



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**

Faculdade de Engenharia Mecânica

**GEOVANE COSTA CLEMENTE**

# **Interferência termomagnética em um trocador de calor de corrente cruzada sob campo termoacústico**

Campinas

2024

**GEOVANE COSTA CLEMENTE**

# **Interferência termomagnética em um trocador de calor de corrente cruzada sob campo termoacústico**

Dissertação de Mestrado Acadêmico apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Flávio de Campos Bannwart

ESTE TRABALHO CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO DEFENDIDA PELO ALUNO GEOVANE COSTA CLEMENTE, E ORIENTADA PELO PROF. DR. FLÁVIO DE CAMPOS BANNWART.

Campinas

2024

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP)  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

C591i Clemente, Geovane Costa, 1999-  
Interferência termomagnética em um trocador de calor de corrente cruzada sob campo termoacústico / Geovane Costa Clemente. – Campinas, SP : [s.n.], 2024.

Orientador: Flávio de Campos Bannwart.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Motores termoacústicos. 2. Ferrofluidos. 3. Modelo computacional. 4. Método analítico. 5. Recuperação energética. 6. Trocadores de calor. 7. Regeneradores de calor. I. Bannwart, Flávio de Campos, 1969-. II. Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

### Informações Complementares

**Título em outro idioma:** Thermomagnetic interference in a crossflow heat exchanger under thermoacoustic field

**Palavras-chave em inglês:**

Thermoacoustic engines

Ferrofluids

Computational model

Analytical method

Energy recovery

Heat exchangers

Heat regenerators

**Área de concentração:** Térmica e Fluídos

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Flávio de Campos Bannwart [Orientador]

Rogério Gonçalves dos Santos

Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

**Data de defesa:** 29-08-2024

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

**Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)**

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0000-0002-3526-3367>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/4153838270437122>

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

**Interferência termomagnética em um trocador de calor de corrente cruzada sob campo termoacústico**

Autor: Geovane Costa Clemente

Orientador: Prof. Dr. Flávio de Campos Bannwart

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação de Mestrado Acadêmico:

**Prof. Dr. Flávio de Campos Bannwart, Presidente  
DE/FEM/UNICAMP**

**Prof. Dr. Rogério Gonçalves dos Santos  
DE/FEM/UNICAMP**

**Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady  
DVCPADE/IEE/USP**

A Ata de Defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no SIGA/Sistema de Fluxo de Dissertação/Tese e na Secretaria do Programa da Unidade.

Campinas, 29 de Agosto de 2024

## **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho aos meus avós, *in memoriam*, que não puderam estar presentes em vida para prestigiar este momento, e a todos que acreditaram no meu potencial.

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar, agradeço a Deus por me conceder saúde, sabedoria e todas as condições que me trouxeram até aqui.

Em seguida, expresso minha gratidão à minha família: minha mãe, meu pai, meus irmãos e os parentes mais próximos, que compreenderam os esforços que este trabalho exigiu e demonstraram paciência comigo durante todo esse período. De forma especial, agradeço aos meus pais por me apoiarem nos momentos de maior dificuldade e por proporcionarem as condições necessárias para que eu pudesse chegar até essa etapa da minha vida.

Agradeço também ao meu orientador, professor Flávio Bannwart, pelos ensinamentos, orientações, atenção, paciência e tempo dedicados à minha pesquisa.

Sou igualmente grato aos amigos e colegas do mestrado, que foram fundamentais ao me oferecerem apoio, ânimo e auxílio tanto na pesquisa quanto nas disciplinas do programa.

Por fim, agradeço à UNICAMP e à FEM por fornecerem a estrutura, os materiais e as condições necessárias para a realização desta pesquisa, bem como aos funcionários da Faculdade de Engenharia Mecânica e aos professores que tive a oportunidade de conhecer durante o mestrado.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

## RESUMO

A termoacústica estuda o acoplamento entre calor e movimento acústico. Os motores termoacústicos convertem calor em energia acústica, podendo esta ser posteriormente transformada em energia elétrica. Embora menos eficientes que os motores convencionais, os motores termoacústicos se destacam pela capacidade de operar a partir de fontes de baixa disponibilidade, tornando-se uma opção viável para regeneração da energia comumente perdida na forma de calor dissipado para o meio ambiente. O desempenho dos motores termoacústicos depende criticamente do projeto do núcleo termoacústico, composto por material poroso, trocadores de calor e um tubo de amortecimento térmico, onde os trocadores de calor desempenham um papel fundamental na eficiência do motor, especialmente na dissipação de calor do fluido de trabalho. Pesquisas recentes concentram-se em melhorar esses trocadores para maximizar a regeneração de energia térmica de baixa disponibilidade. O campo da termoacústica tem impulsionado inovações em sustentabilidade, especialmente em processos de transferência de calor nos trocadores de calor dos motores. Modelagens analíticas e computacionais são essenciais para otimizar o desempenho dos motores termoacústicos, com contínuos esforços para melhorar a precisão dos modelos e compreender os fenômenos físicos subjacentes. Novas formulações analíticas e métodos numéricos estão em constante desenvolvimento para melhor modelar e compreender os motores termoacústicos. Desta forma, o objetivo deste trabalho é investigar a influência do campo magnético na transferência de calor em ferrofluido dentro do trocador de calor de baixa temperatura de um motor termoacústico de onda estacionária utilizando um modelo CFD computacional transiente 3D desenvolvido em ambiente ANSYS Fluent. O trocador de calor consiste em um *design* de fluxo cruzado, onde o ferrofluido, um fluido magneticamente suscetível, atua como refrigerante, enquanto o ar em oscilação acústica, impulsionado pelo fenômeno termoacústico, é o fluido de maior temperatura. Funções pré-definidas simulam a velocidade e pressão oscilatórios na entrada e saída do ar, enquanto o comportamento do ferrofluido sob ação do campo magnético foi replicado com base em dados obtidos na literatura. Experimentos foram realizados para se validar uma versão preliminar do modelo computacional. Além disso, os números de Nusselt médio são comparados com dados experimentais. Resultados experimentais e numéricos indicaram que o modelo representa adequadamente o fenômeno físico para o ar em fluxo livre, e um modelo computacional satisfatório ao analisar o movimento oscilatório de partículas acústicas no ar. Também foi detectada uma maior eficácia de troca térmica para um tubo com

seção elíptica em comparação com um tubo com seção circular da mesma área interna. Este trabalho se baseia na compreensão de que a rejeição eficiente de calor do fluido de trabalho do motor termoacústico é crucial para a otimização do desempenho. Ao introduzir um refrigerante influenciado magneticamente, como o ferrofluido, pretende-se explorar o potencial para uma transferência de calor aprimorada por meio de fenômenos termomagnéticos.

**Palavras-chave:** motores termoacústicos, ferrofluidos, modelo computacional, método analítico, recuperação energética, trocadores de calor, regeneradores de calor

## ABSTRACT

Thermoacoustics studies the coupling between heat and acoustic motion. Thermoacoustic engines convert heat into acoustic energy, which can later be transformed into electrical energy. Although less efficient than conventional engines, thermoacoustic engines stand out for their ability to operate from low-availability energy sources, making them a viable option for recovering energy typically lost as heat dissipated into the environment. The performance of thermoacoustic engines critically depends on the design of the thermoacoustic core, composed of porous material, heat exchangers, and a thermal damping tube, where the heat exchangers play a fundamental role in the engine's efficiency, especially in dissipating heat from the working fluid. Recent research has focused on improving these heat exchangers to maximize the recovery of low-availability thermal energy. The field of thermoacoustics has driven innovations in sustainability, particularly in heat transfer processes within the heat exchangers of engines. Analytical and computational modeling are essential for optimizing the performance of thermoacoustic engines, with continuous efforts to improve the accuracy of models and understand the underlying physical phenomena. New analytical formulations and numerical methods are constantly being developed to better model and understand thermoacoustic engines. Thus, the objective of this work is to investigate the influence of a magnetic field on heat transfer in ferrofluid within the low-temperature heat exchanger of a standing-wave thermoacoustic engine using a transient 3D CFD model developed in the ANSYS Fluent environment. The heat exchanger consists of a cross-flow design, where the ferrofluid, a magnetically susceptible fluid, acts as a coolant, while the acoustically oscillating air, driven by the thermoacoustic phenomenon, is the hotter fluid. Predefined functions simulate the oscillatory velocity and pressure at the air inlet and outlet, while the behavior of the ferrofluid under the action of the magnetic field was replicated based on data obtained from the literature. Experiments were conducted to validate a preliminary version of the computational model. Additionally, the average Nusselt numbers are compared with experimental data. Both experimental and numerical results indicated that the model adequately represents the physical phenomenon for air in free flow and provides a satisfactory computational model for analyzing the oscillatory motion of acoustic particles in air. A greater thermal exchange efficiency was also detected for a tube with an elliptical cross-section compared to a tube with a circular cross-section of the same internal area. This work is based on the understanding that the efficient rejection of heat from the working fluid in a

thermoacoustic engine is crucial for optimizing performance. By introducing a magnetically influenced coolant, such as ferrofluid, the aim is to explore the potential for enhanced heat transfer through thermomagnetic phenomena.

**Keywords:** thermoacoustic engines, ferrofluids, computational model, analytical method, energy recovery, heat exchangers, heat regenerators

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Ilustração simplificada de um motor termoacústico, destacando os componentes principais do sistema. . . . .	22
Figura 1.2 – Representação esquemática do núcleo de um sistema termoacústico. . . . .	24
Figura 1.3 – Vista detalhada do fluxo de uma partícula de gás que ocorre no interior de um poro do <i>stack</i> sujeito à um gradiente de temperatura. (a) Expansão adiabática; (b) Contração isobárica; (c) Compressão adiabática; (d) Expansão isobárica. . . . .	25
Figura 2.1 – (a) Trajetória de uma partícula de fluido em um ciclo de motor termoacústico de onda estacionária que se propaga próxima a uma parede sólida com gradiente de temperatura $\nabla T$ . (b) Representação do ciclo Brayton ideal, com seus estados termodinâmicos correspondentes. (c) Variação temporal das grandezas acústicas pressão ( $p$ ), temperatura ( $T$ ) e velocidade ( $U$ ) para uma onda acústica estacionária, representadas por linhas contínuas (variação senoidal) e tracejadas (variação "articulada"). Adaptado de Bannwart (2014).	39
Figura 2.2 – (a) Trajetória de uma partícula de fluido em um ciclo de motor termoacústico de onda progressiva que se propaga próxima a uma parede sólida com gradiente de temperatura $\nabla T$ . (b) Variação temporal das grandezas acústicas pressão ( $p$ ), temperatura ( $\tau$ ) e deslocamento ( $\xi$ ) para uma onda acústica estacionária, representadas por linhas contínuas (variação senoidal) e tracejadas (variação "articulada"). (c) Representação do ciclo Stirling ideal, com seus estados termodinâmicos correspondentes. Extraído de Bannwart (2014). . . . .	40
Figura 3.1 – Ilustração para o trocador de calor do Caso (a). . . . .	55
Figura 3.2 – Ilustração para o trocador de calor do Caso (b). . . . .	55
Figura 3.3 – Ilustração para o trocador de calor do Caso (c). . . . .	56
Figura 3.4 – Ilustração para o trocador de calor do Caso (d). . . . .	56
Figura 3.5 – Geometria e dimensões do trocador de calor com tubo de seção circular. . . . .	57
Figura 3.6 – Geometria e dimensões do trocador de calor com tubo de seção elíptica. . . . .	58

Figura 4.1 – Geometria do domínio computacional do trocador de calor do motor termoacústico. . . . .	59
Figura 4.2 – Malha 2 gerada para o domínio computacional para o caso do tubo de cobre circular. . . . .	60
Figura 4.3 – Variação da temperatura de saída do ferrofluido em função da intensidade do campo magnético, desconsiderando o efeito termoacústico no ar. . . . .	61
Figura 4.4 – Temperatura de saída da água para diferentes malhas ao longo dos períodos. . . . .	62
Figura 4.5 – Temperatura de saída do ar para diferentes malhas ao longo dos períodos. . . . .	62
Figura 4.6 – Contorno do número de Courant para o trocador de calor no plano ZX. . . . .	66
Figura 4.7 – Contorno do número de Courant para o trocador de calor no plano YZ. . . . .	66
Figura 4.8 – Contorno do número de Courant para o trocador de calor no plano XY. . . . .	66
Figura 5.1 – Campo de velocidade representando a amplitude do fluxo oscilatório. . . . .	69
Figura 5.2 – Contornos de temperatura nas seções transversais no centro de (a) guia de ondas e (b) tubo de cobre. . . . .	70
Figura 5.3 – Contornos de temperatura para o caso do tubo com seção transversal elíptica. . . . .	70
Figura 5.4 – Razão entre as propriedades efetivas (condutividade térmica à esquerda e viscosidade à direita) e as propriedades sem campo magnético do ferrofluido em função da intensidade do campo magnético. . . . .	71
Figura 5.5 – Variação da temperatura de saída do ferrofluido em função da intensidade do campo magnético, desconsiderando o efeito termoacústico no ar. . . . .	72
Figura 5.6 – Variação do número de Nusselt no ar em função da intensidade do campo magnético para os dois projetos de trocadores de calor analisados: de tubo com seção circular (à esquerda) e o de tubo com seção elíptica (à direita). . . . .	73
Figura 5.7 – Variação do número de Nusselt no ferrofluido em função da intensidade do campo magnético para os dois projetos de trocadores de calor analisados. . . . .	74
Figura 5.8 – Variação da temperatura do volume de ar em função da intensidade do campo magnético para os dois projetos de trocadores de calor analisados . . . . .	75
Figura 5.9 – Variação da temperatura de saída do ferrofluido em função da intensidade do campo magnético para os dois projetos de trocadores de calor analisados . . . . .	76
Figura A.1 – Trocador de calor com tubo de cobre elíptico, perpendicular e em fluxo cruzado ao ar no tubo de PVC. . . . .	89

Figura A.2 – Montagem do trocador de calor incluindo um tubo de PVC com um tubo de cobre dentro e PT100 para medição de temperatura. . . . . 89

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Características das malhas . . . . .	61
Tabela 4.2 – Propriedades termofísicas dos fluidos. Extraído de Alegretti (2022). . . . .	64
Tabela 5.1 – Valores de temperatura experimentais e computacionais obtidos para o caso do tubo de cobre circular. . . . .	68
Tabela 5.2 – Valores de temperatura experimentais e computacionais obtidos para o caso do tubo de cobre elíptico. . . . .	68
Tabela 5.3 – Valores de temperatura obtidos computacionalmente para os casos do tubo de cobre circular e elíptico. . . . .	71

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Computational Fluid Dynamics (Dinâmica de Fluidos Computacional)
TAC	Thermoacoustic Core (Núcleo Termoacústico)
HHX	Hot Heat Exchanger (Trocador de Calor Quente)
CHX	Cold Heat Exchanger (Trocador de Calor Frio)
LANL	Laboratório Nacional de Los Alamos
DELTAEC	Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic Energy Conversion
TASFE	Time-Average Steady-Flow Equivalent
FHD	Ferrohidrodinâmica
MHD	Magnetohidrodinâmica
AHX	Ambient Heat Exchanger (Trocador de Calor Ambiente)
HHX	Hot Heat Exchanger (Trocador de Calor Quente)
TBT	Thermal Buffer Tube (Tubo de Buffer Térmico)
FDM	Finite Difference Method (Método das Diferenças Finitas)
FEM	Finite Element Method (Método dos Elementos Finitos)
FVM	Finite Volume Method (Método dos Volumes Finitos)
RTD	Resistance Temperature Detector
Unicamp	Universidade Estadual de Campinas

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{Q}_H$	Fluxo de calor da fonte quente
$\dot{Q}_C$	Fluxo de calor da fonte fria
$\nabla T$	Gradiente de temperatura
$\dot{W}$	Potência acústica
$\xi_a$	Deslocamento da parcela gasosa
$p$	Pressão
$T$	Temperatura
$U$	Velocidade
$\tau$	Temperatura
$\xi$	Deslocamento
$r$	Raio do poro do stack
$\delta_\kappa$	Profundidade de penetração térmica
$Nu$	Número de Nusselt
$Re$	Número de Reynolds
$Pr$	Número de Prandtl
$Re_1$	Número de Reynolds máximo
$u$	Amplitude da velocidade acústica
$\nu$	Viscosidade cinemática do gás
$\omega$	Frequência angular
$\rho$	Densidade de massa do fluido
$\mathbf{u}$	Campo de velocidade do fluxo

