em definir a oscilação da membrana como uma função seno.

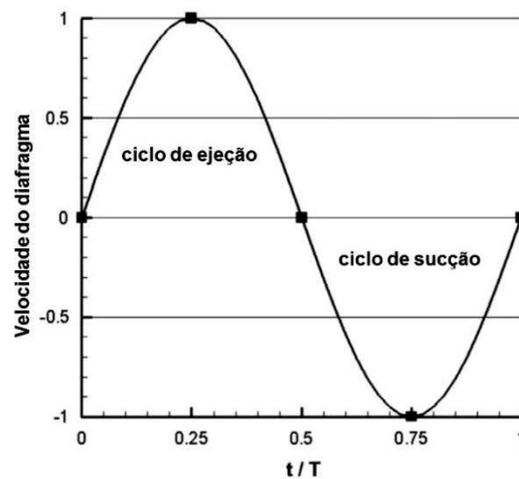


Figura 3-5 Variação da velocidade do diafragma durante um Período de atuação.

Fonte: Wen e Tang (2014).

No estudo com jatos sintéticos e com baixos valores de número de Reynolds, Xia et al. (2014) estabeleceu como condição de contorno na membrana uma velocidade que varia com o tempo na região correspondente, sendo demonstrada pela equação (3.28). Neste caso, o perfil de velocidade representa um efeito equivalente ao movimento de um pistão e a velocidade média U_0 é utilizada para determinar esta velocidade no tempo. É possível observar pela Figura 3-6 outras condições impostas no estudo, tais como paredes do tanque adiabáticas, além de ser considerada também a linha central como condição de simetria. Como condições de contorno foram consideradas não deslizamento nas paredes sólidas estacionárias.

$$\bar{u}(t) = \pi U_0 \text{sen}(2 \pi f t) \quad (3.28)$$

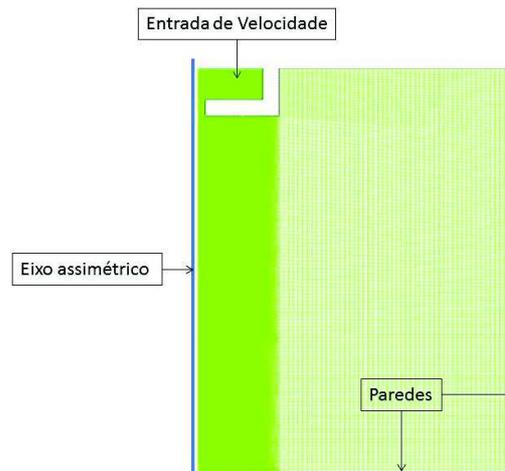


Figura 3-6 Condições iniciais no estudo de jato sintético com orifício circular.
Fonte: Adaptado de Xia et al. (2014).

No estudo numérico de Jain, Puranik e Agrawal (2011), os jatos sintéticos foram gerados com o uso de membrana e pistão. É possível observar pela Figura 3-7 que o comportamento do perfil de velocidade se assemelha ao perfil de uma curva senoidal, fazendo com que o comportamento do movimento seja previsto e simulado através do uso de equações com o uso de coordenadas polares em função dos raios da membrana e do orifício. Se tratando de orifícios retangulares o raio do orifício que deve ser utilizado é o raio hidráulico.

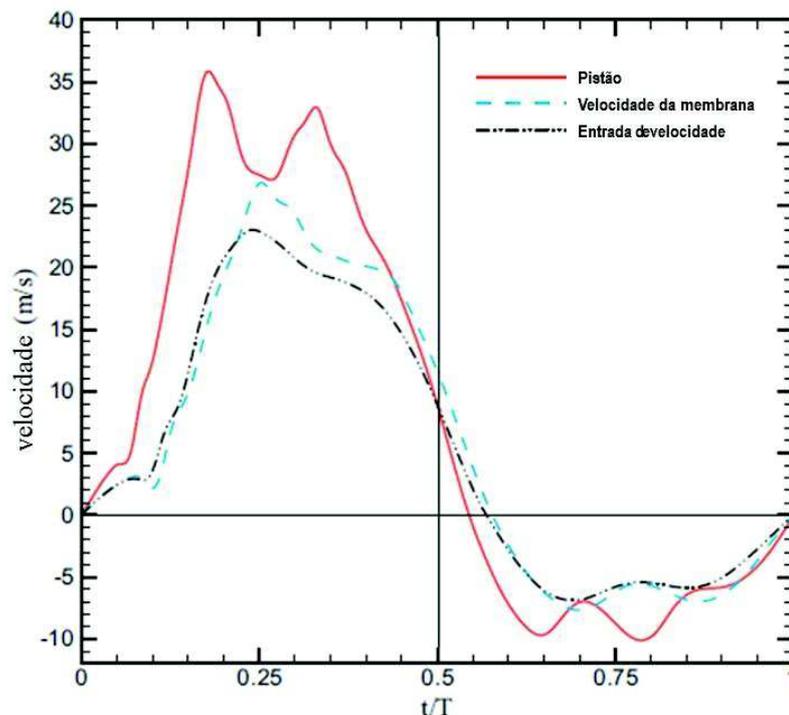


Figura 3-7 Perfil de velocidade durante um ciclo do jato sintético.
Fonte: Adaptado de Jain, Puranik e Agrawal (2010).

Com base nas pesquisas realizadas, as duas formas de representação da membrana são consideradas aceitáveis e possuem suas limitações: um deslocamento de fronteira senoidal não inclui os efeitos de elasticidade da membrana física enquanto que um perfil de velocidade não senoidal não inclui a variação de amplitude máxima encontrada em dispositivos reais. Mas o estudo de Lehnen, Lee e Alves (2015) indicou que, em estudos numéricos, a amplitude de um deslocamento de fronteira pode introduzir distorções excessivas na malha computacional que podem ter efeitos negativos na estabilidade e precisão da solução. Sendo assim, para este estudo, serão utilizados perfis de velocidade para representar o efeito da membrana através do uso de coordenadas polares. A equação (3.29) demonstra o perfil de velocidade utilizado.

$$U_m(r, t) = A_0 \sin(2 f \pi t) \cos\left(\frac{\pi r}{D_m}\right) \quad (3.29)$$

onde, D_m trata-se do diâmetro da membrana.

3.2.2 Frequências características da membrana oscilatória e cavidade

No experimento realizado por Trisch (2015), as frequências utilizadas nos testes variaram de 20 a 120 Hz, com intercalações de 10 Hz. Obteve-se uma frequência ótima de aproximadamente 60 Hz, tendo alcançado neste valor velocidades de jatos mais elevadas.

3.3 Definição do tamanho mínimo de malha

O software Icem CFD foi utilizado para gerar as malhas sobre a geometria citada na Figura 3-2. Segundo Holman et al. (2005), para análise de jatos sintético internos à tubulações, as paredes por onde escoar o fluido devem possuir alto grau de refinamento e podem ser mais grosseiros nas partes centrais e quando teoricamente o fluido já está estável. Mallinsson et al. (2004) também cita que devem ser observadas as concordâncias quando há transição na geometria, principalmente em curvas ou linhas inclinadas. Usando como base as informações de Holman et al. (2005), Mallinsson et al. (2004) a malha foi criada na geometria tomando os cuidados necessários para que os resultados não fossem distorcidos em função deste tipo de erro.

Por se tratar de um método de análise por iteração se torna necessário definir critérios que definem quando o problema é considerado resolvido. Dentre os critérios que podem ser utilizados; consistência, estabilidade, convergência, conservação, limitação, factibilidade e

precisão. O método escolhido será por convergência. Um método é dito convergente quando a solução das equações discretizadas tende à proximidade dos resultados, tendo sua diferença tendendo a zero utilizando infinitas iterações. (MALISKA, 2004).

O princípio de convergência de malha é aplicado através da comparação de resultados convergidos de malhas de tamanhos diferentes, definindo a malha padrão como aquela que apresenta uma menor diferença em relação a uma malha mais refinada. Por exemplo, o estudo de Chandratilleke, Jaganatha e Narayanaswamy (2010), analisou malhas com 14.000 nós (grosseira), 48.072 nós (média) e 79.000 nós (fina). Os resultados obtidos para a variação da velocidade média encontrada entre as análises utilizando a malha média e fina foram inferiores a 5%, de modo que a malha média foi considerada adequada para o restante do estudo.

A determinação de um tamanho mínimo de célula foi baseada em estudos anteriores que indicam a criação da malha através do cálculo de um número de Reynolds de célula. (MUNHOZ, LEE e ALVES, 2015). Adaptando a equação (2.4) e transformando-a para a equação (3.30) é possível determinar este parâmetro para uma célula.

$$Re_{cel} = \frac{\rho \bar{u}_{0_{max}} \Delta x_{cel}}{\mu} \quad (3.30)$$

onde $\bar{u}_{0_{max}}$ é a velocidade local da célula e Δx_{cel} é o comprimento da célula na direção do jato. Considerando-se a região mais crítica do estudo de Munhoz, Lee e Alves (2015) como o plano de saída do orifício do jato, calcula-se um valor crítico de $Re_{cel} = 0,386$. Utilizando-se a velocidade média $U_{0,Tr}$ obtida no experimento de Trisch (2015) de 5 m/s é possível determinar o valor mínimo do tamanho da célula para o presente estudo através da equação (3.31).

$$\Delta x_{cel} = \frac{Re_{cel} \mu}{\rho \bar{u}_{0_{max}}} \quad (3.31)$$

Tomando como base o valor obtido de Δx_{cel} a malha criada será considerada a “malha padrão” ou 100%. A partir deste valor-base a malha sofrerá alterações para verificar a análise de convergência para o modelo. Inicialmente será gerada uma análise e comparada com as malhas com 50,0%, 37,5%, 25,0% e 12,5% de refino, a fim de obter dados de velocidade que não divergem em limite superior a 5%. Caso os valores encontrados nas malhas sejam inferiores a 5% será utilizado para análise o problema que possui o menor número de nós e elementos, pois o tempo de processamento é considerado menor. Tem-se a Figura 3-8 onde está

demonstrada a malha criada nas superfícies em uma visão geral e a Figura 3-9 e Figura 3-10 que mostram as regiões em detalhes mais ampliados para uma melhor visualização.

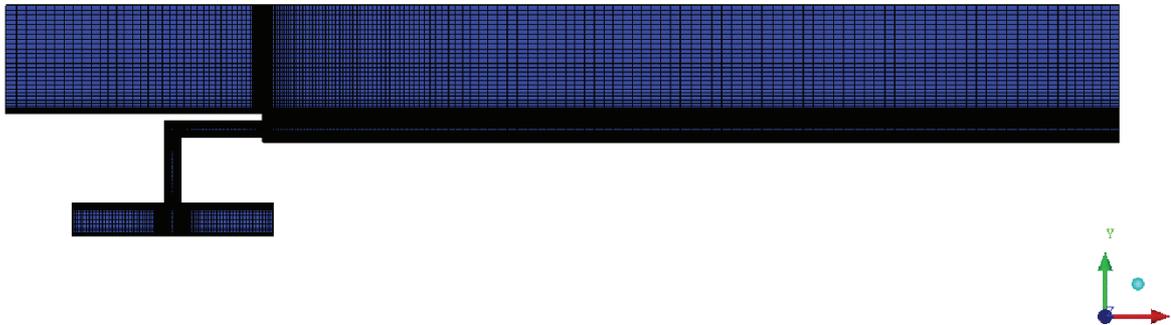


Figura 3-8 Visão geral da malha padrão no plano de simetria do modelo

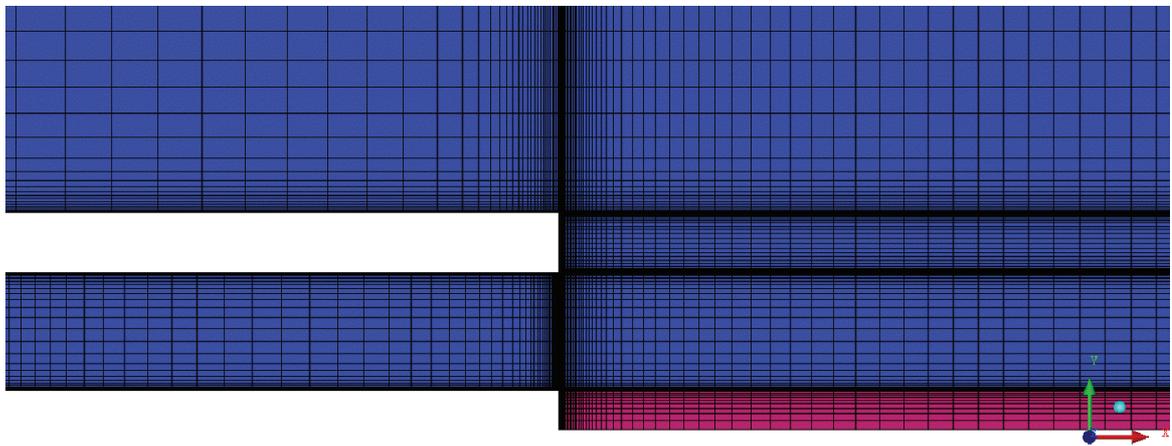


Figura 3-9 Região crítica que define o tamanho mínimo de célula na direção X.

Observa-se pela Figura 3-10 que as células foram criadas de forma o valor de Δx_{cel} fosse conforme o calculado através da equação (3.31).

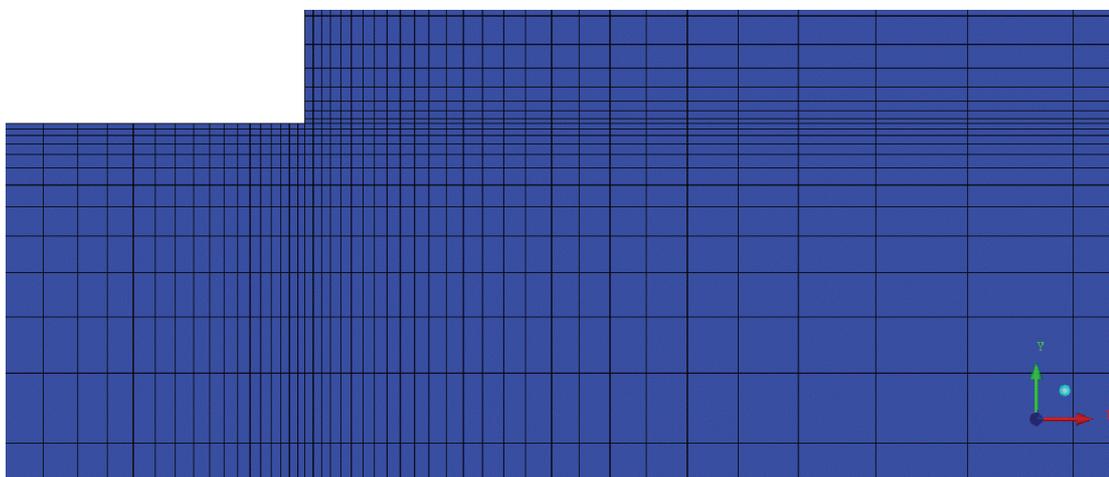


Figura 3-10 Região crítica ampliado para verificação do tamanho de célula.

3.4 Definição do timestep através da condição de CFL

A condição de Courant–Friedrichs–Lewy (CFL) estabelece que quando as variáveis dependem no tempo, o timestep deve ser considerado para que os resultados não sejam incorretos. Para este estudo o critério de convergência a cada timestep foi definido com um residual relativo médio de 1×10^{-7} . Para o tamanho de malha padrão, isso foi estabelecido para um timestep de $T/20$, para T o período de oscilação do perfil de velocidade da membrana.

Com base no Δx_{cel} calculado com a equação (3.31), com o valor de velocidade u_c e estipulando um valor de Δt que seja finito é possível verificar através da equação (3.32) se o valor para $CFL \leq 1$.

$$CFL = \bar{u}_{saida} \frac{\Delta t}{\Delta x_{cel}} \quad (3.32)$$

Mantendo-se esta condição de CFL básica, conforme a malha foi progressivamente refinada e o número de elementos incrementado por um fator multiplicativo, o timestep foi reduzido pelo mesmo fator.

3.5 Análises com placas aquecidas

As análises com placas aquecidas serão realizadas nas placas posicionadas a 50 mm e 150 mm de formas distintas. Em ambas análises, a placa é considerada adiabática, ou seja, não transfere calor para os demais elementos. A placa nomeada 50 mm foi posicionada a 160 mm da aresta inicial do fluxo de ar e a placa nomeada 150 mm foi posicionada a 260 mm da aresta inicial do fluxo.

Posteriormente será analisado o caso onde a placa contínua com comprimento total de 323mm sofrerá aquecimento. Em todos os casos será informado a temperatura de 80 °C (353 K) na placa aquecida.

4 RESULTADOS

4.1 Definição da velocidade média utilizada para calibração

Trisch (2015) em seu experimento mediu a velocidade do escoamento no final do canal. Para isto, ele posicionou um anemômetro de fio quente nas posições verticais de 10, 20, 30 e 40 mm, sendo que as posições de 0 e 50 mm não foram medidas porque foi assumido que a velocidade seria efetivamente 0 m/s por estar muito próximo da parede. Para calcular a velocidade média de Trisch (2015) foi calculada a integral da área sob os pontos medidos até os 50 mm do canal de escoamento. A Tabela 4.1 mostra obtidos nas medições, bem como a Figura 4-1 demonstra o perfil de velocidade da região final do canal.

Tabela 4.1 Perfil de velocidade no plano de saída ao final do canal de escoamento.

Velocidade (m/s)	H (mm)	Área (mm ²)
0	0	0
4	10	40
4	20	40
4	30	40
3,6	40	38
0	50	18
Integral da área sob os pontos		156
Média da velocidade (m/s)		3,12

Fonte: Adaptado de Trisch (2015)

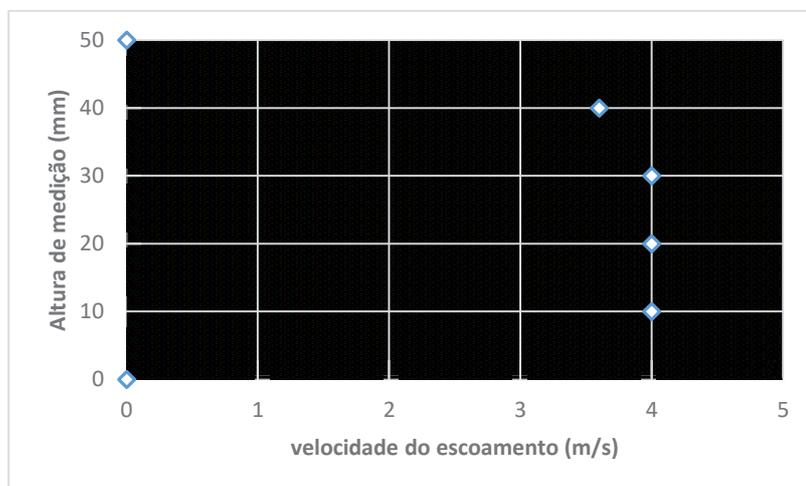


Figura 4-1 Perfil de velocidade do escoamento no plano de saída ao final do canal.

Fonte: Adaptado de Trisch (2015)

4.2 Validação da malha para camada limite

A adequação da camada limite foi testada com o jato sintético desligado e um escoamento turbulento constante aplicado no canal. A vazão mássica introduzida no canal foi idêntica aos valores obtidos por Trisch (2015) para um valor de Re no canal de 8.300. O escoamento no canal é então semelhante ao clássico problema de degrau, com altura definida por $H = H_d + H_s$ da Figura 3-1. Para a malha padrão, a distância de recolagem do escoamento após a separação no degrau foi determinada como sendo 7,7 H . Este resultado está dentro de 2,5% do valor obtido experimentalmente por Armaly et al (1983), que corresponde a 7,9 H com um Re de canal de 7000. Isso confirma a adequação do modelo de turbulência e a precisão da malha padrão.

O perfil de velocidade também no plano de saída do canal é mostrado na Figura 4-2. Os resultados são normalizados de acordo com a velocidade de parede e comparados com o perfil teórico de velocidade universal da camada limite turbulenta. Como demonstrado na Figura 4-2, a malha padrão é refinada suficientemente para simular a presença da subcamada laminar assim como a lei da parede. Conseqüentemente, a resolução da malha padrão na direção normal à superfície é também considerada adequada para representar os fenômenos físicos relevantes de uma camada limite turbulenta.

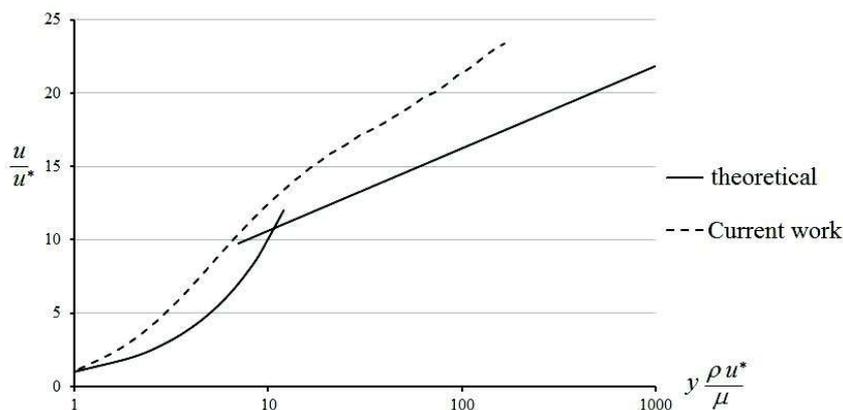


Figura 4-2 Perfil de velocidade na saída do canal normalizado de acordo com as unidades de parede

4.3 Calibração do valor utilizado em A_0

A fim de estabelecer a amplitude de oscilação da membrana que foi capaz de gerar a velocidade de 3,12 m/s obtida por Trisch (2015) foi necessário realizar testes com valores variados da amplitude (A_0) da condição de contorno de velocidade da membrana da Eq. (3.29).

4.3.1 Calibração das simulações

Conforme mencionado na Seção 3.2.1.2, a oscilação da membrana foi representada por uma condição de contorno de velocidade. Mas para a utilização da equação (3.29), torna-se necessário determinar uma curva de calibração para A_0 deste contorno de velocidade, para que o jato sintético gerado desenvolva as mesmas velocidades médias na saída do canal medidas por Trisch (2015).