$\mathbf{g}$	Campo gravitacional
$P$	Campo de pressão
$\tau_{ij}$	Tensor de tensão viscosa
$\hat{u}$	Energia interna específica
$k$	Condutividade térmica
$\Phi$	Termo de dissipação viscosa
$\Delta x$	Comprimento do trocador de calor
$\Delta A$	Área de transferência de calor
$\dot{m}_l$	Vazão mássica do líquido
$\lambda_w$	Condutividade térmica da parede do tubo
$r$	Posição radial na parede do tubo
$r_w$	Raio da parede do tubo
$P_a$	Pressão acústica no local do antinó de pressão
$k_a$	Número de onda
$f$	Frequência
$c$	Velocidade do som
$\theta$	Ângulo de fase entre pressão e velocidade
$x_1$	Localização da entrada
$x_2$	Localização da saída
$t$	Variável temporal
$\Delta t$	Tamanho do passo de tempo
$T_{in,agua}$	Temperatura de entrada da água
$T_{out,agua}$	Temperatura de saída da água

$\Delta T_{agua}$	Varição de temperatura da água
$T_{in,ar}$	Temperatura de entrada do ar
$T_{out,ar}$	Temperatura de saída do ar
$\Delta T_{ar}$	Varição de temperatura do ar

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>21</b>
1.1	Contextualização	21
1.2	Sistemas Termoacústicos: Conceitos e Aplicações	23
1.3	Fluidos Magnéticos: Propriedades e Utilizações	27
1.4	Motivação e Objetivos da Pesquisa	28
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA</b>	<b>31</b>
2.1	Termoacústica	31
2.1.1	Revisão histórica da termoacústica	31
2.1.2	Princípio do fenômeno termoacústico	36
2.1.3	Tipos de motores termoacústicos	38
2.1.4	Equações fundamentais da termoacústica	41
2.2	Termomagnetismo	43
2.2.1	Propriedades magnéticas em ferrofluidos	44
2.2.2	Equações fundamentais do termomagnetismo	45
2.2.3	Transferência de calor com ferrofluidos	47
2.3	Trocador de Calor Termoacústico	48
2.3.1	Trocadores de calor com tubo de seção circular e de seção elíptica	50
2.4	Modelagem Numérica via CFD	51
2.4.1	Método do volumes finitos	51
2.4.2	Equações de transporte	53
<b>3</b>	<b>DESCRIÇÃO DO PROBLEMA</b>	<b>54</b>
3.1	Caso (a) - Ar e Água em Fluxo Livre	54
3.2	Caso (b) - Ar em Oscilação e Água em Fluxo Livre	54
3.3	Caso (c) - Ar em Fluxo Livre e Ferrofluido Sob Efeito Termomagnético	55
3.4	Caso (d) - Ar em Oscilação e Ferrofluido Sob Efeito Termomagnético	56
3.5	Trocador de calor de seção circular e elíptica	56
<b>4</b>	<b>MODELAGEM COMPUTACIONAL - CFD</b>	<b>59</b>
4.1	Domínio Computacional	59
4.2	Discretização e Estudo de Independência de Malha	60

4.3	Condições de Contorno . . . . .	63
4.4	Configurações de Processamento . . . . .	64
4.4.1	Discretização temporal . . . . .	64
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO . . . . .</b>	<b>68</b>
5.1	Resultados do Caso (a) . . . . .	68
5.2	Resultados do Caso (b) . . . . .	69
5.3	Resultados do Caso (c) . . . . .	71
5.4	Resultados do Caso (d) . . . . .	73
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES . . . . .</b>	<b>77</b>
	<b>Referências . . . . .</b>	<b>80</b>
	<b>Apêndices . . . . .</b>	<b>87</b>
	<b>APÊNDICE A Validação Experimental para o Caso A . . . . .</b>	<b>88</b>
A.1	Validação Experimental . . . . .	88
A.1.1	Justificativa . . . . .	88
A.1.2	Descrição da montagem experimental . . . . .	88
A.1.3	Coleta e processamento de dados . . . . .	89

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

A busca por soluções energéticas limpas e eficientes intensifica-se em um contexto global marcado pela crise energética e pelas crescentes preocupações com o impacto ambiental. Nesse cenário, a termoacústica emerge como uma área promissora, oferecendo alternativas inovadoras para a geração de energia e refrigeração (Swift, 2017). Essa área explora a interação entre oscilações acústicas e um gradiente de temperatura, possibilitando o desenvolvimento de tecnologias inovadoras e sustentáveis (Ceperley, 1979; Kinsler *et al.*, 2000).

Os dispositivos termoacústicos operam pela conversão direta de energia térmica em energia acústica e vice-versa (Backhaus; Swift, 2000). A conversão de energia ocorre por meio da interação entre ondas sonoras e um gradiente de temperatura dentro do sistema (Alamir, 2021; Chen *et al.*, 2018; Sun *et al.*, 2013). Essa tecnologia oferece diversas vantagens em comparação com métodos tradicionais, como:

- Simplicidade de construção: os dispositivos termoacústicos possuem uma estrutura simples, com poucos componentes móveis. Essa condição torna-os mais confiáveis, de fácil manutenção e com menor probabilidade de falhas (Wang *et al.*, 2015; Backhaus; Reid, 2005).
- Baixo custo: a simplicidade de construção, combinada com a utilização de materiais baratos, contribui para um custo de produção mais baixo em comparação com outras tecnologias de geração de energia (Allafi; Saat, 2022; Mumith *et al.*, 2016).
- Confiabilidade: a robustez dos sistemas termoacústicos os torna mais resistentes a falhas e operações em ambientes extremos (Wang *et al.*, 2015; Minner *et al.*, 1995).
- Versatilidade: a tecnologia termoacústica pode ser utilizada em diversas aplicações, como geração de energia a partir de fontes renováveis (energia solar, biomassa), refrigeração, bombas de calor e microgeração de energia (Jaworski; Mao, 2013).
- Sustentabilidade: os dispositivos termoacústicos podem ser projetados para operar com baixo consumo de energia e menor emissão de poluentes, contribuindo para a redução das emissões de gases de efeito estufa (Mumith *et al.*, 2014; Jaworski; Mao, 2013).

Em geral, os dispositivos termoacústicos são compostos por trocadores de calor, regenerador (também chamado de *stack*), ressonador e fluido de trabalho (Tijani; Spoelstra, 2013). A eficiência desses dispositivos depende, em grande parte, da otimização dos trocadores de calor, que desempenham um papel crucial na transferência de energia entre o fluido e as superfícies sólidas (Piccolo; Pistone, 2006). A Figura 1.1 representa um esquema ilustrativo para o caso de um motor termoacústico e os seus componentes chave para o seu funcionamento.

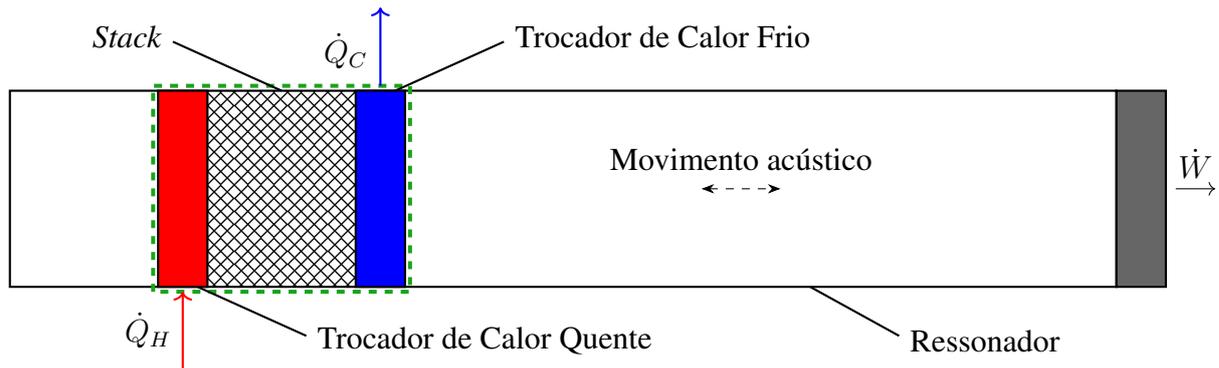


Figura 1.1 – Ilustração simplificada de um motor termoacústico, destacando os componentes principais do sistema.

Apesar do grande potencial, os sistemas termoacústicos ainda não alcançaram o nível de eficiência necessário para competir com outras tecnologias em larga escala (Bouramdane *et al.*, 2022). Um dos principais desafios nesse sentido reside na otimização da transferência de calor dos trocadores de calor dentro do sistema (Moradi *et al.*, 2022; Wu *et al.*, 2003; Ishikawa; Hobson, 1996). A transferência de calor é um processo crucial para o funcionamento eficiente dos dispositivos termoacústicos. A troca térmica ocorre entre diferentes componentes do sistema, incluindo os trocadores de calor, o regenerador e o fluido de trabalho (Backhaus; Reid, 2005; Mumith *et al.*, 2016; Minner *et al.*, 1995).

Maximizar a transferência de calor nos trocadores de calor pode levar a um aumento significativo da eficiência geral do motor. Uma técnica promissora para aumentar a eficiência da troca de calor nesses dispositivos é a aplicação do termomagnetismo, onde ferrofluido sob ação de campo magnético pode ser utilizado como fluido refrigerante no trocador de calor, com o objetivo de otimizar a troca térmica. Quando o ferrofluido sofre ação de campo magnético, sua viscosidade e condutividade térmica alteram, o que pode afetar significativamente a transferência de calor (Ghosh *et al.*, 2022; Li; Zhu, 2021). Martins e Bannwart (2023) realizou uma abordagem inicial nesse sentido no contexto dos motores termoacústicos

## 1.2 Sistemas Termoacústicos: Conceitos e Aplicações

Os sistemas termoacústicos representam uma área de pesquisa promissora que explora a interação entre o calor e o som para gerar energia, refrigerar ambientes e transferir calor. Esses sistemas operam através de um ciclo termodinâmico promovido por um gradiente de temperatura, tornando os dispositivos termoacústicos capazes de converter energia térmica em energia acústica e vice-versa (Swift, 2017; Tijani; Spoelstra, 2013).

Em geral, os dispositivos termoacústicos são compostos por quatro componentes principais que trabalham em conjunto para a conversão de energia. Os quatro componentes dos dispositivos termoacústicos são: trocadores de calor de temperaturas diferentes, um material poroso conhecido como “*stack*” (regenerador), ressonador e fluido de trabalho. A eficiência e o desempenho de cada componente desempenham papel fundamental para o funcionamento adequado do sistema como um todo (Piccolo *et al.*, 2019; Ceperley, 1979).

O trocador de calor é o ponto de partida do sistema, sendo o responsável por fornecer energia térmica ao fluido de trabalho. Sua eficiência é fundamental para o desempenho geral do sistema, pois determina a quantidade de energia disponível para conversão em energia acústica (Backhaus; Reid, 2005). Um segundo trocador de calor, com menor temperatura, é necessário para manter um gradiente de temperatura no regenerador, sendo uma característica essencial para o seu funcionamento pleno (Backhaus; Swift, 2000).

O fluido de trabalho é o meio que transmite a energia acústica dentro do sistema. As propriedades do fluido de trabalho, como massa específica e viscosidade, influenciam diretamente o desempenho do sistema (Kinsler *et al.*, 2000). A escolha do fluido de trabalho depende de diversos fatores, como a temperatura de operação, a frequência desejada e a eficiência do sistema (Swift, 2017).

O fluido de trabalho, aquecido pelo trocador de calor, passa então pelo regenerador, que armazena parte da energia interna do fluido durante a fase de compressão. Essa energia armazenada é posteriormente liberada durante a fase de expansão, atuando como um amortecedor térmico e contribuindo para a otimização da eficiência do sistema (Ceperley, 1979).

Em seguida, o fluido de trabalho, agora carregado com energia térmica, passa pelo ressonador. O papel do ressonador é amplificar as ondas sonoras geradas pelo fluxo do fluido. Esse processo aumenta significativamente a eficiência da conversão de energia. O *design* do ressonador é importante para determinar a frequência de operação do sistema termoacústico

(Piccolo; Pistone, 2006).

A Figura 1.2 ilustra o núcleo termoacústico (TAC - *Thermoacoustic Core*), este que é representado apenas pelos trocadores de calor nas extremidades e o *stack* posicionado entre eles. A ilustração detalha a visão esquemática do dispositivo e como ocorre o fluxo de calor no sistema, incluindo o gradiente de temperatura provocado pelos trocadores de calor.

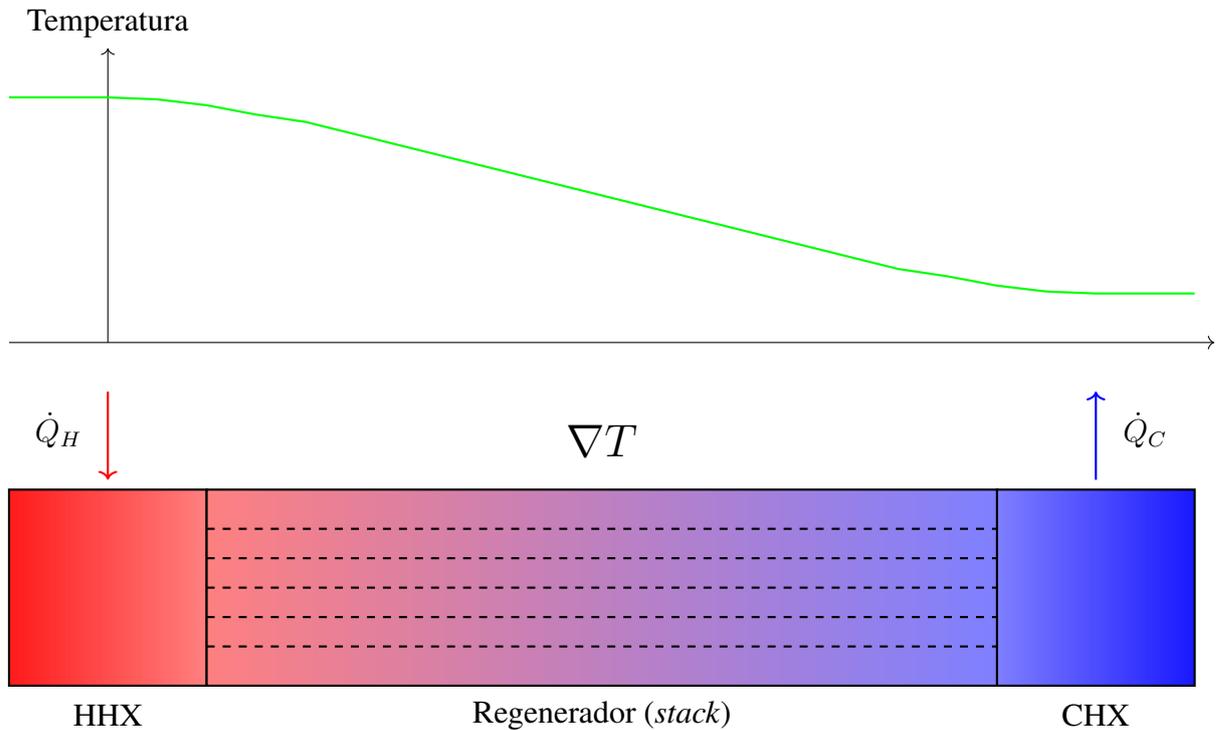


Figura 1.2 – Representação esquemática do núcleo de um sistema termoacústico.

Na Fig. 1.2,  $\dot{Q}_H$  indica calor sendo inserido ao sistema pelo trocador de calor quente (HHX - *Hot Heat Exchanger*), enquanto  $\dot{Q}_C$  representa calor sendo retirado pelo trocador de calor frio (CHX - *Cold Heat Exchanger*). Esse processo promove um gradiente de temperatura  $\nabla T$  no *stack*, conforme mostra a curva de temperatura no gráfico presente na figura.

Os sistemas termoacústicos podem operar por meio de diferentes tipos de ondas sonoras, com cada tipo contendo suas características, vantagens e aplicações específicas. A determinação do tipo de onda depende de diversos fatores, como a frequência desejada, o tipo de aplicação e o fluido de trabalho.

- Ondas estacionárias: são caracterizadas por serem confinadas em um espaço específico, geralmente por um ressonador. Isso significa que a onda sonora se reflete entre as paredes do ressonador, criando um padrão de interferência que resulta em pontos de máxima e mínima pressão sonora. As ondas estacionárias são mais eficientes para baixas

frequências, pois as ondas de maior comprimento de onda podem se propagar mais facilmente dentro do ressonador (Swift, 2017; Tijani; Spoelstra, 2013).

- Ondas progressivas: as ondas progressivas, por outro lado, não são confinadas e se propagam através do sistema sem serem refletidas. Isso significa que a energia sonora é transferida continuamente através do fluido de trabalho. As ondas progressivas são mais eficientes para altas frequências, pois as ondas de menor comprimento de onda podem se propagar mais facilmente através do fluido (Ceperley, 1979; Kinsler *et al.*, 2000).

A Figura 1.3 detalha o fluxo do gás em regime termoacústico dentro do *stack* sob a condição de onda estacionária, evidenciando a dinâmica de transferência térmica, o movimento oscilatório da partícula e o processo termodinâmico que ocorre no sistema.

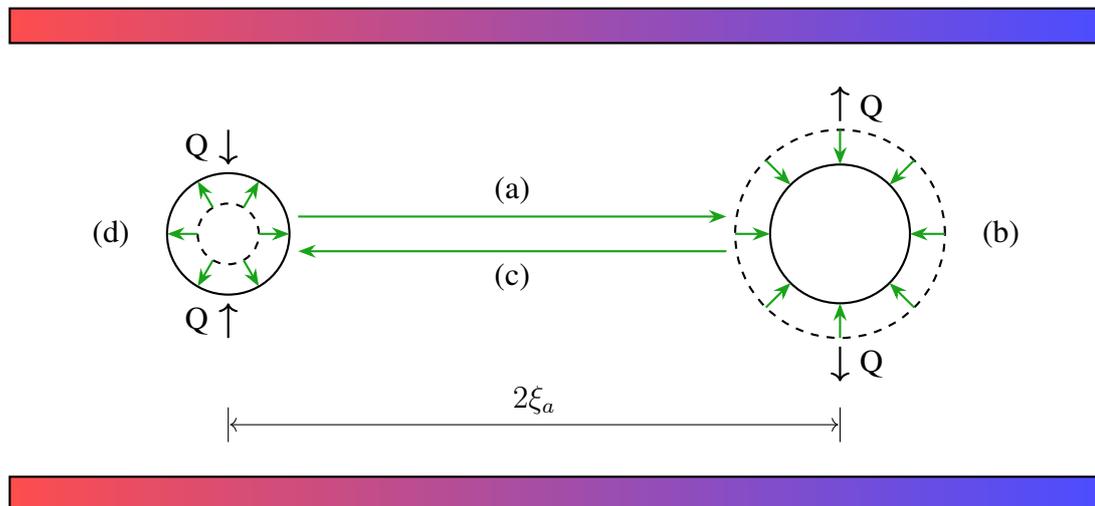


Figura 1.3 – Vista detalhada do fluxo de uma partícula de gás que ocorre no interior de um poro do *stack* sujeito a um gradiente de temperatura. (a) Expansão adiabática; (b) Contração isobárica; (c) Compressão adiabática; (d) Expansão isobárica.

Os sistemas termoacústicos combinam princípios da termodinâmica e da acústica e desta forma oferecem uma gama de soluções inovadoras para diversos setores. Esses sistemas oferecem soluções sustentáveis e eficientes para geração de energia, refrigeração, controle de temperatura e muito mais. A aplicação de dispositivos termoacústicos inclui áreas como:

- Geração de energia: a partir de fontes de calor residual, como biomassa, energia solar e calor industrial, motores termoacústicos podem aumentar o aproveitamento energético e a eficiência de um sistema, contribuindo para uma geração de energia mais sustentável, além de ser possível a sua utilização em áreas remotas que não possuem acesso à rede elétrica (Sun *et al.*, 2013; Yu *et al.*, 2010b).

- Bombas de calor: os sistemas termoacústicos podem ser utilizados como bombas de calor para aquecer ou resfriar ambientes, oferecendo uma alternativa mais sustentável aos sistemas tradicionais de calefação e refrigeração, que geralmente utilizam combustíveis fósseis. Essas bombas de calor podem ser utilizadas em residências e edifícios, assim reduzindo o consumo de energia e as emissões de gases poluentes (Yu *et al.*, 2010b).
- Refrigeração: em sistemas de refrigeração, os dispositivos termoacústicos são utilizados para alimentar compressores, substituindo os compressores elétricos tradicionais e oferecendo uma alternativa mais eficiente e sustentável para refrigeração, com menor consumo de energia e impacto ambiental (Tijani *et al.*, 2002; Swift, 2017).

O desenvolvimento de sistemas termoacústicos eficientes depende da otimização de cada componente do dispositivo, com foco principal na transferência de calor. Estudos anteriores, tanto experimentais quanto numéricos, investigaram esses sistemas em profundidade, fornecendo uma compreensão abrangente dos fenômenos termodinâmicos e acústicos envolvidos (Piccolo *et al.*, 2019; Ilori *et al.*, 2018; Jaworski; Piccolo, 2012; Piccolo; Pistone, 2006; Allafi *et al.*, 2021; Saat *et al.*, 2019). Essas pesquisas impulsionaram avanços significativos na busca por soluções energéticas mais eficientes e sustentáveis.

A transferência de calor nos sistemas termoacústicos é um processo complexo que envolve condução e convecção, e é influenciada por diversos fatores como frequência de operação, pressão, geometria, propriedades dos materiais e características do fluido de trabalho (Piccolo; Pistone, 2006). A eficiência dos dispositivos termoacústicos é influenciada pela eficácia dos trocadores de calor, estes que desempenham um papel importante na transferência de energia entre o fluido e as superfícies sólidas (Backhaus; Reid, 2005; Allafi; Saat, 2022). Diferentes estudos propõem estratégias de projeto, materiais e fluidos, demonstrando que a otimização do projeto pode aumentar significativamente o desempenho dos trocadores de calor e, conseqüentemente, a eficiência global dos sistemas termoacústicos (Allafi *et al.*, 2021; Piccolo *et al.*, 2019; Ilori *et al.*, 2018; Wu *et al.*, 2003).

Além disso, a integração de materiais avançados e projetos inovadores nos dispositivos termoacústicos tem potencial para aumentar sua eficiência energética e sua sustentabilidade. A utilização de fontes de energia renováveis, como energia solar e biomassa, juntamente com a recuperação de calor residual de processos industriais, pode contribuir significativamente para a redução da dependência de fontes de energia não renováveis (Mumith *et al.*, 2014; Jaworski; Mao, 2013).

### 1.3 Fluidos Magnéticos: Propriedades e Utilizações

Os fluidos magnéticos, também conhecidos como ferrofluidos, são suspensões coloidais de partículas magnéticas nanométricas em um fluido base (Rosensweig, 2014). A presença dessas partículas confere ao fluido propriedades magnéticas únicas. Tais propriedades incluem a capacidade de responder rapidamente a campos magnéticos, o que pode ser explorado em sistemas de refrigeração e controle térmico avançado (Li; Zhu, 2021). Essa característica abre um leque de possibilidades para aplicações em diversas áreas, como engenharia, biomedicina e física.

A presença de nanopartículas magnéticas em um fluido base sob ação de campo magnético resulta em diversas propriedades peculiares, incluindo:

- **Viscosidade:** A viscosidade do fluido magnético aumenta com a presença de partículas, conforme previsto pelos modelos de Einstein (1906), Mooney (1951), Frankel e Acrivos (1967), Batchelor (1977) e Bashirnezhad *et al.* (2016).
- **Condutividade Térmica:** A condutividade térmica pode ser aumentada ou diminuída pela presença de partículas, dependendo da concentração, do tamanho das partículas e das propriedades do fluido base. Estudos como os de Pozhar (2000), Masoumi *et al.* (2009) e Bardool *et al.* (2019) investigaram esse comportamento.
- **Magnetização:** A magnetização do fluido depende da intensidade do campo magnético aplicado e da temperatura. O termomagnetismo, estudado por pesquisadores como Ghosh *et al.* (2022) e Lajvardi *et al.* (2010), explora essa relação para otimizar a transferência de calor em sistemas térmicos.
- **Outras Propriedades:** Os fluidos magnéticos podem apresentar propriedades como sedimentação, dispersão e comportamento óptico sob a influência de campos magnéticos.

As aplicações dos fluidos magnéticos abrangem uma variedade de campos, destacando-se em diferentes setores. Na área de vedação e lubrificação, garantem a eficiência em juntas rotativas sob baixa pressão (Raj; Moskowitz, 1990). Já na biomedicina, abrem portas para o direcionamento preciso de medicamentos, tratamento do câncer e hipertermia magnética em terapias avançadas (Lübbe *et al.*, 2001; Ganguly *et al.*, 2005; Das *et al.*, 2019). Além disso, aplicam-se em sensores, alto-falantes e até mesmo em expressões artísticas, demonstrando sua versatilidade e potencial para inovações em diversos campos. Em sistemas térmicos, os fluidos

magnéticos podem ser utilizados para otimizar a transferência de calor em trocadores de calor, sistemas de refrigeração e dispositivos similares por meio do fenômeno do termomagnetismo (Petit *et al.*, 2014; Afifah *et al.*, 2016; Odenbach, 1995).

O termomagnetismo é o estudo da interação entre calor e magnetismo em materiais magnéticos. Em fluidos magnéticos, essa interação pode ser utilizada para controlar a transferência de calor, como demonstrado em estudos como os de Ghosh *et al.* (2022) e Lajvardi *et al.* (2010). Na condução térmica, a orientação dos domínios magnéticos dentro do material emerge como fator preponderante, conforme evidenciado nos estudos realizados por Ghosh *et al.* (2021) e Li *et al.* (2005). Já a convecção térmica é sensível tanto à orientação dos domínios magnéticos quanto à intensidade do campo magnético, conforme observado em estudo recente de Ghosh *et al.* (2022), que destacou um aumento notável na convecção térmica em correlação direta com o incremento do campo magnético aplicado.

O termomagnetismo surge como uma ferramenta promissora para aprimorar a eficiência de trocadores de calor, intensificando a transferência de calor e otimizando o desempenho energético. Diversos estudos, como os de Zhang *et al.* (2022) e Khedher *et al.* (2022), comprovam o potencial dessa tecnologia.

A combinação inovadora da convecção termomagnética com a termoacústica abre um leque de possibilidades ainda inexploradas para otimizar a troca térmica. As oscilações termoacústicas impulsionam a movimentação do gás e intensificam a convecção, enquanto o campo magnético assume o controle do movimento das partículas magnéticas do ferrofluido, direcionando o fluxo de calor com precisão. No estudo em particular, a investigação da interferência termomagnética em trocadores de calor de corrente cruzada sob campo termoacústico pode contribuir para o desenvolvimento de novos dispositivos mais eficientes e com menor impacto ambiental.

#### **1.4 Motivação e Objetivos da Pesquisa**

A motivação principal desta pesquisa é explorar o potencial da interferência termomagnética em trocadores de calor de corrente cruzada sob campo termoacústico, visando o desenvolvimento de dispositivos termoacústicos mais eficientes. A termoacústica, apesar de seu grande potencial, ainda enfrenta desafios para alcançar a eficiência necessária para competir com outras tecnologias em larga escala. Um desses desafios é a otimização da transferência de calor nos trocadores de calor dentro do sistema termoacústico.

Nesse contexto, surge a proposta de utilizar o termomagnetismo, onde ferrofluidos sob ação de campo magnético podem ser empregados como fluido refrigerante no trocador de calor, visando otimizar a troca térmica, melhorar sua eficiência e aumentar o potencial de conversão de energia dos dispositivos termoacústicos. Acredita-se que a interferência termomagnética em trocadores de calor de corrente cruzada sob campo termoacústico possa contribuir significativamente para o desenvolvimento de dispositivos termoacústicos mais eficientes, aproveitando as propriedades únicas dos ferrofluidos. A integração da termoacústica com o termomagnetismo é um campo de estudo ainda pouco explorado, mas extremamente promissor, pois combina as vantagens de ambos os fenômenos para melhorar a eficiência dos sistemas de conversão de energia.

O objetivo geral desta pesquisa consiste no desenvolvimento de um modelo numérico CFD (*Computational Fluid Dynamics* - Fluidodinâmica computacional) em três dimensões, capaz de simular o trocador de calor frio de um motor termoacústico utilizando ar como fluido de trabalho em regime termoacústico e ferrofluido submetido ao efeito termomagnético como fluido refrigerante. Os principais resultados serão focados na variação das propriedades térmicas dos fluidos e na verificação de como a interferência termomagnética contribui para a transferência de calor e, conseqüentemente, para a eficiência do trocador de calor.

Os objetivos específicos desta pesquisa incluem:

- Desenvolver um modelo CFD tridimensional detalhado do trocador de calor frio de um motor termoacústico utilizando o software ANSYS Fluent e integrar ferrofluido sob ação de campo magnético como fluido refrigerante.
- Realizar a validação de uma versão preliminar do modelo computacional por meio de um estudo experimental simples, utilizando um trocador de calor com ar em fluxo livre.
- Estudar como as propriedades térmicas do ar e do ferrofluido variam sob condições termoacústicas e termomagnéticas a fim de identificar os parâmetros críticos que influenciam a transferência de calor.
- Investigar e quantificar a contribuição da interferência termomagnética na eficiência da transferência de calor no trocador de calor.

- Identificar possíveis aplicações práticas para os sistemas termoacústicos aprimorados pela integração do termomagnetismo e avaliar as implicações dos resultados para o projeto e a eficiência de futuros dispositivos termoacústicos.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

No campo da pesquisa científica, a termoacústica e o termomagnetismo surgem como áreas de estudo promissoras que podem ser estudadas em conjunto. Este capítulo explora essas áreas, abordando suas bases teóricas, equações fundamentais e aplicações práticas.

A termoacústica investiga os fenômenos que ocorrem pela interação entre calor e som. Na seção 2.1, será analisado como as variações de temperatura influenciam as ondas sonoras e vice-versa. Esta análise incluirá as equações que descrevem o comportamento acústico em meios termicamente ativos. Os princípios dessa área são essenciais para entender o funcionamento de motores termoacústicos e sistemas de transferência de calor.

No termomagnetismo, os ferrofluidos desempenham um papel crucial na transferência de calor quando expostos a um campo magnético. Na seção 2.2, será investigada a dissipação térmica em sistemas influenciados pelo fenômeno do termomagnetismo. Serão explorados a viscosidade e o comportamento térmico do fluido sob influência magnética, visando compreender como o termomagnetismo é capaz de melhorar a transferência de calor nos trocadores de calor termoacústicos.

### 2.1 Termoacústica

A termoacústica é um campo de pesquisa que investiga o fenômeno da interação entre gradientes térmicos e o movimento oscilatório de partículas acústicas ressonantes. Essa interação, que pode ocorrer em ondas estacionárias ou progressivas, constitui o princípio fundamental por trás dos dispositivos termoacústicos - motores e refrigeradores. Os motores termoacústicos podem converter diretamente a energia térmica em trabalho acústico, que pode subsequentemente ser transformado em energia elétrica. A capacidade de gerar energia a partir de uma fonte térmica de baixa disponibilidade tem motivado pesquisadores em todo o mundo nas últimas décadas, definindo a área da termoacústica como relativamente recente e focada na sustentabilidade.

#### 2.1.1 Revisão histórica da termoacústica

Embora seja considerada uma tecnologia inovadora e com potencial de aprimoramento, a história da termoacústica remonta ao século XVIII, quando Byron Higgins,

em 1777, relatou uma observação pioneira no campo da termoacústica, ao identificar que uma chama aquecida podia emitir som quando colocada em um tubo de vidro vertical com ambas as extremidades abertas. Este fenômeno, que ficou conhecido como “chama cantante”, foi detalhado posteriormente em 1802 no trabalho publicado por Higgins (1802), quando foi descoberto que a intensidade do som produzido pelo tubo estava diretamente relacionada à posição de uma chama de hidrogênio aplicada sob o tubo. Essa foi a primeira observação fundamental de oscilação acústica induzida pelo calor, marcando o início do interesse científico na conversão de energia térmica em energia acústica.