Assumindo incompressibilidade do fluido para uma estimativa inicial presume-se que o fluxo de massa presente no escoamento seja constante, conforme equação (4.1). Sendo o fluxo constante é correto afirmar que o produto da velocidade pela área da membrana é igual ao produto da velocidade pela área da cavidade, então pode-se simplificar a equação (4.1) e utilizar a equação (4.2) para execução dos cálculos.

$$\rho u_c(t) A_c = \rho U_m(t) A_m \quad (4.1)$$

onde, $A_c = \pi r_c^2$ e $A_m = \pi R_m^2$

$$u_c(t)r_c^2 = U_m(t)R_m^2 \quad (4.2)$$

Como a oscilação da membrana trata-se de um perfil cossenoide, o tempo necessário para que a membrana complete a ejeção do fluido varia de $0 \leq t \leq T/2$ sendo possível realizar a integral de u_c no tempo, conforme equação (4.3).

$$u_c = \int_{t=0}^{t=\frac{T}{2}} \frac{R_m^2}{r_c^2} U_m(t) dt \quad (4.3)$$

Trisch (2015) mediu também em seus experimentos a velocidade média na saída do orifício que é identificada como u_c e o valor encontrado foi de 5 m/s. Aplicando os limites da integral definida na equação (4.3) e realizando as simplificações obtém-se a equação (4.4).

$$u_c = \frac{4}{\pi^2} A_0 \frac{R_m^2}{r_c^2} \left[1 - \frac{2}{\pi} \right] \quad (4.4)$$

Aplicando então o valor de u_c obtido por Trisch (2015) na equação (4.4) é possível encontrar um valor inicial de A_0 . Com isso, o resultado encontrado de A_0 foi de 0,18 m/s e este

foi utilizado nas simulações do presente estudo com o fluido no canal inicialmente em repouso na malha de tamanho 12,5%. Com o gerador de jato sintético ativado, um escoamento médio ao longo do canal se desenvolve e após aproximadamente 180 pulsações a velocidade média no plano de saída do canal foi calculada e comparada ao valor de Trisch (2015). Ao final, a velocidade média no plano de saída do canal foi calculada e comparada ao valor de 3,12 m/s obtido por Trisch (2015).

Informando no aplicativo de configuração Pre do CFX o valor inicial de A_0 e inserindo a equação (3.29) é possível determinar o perfil de velocidade representativo do deslocamento da membrana. A Figura 4-3 demonstra como se comporta através dos vetores de grandeza do deslocamento imposto através desta equação.

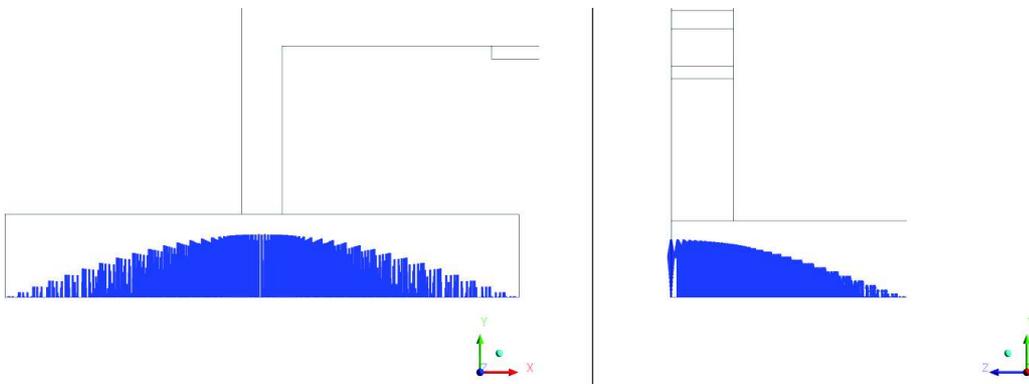


Figura 4-3 Perfil dos vetores de velocidade gerados na oscilação da membrana.

A partir da simulação inicial, diferentes valores de A_0 foram testados de modo que uma curva e equação de calibração relacionando A_0 à velocidade média induzida no canal possa ser determinada. Inicialmente, utilizou-se os valores de 0,27, 0,36, 0,746 e 1,492 m/s, mostrados na Tabela 4.2, para estabelecer uma curva de tendência e dela extrair uma equação de calibração que a define.

Tabela 4.2 Valores utilizados para calibração do valor de A_0 .

Valor A_0 utilizado no software [m/s]	$V_{\text{analítico}}$ [m/s]	V_{software} [m/s]
0,270	0,460	0,4430
0,360	0,739	0,7628
0,746	1,956	1,951
1,492	4,389	4,392
1,164	3,306	3,290
1,115	3,147	3,061

Com base nos dados da Tabela 4.2 a Figura 4-4 foi obtida e dela extraiu-se a equação (4.5), onde, foi possível determinar um valor de A_0 no qual a velocidade média seria próxima da obtida por Trisch (2015). Pela curva da Figura 4-4 o coeficiente de correlação (R^2) com valor 0,9999 mostra que a curva se aproxima de uma reta, o que indica que os valores obtidos através desta equação podem ser utilizados por serem próximos dos valores reais encontrados.

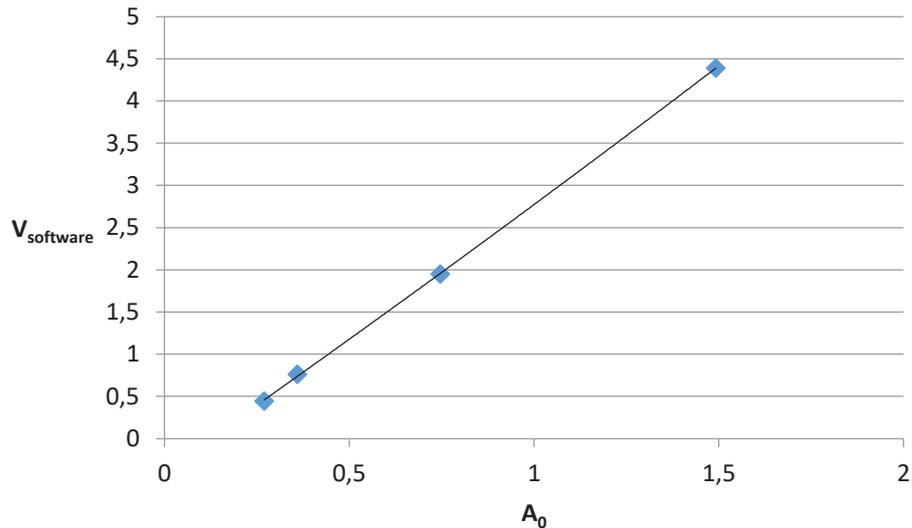


Figura 4-4 Curva de calibração de A_0 .

$$V_{analitico} = 0,096A_0^2 + 3,046A_0 - 0,3691 \quad (4.5)$$

Com base na Equação (4.5) foi possível determinar que um valor de A_0 de 1,115 m/s resulta em um valor de velocidade média na saída do canal de 3,147 m/s, próximo ao valor de 3,12 m/s obtido por Trisch (2015). Este valor de A_0 é então definido como o valor padrão para todas as simulações deste estudo.

4.4 Convergência de malha

Com o valor de A_0 definido para gerar o mesmo escoamento médio no canal que os experimentos de Trisch (2015) realizaram-se diversas análises para estabelecer a convergência de malha. A análise inicial foi realizada com a malha de 12,5%, com o jato sintético em operação por 6.500 timesteps correspondentes a um tempo total de 5,4275 s. Este teste foi repetido para o mesmo valor de A_0 e tempo total em malhas progressivamente mais refinadas: 25,0%, 37,5%, 50,0%. As análises para convergência de malha foram realizadas até as

velocidades se tornarem estáveis com convergência na ordem 1×10^{-7} o que acabou gerando uma quantidade elevada de timesteps necessárias para convergência das malhas mais refinadas e consequentemente um elevado tempo para execução destas simulações.

Os valores da velocidade média no plano de saída do canal e sua variação percentual foram calculadas para cada malha e os seus resultados são apresentados na Tabela 4.3. Pode-se observar o comportamento esperado de redução da variação percentual da velocidade média conforme a malha fica mais refinada.

Tabela 4.3 Convergência de malha

Refino de Malha (%)	Velocidade no plano de saída do escoamento [m/s]	Variação (%)
12,5	3,088	
25,0	3,068	0,664
37,5	3,064	0,101
50,0	3,064	0,008

Adotando-se o critério de variação desejada inferior a 5%, pode-se concluir que a malha ideal, que representa um balanço entre precisão de resultados e tempo de simulação ocorre com a malha 37,5%, que foi utilizada no restante deste trabalho.

4.5 Resultados de velocidade e vorticidade

4.5.1 Campos de velocidade

Serão examinados os campos de velocidade instantânea bem como os campos de velocidade transiente médio em um plano vertical equivalente ao plano de simetria da região computacional. A Figura 4-5 (a) e (b) mostra os campos de velocidade instantânea (u_{norm}) normalizada após completar 32 pulsações, sendo a placa aquecida na posição 50 e posição 150mm respectivamente. É possível observar pela Figura 4-5 (a) e (b) que a velocidade longitudinal instantânea na direção x (u_{inst}) é influenciada pela pulsação proporcionada pelo jato e formam-se pequenas “bolhas” de alta velocidade direcionadas à saída ao longo do tempo.

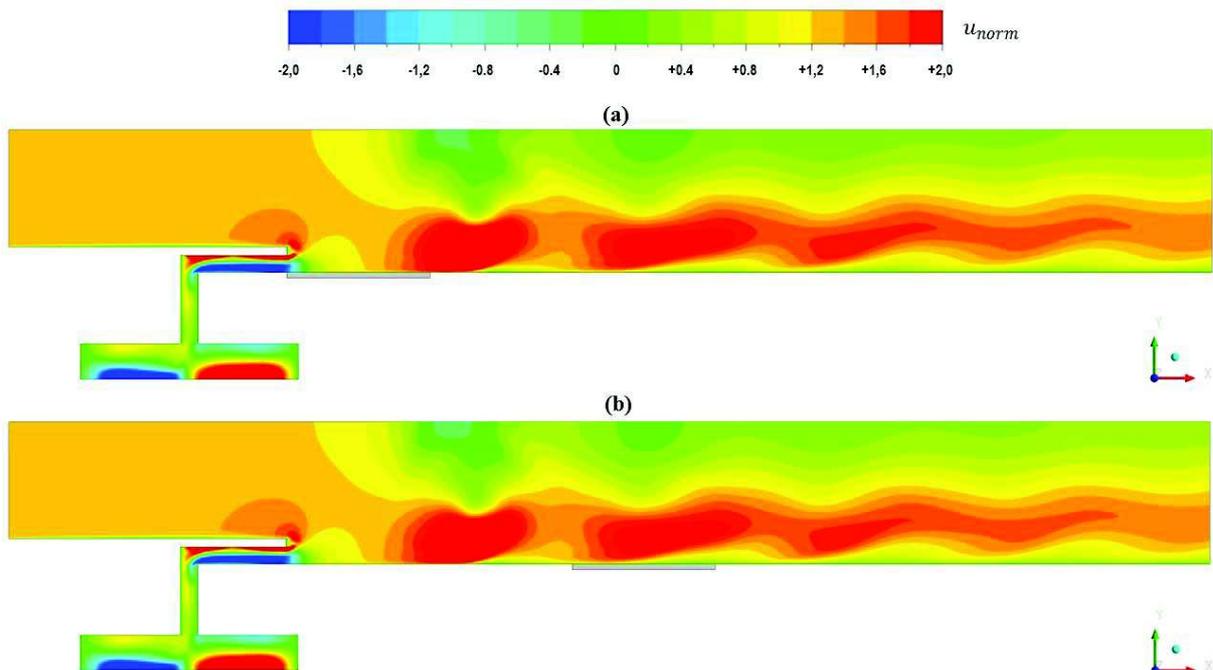


Figura 4-5 Campo de velocidade instantâneo: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm.

A velocidade normalizada instantânea (u_{norm}) pode ser obtida adimensionalizando a velocidade normalizada instantânea (u_{inst}) utilizando a Equação (4.6).

$$u_{norm} = \frac{u_{inst}}{\bar{u}_{saída}} \quad (4.6)$$

Análoga a equação (4.6) pode-se definir a velocidade normalizada transiente média através da equação (4.7). Pela Figura 4-6 (a) e (b) é possível observar que a presença das placas aquecidas também não influencia a velocidade média. A variação do campo de velocidade transiente média é desprezível e é possível perceber que esta se reduz ao longo do comprimento do canal. Este fato já havia sido observado previamente por Munhoz, Lee e Alves (2015).

$$u_{normTrnavg} = \frac{u_{Trnavg}}{\bar{u}_{saída}} \quad (4.7)$$

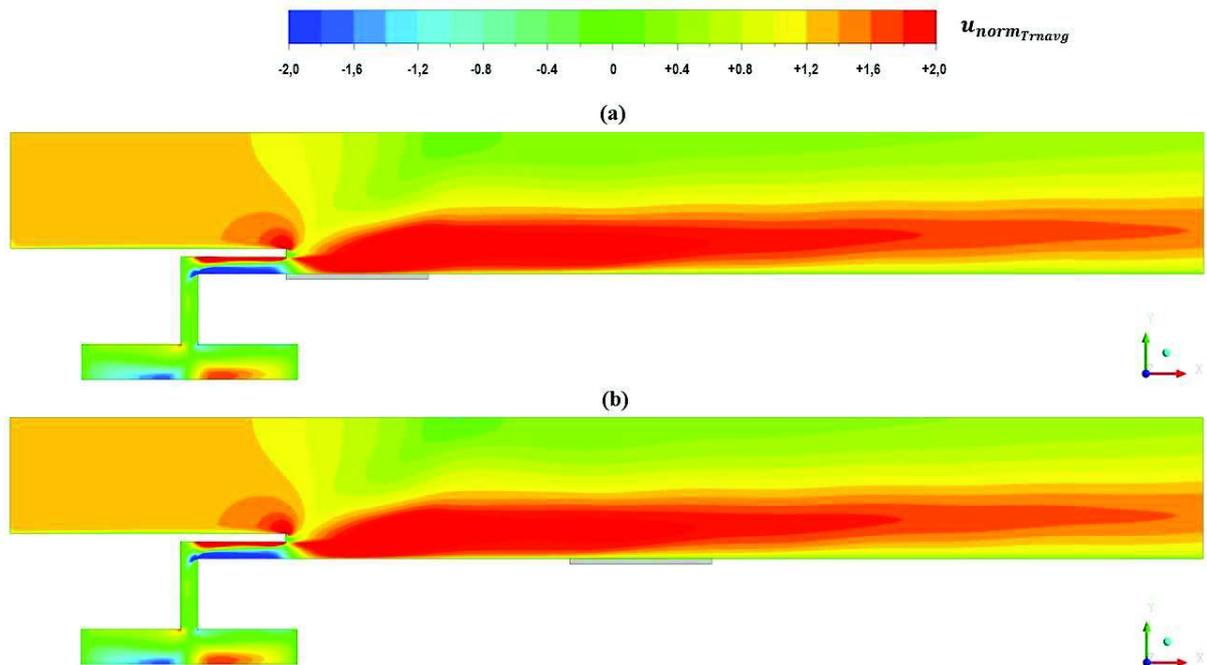


Figura 4-6 Campo de velocidade transiente médio: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm.

4.5.2 Campos de vorticidade

A vorticidade define a presença de rotacionalidade no escoamento, podendo ser associada a regiões com um alto nível de turbulência. Isto permite identificar regiões em que a transferência de calor aumenta devido à mistura das camadas do fluido. A Figura 4-7 (a) e (b) mostram os campos de vorticidade perpendicular ao plano da figura normalizada (Ω_{norm_z}) nas simulações com as placas aquecidas na posição de 50mm e posição 150mm, respectivamente, ambas em relação à saída do orifício.

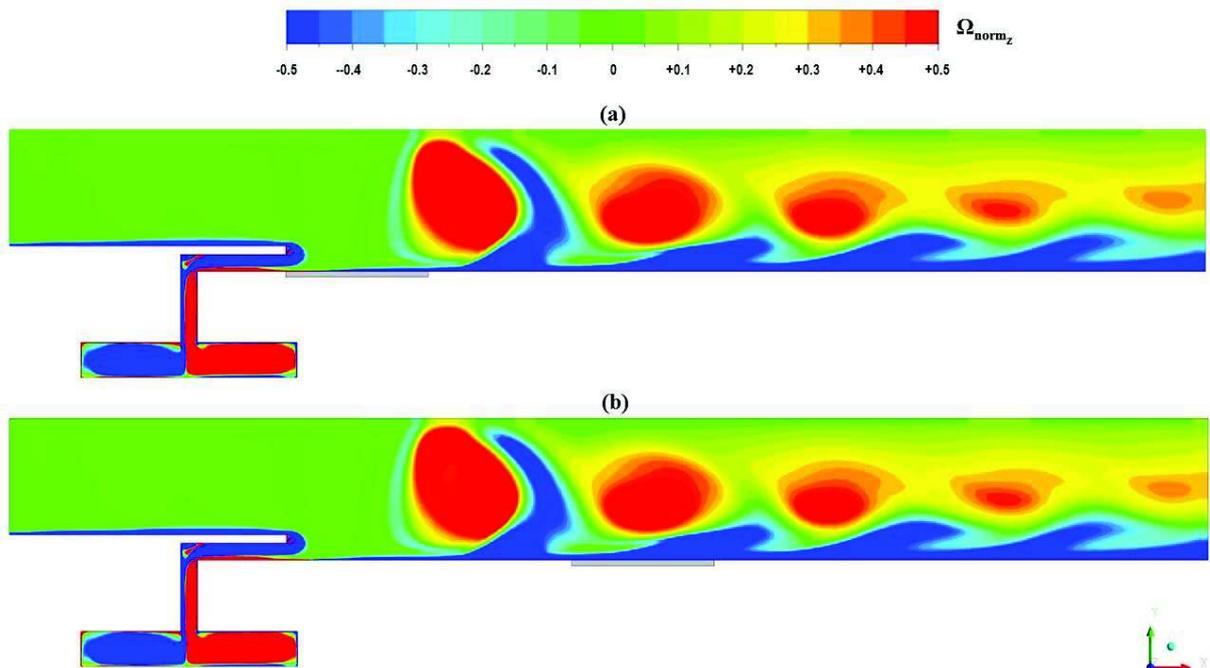


Figura 4-7 Vorticidade instantânea normalizada com placas aquecidas: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm.

Análoga a equação de normalização da velocidade, a vorticidade normalizada pode ser obtida realizando a adimensionalização com base na equação (4.8).

$$\Omega_{norm_z} = \frac{v_{curl_z} H}{\bar{u}_{saída}} \quad (4.8)$$

onde, v_{curl_z} trata-se da vorticidade instantânea no eixo z , H trata-se da altura do canal e $\bar{u}_{saída}$ trata-se da velocidade média no plano de saída do canal de escoamento.

Realizando a comparação da vorticidade instantânea nas situações onde as placas aquecidas estão nas posições (50 mm e 150 mm), é possível observar pela Figura 4-7 (a) e (b) que a variação da vorticidade é desprezível e com isso pode-se apontar que o aquecimento imposto à placa nestas situações não influencia significativamente o campo de vorticidade. Observa-se também pela Figura 4-7 (a) e (b) que o campo de vorticidade está com formações regulares conforme a definição do período de oscilação da membrana e que esta vorticidade tende a diminuir na medida que a distância em relação à saída do canal aumenta conforme a dissipação viscosa.

Análoga à equação (4.8) pode-se estabelecer na equação (4.9) a definição da vorticidade transiente média normalizada. A Figura 4-8 (a) e (b) possibilita verificar que, assim como

observado na vorticidade instantânea normalizada, a variação no campo médio de vorticidade é desprezível em relação a presença das placas aquecidas.

$$\Omega_{normTrnavg_z} = \frac{v_{Trnavg_{curl_z}} H}{\bar{u}_{saida}} \quad (4.9)$$

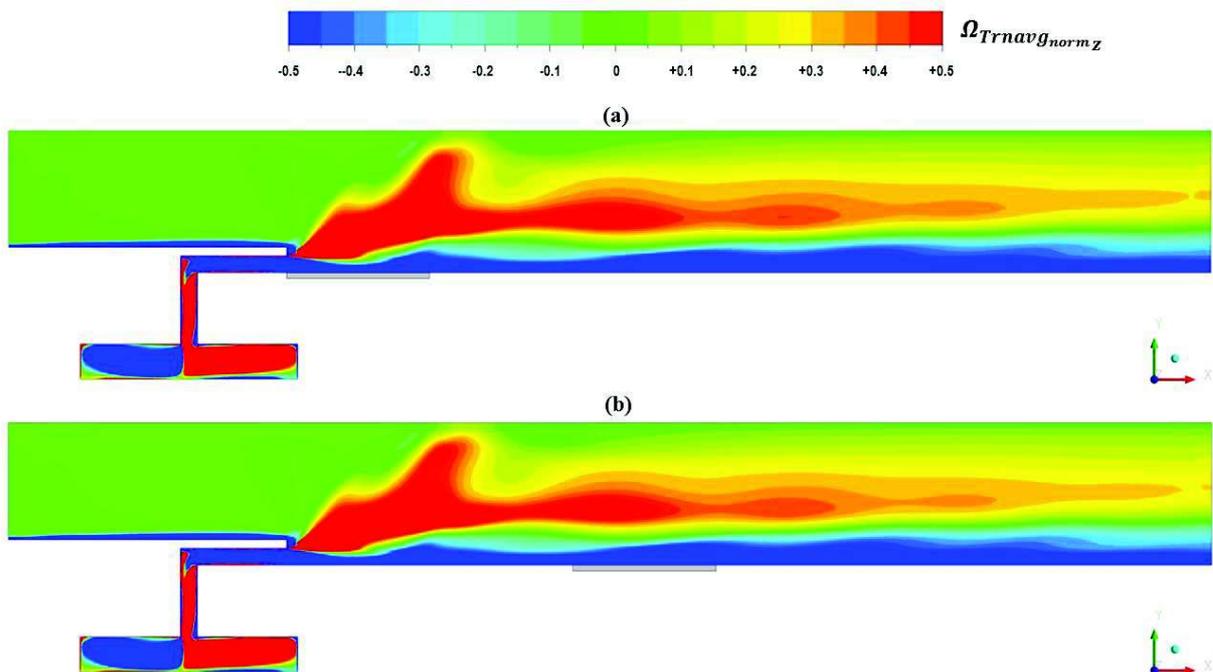


Figura 4-8 Vorticidade normalizada transiente média: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm.

4.6 Comparação com resultados experimentais

Com o objetivo de comparar os dados experimentais de Trisch (2015), foi necessário a extração de valores do coeficiente h_{conv} através do CFX Post. Com as placas aquecidas nas posições de 50 mm e 150 mm o resfriamento foi realizado simulando o jato sintético em regime transiente e o outro caso onde um regime permanente realiza a simulação do cooler sendo colocado na região de entrada de fluido, conforme Figura 3-3.