Em 1850, Sondhauss realizou experimentos que aprofundaram a compreensão das oscilações termoacústicas, aproximando-se do conceito moderno dessa tecnologia. Em seus estudos, Sondhauss (1860) observou que ao aquecer a junção entre um bulbo de vidro e um tubo longo, o gás dentro do tubo começava a oscilar, produzindo som na extremidade aberta. Ele notou que a frequência e a intensidade do som estavam relacionadas ao volume do bulbo e ao comprimento do tubo: tubos mais longos ou bulbos maiores geravam sons de frequência mais baixa, enquanto chamas mais quentes produziam sons mais intensos. Suas descobertas foram fundamentais para o desenvolvimento posterior dos dispositivos termoacústicos e ampliação das observações iniciais feitas por Higgins no final do século XVIII.

Em continuidade a esses estudos, em 1859, o pesquisador Rijke criou o chamado “tubo de Rijke” ao inserir uma tela de malha metálica na parte inferior de um tubo aberto em ambas as extremidades. Rijke (1859) descobriu que a posição ideal da tela em seu experimento era a  $1/4$  do comprimento total do tubo a partir da extremidade inferior. Ao aquecer a tela, gerava-se um fluxo convectivo ascendente, e o som resultava das oscilações do gás. Quando a fonte de calor era colocada a mais de  $1/4$  do comprimento do tubo, as oscilações diminuía ou desapareciam. Posteriormente, Riess (1859) aprimorou o tubo de Rijke adicionando uma tela fria na parte superior do tubo, o que resultou em oscilações mais intensas.

Em 1868, Kirchhoff (1868) incorporou a condução de calor na teoria da propagação sonora, oferecendo uma interpretação qualitativa do tubo de Sondhauss. Seu objetivo era desenvolver um modelo matemático que explicasse a redução da intensidade sonora em um tubo, atribuída à troca de calor entre o gás interno e a parede sólida ao redor. No entanto, seus resultados não alcançaram êxito em termos quantitativos. Lord Rayleigh, em 1896, complementou essa teoria, enfatizando a necessidade de um deslocamento de fase entre as oscilações de temperatura acústica de uma partícula de fluido próxima a uma parede sujeita

a um alto gradiente de temperatura e o deslocamento da partícula para que a amplificação termoacústica ocorra (Rayleigh, 1945).

A oscilação termoacústica, fenômeno central nesse campo, foi inicialmente observada por Taconis *et al.* (1949) em seus experimentos com hélio. Eles notaram que um gradiente de temperatura em um tubo preenchido com gás poderia induzir oscilações acústicas, um fenômeno que ficou conhecido como "oscilação de Taconis". O estudo teórico formal da termoacústica foi iniciado por Kramers (1949). Inspirado pela observação de Taconis, Kramers generalizou a teoria de Kirchhoff da atenuação de ondas sonoras em temperatura constante para o caso de atenuação na presença de um gradiente de temperatura. Ele desenvolveu um modelo teórico para descrever o comportamento da oscilação de Taconis, mas seus resultados não foram suficientes para explicar completamente o fenômeno.

Na década de 1960, Carter *et al.* (1962) deram um avanço fundamental no campo da termoacústica ao aperfeiçoar o tubo Sondhauss original. A inclusão de um conjunto de placas (*stacks*) no ressonador do dispositivo amplificou significativamente sua eficácia e eficiência, inaugurando uma nova classe de motores termoacústicos de onda estacionária. Ao fim da década de 1960 à década de 1980, Nikolaus Rott (1969 1973, 1975, 1980) desenvolveu um modelo teórico fundamental para a termoacústica, o qual descreve a oscilação acústica de gás em um canal com gradiente de temperatura axial e a instabilidade termoacústica em tubos. Baseado nos resultados de Kramers, Rott corrigiu as causas suspeitas de erro, caracterizando com sucesso a oscilação de Taconis. O trabalho experimental de Yazaki *et al.* (1980a), Yazaki *et al.* (1980b) confirmou qualitativamente a validade da teoria de Rott, examinando as curvas de instabilidade e os diagramas de frequência da oscilação de gás hélio em um tubo.

Rott revolucionou o estudo e a modelagem de fenômenos termodinâmicos ao desenvolver uma teoria linear bem-sucedida, estabelecendo as bases para uma compreensão mais profunda da interação entre acústica e termodinâmica. Essa conexão foi posteriormente explorada por Greg Swift no Laboratório Nacional de Los Alamos (LANL) que, sob a liderança de Swift e sua equipe, tornou-se um centro de excelência em pesquisa termoacústica desde o início dos anos 1980. Em 1988, Swift expandiu a teoria da termoacústica e a aplicou a motores e refrigeradores. Swift (1988) explorou os fundamentos, a análise e o projeto de motores termoacústicos, fornecendo uma base teórica e exemplos práticos. Ele discutiu os princípios de funcionamento de diferentes tipos de motores termoacústicos, incluindo motores de onda estacionária e de onda progressiva, e abordou tópicos como transferência de calor, ressonadores

e transdutores. A revisão de Swift serviu como um guia abrangente para pesquisadores e engenheiros interessados no campo da termoacústica.

Swift (1992) investigou o desempenho de um motor termoacústico de grande porte, com 13 cm de diâmetro, operando com hélio a 13,8 bar. O motor atingiu uma potência acústica de 630 W com uma eficiência de 9%. A comparação com a teoria termoacústica linear de Rott mostrou boa concordância em baixas amplitudes acústicas, mas com desvios em amplitudes mais altas, atribuídos a fatores como o conteúdo harmônico da onda acústica e defeitos de temperatura nos trocadores de calor. Posteriormente, Ward e Swift (1994) desenvolveram o DELTAEC (*Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic Energy Conversion*), um programa de computador para modelagem e projeto de motores termoacústicos e outros dispositivos acústicos unidimensionais. O DELTAEC integra numericamente a equação de onda unidimensional na aproximação acústica, permitindo aos usuários definir geometrias, condições de contorno e propriedades dos materiais, facilitando o projeto e a otimização de motores termoacústicos.

Ao final da década de 1990, Backhaus e Swift (1999) apresentaram um novo tipo de motor termoacústico baseado em ondas progressivas e transferência de calor idealmente reversível. Seu motor, que não possuía partes móveis, alcançou uma eficiência térmica de 0,30, superior à dos motores termoacústicos anteriores. Eles atribuíram essa melhoria ao uso do ciclo Stirling, que é inerentemente mais eficiente do que o ciclo termodinâmico irreversível usado em motores de onda estacionária. Em 2000, Backhaus e Swift (2000) aprofundaram seu estudo sobre o motor termoacústico Stirling. Eles apresentaram medições e análises detalhadas do desempenho do motor, incluindo a supressão de *streaming* acústico e a análise de irreversibilidades. O *streaming* pode ser descrito como um fluxo contínuo de massa, de segunda ordem, resultante de fenômenos acústicos de primeira ordem. Seus resultados mostraram que o motor atingiu uma eficiência térmica de 0,30 em seu ponto de operação mais eficiente, convertendo calor em potência acústica com 41% da eficiência máxima teórica de Carnot.

Também nos anos 1990, Tominaga (1995) contribuiu para a teoria termoacústica ao focar nos aspectos termodinâmicos, discutindo conceitos como fluxo de trabalho, calor e conversão de energia em dispositivos termoacústicos, e introduzindo a ideia de usar dois meios termodinâmicos (um sólido e um fluido oscilante) como catalisadores para o fluxo de calor e a conversão de energia. Tominaga também explorou a oscilação da entropia usando a equação geral de transporte de calor e a segunda lei da termodinâmica. Enquanto isso, Yazaki

*et al.* (1998) construíram e testaram um motor termoacústico de onda progressiva em um tubo em *loop*, observando oscilações espontâneas de gás e comparando o limite de estabilidade e a potência acústica com um motor de onda estacionária. Seus resultados mostraram que o motor em um tubo em *loop* agia como um amplificador de potência de onda progressiva, com menores relações de temperatura de início em comparação com o motor de onda estacionária, demonstrando o potencial dos motores de onda progressiva para aplicações práticas.

Gardner e Swift (2003) apresentaram um novo conceito com o motor termoacústico em cascata, combinando um estágio de onda estacionária com dois estágios de ondas progressivas em série, visando aproveitar a simplicidade de construção dos motores de onda estacionária e a alta eficiência dos motores de onda progressiva. O motor utilizou argônio como gás de trabalho e atingiu uma potência acústica de até 2 kW, com eficiência de até 20%. Os autores obtiveram boa concordância entre os valores medidos e calculados para as ondas de pressão e velocidade do volume, apesar de algumas discrepâncias observadas nos valores de potência e temperatura. Apesar disso, os autores concluíram que motores em cascata poderiam alcançar eficiências de 35% a 40% da eficiência de Carnot, igualando a maior eficiência já medida em um motor termoacústico até então.

Nos anos seguintes, Nijeholt *et al.* (2005) e Yu *et al.* (2010a) utilizaram o método computacional CFD para simular motores termoacústicos, de onda progressiva e estacionária, respectivamente. Ambos os estudos demonstraram a capacidade da modelagem CFD de capturar fenômenos não lineares, como fluxos de massa de streaming, formação de vórtices e a evolução dos campos acústicos. Ambos trabalhos obtiveram resultados satisfatórios, sendo que Nijeholt *et al.* (2005) observaram concordância entre ganhos calculados e esperados, enquanto Yu *et al.* (2010a) validaram seus resultados por meio de comparação com experimentos. Ambos os estudos concluíram que a técnica CFD é uma ferramenta promissora para prever, otimizar e caracterizar os fenômenos complexos em sistemas termoacústicos.

Blok (2010), propôs um gerador de energia termoacústico de onda progressiva de quatro estágios. O projeto visava a utilização de calor residual de baixa temperatura e "auto-adaptável", com todos os componentes idênticos por estágio, algo vantajoso para a produção em massa. O projeto também contou com o objetivo de reduzir o investimento por quilowatt-elétrico (kWe) para um nível competitivo com os sistemas de ciclo Rankine orgânico. No mesmo período, dando continuidade aos trabalhos de Backhaus e Swift (1999) e Backhaus e Swift (2000), Tijani e Spoelstra (2011), apresentaram um motor termoacústico Stirling de

alto desempenho. Sem partes móveis e com componentes simples, incluindo um trocador de calor ambiente, um regenerador, um trocador de calor quente, um tubo de buffer térmico e um tubo de retorno, o motor alcançou um recorde de eficiência de 49% da eficiência de Carnot. O alto desempenho foi atribuído a fatores como alta pressão e alta frequência, canais menores no trocador de calor ambiente para melhorar a transferência de calor, um raio hidráulico menor no regenerador para reduzir as perdas viscosas e a supressão do streaming de Gedeon com uma membrana elástica.

Em 2012, Yu *et al.* (2012) propuseram um novo conceito de gerador de eletricidade termoacústico de onda progressiva que utilizava um alternador ultracomplacente dentro do circuito do motor para extrair e converter a potência acústica do motor em eletricidade. Um protótipo em pequena escala, usando ar atmosférico como fluido de trabalho, produziu 11,6 W de energia elétrica, demonstrando o potencial de desenvolvimento de geradores de eletricidade termoacústicos de baixo custo para recuperação de energia de fontes de calor residual. Sobre a recuperação de calor residual, Haddad *et al.* (2014) realizaram um estudo que explorou várias tecnologias para recuperação de calor residual de baixa e média temperatura na indústria para aplicações em gerais, incluindo ciclos Rankine e Kalina, e mencionou que a maior parte do calor residual na indústria é descarregado em baixas temperaturas, tornando sua recuperação um desafio. No entanto, o trabalho destacou a termoacústica como uma tecnologia promissora devido à sua simplicidade, confiabilidade e baixo custo.

Avanços recentes demonstram o potencial da termoacústica como uma tecnologia promissora para a conversão de energia sustentável. A contínua pesquisa e desenvolvimento em áreas como a otimização de materiais, o aprimoramento de modelos teóricos e a otimização dos trocadores de calor dos dispositivos termoacústicos abrem um leque de oportunidades para a geração de energia limpa e eficiente.

### 2.1.2 Princípio do fenômeno termoacústico

O fenômeno termoacústico se baseia na interação entre ondas acústicas e calor dentro de um meio, resultando em variações temporais nas propriedades do gás, como pressão, massa específica, temperatura e entropia. O componente central de um dispositivo termoacústico é o *stack*, uma estrutura sólida com canais paralelos que promovem a interação entre o gás e as superfícies sólidas. Essa interação é importante para a conversão de energia, pois permite a troca eficiente de calor. Uma característica dos dispositivos termoacústicos é sua

capacidade em operar tanto com ondas estacionárias, confinadas em um espaço, quanto com ondas progressivas, que se propagam ao longo do dispositivo (Swift, 2017; Emam, 2013).

As propriedades físicas de um gás variam periodicamente ao longo do tempo, seguindo um padrão senoidal, o que resulta em oscilações autoinduzidas. A otimização dessas oscilações é alcançada através do ajuste correto da fase entre a transferência de calor e as variações de pressão. A relação de fase entre pressão e velocidade do gás é um fator determinante na distinção entre ondas estacionárias e ondas progressivas. As interações que o gás sofre são fundamentais para os motores termoacústicos, que convertem calor em trabalho, e para os refrigeradores termoacústicos, que operam em ciclos inversos na transferência de calor (Chen *et al.*, 2018; Swift, 2017; Sun *et al.*, 2013).

Os motores termoacústicos operam com base em ciclos termodinâmicos que podem se assemelhar aos ciclos de Brayton ou Stirling, dependendo da onda no sistema. Nos sistemas de onda estacionária, o ciclo se aproxima de um ciclo de Brayton, caracterizado por processos irreversíveis devido às diferenças de temperatura durante a transferência de calor. Em contraste, os sistemas de onda progressiva se aproximam de um ciclo de Stirling, onde a transferência de calor entre a fonte de alta temperatura e o receptor de baixa temperatura é quase isotérmica, o que pode resultar em maior eficiência. Nos motores termoacústicos, um gradiente de temperatura em um tubo fechado contendo um gás resulta em variações da massa específica, que por sua vez, causam flutuações de pressão. Essas flutuações de pressão, quando em fase com a transferência de calor, podem ser amplificadas para gerar ondas sonoras intensas (Bannwart, 2014; Emam, 2013).

Os refrigeradores termoacústicos operam no sentido inverso dos motores termoacústicos. Uma onda sonora intensa, gerada por um acionador acústico, é utilizada para bombear calor de uma região fria para uma região quente, contra o gradiente de temperatura. Esse processo de bombeamento de calor é possibilitado pela interação entre a onda sonora e o gás no *stack*, que causa a transferência de calor das superfícies frias para as superfícies quentes. Em sistemas de onda progressiva, o bombeamento de calor ocorre devido à expansão e contração do gás em diferentes posições ao longo do regenerador. Neste caso, as ondas de pressão induzem o resfriamento, demonstrando a versatilidade do fenômeno termoacústico em aplicações práticas (Swift, 2017; Kamsanam, 2014).

### 2.1.3 Tipos de motores termoacústicos

Os motores termoacústicos convertem calor de alta temperatura em trabalho acústico, utilizando a dissipação de calor em temperatura ambiente. Em motores de onda estacionária, a onda sonora é refletida nas extremidades do tubo, criando um padrão de onda estacionária com nós e antinós de pressão. Esses motores são compostos por um núcleo termoacústico, que inclui uma parte ativa (com o *stack*) e uma parte passiva, além de guias de onda cujas extremidades podem ser fechadas, abertas ou conectadas a uma carga acústica. A conversão de energia térmica em trabalho acústico é possibilitada pelo gradiente de temperatura no núcleo, criado pela aplicação de calor ( $Q_H$ ) e pela rejeição de calor ( $Q_C$ ) (Swift, 2017; Bannwart, 2014; Emam, 2013).

No núcleo termoacústico, o comportamento do gás durante o ciclo envolve compressão adiabática, expansão isobárica, deslocamento sem troca de calor e contração com fornecimento de calor ao sólido. A oscilação térmica é impulsionada pela compressão e expansão do gás em resposta a uma onda estacionária. A compressão move o gás para regiões mais quentes, onde ele se aquece, enquanto a expansão o leva para regiões mais frias, liberando calor para a parede antes de ser comprimido novamente. A eficiência da troca térmica no núcleo depende da distância entre as partículas de gás e as paredes internas do *stack*. Longe da parede, o processo é adiabático, com oscilações de temperatura em fase com a compressão. Próximo à parede, o regime é isotérmico, mantendo a temperatura das partículas igual à da superfície. Na camada limite térmica ( $\delta_\kappa$ ), há troca de calor por convecção sem alteração imediata da temperatura das partículas, criando um atraso entre o deslocamento e a transferência de calor, crucial para a conversão de energia térmica em acústica (Gomes, 2019; Emam, 2013).