São apresentados na Tabela 4.4 os dados calculados de h_{conv} . É possível observar que o jato sintético proporciona um decaimento da capacidade de troca térmica com o aumento da distância da placa aquecida em relação à saída do orifício, fato observado por Munhoz, Lee e Alves (2015).

Tabela 4.4 Comparação de valores de h_{conv} experimental e simulação

Distância em relação ao jato com 60 Hz	Coefficiente convectivo experimental Trisch (2015) [W/m² °C]	Coefficiente convectivo simulação [W/m² °C]
Resfriamento com Jato sintético na posição 50 mm	142,3	81,35
Resfriamento com Jato sintético na posição 150 mm	136,0	39,47
Resfriamento com Cooler na posição 50 mm	139,3	14,40*
Resfriamento com Cooler na posição 150 mm	117,7	23,86*

Os valores de h_{conv} da simulação concordam com o decaimento obtido por Trisch (2015) mas divergem dos valores encontrados experimentalmente. Isso pode ter ocorrido pelo fato de Trisch (2015) ter realizado o aquecimento da placa até sua completa estabilização de temperatura e somente depois realizar o acionamento do jato sintético. Conforme a placa era resfriada, Trisch (2015) ajustou o fluxo térmico da placa para reequilibrar a temperatura. Este procedimento de teste permitiu o desenvolvimento de uma convecção natural inicial que não foi contabilizada na simulação. Adicionalmente, a simulação assumiu rugosidades de paredes lisas, o que não necessariamente corresponde à condição real da bancada experimental.

Pela Tabela 4.4 é possível observar que os valores de h_{conv} simulando o resfriamento com cooler também divergem dos valores obtidos por Trisch (2015). Esse fato pode ser explicado pela condição de contorno da simulação. Para o caso de simulação do cooler, a condição de contorno de entrada no canal foi de uma vazão mássica de entrada equivalente ao valor médio desenvolvido pelo jato sintético com um nível de intensidade de turbulência de 10%. Este valor foi o máximo permitido pela configuração do ANSYS CFX mas pode não corresponder ao valor real de turbulência de um cooler. Adicionalmente, a simulação manteve a presença do duto do jato, mesmo que este foi desligado. Consequentemente o escoamento permante do canal é semelhante ao problema de degrau e a zona aquecida pela placa na posição 50 mm se encontra na zona de descolamento do escoamento conforme mostra a Figura 4-9. Posteriormente, foi constatado que para o teste experimental de coolers, Trisch (2015) removeu o duto do jato modificando a geometria para um canal sem degrau.

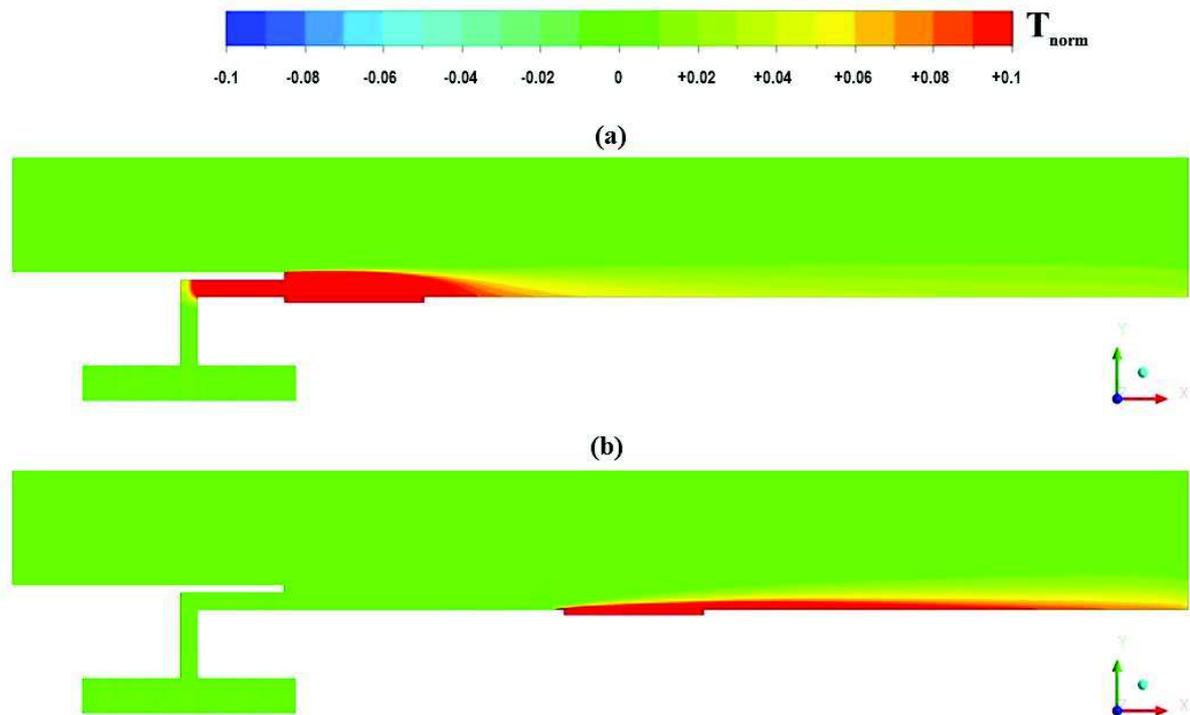


Figura 4-9 Perfis de Temperatura com Steady State simulando cooler: (a) placa aquecida na posição 50mm e (b) placa aquecida na posição 150mm

Como o valor de h_{conv} para cooler na simulação não apresentou resultados satisfatórios pelo fato do fluxo de ar não atingir a placa aquecida, foi realizado um cálculo através de correlações estabelecidas para escoamento externo com placas planas e com condição de parede isotérmica. Posteriormente, pode se extrair o valor do coeficiente convectivo da placa (h_{placa}). Incropera (2014) cita que as equações para o cálculo devem levar em consideração o Número de Prandtl (Pr) do fluido de trabalho, que para o ar foi considerado $Pr=0,71$, e que o número de Reynolds local (Re_{xL}) pode ser calculado, utilizando a equação (4.10), que é aplicado às distâncias dos locais desejados.

$$Re_{xL} = \frac{\bar{u}_{saída} \rho_{ar} x_L}{\mu_{ar}} \quad (4.10)$$

onde, Re_{xL} trata-se da posição inicial de 160mm da aresta inicial da placa em relação ao ponto inicial do fluxo de ar, as propriedades do fluido ar foram obtidas a 25°C.

Com base em Re_{xL} que foi calculado no início e final da placa é possível obter Nu_{xL} que podem ser calculados nos mesmos locais com base na equação (4.11).

$$Nu_{xL} = 0,026 Re_{xL}^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.11)$$

Com o cálculo de Nu_{xL} no início e final da placa é possível determinar a média dos valores e assumir essa condição como o valor indicado de Nu para a placa na posição desejada. Então, utilizando a equação (2.6) é possível obter o valor de h para a placa que está posicionada a 160mm e 260mm em relação à aresta inicial. Os valores obtidos foram respectivamente 61,13 e 26,90 $W/m^2\text{°C}$ e mostram um decréscimo em relação ao jato sintético.

4.7 Resultados de resfriamento de placa contínua

Realizou-se a simulação de uma placa contínua no comprimento de 323 mm e nesta placa aplicou-se condição de temperatura constante 80 °C. Foram testadas 3 condições diferentes de amplitude de velocidade na região da membrana do jato sintético, que desenvolveram velocidades médias diferentes no canal. Os resultados no campo de temperatura instantânea normalizada são mostrados na Figura 4-10. A condição (b) é equivalente a velocidade média no canal medida nos experimentos de Trisch (2015), enquanto que as condições (a) e (c) representam reduções e aumentos de 50% na amplitude A_0 da membrana. Pode se observar na Figura 4-10 que a condição (c) proporciona um aumento na expulsão da zona quente do fluido para fora do canal quando comparado aos demais em função do seu acréscimo de velocidade média no canal.

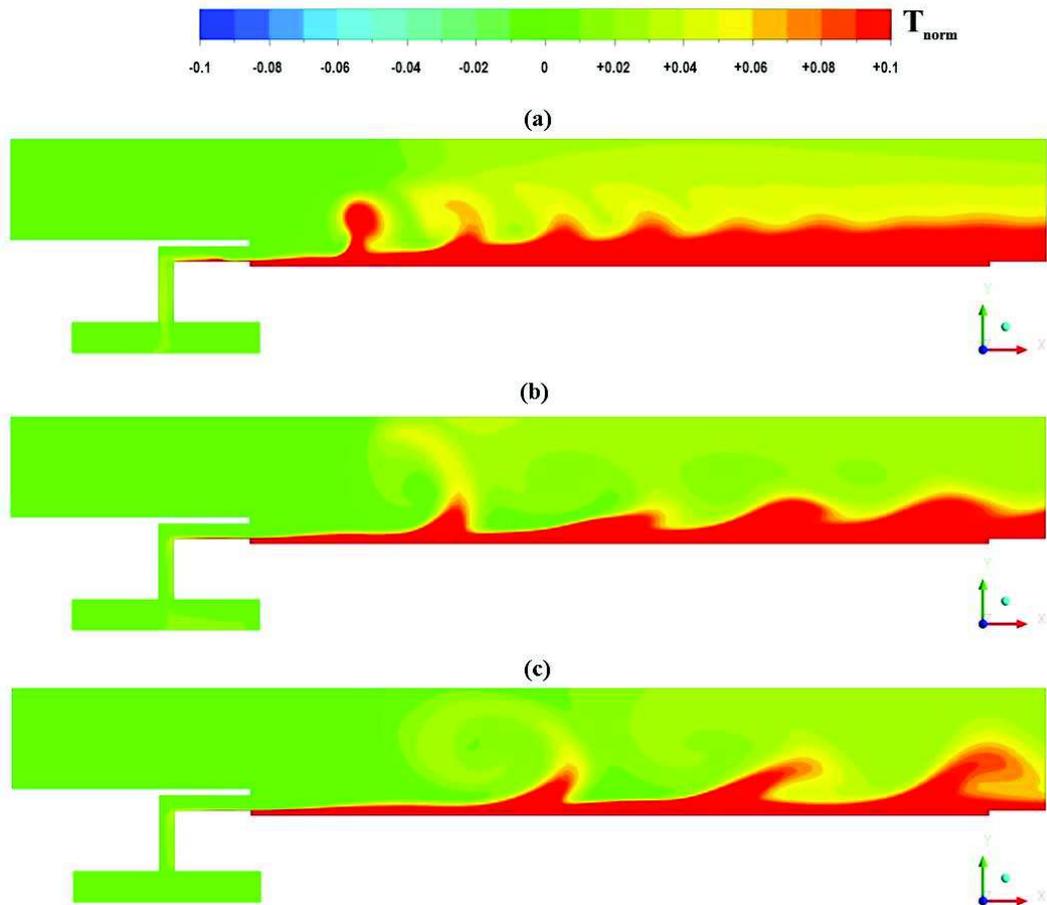


Figura 4-10 Temperatura normaliza instantânea: (a) $A_0 = 0,558$ m/s, (b) $A_0 = 1,115$ m/s e (c) $A_0 = 1,673$ m/s

A Tabela 4.5 apresenta os dados do coeficiente h_{conv} para as três situações deste teste e é possível notar um aumento da capacidade de troca térmica não proporcional ao aumento da amplitude A_0 da membrana.

Tabela 4.5 Coeficiente h_{conv} para as situações onde foi variado A_0 em jato sintético.

$A_0 = 0,558$ [m/s]	$A_0 = 1,115$ [m/s]	$A_0 = 1,673$ [m/s]
24,34 [W/m ² °C]	39,36 [W/m ² °C]	52,45 [W/m ² °C]
↓ 61,72%	Valor base	↑ 33,25

O aumento de velocidade também proporciona um aumento na intensidade da turbulência na camada limite e faz com que o coeficiente h_{conv} aumente. Este resultado é observado visualmente através do campo de vorticidade instantânea normalizada da Figura 4-11. Pode-se observar que conforme a amplitude A_0 da membrana aumenta do caso (a) para o caso (b) e para o caso (c), aumentam-se o tamanho do elemento de vorticidade associada ao jato

(em vermelho) e a quantidade de vorticidade induzida junto a parede (em azul). Isto apresenta uma explicação física ao aumento do coeficiente h_{conv} apresentados na Tabela 4.5.

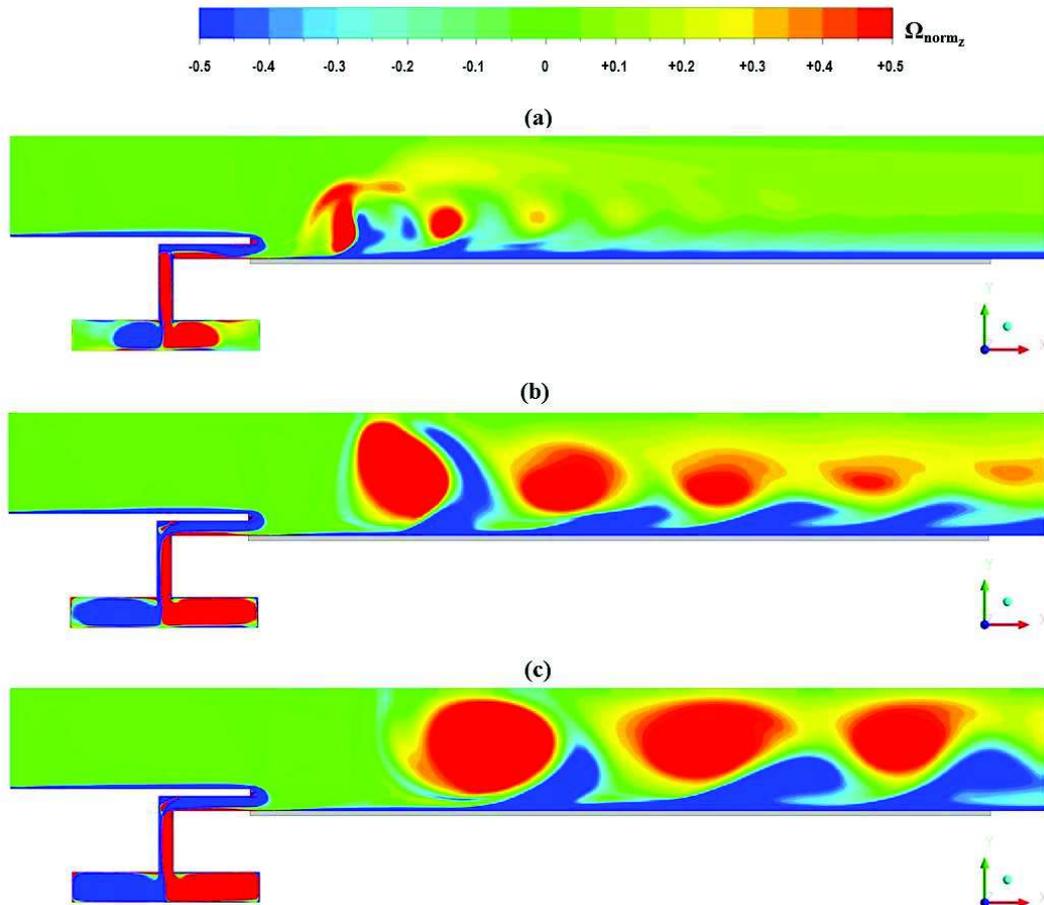


Figura 4-11 Vorticidade normalizada instantânea: (a) $A_0 = 0,558$ m/s, (b) $A_0 = 1,115$ m/s e (c) $A_0 = 1,673$ m/s.

4.7.1 Comparativo jato sintético x regime permanente

Realizou-se a comparação dos campos de Temperatura normalizados nos 3 casos de variação de A_0 com placa inteira aquecida sendo resfriada através do uso do jato sintético e através da condição de escoamento turbulento em regime permanente no canal. A Figura 4-12 mostra os comparativos, sendo: (a) $A_0 = 0,578$ m/s com jato sintético, (b) regime permanente com velocidade constante de 1,357 m/s, (c) $A_0 = 1,115$ m/s com jato sintético, (d) regime permanente com velocidade constante de 3,064 m/s, (e) $A_0 = 1,673$ m/s com jato sintético e (f) regime permanente com velocidade constante de 4,946 m/s.

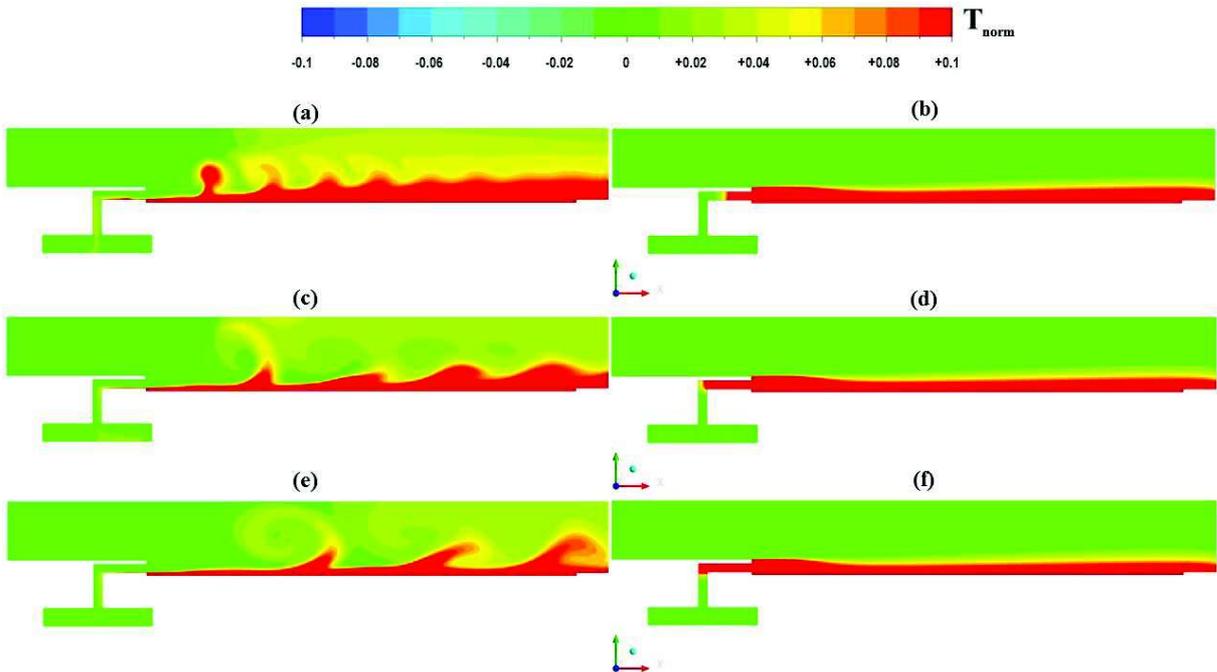


Figura 4-12 Comparativo dos campos de Temperatura normalizada: (a) $A_0=0,578\text{m/s}$ com jato sintético, (b) regime permanente com velocidade constante de $1,357\text{ m/s}$, (c) $A_0=1,115\text{m/s}$ com jato sintético, (d) regime permanente com velocidade constante de $3,064\text{ m/s}$, (e) $A_0=1,673\text{m/s}$ com jato sintético e (f) regime permanente velocidade constante de $4,946\text{ m/s}$.

É possível notar na comparação de (a) x (b) que a camada limite de temperatura em (a) é mais fina próxima à região de saída do jato. Isso indica um alto gradiente de temperatura e consequentemente uma maior retirada de calor na região inicial da placa aquecida. Em (b), devido a presença do degrau, a camada limite de temperatura possui uma espessura quase uniforme, sendo ligeiramente mais espessa que em (a) na região inicial da placa. Nas demais comparações em relação à mudança de jato sintético com regime permanente ocorrem as mesmas situações: o aumento de velocidade média no canal pelo jato sintético reduz a espessura da camada limite de temperatura em relação ao escoamento em regime permanente indicando claramente uma melhora na dissipação térmica.

Os valores apresentados na Tabela 4.6 demonstram que os valores de h_{conv} tendem a aumentar com o aumento de A_0 em ambas as situações. Porém, com valores de $A_0 = 0,558\text{ m/s}$ o percentual de h_{conv} em regime permanente foi na ordem de 159%, já em relação à $A_0 = 1,115\text{ m/s}$ o percentual de decréscimo foi na ordem de 136% e no caso $A_0 = 1,673\text{ m/s}$ foi na ordem de 125%, indicando que o jato sintético aumenta a capacidade de troca térmica.

Tabela 4.6 Comparativo de h_{conv} da simulação por jato sintético e regime permanente

	$A_0 = 0,558$ [m/s]	$A_0 = 1,115$ [m/s]	$A_0 = 1,673$ [m/s]
h_{conv} por jato sintético [W/m ² °C]	24,34	39,36	52,45
h_{conv} por regime permanente [W/m ² °C]	9,712	18,25	25,34
Aumento de h_{conv} por jato sintético	↑ 159%	↑ 136%	↑ 125%

4.7.2 Verificação da geometria com parede estendida

O experimento de Trisch (2015) realizou suas medições térmicas de temperatura de placa constante com a parte superior do canal aberta ao ambiente externo. Para efeito de comparação, realizou-se alteração na altura da parede do canal de escoamento do modelo numérico, afim de reduzir o efeito de constrição apresentada pela condição de contorno da geometria base deste estudo. A altura foi estendida em 200 mm em relação à sua medida original e, além desta condição, efeitos de flutuação por convecção natural foram adicionados definindo-se um campo gravitacional na direção -Y ao escoamento.

Os resultados da Figura 4-13 mostram que a extensão da parede não alterou significativamente o perfil de vorticidade instantânea e por consequência não apresenta diferença nos valores do fluxo térmico. Assim como na Figura 4-14, também o perfil de velocidade instantânea não sofre modificações que impactam no fluxo térmico.