Nesses sistemas, há uma defasagem de  $90^\circ$  entre a velocidade do gás e a pressão oscilante. Essa defasagem requer um contato térmico imperfeito entre o gás e o *stack* para que as etapas de expansão e contração térmica estejam em fase com a pressão oscilante. O contato térmico imperfeito entre o gás e a parede é fundamental para que ocorra a conversão eficiente de calor em trabalho. Se o contato for ineficiente, o sistema se comporta de forma adiabática, sem produzir trabalho. Em contraste, um contato térmico perfeito resultaria em um processo isotérmico, anulando a produção de trabalho devido à falta de diferença de fase entre as oscilações de temperatura e a pressão acústica. Assim, o contato térmico ideal ocorre quando a distância entre as partículas de gás e a parede está na ordem de grandeza da camada limite térmica,  $r \sim \delta_\kappa$  (Swift, 2017; Bannwart, 2014).

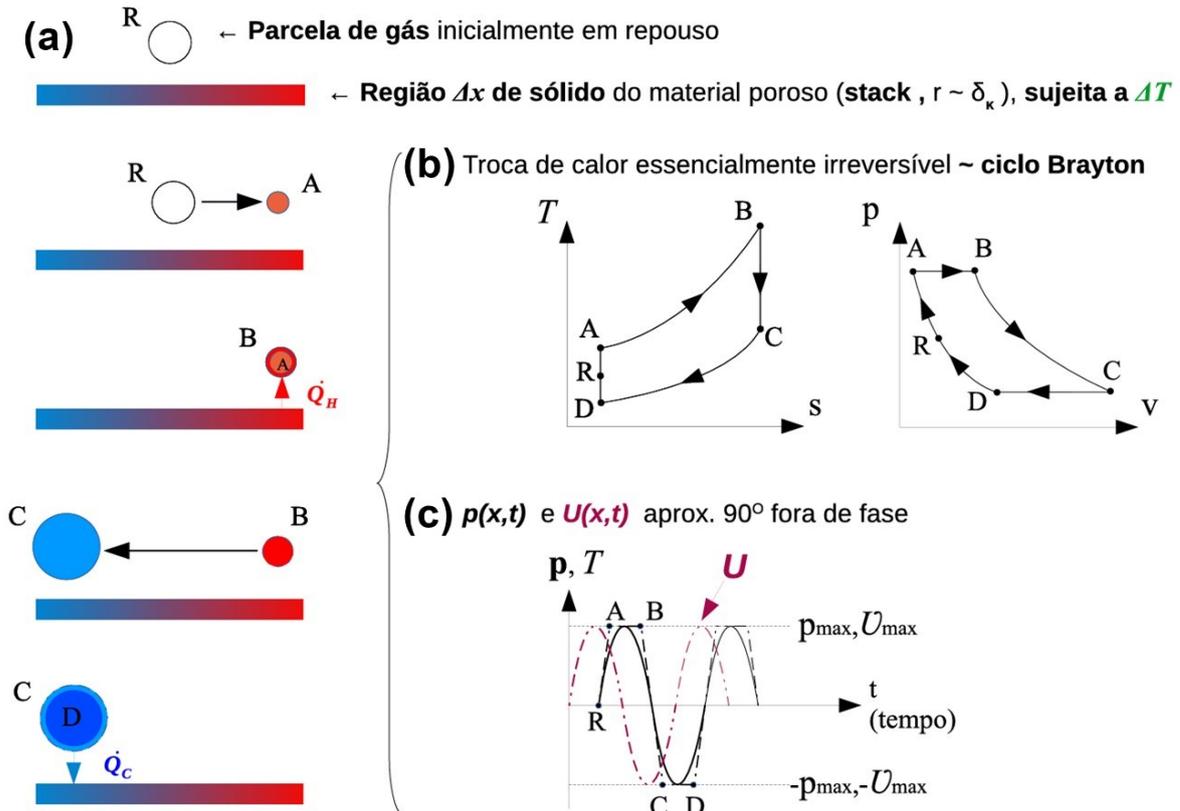


Figura 2.1 – (a) Trajetória de uma partícula de fluido em um ciclo de motor termoacústico de onda estacionária que se propaga próxima a uma parede sólida com gradiente de temperatura  $\nabla T$ . (b) Representação do ciclo Brayton ideal, com seus estados termodinâmicos correspondentes. (c) Variação temporal das grandezas acústicas pressão ( $p$ ), temperatura ( $T$ ) e velocidade ( $U$ ) para uma onda acústica estacionária, representadas por linhas contínuas (variação senoidal) e tracejadas (variação "articulada"). Adaptado de Bannwart (2014).

Em sistemas de onda progressiva, a onda sonora se propaga continuamente através do tubo. Nesses dispositivos, a oscilação ocorre em fase, e o fenômeno termoacústico pode ocorrer em ambas as formas de onda, dependendo do dispositivo e da aplicação. Os motores termoacústicos de onda progressiva apresentam uma configuração mais complexa em comparação com outros tipos de motores. Seus componentes incluem um primeiro trocador de calor ambiente (AHX) para dissipar o calor do motor, um regenerador, um trocador de calor quente (HHX) para fornecer calor ao motor, um tubo de buffer térmico (TBT), um segundo trocador de calor ambiente (AHX) e um tubo de feedback (Ferro, 2023; Swift, 2017).

O calor fornecido ao HHX estabelece um gradiente de temperatura no regenerador, desencadeando o fenômeno termoacústico. A velocidade da partícula se sincroniza com a pressão oscilante como uma onda progressiva. Um contato térmico eficaz entre o gás e o regenerador é crucial para que os processos de expansão térmica ocorram em alta pressão

e de contração em baixa pressão. Para isso, o raio do poro ( $r$ ) do regenerador deve ser significativamente menor que a profundidade de penetração térmica,  $r \ll \delta_\kappa$  (Swift, 2017; Bannwart, 2014).

A variação térmica induz uma onda acústica que se propaga no sentido anti-horário pelo guia de onda, entrando no regenerador pelo primeiro trocador de calor (AHX). Nesse local, o gradiente térmico presente intensifica a onda, que emerge pelo segundo trocador de calor (HHX). Durante essa amplificação, um processo termodinâmico similar ao ciclo de Stirling ocorre, com compressão, deslocamento e expansão. Parte da energia acústica retorna ao AHX pelo tubo de feedback, sendo novamente amplificada no regenerador. A energia acústica não utilizada nesse processo pode ser aproveitada como potência útil (Ferro, 2023; Tijani; Spoelstra, 2011; Ceperley, 1979).

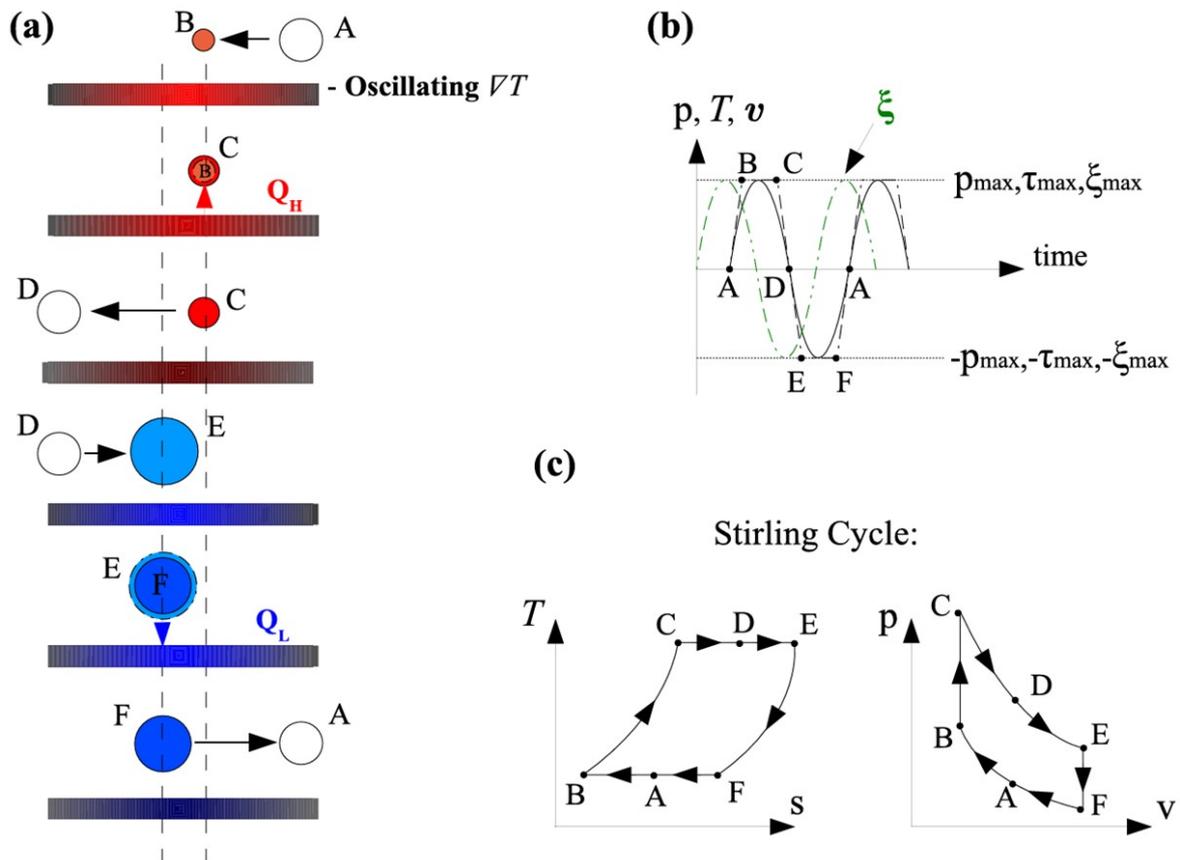


Figura 2.2 – (a) Trajetória de uma partícula de fluido em um ciclo de motor termoacústico de onda progressiva que se propaga próxima a uma parede sólida com gradiente de temperatura  $\nabla T$ . (b) Variação temporal das grandezas acústicas pressão ( $p$ ), temperatura ( $\tau$ ) e deslocamento ( $\xi$ ) para uma onda acústica estacionária, representadas por linhas contínuas (variação senoidal) e tracejadas (variação "articulada"). (c) Representação do ciclo Stirling ideal, com seus estados termodinâmicos correspondentes. Extraído de Bannwart (2014).

### 2.1.4 Equações fundamentais da termoacústica

Nesta seção, será mostrado o desenvolvimento das equações fundamentais da termoacústica linear utilizando algumas suposições simplificadoras. As equações fundamentais descrevem as relações entre pressão, massa específica, temperatura e velocidade do som em um meio gasoso, sendo essenciais para o entendimento da interação entre ondas sonoras e fluxos de calor em motores termoacústicos. Derivadas das leis da termodinâmica e da mecânica dos fluidos, essas equações são essenciais para o desenvolvimento e a análise desses sistemas.

Assume-se que a capacidade térmica sólida é suficientemente grande para que a temperatura do material poroso seja simplesmente  $T_m(x)$ , independente do tempo,  $y$  e  $z$ . Além disso, será considerado apenas gases ideais. A presença de um gradiente de temperatura  $\frac{dT_m}{dx}$  diferente de zero não afeta a equação do momento na aproximação acústica de Rott. Assim, a componente  $x$  da Equação do Momento é dada por (Swift, 2017):

$$i\omega\rho_m u_1 = -\frac{dp_1}{dx} + \mu \left( \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial z^2} \right) \quad (2.1)$$

Analogamente, a Equação da Energia pode ser expressa na seguinte forma:

$$-i\omega p_1 + \rho_m c_p i\omega T_1 + \rho_m c_p u_1 \frac{\partial T_m}{\partial x} = K \left( \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

Na Eq. 2.1,  $u_1$  representa a velocidade perturbada,  $p_1$  é a pressão perturbada,  $\rho_m$  é a massa específica média do meio,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica e  $\omega$  é a frequência angular das oscilações. A equação do momento descreve a conservação de momento incluindo efeitos viscosos. Esta equação é uma equação diferencial para  $u_1(y, z)$  com condições de contorno  $u_1 = 0$  nas superfícies sólidas. Para resolver  $u_1$ , assume-se que as dependências nas direções  $y$  e  $z$  são tratadas por uma função  $h_\nu(y, z)$ . A solução pode ser expressa como:

$$u_1 = \frac{i}{\omega\rho_m} [1 - h_\nu(y, z)] \frac{dp_1}{dx}, \quad (2.3)$$

onde  $h_\nu(y, z)$  é uma função complexa que depende da geometria específica considerada. Substituindo essa expressão na equação do momento, podemos simplificar a análise ao longo da direção  $x$ .

Ao integrar ambos os lados da Eq. 2.3 em relação a  $y$  e  $z$  sobre a área da seção transversal  $A$  do canal, é obtida a vazão volumétrica  $U_1$  no lado esquerdo e transformamos  $h_\nu$  em sua média espacial  $f_\nu$ . Assim, é obtido:

$$\frac{dp_1}{dx} = -i\omega \frac{\rho_m}{A(1-f_\nu)} U_1, \quad (2.4)$$

onde  $A$  e  $f_\nu$  são fatores de correção que levam em conta efeitos viscoelásticos ou de compactação. A equação descreve a relação entre o gradiente de pressão e a velocidade média  $U_1$  ao longo da direção  $x$ . Esta aproximação da equação do momento é a fonte do gradiente de pressão na termoacústica, onde o movimento  $U_1$  do gás causa o gradiente de pressão.

Incluindo as dependências  $y$ ,  $z$ , e  $u_1$ , permitindo uma área de seção transversal arbitrária e extraíndo a média espacial da Eq. 2.2, a variação da temperatura média perturbada  $\langle T_1 \rangle$  pode ser expressa como:

$$\langle T_1 \rangle = \frac{1}{\rho_m c_p} (1 - f_\kappa) p_1 - \frac{1}{i\omega A} \frac{dT_m}{dx} \frac{(1 - f_\kappa) - \sigma(1 - f_\nu)}{(1 - f_\nu)(1 - \sigma)} \quad (2.5)$$

Nesta equação,  $c_p$  é a capacidade calorífica específica a pressão constante,  $\sigma$  é um fator de relaxação térmica, e  $f_\kappa$  representa os efeitos de difusividade térmica.

Na equação de continuidade, a dependência  $x$  de  $\rho_m$  deve agora ser incluída e, utilizando a regra da cadeia, podemos escrevê-la da seguinte forma:

$$i\omega \langle \rho_1 \rangle + \frac{d}{dx} (\rho_m \langle u_1 \rangle) = 0 \quad (2.6)$$

Esta equação assegura a conservação de massa no regime oscilatório, onde  $\langle \rho_1 \rangle$  é a massa específica perturbada média.

Substituindo a Eq. 2.5 e a média espacial da massa específica na equação anterior, é obtida a seguinte expressão:

$$dU_1 = -\frac{i\omega A dx}{\gamma p_m} [1 + (\gamma - 1)f_\kappa] p_1 + \frac{(f_\kappa - f_\nu)}{(1 - f_\nu)(1 - \sigma)} \frac{dT_m}{T_m} U_1 \quad (2.7)$$

A equação anterior descreve variação de  $U_1$  ao longo de  $x$ , onde  $\gamma$  é a razão de calores específicos, e  $p_m$  é a pressão média do meio.

Finalmente, combinando as as Eqs. 2.4 e 2.7 desenvolvidas anteriormente,  $U_1$  é eliminado para obter uma equação diferencial homogênea para a pressão perturbada:

$$[1 + (\gamma - 1)f_\kappa] p_1 + \frac{\gamma p_m}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left( \frac{1 - f_\nu}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right) - \frac{a^2}{\omega^2} \frac{f_\kappa - f_\nu}{1 - \sigma} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} = 0 \quad (2.8)$$

Esta equação diferencial descreve o comportamento da pressão acústica  $p_1$  no contexto da termoacústica linear, considerando os efeitos das médias espaciais e gradientes de

temperatura no sistema, e representa uma equação de onda para  $p_1$  em um meio viscoelástico ou com propriedades específicas de dissipação e compressibilidade, descrevendo as ondas harmônicas ao longo da direção  $x$  (Swift, 2017).

As equações desenvolvidas nesta seção fornecem uma base sólida para a análise da propagação de ondas acústicas em meios com características térmicas e viscosas complexas no contexto da termoacústica. Desde a equação de momento até a equação de onda final, cada equação destaca a influência de diversos parâmetros físicos, o que permite uma compreensão detalhada dos fenômenos termoacústicos.

## 2.2 Termomagnetismo

O termomagnetismo é um campo interdisciplinar que une física, engenharia e ciência dos materiais, focando nos efeitos da temperatura e dos campos magnéticos em materiais magnéticos, como ferrofluidos (Ghosh *et al.*, 2022). Segundo Rosensweig (2014), este campo estuda a interação entre calor e magnetismo para entender as complexidades da transferência de calor em sistemas termomagnéticos, o que tem implicações significativas para a transferência de calor, refrigeração magnética e propulsão térmica.

O princípio do termomagnetismo gira em torno da influência da temperatura na magnetização do material e da capacidade de um campo magnético alterar a distribuição de temperatura em um sistema. As equações fundamentais em termomagnetismo descrevem as relações entre temperatura, campo magnético e propriedades magnéticas dos materiais, cruciais para entender a interação entre calor e magnetismo em sistemas como motores termoacústicos (Rosensweig, 2014; Martins; Bannwart, 2023).

A transferência de calor em ferrofluidos é um fenômeno complexo que envolve a interação entre o campo magnético aplicado, a distribuição de temperatura e as propriedades térmicas do fluido. Os ferrofluidos são líquidos que exibem propriedades magnéticas notáveis na presença de um campo magnético externo, e eles podem ser usados para controlar o fluxo de calor em sistemas termomagnéticos (Li; Zhu, 2021).

No termomagnetismo, tanto a condução térmica quanto a convecção térmica são fenômenos chave de transferência de calor que são influenciados pela orientação dos domínios magnéticos. A condução térmica em materiais magnetizados depende da orientação relativa desses domínios para o gradiente de temperatura, enquanto a convecção térmica, particularmente com ferrofluidos sob um campo magnético, é afetada tanto pela orientação

do domínio quanto pela intensidade do campo magnético. Ambos os processos podem afetar significativamente a eficiência da transferência de calor em sistemas termomagnéticos.

Estudos conduzidos por (Ghosh *et al.*, 2021) e (Li *et al.*, 2005) contribuíram significativamente para o entendimento dos papéis fundamentais da condução térmica e da convecção em materiais magnetizados. (Ghosh *et al.*, 2021) focou na influência da orientação do domínio magnético na condução térmica e seu impacto subsequente nos gradientes de temperatura. Paralelamente, (Li *et al.*, 2005) observou um aumento na condutividade térmica quando coloides de nanopartículas de ferro foram submetidos a um campo magnético.

Ghosh *et al.* (2022) conduziu um estudo abrangente sobre o transporte térmico convectivo de ferrofluido em um fluxo de Couette-Poiseuille dentro de um canal de placas paralelas sob um campo magnético perpendicular. A pesquisa descobriu um fenômeno paradoxal onde o número de Nusselt diminui com o aumento de ambos, o campo magnético e a concentração de nanopartículas, apesar de um aumento geral no transporte de energia térmica. Esta observação contra-intuitiva é atribuída ao efeito duplo do campo magnético de aumentar a viscosidade, que dificulta o movimento do fluido, e melhorar a condutividade térmica, que promove a transferência de calor. Como resultado, mesmo que a advecção do fluido seja reduzida, a condução melhorada compensa, levando a uma taxa mais alta de transferência de calor, desafiando assim a redução esperada no número de Nusselt.

O estudo dessa área de pesquisa e suas aplicações auxiliam na compreensão e capacidade de manipular processos de transferência de calor, possibilitando aplicações futuras como, por exemplo, o acoplamento entre o termomagnetismo e a termoacústica.

### 2.2.1 Propriedades magnéticas em ferrofluidos

Os ferrofluidos são sistemas coloidais compostos por partículas magnéticas dispersas em um líquido portador, apresentando propriedades únicas devido à sua capacidade de se magnetizar. A presença de um surfactante é fundamental para evitar a aglomeração das partículas, garantindo a estabilidade da dispersão coloidal. Estudos como o de Rosensweig (2014) destacam a importância da interação entre as partículas magnéticas e o fluido portador na dinâmica dos ferrofluidos.

A distinção entre ferrohodinâmica (FHD) e magnetohodinâmica (MHD) é crucial no estudo de fluidos magnéticos. Enquanto a FHD investiga o movimento de fluidos magnéticos sob a influência de gradientes de campo magnético, a MHD se

concentra no comportamento de fluidos condutores elétricos sujeitos à força de Lorentz. A compreensão dessas áreas é essencial para analisar o acoplamento entre energia, hidrodinâmica e eletromagnetismo em sistemas termomagnéticos.

### 2.2.2 Equações fundamentais do termomagnetismo

As equações fundamentais do termomagnetismo descrevem a relação entre o campo magnético, a magnetização e a temperatura de um ferrofluido. Essas equações são essenciais para compreender a interação entre o calor e o magnetismo em sistemas como os motores termoacústicos. Derivadas dos princípios da termodinâmica, as equações fundamentais do termomagnetismo consideram a produção de entropia devido a vários processos dissipativos, como o atrito rotacional das nanopartículas e a relaxação magnética.

Para compreender o acoplamento entre diferentes físicas (energia, hidrodinâmica e eletromagnetismo), é essencial apresentar as equações que governam cada um desses aspectos. Primeiro, temos a equação de balanço de massa para um fluxo incompressível em estado estacionário:

$$\nabla \cdot V = 0. \quad (2.9)$$

A Equação de Cauchy para o ferrofluido é similar à de um fluido convencional, mas com modificações nos termos do tensor de tensões, baseando-se na conservação do momento angular interno do fluido magnético, expressa pela equação:

$$\rho \frac{Ds}{Dt} = \rho G + \nabla \cdot C + A, \quad (2.10)$$

onde  $s$  é o momento angular interno por unidade de massa,  $G$  é a densidade de torque do corpo magnético,  $C$  é o tensor de tensão de par de superfície, e  $A$  é a parte anti-simétrica do tensor de tensões viscosas.

A Eq. 2.11 representa Equação de Cauchy com o tensor de Navier-Stokes para qualquer fluido:

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla p + \eta \nabla^2 V + \rho \mathbf{g}. \quad (2.11)$$

Após simplificações e expansão dos termos da Eq. 2.11, é possível obter a seguinte equação (Ghosh *et al.*, 2022):

$$\rho_{eff} \frac{DV}{Dt} = -\nabla p + (\eta_r + \zeta) \nabla^2 \mathbf{V} + 2\zeta(\nabla \times \boldsymbol{\omega}) + \mu_0(\mathbf{M} \cdot \nabla) \mathbf{H}, \quad (2.12)$$

onde  $\rho_{eff}$  é a massa específica efetiva do ferrofluido,  $\mathbf{V}$  é o campo de velocidade,  $p$  é o campo de pressão,  $\eta_r$  é a razão de viscosidade,  $\zeta$  é a viscosidade de vórtice,  $\boldsymbol{\omega}$  é a velocidade de rotação,  $\mathbf{M}$  é o vetor de magnetização e  $\mathbf{H}$  é o campo magnético aplicado.

Analogamente, a equação para o momento angular de partículas magnéticas é:

$$\rho_p I \frac{D\boldsymbol{\omega}}{Dt} = \mu_0(\mathbf{M} + \mathbf{H}) + \eta' \nabla^2 \boldsymbol{\omega} + 2\zeta(\nabla \times \mathbf{V} - 2\boldsymbol{\omega}), \quad (2.13)$$

onde  $\rho_p$  é a massa específica da partícula,  $I$  é o momento de inércia da partícula,  $\eta'$  é a viscosidade de rotação e  $\mu_0$  é a permeabilidade magnética do vácuo.

O vetor de magnetização  $\mathbf{M}$  é dado por (Shliomis, 1974):

$$\frac{D\mathbf{M}}{Dt} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{M} - \frac{1}{\tau}(\mathbf{M} - \mathbf{M}_0). \quad (2.14)$$

Para descrever a interação do campo magnético, são utilizadas as Equações de Maxwell: Lei de Gauss (Eq. 2.15); Lei de Gauss para o Magnetismo (Eq. 2.16); Lei de Indução de Faraday (Eq. 2.17); e Lei de Ampère-Maxwell (Eq. 2.18) (Rosensweig, 2014).

$$\nabla \cdot \mathbf{E} = \frac{\rho_c}{\varepsilon_0}, \quad (2.15)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0, \quad (2.16)$$

$$\nabla \times \mathbf{E} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t}, \quad (2.17)$$

$$\nabla \times \mathbf{B} = \mu_0 \mathbf{J} + \mu_0 \varepsilon_0 \frac{\partial \mathbf{E}}{\partial t}, \quad (2.18)$$

onde  $\rho_c$  indica a densidade de carga do meio,  $\varepsilon_0$  representa a permissividade elétrica do meio e  $\mathbf{J}$  é a densidade de corrente.

Considerando a relação  $\mathbf{B} = \mu_r \mathbf{H}$ , a Lei de Ampère-Maxwell pode ser escrita para o campo magnético aplicado:

$$\nabla \times \mathbf{H} = \mathbf{J} + \varepsilon_0 \frac{\partial \mathbf{E}}{\partial t}. \quad (2.19)$$

No contexto da ferro-hidrodinâmica (FHD), é considerado o limite magnetostático, onde  $\mathbf{J} = 0$ ,  $\mathbf{E} = 0$  e  $\partial\mathbf{B}/\partial t = 0$ , resultando em  $\nabla \times \mathbf{H} = 0$ .

Finalmente, a expressão para a energia térmica é dada por (Ghosh *et al.*, 2022):

$$\rho_{eff}c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (K_{eff}\nabla T) + q''' + \eta_{eff}\Phi, \quad (2.20)$$

onde  $c_p$  é o calor específico a pressão constante,  $K_{eff}$  é a condutividade térmica efetiva,  $q'''$  é a taxa volumétrica de geração de calor, e  $\Phi$  é a dissipação viscosa.

### 2.2.3 Transferência de calor com ferrofluidos

A transferência de calor com ferrofluidos representa uma área promissora do termomagnetismo, com aplicações potenciais em diversos dispositivos como trocadores de calor e sistemas de resfriamento. Esse fenômeno complexo envolve a interação entre o campo magnético aplicado, a distribuição de temperatura e as propriedades térmicas do fluido. Conforme discutido por Raj e Moskowitz (1990), os ferrofluidos podem ser manipulados com campos magnéticos, permitindo um controle eficiente do fluxo e da distribuição do fluido. Essa capacidade de controle resulta em uma transferência de calor mais eficiente e uma gestão térmica aprimorada.

A principal característica que torna os ferrofluidos atraentes para aplicações em transferência de calor é a convecção termomagnética. Quando um ferrofluido é exposto a um gradiente de temperatura na presença de um campo magnético, ocorre um fenômeno conhecido como convecção termomagnética. Esse gradiente de temperatura provoca uma variação nas propriedades magnéticas do ferrofluido, gerando forças magnéticas internas que impulsionam o fluxo convectivo dentro do fluido, promovendo a transferência de calor. A intensidade dessa convecção pode ser controlada ajustando a força e a orientação do campo magnético, bem como as propriedades do próprio ferrofluido (Alegretti, 2022).

Um estudo experimental realizado por Lajvardi *et al.* (2010) investigou a transferência de calor convectiva de ferrofluido em um tubo de cobre aquecido sob a influência de um campo magnético. Os resultados mostraram um aumento significativo no coeficiente de transferência de calor do ferrofluido com a aplicação do campo magnético. Esse aumento foi atribuído às mudanças nas propriedades termofísicas do ferrofluido, como a condutividade térmica e a capacidade calorífica, sob a influência do campo magnético.

Estudos como o de Li *et al.* (2005) observaram um aumento na condutividade térmica de misturas coloidais de nanopartículas ferrosas em resposta a um campo magnético externo. Essas investigações contribuem para a compreensão dos mecanismos de transporte de calor em sistemas termomagnéticos.

A influência do campo magnético em trocadores de calor de ferrofluido para aplicações em motores termoacústicos tem sido objeto de estudo. No estudo desenvolvido por Martins e Bannwart (2023) foi realizada uma análise inicial sobre o efeito do campo magnético na eficiência da transferência de calor em trocadores de calor termomagnéticos. A compreensão desses efeitos é essencial para o desenvolvimento de sistemas de refrigeração e motores térmicos mais eficientes.

### 2.3 Trocador de Calor Termoacústico

A transferência de calor em sistemas termoacústicos ocorre principalmente por condução e convecção, sendo influenciada por diversos fatores, como as condições operacionais, o projeto do trocador de calor, as propriedades dos materiais e as características do fluido de trabalho. Assim, a eficiência de um dispositivo termoacústico está intimamente ligada à eficácia dos trocadores de calor, ressaltando sua importância no desempenho global desses sistemas (Piccolo *et al.*, 2019).

A transferência de calor em um motor termoacústico é um aspecto crucial para seu desempenho. A análise da transferência de calor em trocadores de calor com tubos de seção circular e elíptica é fundamental para compreender como a geometria do trocador influencia a eficiência na transferência de calor. Além disso, a modelagem analítica da transferência de calor permite o acoplamento da termoacústica e termomagnetismo, explorando a interação entre esses fenômenos para otimizar o desempenho do motor termoacústico (Lin *et al.*, 2023).

Em sistemas termoacústicos, várias correlações foram desenvolvidas para estimar o número de Nusselt (Nu), que é um parâmetro adimensional quantificando a razão da transferência de calor convectiva para a condutiva em um sistema. Essas correlações levam em conta fatores como regime de fluxo, geometria do trocador de calor e condições operacionais. Exemplos notáveis dessas correlações incluem os modelos TASFE (Mozurkewich, 2001), RMS-Re (Swift, 1999) e BLC (Swift, 1992).

Experimentos conduzidos por Žukauskas (1972) foram empregados para o desenvolvimento de uma expressão empírica (Eq. 2.21) que relaciona o número de Nusselt,

número de Reynolds e número de Prandtl. De acordo com o autor, a expressão derivada pode ser utilizada sob diferentes condições especificadas, incluindo o caso de fluxo de ar interno sobre um duto circular em fluxo cruzado. No caso de fluxo interno, a razão  $D/H$  deve ser respeitada, onde  $D$  representa o diâmetro do duto interno e  $H$  é o comprimento das paredes externas adjacentes ao duto.

$$NuPr^{-0.37} = \begin{cases} 0.75 Re^{0.4}, & 1 < Re < 40 \\ 0.51 Re^{0.5}, & 40 < Re < 1000 \\ 0.26 Re^{0.6}, & 1000 < Re < 20\,000 \end{cases} \quad (2.21)$$

A expressão derivada por Žukauskas (1972) foi obtida para condições de fluxo livre sob circunstâncias comuns. No entanto, com base nesta equação, Mozurkewich (2001) propôs uma relação alternativa que considera o efeito resultante do movimento oscilatório do ar no guia de ondas. A estimativa da transferência de calor de tubos transversais usando a abordagem TASFE (Time-Average Steady-Flow Equivalent) foi derivada da correlação correspondente estabelecida para condições de fluxo estacionário. Assumindo uma faixa para o número de Reynolds de 0 a  $Re_1 \sin(2\pi ft)$ , e realizando uma média temporal ao longo de meio período, Mozurkewich (2001) obteve a seguinte expressão:

$$\log_{10}(NuPr^{-0.37}) = -0.2065 + 0.3369x + 0.03322x^2, \quad (2.22)$$

onde  $x = \log_{10}(Re_1)$ . De acordo com os estudos conduzidos por Mozurkewich (2001) e Piccolo e Pistone (2006), a expressão na Eq. 2.22 é eficaz apenas para números de Reynolds baixos. Especificamente, os autores afirmam que ela apresenta boa concordância com resultados experimentais dentro de uma faixa aproximada  $Re_1 < 1000$ .

Quanto ao regime de fluxo, Merkli e Thomann (1975) indicou um valor crítico do número de Reynolds em aproximadamente 400 para fluxos oscilatórios, representando o valor no qual a transição para um regime turbulento começa. No entanto, Saat e Jaworski (2017b) observou um valor crítico potencial para o número de Reynolds na faixa de  $70 < Re < 100$ , sugerindo que um número de Reynolds dentro desta faixa já pode indicar comportamento turbulento do fluxo oscilatório em trocadores de calor.

Com base no critério adotado por Merkli e Thomann (1975), o número de Reynolds é representado pela Eq. 2.23:

$$Re = \frac{2u}{\sqrt{\nu\omega}}, \quad (2.23)$$

onde  $u$  é a amplitude da velocidade acústica,  $\nu$  é a viscosidade cinemática do gás e  $\omega$  é a frequência angular, definida como  $\omega = 2\pi f$  (Shi *et al.*, 2010).