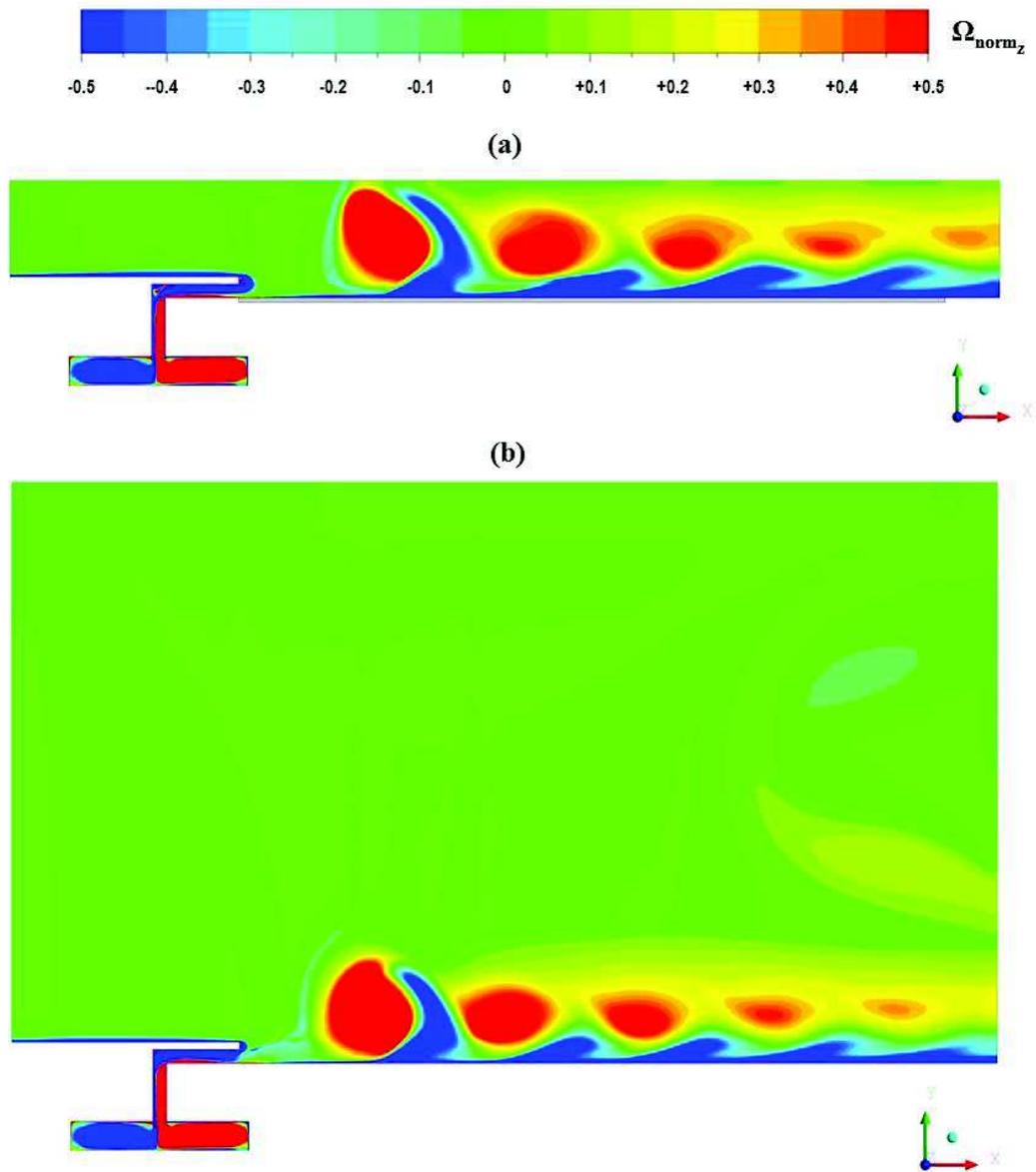


Figura 4-13 Comparação dos contornos de vorticidade instantânea com alteração da altura da placa. (a) parede curta e original e (b) parede estendida em 200mm.

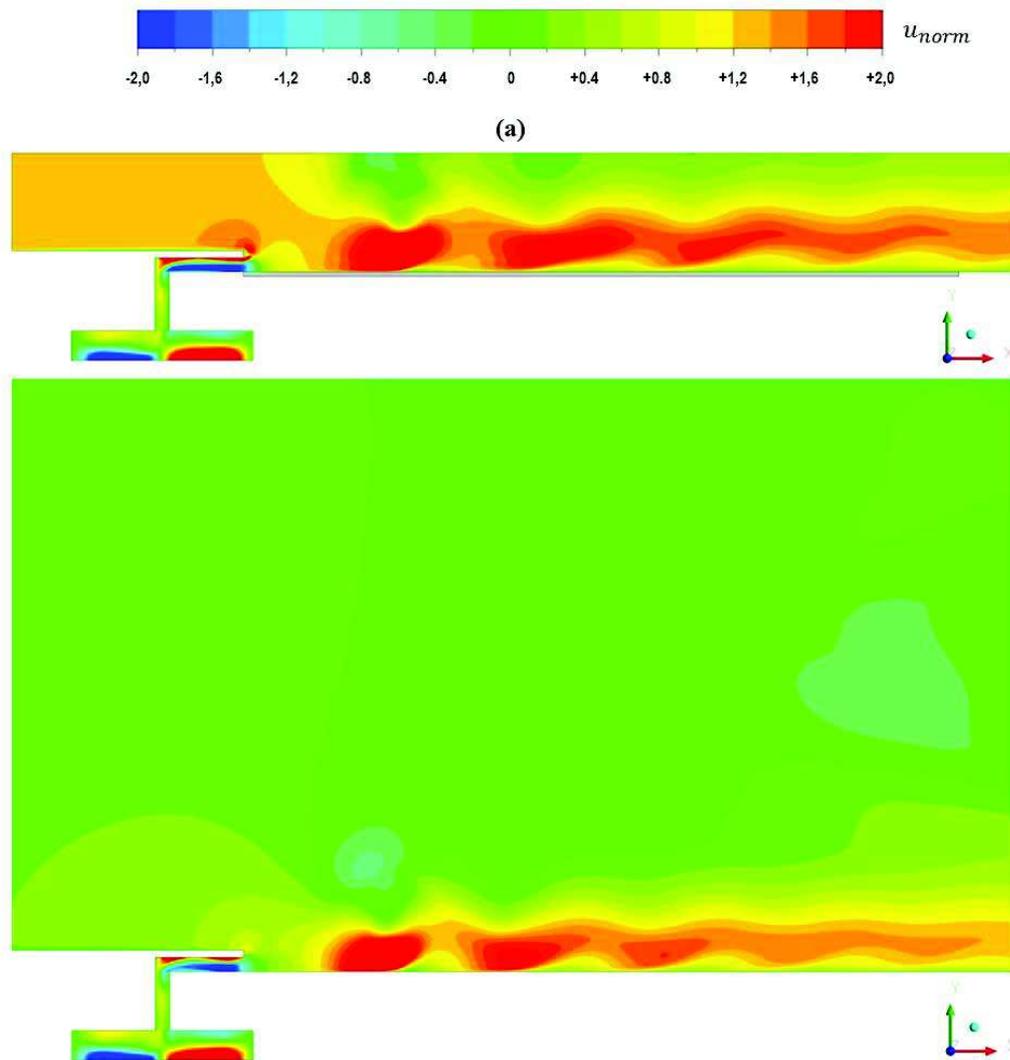


Figura 4-14 Comparação dos contornos de velocidade longitudinal instantânea com alteração da altura da placa. (a) parede curta e original e (b) parede estendida em 200mm.

Os perfis de vorticidade e velocidade, ambos instantâneos não sofreram alterações com o aumento da altura da parede, o que indica que os resultados anteriores obtidos com a parede curta podem ser utilizados como uma resposta aceitável.

4.7.3 Alteração do parâmetro de frequência de oscilação

A fim de encontrar melhor eficiência na troca de calor térmico proporcionado pelo jato sintético realizou-se a alteração dos valores de frequência aplicados à membrana. As faixas empregadas de alteração foram baseadas nos valores utilizados por Trisch (2015).

Os resultados da Tabela 4.7 mostram que o aumento da frequência de oscilação provoca um aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção no canal, pois com o

aumento da frequência o espaçamento entre os vórtices diminui e conseqüentemente uma quantidade maior de vórtices ocupa o mesmo espaço no canal de escoamento, como pode-se observar pela Figura 4-15. É possível observar que os valores de frequência proporcionam aumento no fluxo térmico até valores de frequência na faixa de 120 Hz, indicando uma frequência de ressonância nesta faixa. Os valores obtidos indicam coerência e aproximação aos valores obtidos por Trisch (2015) que encontrou valores de ressonância na faixa de 90 a 120 Hz em seus experimentos.

Tabela 4.7 Variação de h_{conv} com variação dos valores de frequência de oscilação.

	$f = 60 \text{ Hz}$	$f = 120 \text{ Hz}$	$f = 200 \text{ Hz}$
h_{conv} por jato sintético [W/m ² °C]	39,41	48,44	47,53

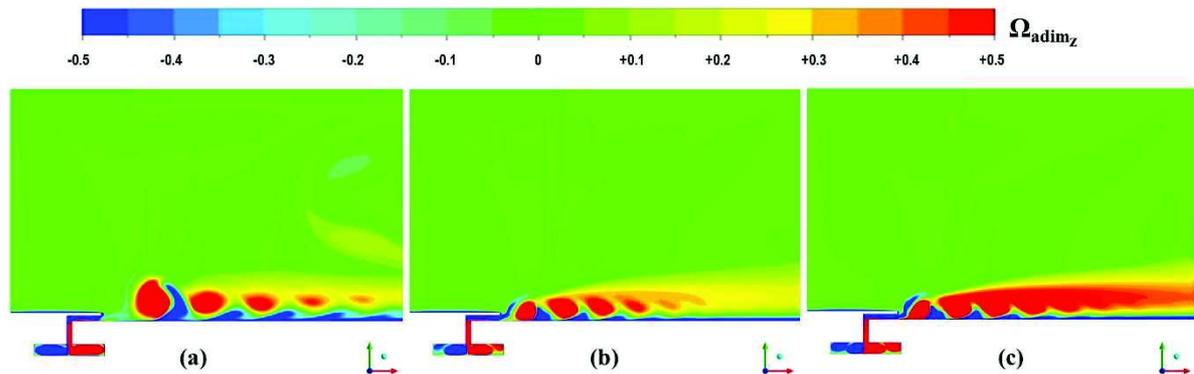


Figura 4-15 Contornos de vorticidade instantânea com variações de frequência: (a) 60 Hz, (b) 120 Hz e (c) 200 Hz.

Observa-se no caso (c) da Figura 4-15 que o jato sintético com frequência de 200 Hz apresentam vórtices que se acumulam ao longo do canal gerando uma turbulência de certo modo excessiva que perturba o escoamento e tende a diminuir o fluxo térmico, conforme os dados da Tabela 4.7.

5 CONCLUSÕES

O avanço tecnológico constante e o aumento da demanda por componentes eletrônicos e informática faz com que a exigência de resfriamento dos componentes aumente e a demanda por processos eficientes na troca térmica seja uma constante fonte de pesquisa. O jato sintético vem apresentando resultados que demonstram eficiência na capacidade de troca térmica, além de diminuir o espaço físico em relação aos métodos convencionais de convecção forçada.

Assim como apresentado no experimento prático de Trisch (2015) os resultados do coeficiente h_{conv} para o jato sintético são maiores mais próximo da saída do orifício do jato e apresentam decaimento à medida que aumenta-se a distância da placa aquecida em relação à saída do orifício.

Os valores obtidos pela simulação não apresentaram resultados numéricos condizentes com o medido experimentalmente porque nas simulações assumiu-se rugosidades de paredes lisas, o que não necessariamente corresponde à condição real da bancada experimental.

Na comparação das simulações do jato sintético com o regime permanente os resultados de h_{conv} apresentaram resultados bastante significativos, pois a turbulência gerada pelo jato sintético proporcionou uma melhora na capacidade de troca térmica. Os valores de h_{conv} na placa aquecida com posições apresentaram resultados na ordem de 210% na posição 50mm e 72,3% na posição 150mm.