### 2.3.1 Trocadores de calor com tubo de seção circular e de seção elíptica

A análise comparativa da transferência de calor em trocadores de calor com tubos de seção elíptica é fundamental para compreender como a geometria do trocador de calor pode influenciar a eficiência da transferência de calor em um motor termoacústico. Como mencionado anteriormente, este trabalho inicialmente busca validar um modelo computacional de um trocador de calor básico, utilizando água como refrigerante em um duto de seção circular e um duto de seção elíptica. Posteriormente, o modelo será refinado para aplicações mais sofisticadas, empregando ferrofluido em um duto elíptico sob influência magnética.

O objetivo final é otimizar a transferência de calor, maximizando a área de contato do duto com o ar em regime acústico e impulsionando o movimento das partículas do refrigerante através da força eletromagnética. A utilização de dutos elípticos em trocadores de calor, conforme abordado por Yogesh *et al.* (2018), Sun *et al.* (2015), , visa aumentar a área de contato entre os fluidos sem alterar a área transversal total, mantendo assim um fluxo volumétrico constante em relação aos dutos circulares.

Yogesh *et al.* (2018) investigaram numericamente as características de transferência de calor e queda de pressão de um trocador de calor de tubo aletado com tubos elípticos inclinados em relação ao fluxo de ar principal. Os autores realizaram uma análise numérica CFD em regime de escoamento de transição, variando a razão de elipticidade dos tubos (0,6; 0,7; 0,8; e 1,0) e o ângulo de inclinação ( $0^\circ$  a  $50^\circ$ ) em relação à horizontal. Os resultados indicaram que o uso de tubos elípticos melhora a transferência de calor em comparação com tubos circulares, especialmente com uma razão de elipticidade de 0,6. Além disso, a inclinação dos tubos também influenciou a transferência de calor, com um aumento inicial do fator de Colburn até um pico em torno de  $20^\circ$  para tubos com razão de elipticidade de 0,6, enquanto que o fator de atrito aumentou com a inclinação e a razão de elipticidade dos tubos.

Sun *et al.* (2015) desenvolveram e validaram um modelo numérico para comparar o desempenho térmico global de condensadores arrefecidos a ar com tubos elípticos e circulares. Os autores investigaram a influência da geometria do tubo no desempenho do sistema em

diferentes condições operacionais e para diferentes fluidos refrigerantes. Os resultados mostraram que os condensadores de tubo elíptico apresentam queda de pressão de ar 20,0% a 27,3% menor e taxa de transferência de calor 8,3% a 30,9% maior em comparação com os condensadores de tubo circular. Em comparação com os condensadores de tubo circular, a melhoria da capacidade do sistema usando condensadores de tubo elíptico pode chegar a 21,3% a 27,5%, e a melhoria do COP varia de 3,6% a 6,7%.

O estudo conduzido por Taler e Oclon (2014) propôs um método para determinar os coeficientes de transferência de calor em trocadores de calor aletados com tubo de seção elíptica utilizando simulações de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). A partir dos resultados obtidos numericamente, os autores desenvolveram correlações matemáticas para calcular o número de Nusselt em função das propriedades do escoamento de ar e geometria do tubo, com um erro máximo de 13,7% em relação aos dados experimentais.

## **2.4 Modelagem Numérica via CFD**

A modelagem numérica por meio da fluidodinâmica computacional (CFD) pode ser uma ferramenta útil para analisar a transferência de calor em motores termoacústicos. Existem diversos métodos para simular o escoamento dos fluidos por meio do CFD. Entre os métodos mais utilizados na fluidodinâmica computacional, podemos destacar o método de diferenças finitas (FDM), o método de elementos finitos (FEM) e o método dos volumes finitos (FVM).

### **2.4.1 Método do volumes finitos**

Para resolver as equações que regem o escoamento dos fluidos e a interação térmica, o método dos volumes finitos é mais adequado neste caso. O método dos volumes finitos se destaca pela sua simplicidade (relativamente fácil de implementar) e robustez (aplicável a uma vasta gama de problemas), além de permitir a discretização de malhas não estruturadas, o que facilita a simulação de problemas com geometrias complexas. Além disso, o FVM é um método conservativo, garantindo a conservação massa e energia do sistema ao longo da simulação. Equações de transporte são incorporadas ao método dos volumes finitos para capturar os efeitos dos fluxos envolvendo os processos dinâmicos dos fluidos e transferência de calor, contribuindo para uma compreensão mais completa do desempenho do motor termoacústico (Moukalled *et al.*, 2016).

A implementação do Método dos Volumes Finitos (MVF) em ambientes como o ANSYS Fluent para a simulação de escoamento de fluidos envolve as seguintes etapas:

- Definição da malha computacional: A malha, que representa o domínio do problema, deve ser cuidadosamente escolhida de acordo com a geometria e as características do escoamento. Uma malha mais refinada em regiões de maior interesse pode ser necessária para capturar detalhes do escoamento.
- Discretização das equações de transporte: As equações que governam o escoamento, como as equações de transporte de massa, momento e energia, são discretizadas no espaço e no tempo, transformando as equações diferenciais parciais em um sistema de equações algébricas. O esquema de discretização espacial, como upwind ou central, deve ser escolhido considerando a precisão e estabilidade desejadas.
- Solução do sistema de equações: O sistema de equações algébricas resultante da discretização é resolvido numericamente, utilizando métodos como Gauss-Seidel, Jacobi ou outros métodos iterativos. A solução desse sistema fornece os valores das variáveis de interesse, como velocidade, pressão e temperatura, em cada volume de controle da malha.
- Pós-processamento: Após a obtenção da solução numérica, os resultados são pós-processados para análise e visualização. Essa etapa envolve a geração de gráficos, mapas de contorno, vetores de velocidade e outras formas de representação gráfica do escoamento do fluido e das demais características obtidas no cálculo computacional. Além disso, o pós-processamento pode incluir a análise de grandezas derivadas, como taxas de transferência de calor.

Na discretização do termo de convecção nas equações de transporte, diversos esquemas podem ser empregados, como os de 1ª e 2ª ordem. Enquanto o esquema de 1ª ordem se destaca pela simplicidade, sua precisão é menor em comparação ao esquema de 2ª ordem, que, por sua vez, apresenta maior complexidade. Já para a discretização do termo de difusão, o esquema de difusão central, um esquema de 2ª ordem preciso e de fácil implementação, se mostra como uma opção adequada. (Moukalled *et al.*, 2016).

O método dos volumes finitos também pode apresentar algumas desvantagens. A precisão dos cálculos, por exemplo, é diretamente influenciada pelo esquema de discretização

adotado, enquanto a complexidade computacional pode tornar o FVM um método com alto custo computacional em problemas que envolvem malhas extensas e com grande quantidade de elementos. Portanto, a seleção criteriosa da malha computacional, do esquema de discretização e do método de solução do sistema linear é fundamental para garantir a precisão e a eficiência da simulação numérica do escoamento de fluidos utilizando o FVM (Moukalled *et al.*, 2016).

#### 2.4.2 Equações de transporte

As equações de transporte descrevem o comportamento dos fluidos e a transferência de calor em um motor termoacústico. Essas equações são resolvidas por meio do método dos volumes finitos, que é amplamente utilizado na modelagem numérica via CFD.

Modelar o fluxo em um regime oscilatório causado por fenômenos termoacústicos é uma tarefa desafiadora devido à complexidade do problema e ao fato de ser uma área de pesquisa relativamente nova. As equações governantes fundamentais normalmente empregadas para modelagem computacional em tais cenários envolvendo fluxo de fluido laminar são as equações de Continuidade, Momento e Energia (White, 2011).

A Equação de Continuidade (Eq. 2.24) representa a conservação de massa para um volume de controle infinitesimal:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (2.24)$$

onde  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $\mathbf{u}$  é o campo de velocidade do fluxo. Para a conservação do momento, temos a Eq. 2.25, conhecida como Equação do Momento:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = \rho \mathbf{g} - \nabla P + \nabla \cdot \tau_{ij}, \quad (2.25)$$

onde  $\mathbf{g}$  e  $P$  representam os campos de gravidade e pressão, respectivamente, e  $\tau_{ij}$  representa o tensor de tensão viscosa. A Equação Diferencial de Energia é definida pela expressão apresentada na Eq. 2.26:

$$\rho \frac{d\hat{u}}{dt} + P(\nabla \cdot \mathbf{u}) = \nabla \cdot (k\nabla T) + \Phi, \quad (2.26)$$

onde  $\hat{u}$  é a energia interna específica do elemento infinitesimal,  $k$  representa a condutividade térmica,  $\nabla T$  é o gradiente de temperatura e  $\Phi$  é o termo de dissipação viscosa.

### **3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA**

Neste capítulo, será descrito detalhadamente cada um dos quatro casos estudados em um trocador de calor de um motor termoacústico. Os estudos foram conduzidos considerando diferentes configurações e abordagens para analisar o desempenho do trocador de calor sob várias condições operacionais. Além disso, a performance do trocador de calor será comparada para seções elípticas e circulares em cada um dos casos.

#### **3.1 Caso (a) - Ar e Água em Fluxo Livre**

No Caso (a), o ar quente no guia de onda está em escoamento livre, sem a influência de oscilações causadas pelo efeito termoacústico. O trocador de calor, posicionado perpendicularmente ao guia de onda, utiliza água como fluido refrigerante que também escoa livremente sem efeitos oscilatórios. As abordagens utilizadas para este estudo incluem: Simulação CFD via software ANSYS Fluent para modelar o comportamento do fluxo de ar quente e água através dos trocadores de calor de diferentes seções; Experimentos para medir a eficiência da transferência de calor e validar os resultados das simulações (Apêndice A); Expressão empírica extraída da literatura para prever a transferência de calor com base em parâmetros experimentais e teóricos. A comparação foi feita entre trocadores de calor de tubo com seções circulares e elípticas, avaliando o desempenho térmico e a eficiência de cada configuração.

#### **3.2 Caso (b) - Ar em Oscilação e Água em Fluxo Livre**

No segundo caso, o fluxo de ar quente no guia de onda está sujeito a oscilações devido ao efeito termoacústico. O trocador de calor, semelhante ao primeiro caso, utiliza água como fluido refrigerante fluindo livremente. As abordagens para este caso foram: CFD, modelagem do comportamento do fluxo oscilatório de ar quente e água; Expressão empírica, utilizadas para prever o comportamento térmico sob condições oscilatórias. A comparação entre os trocadores de calor com seções circulares e elípticas foi feita para avaliar como as oscilações afetam a eficiência de transferência de calor.

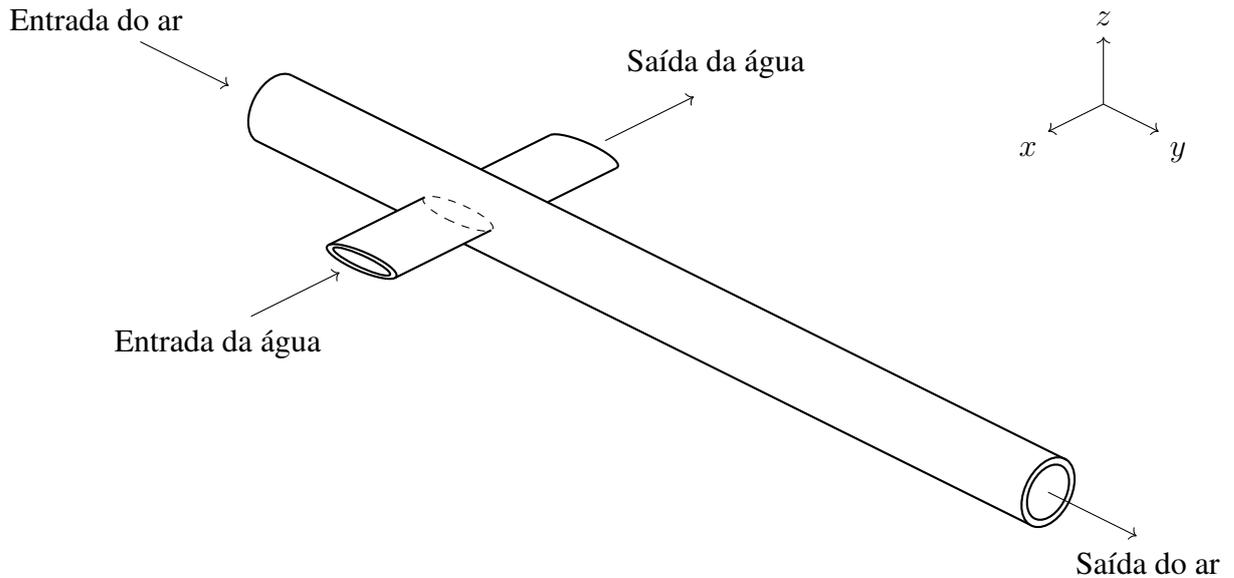


Figura 3.1 – Ilustração para o trocador de calor do Caso (a).

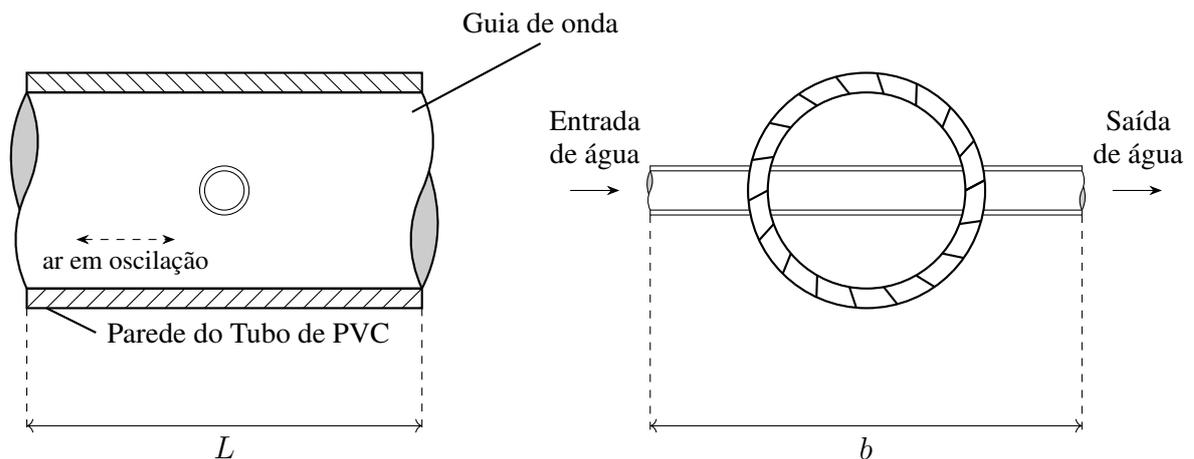


Figura 3.2 – Ilustração para o trocador de calor do Caso (b).

### 3.3 Caso (c) - Ar em Fluxo Livre e Ferrofluido Sob Efeito Termomagnético

No terceiro caso, o guia de onda mantém o fluxo livre de ar quente enquanto o trocador de calor utiliza ferrofluido como fluido refrigerante, conforme ilustrado na Fig. 3.3. Este ferrofluido está sob a influência de um campo magnético, explorando o efeito termomagnético para melhorar a transferência de calor. A abordagem única utilizada foi: CFD, com modelagem da transferência de calor entre o ar quente e o ferrofluido, considerando o campo magnético aplicado. A eficiência dos trocadores de calor com seções circulares e elípticas foi comparada para determinar o impacto do campo magnético na transferência de calor.

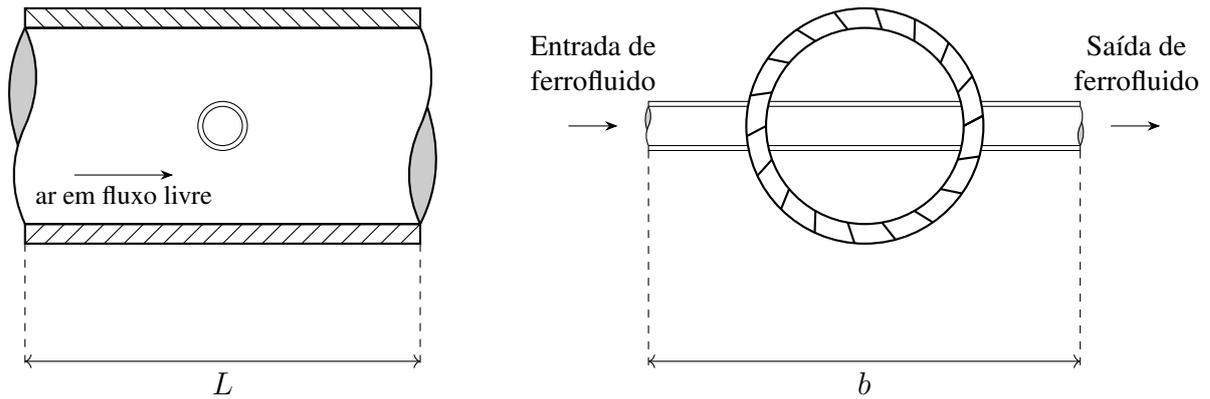


Figura 3.3 – Ilustração para o trocador de calor do Caso (c).