Quando comparado o sistema de simulação por placa contínua com variação de A_0 os valores de h_{conv} apresentaram resultados bastante próximos do percentual de redução. Quando reduzido em 50% o valor de A_0 h_{conv} reduz 62%, já quando se aumenta em 50% o valor de A_0 h_{conv} aumenta 33%. Já os valores de h_{conv} quando comparados com o sistema de regime permanente a variação percentual foi de 159% para um menor valor de A_0 , valor original de A_0 com 136% e quando A_0 é aumentado ocorre um aumento de 125% nos valores. O aumento da velocidade no jato sintético proporciona um aumento da intensidade de turbulência nos vórtices, realizando uma maior troca térmica e por consequência diminuindo a camada de região quente próxima à placa aquecida.

A simulação com alteração nos valores de frequência mostrou uma aproximação dos vórtices, aumentando a quantidade de vórtices no espaço do canal e conseqüentemente gerando um aumento no fluxo térmico. O aumento do fluxo atingiu limites com frequência de 120 Hz, indicando que essa seria a frequência de ressonância no canal. Na frequência de 200 Hz o valor de fluxo térmico apresentou resultados inferiores pois, o aumento do valor da frequência aumentou a quantidade de vórtices no espaço, gerando um acúmulo de vórtices e por

consequência aumentando a turbulência a ponto de perder capacidade de resfriamento do fluxo térmico.

Como sugestão para trabalhos futuros podem ser realizados testes de resfriamento com fluxo térmico constante para comparação com resultados experimentais de Trisch (2015).

Adicionalmente, se faz necessário a realização de testes para estabelecer parâmetros de fricção que façam com que os resultados atinjam os valores próximos do encontrado experimentalmente.

REFERÊNCIAS

ANSYS CFX, **ANSYS CFX-Solver modeling Guide**. Release 15.0.0, 2013.

ARMALY, G.F., DURSTS, F., PEREIRA, J.C.F., SCHONUNG, B., 1983. **Experimental and theoretical investigation of backward-facing step flow**. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 127, p. 473-496.

BHAPKAR, U. S.; SRIVASTAVA, A.; AGRAWAL, A. **Acoustic and heat transfer aspects of an inclined impinging synthetic jet**. International Journal of Thermal Sciences, v.74, p.145-155, 2013.

BRASIL. R. R. de S. L.. BNDES. **Complexo eletrônico: a evolução recente e os desafios para o setor e para a atuação do BNDES**. Brasília: BNDES, p. 56, 2012. Disponível em: <http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/bndes/bndes_pt/Institucional/Publicacoes/Consulta_Expressa/Tipo/BNDES_Setorial/201210_2.html>. Acesso em: 22 jan. 2016.

CAMPOS, M. C. **MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE RESFRIAMENTO DE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS E MOTORES STIRLING**. 2004. 142 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia de Processos Térmicos e Químicos, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2004.

CELIK, B.; EDIS, F. O. **Micro-scale synthetic-jet actuator flow simulation with characteristic-base-split method**. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, v. 81 n.3, p. 239 – 246, 2009.

ÇENGEL, Y.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e aplicações**. Ed: AMGH, 2012.

CHANDRATILLEKE, T. T.; JAGANNATHA, D.; NARAYANASWAMY, R. **Heat transfer enhancement in microchannels with cross-flow synthetic jets**. International Journal of Thermal Sciences, v. 49, p. 504-513, 2010.

CHAUDARI, 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, 2010.

CHAUDARI, M.; PURANIK, B.; AGRAWAL, A. **Multiple orifice synthetic jet for improvement in impingement heat transfer**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 54, p. 2056-2065, 2011.

CHAUDARI, 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.; 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, v. 37, Reno. Proceedings, 1999.

ETEMOGLU, A B. **A brief survey and economical analysis of air cooling for electronic equipments.** International Communications in Heat and Mass Transfer v.34, n.1, p. 103–113, 2007.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos.** Rio de Janeiro: LTC, 8ª ed, 710 p., 2014.

FREIRE, A. P. S.; ILHA, A.; COLAÇO, M. J.; 2006. **Turbulência.** Associação Brasileira de Ciências e Engenharia Mecânica (ABCM).

GLEZER, A., ALLEN, M. G., BRAND O., LEE, J. B., KERCHER D. S., **Microjet Cooling Devices for Thermal Management of Electronics.** IEEE Transactions on componentes and packaging Technologies. v. 26, n. 2, p. 359-366, 2003.

GLEZER, A., AMITAY, M. **Synthetic Jets.** Annu Rev Fluid Mech, v. 34, p. 503-529, 2002.

HASHIEHBAF, A.; ROMANO, G. P. **Experimental investigation on circular and non-circular synthetic jets issuing from sharp edge orifices.** In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON APPLICATIONS OF LASER TECHNIQUES TO FLUID MECHANICS, 17. 2014, Lisboa. Anais de Lisboa: International Symposium On Applications Of Laser Techniques To Fluid Mechanics, p. 56 – 65, 2014.

HOLMAN, R., UTTURKAR, Y., MITTAL, R., SMITH, B., CATTAFESTA, L., **A formation criterion for synthetic jets.** AIAA Journal. v. 43, n. 10, p. 2110-2116, 2005.

INCROPERA, F. P; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 7ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

INTEL, 2015. Disponível em: <<http://www.intel.com.br/content/www/br/pt/processors/core/core-i7-processor.html>>. Acesso em 07 dez. 2015.

INTEL, 2016. Disponível em: <http://ark.intel.com/pt-br/products/88195/Intel-Core-i7-6700K-Processor-8M-Cache-up-to-4_20-GHz?_ga=1.148543806.889594853.1453463184>. Acesso em 22 jan. 2016.

ITRS, 2011. System Drivers, Edition 2011. ITRS - **International Technology Roadmap For Semiconductors.** Edition, 2011.

IWANA, T.; SUENAGA, K.; SHIRAI, K.; KAMEYA, Y.; MOTOSUKE, M.; HONAMI, S. **Heat transfer and fluid flow characteristics of impinging jet using combined device with triangular tabs and synthetic jets.** Experimental Thermal And Fluid Science, Amsterdam, n. 68, p. 322-329, 29 maio 2015.

- JAIN, M., PURANIK B., AGRAWAL A., **A numeral investigation of effects cavity and orifice parameters on the characteristics of a synthetic jet flow**. Sensors and actuators A: Physical. v. 165, n. 2, 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.
- LEE, C. Y. Y.; WOYCIEKOSKI, M. L.; COPETTI, J. B. **Experimental study of synthetic jets with rectangular orifice for electronic cooling**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 78, p. 242-248, 2016.
- LEE, C.Y. Y., GOLDSTEIN, D.B. (2002) **Two-dimensional synthetic jet simulation**. AIAA, Journal 40 (3), p. 510-516.
- LEHNEN, M.V., LEE. C.Y.Y., ALVES, F.L.D., 2015. **Nusselt number correlation for synthetic jets**. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Online first articles, doi: 10.1007/s40430-015-0337-1.
- 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
- MAHALINGAM, R.; HEFFINGTON, S.; JONES, L.; WILLIAMS, R. **Synthetic Jets for forced of electronics**. Electronics Cooling, n. 2, v. 13, p. 12-18, 2007.
- MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed., revisada e ampliada. Rio de Janeiro: LTC, 453 p. 2004.
- MALLINSON, S. G.; KWOK, C.Y.; REIZES, J. A. **Numerical simulation of micro-fabricated zero mass-flux jet actuators**. Sensors and Actuators A, n. 105, p. 229-236, 2003.
- MALLINSON, S. G.; REIZES, J.A.; HONG, G.; WESTBURY, P. S. **Analysis of hot-wire anemometry data obtained in a synthetic jet flow**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 28, p. 265-272, 2004.
- MCGUINN, A.; PERSOONS, T.; VALIORGUE, P.; O'DONOVAN, T. S.; MURRAY, D. B. **Heat Transfer Measurements of an Impinging Synthetic Air Jet with Constant Stroke Length**. 5th European Thermal-Sciences Conference, The Netherlands, 2008.
- MENTER, F. R.; KUNTZ, M.; LANGTRY, R. **Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model**, Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, ed: K. Hanjalic, Y. Nagano, and M. Tummers, Begell House, Inc., , p. 625 – 632, 2003.
- MILTNER, M., JORDAN, C., HARASEK, M. 2015. **CFD simulation of straight and slightly swirling turbulent free jets using different RANS-turbulence models**. Applied Thermal Engineering, Advance online publication, doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.05.048.

MUNHOZ, F. **Análise das características de operação e desempenho de micro jatos sintéticos.** Dissertação Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2012.

MUNHOZ, F., LEE, C. Y. Y., ALVES, F. L. D., 2015. **Numerical study of cooling by tangential synthetic jet.** Engenharia Térmica (Thermal Engineering), Vol. 14, No. 1, p. 47-53.

PAVLOVA, A.; AMITAY, M. **Electronic cooling using synthetic jet impingement.** Journal of Heat Transfer, n. 9, p. 897-907, set. 2006.

RADTKE, J. J.; ARAKI, C. H. L. M. K.; BERTOLDO, G.; MORO, D. F.; GERMER, E. M. **Verificação e Validação da Solução Numérica do Código Mach2D para Problemas de Propulsão de Foguetes.** Anais do Congresso de Matemática Aplicada Computacional. CMAC Sudeste, p. 124-128, 2013.

SMITH, B. L.; SWIFT, G. W. **Synthetic Jets at Large Reynolds Number and Comparison to Continuous Jets.** The 31st AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit , Anaheim, CA, June 11-14, 2001.

SMITH, B. L.;GLEZER, A. **The formation and evolution of syntethic jets.** Phys Fluids. v.10, n.9, p. 2281-2297, 1998.

TAN, X.; ZHANG, J.; YONG, S.; XIE, G. **An experimental investigation on comparison of synthetic and continuous jets impingement heat transfer.** International Journal of Heat and Mass Transfer, Amsterdam, v. 90, p. 227-238, 3 jul. 2015.

TRISCH, M. **Resfriamento de componentes eletrônicos por jatos sintéticos tangenciais.** Dissertação Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2015.

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.

WEN, X.; TANG, H. **On hairpin vortices induced by circular synthetic jets in laminar and turbulent boundary layers.** Computers & Fluids, v. 95, p. 1-18, 2014.

WILCOX, D.C. **Turbulence Modeling for CFD.** 3rd Ed., DCW, Industries, Inc., La Canada, CA, 2006.

XIA, Q., ZHONG, S. **An experimental study on the behaviours of circular synthetic jets at low Reynolds numbers.** Proc. Institut. Mechan. Eng., Part C: J. Journal of Mechanical Engineering Science. v.226, p. 2686–2700, 2012.

XIA, Q.; LEI, S.; MA, J.; ZHONG, S. **Numerical study of circular jets at low Reynolds numbers.** International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 50, p. 456-466, 2014

YUAN-WEI, L; JING-ZHOU, Z; YONG, S; XIAO-MING, T. **Numerical investigation for effects of actuator parameters and excitation frequencies on synthetic jet fluidic characteristics.** Sensors and Actuators A: Physical. v.219, p. 100-111, 2014

ZHANG, P.; WANG, J.; FENG, L. **Review of zero-net-mass-flux jet and its application in separation flow control.** Science in China series E: technological sciences. v. 51, n. 9, p. 1315-1344, 2008.