### 3.4 Caso (d) - Ar em Oscilação e Ferrofluido Sob Efeito Termomagnético

O último caso combina os fenômenos estudados nos casos anteriores: o guia de onda apresenta um fluxo oscilatório de ar quente devido ao efeito termoacústico, e o trocador de calor utiliza ferrofluido como fluido refrigerante sob a influência de um campo magnético, explorando o efeito termomagnético. A única abordagem adotada foi via CFD, com modelagem detalhada para capturar a interação complexa entre o fluxo oscilatório de ar quente e o ferrofluido magnetizado. Neste caso, a comparação entre os trocadores de calor de seções circulares e elípticas foi feita para analisar como as oscilações termoacústicas combinadas com o termomagnetismo influenciam a transferência de calor.

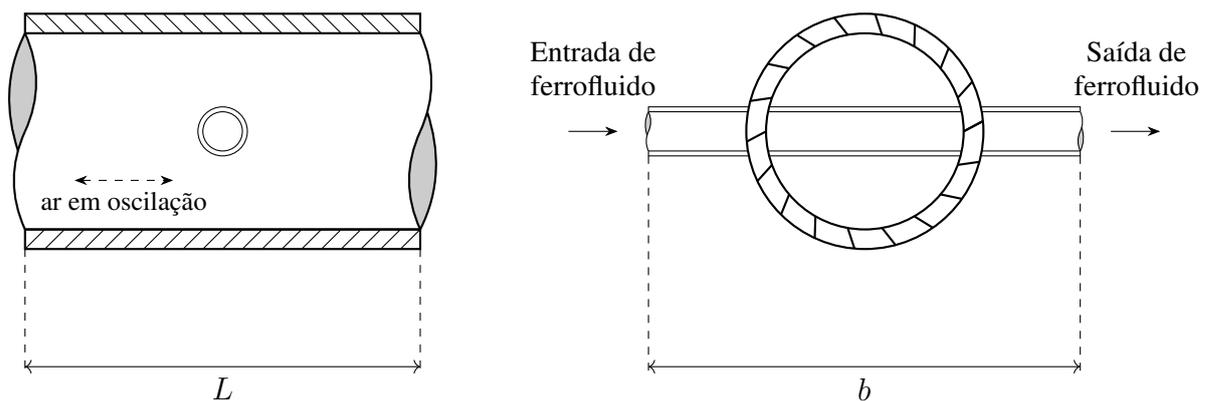


Figura 3.4 – Ilustração para o trocador de calor do Caso (d).

### 3.5 Trocador de calor de seção circular e elíptica

Os trocadores de calor com tubos de seção circular e elíptica foram projetados de modo a manter a mesma área de seção transversal em ambos os casos. Para isso, um tubo de

cobre com diâmetro externo de 1/2” foi achatado em formato de elipse até alcançar dimensões que resultassem em uma área de seção transversal equivalente à de um tubo de cobre com diâmetro externo de 1/4”. A espessura da parede dos dois tubos foi mantida em 0,79 mm.

O projeto ilustrativo do trocador de calor com tubo de seção circular, dimensionado em escala com diâmetro interno de 4,77 mm, pode ser visualizado na Figura 3.5 a seguir.

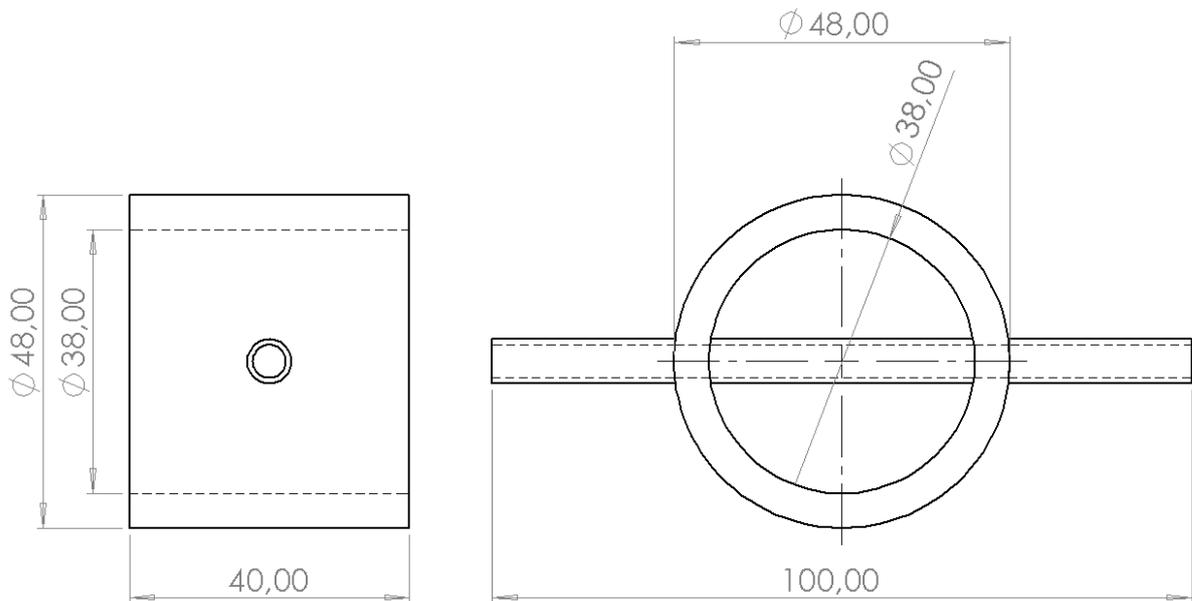


Figura 3.5 – Geometria e dimensões do trocador de calor com tubo de seção circular.

No projeto do trocador de calor com tubo de cobre de seção transversal elíptica, o tubo foi caracterizado por um eixo maior ‘ $a$ ’ de 17,296 mm e um eixo menor ‘ $b$ ’ de 1,316 mm. Lembrando que essas dimensões foram calculadas de forma que a área da seção transversal do tubo elíptico fosse igual à do tubo circular. A representação esquemática desse trocador de calor pode ser observada na Fig. 3.6.

A configuração elíptica foi escolhida para otimizar o desempenho térmico e hidráulico do trocador de calor, reduzindo a resistência ao escoamento e aumentando a área de transferência de calor por unidade de volume. Além disso, a forma elíptica favorece a formação de vórtices secundários, o que intensifica o transporte de massa e energia no interior do tubo. Isso pode resultar em um desempenho térmico superior em comparação com tubos de seção circular, tornando essa configuração especialmente interessante para o estudo de ferrofluido sob a ação de um campo magnético.

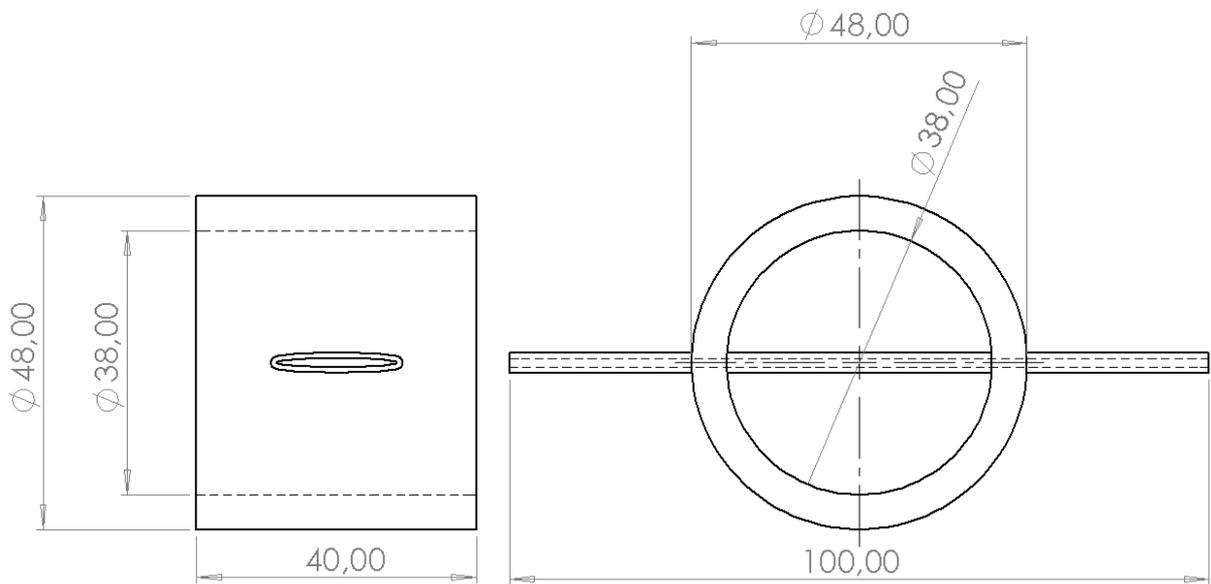


Figura 3.6 – Geometria e dimensões do trocador de calor com tubo de seção elíptica.

## 4 MODELAGEM COMPUTACIONAL - CFD

A modelagem computacional do trocador de calor foi conduzida utilizando o software ANSYS® Fluent, versão 2022R2. Este processo abrangeu a construção da geometria, a geração da malha, o processamento da solução e a análise pós-processamento. O objetivo principal foi investigar a variação de temperatura e a transferência de calor entre os fluidos dentro do trocador de calor.

### 4.1 Domínio Computacional

A geometria do domínio computacional inclui um guia de ondas onde ocorre o movimento oscilatório do ar devido ao fenômeno termoacústico. Internamente, no guia de ondas, há um tubo pelo qual a água flui para dissipar calor. A Figura 4.1 ilustra a geometria do domínio computacional desenvolvido para o trocador de calor.

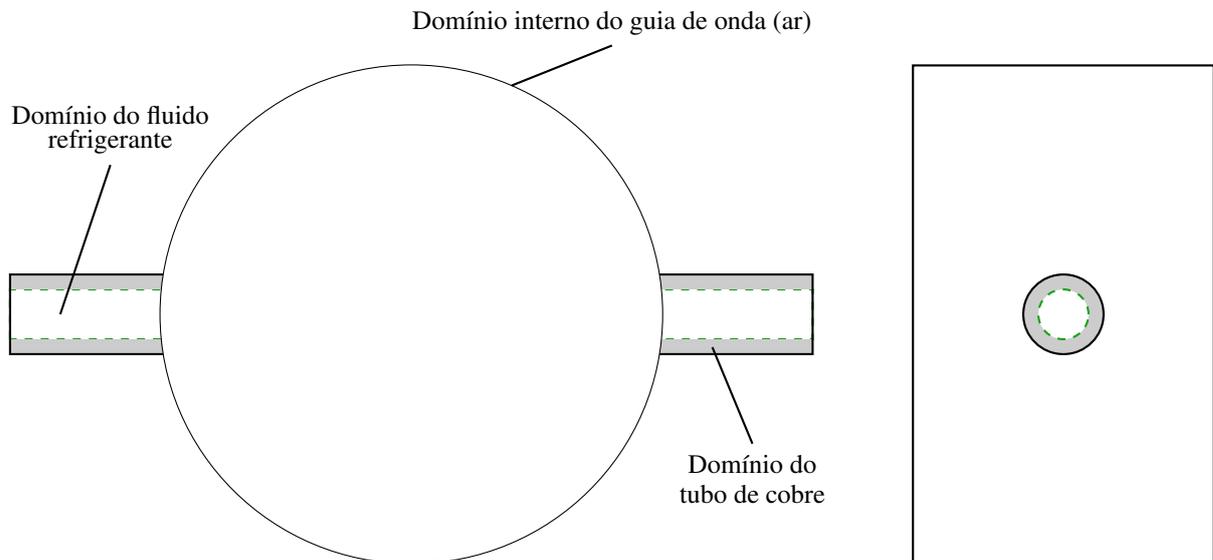


Figura 4.1 – Geometria do domínio computacional do trocador de calor do motor termoacústico.

A construção da geometria do trocador de calor foi a etapa inicial, considerando as dimensões e características físicas do caso experimental.

## 4.2 Discretização e Estudo de Independência de Malha

A análise de independência de malha é uma etapa importante em simulações numéricas, especialmente em problemas envolvendo transferência de calor. A precisão dos resultados é diretamente influenciada pelo refinamento da malha. No entanto, um aumento no número de elementos de uma malha está associado a um maior custo computacional. Nesta seção, é realizado um estudo de independência de malha utilizando cinco malhas de refinamento crescente. Serão analisadas as temperaturas de saída da água ( $T_{out\_água}$ ) em função do tempo para cada malha, além de uma comparação do tempo de processamento computacional para determinar a melhor relação custo-benefício.

Devido a complexidade geométrica do problema, optou-se por uma malha computacional não estruturada (observe Malha 2 na Fig. 4.2, por exemplo), com a qualidade e resolução otimizadas para garantir a representação precisa do escoamento e da transferência de calor, em especial nas regiões da camada-limite próximas às paredes, onde é aplicado um refinamento dos elementos.

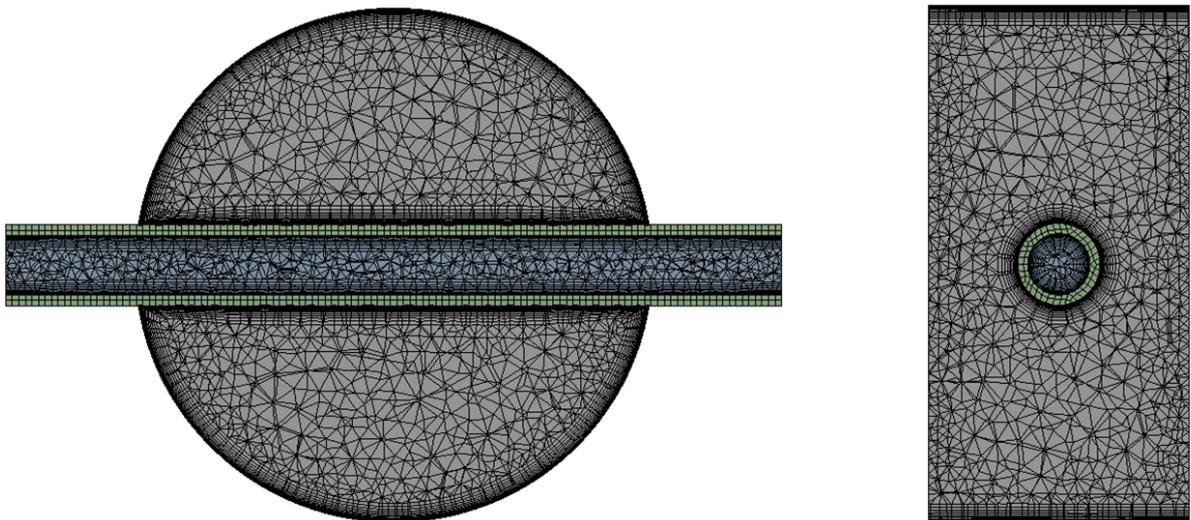


Figura 4.2 – Malha 2 gerada para o domínio computacional para o caso do tubo de cobre circular.

Foram analisadas cinco malhas com diferentes números de elementos, conforme detalhado na Tabela 4.1. A simulação foi realizada utilizando o método dos volumes finitos, e as temperaturas de saída da água foram registradas para cada período de oscilação.

O gráfico a seguir ilustra a relação entre o número de elementos de malha e o tempo de processamento computacional, destacando como esse tipo de análise impacta diretamente a viabilidade de simulações em larga escala.

Tabela 4.1 – Características das malhas

Malha	Horas de Processamento	Número de Elementos	Qualidade Média (Skewness)
1	4	197850	0.22896
2	4.8	280482	0.21215
3	7.2	505602	0.18284
4	9.7	771712	0.16698
5	11.3	1000820	0.16599

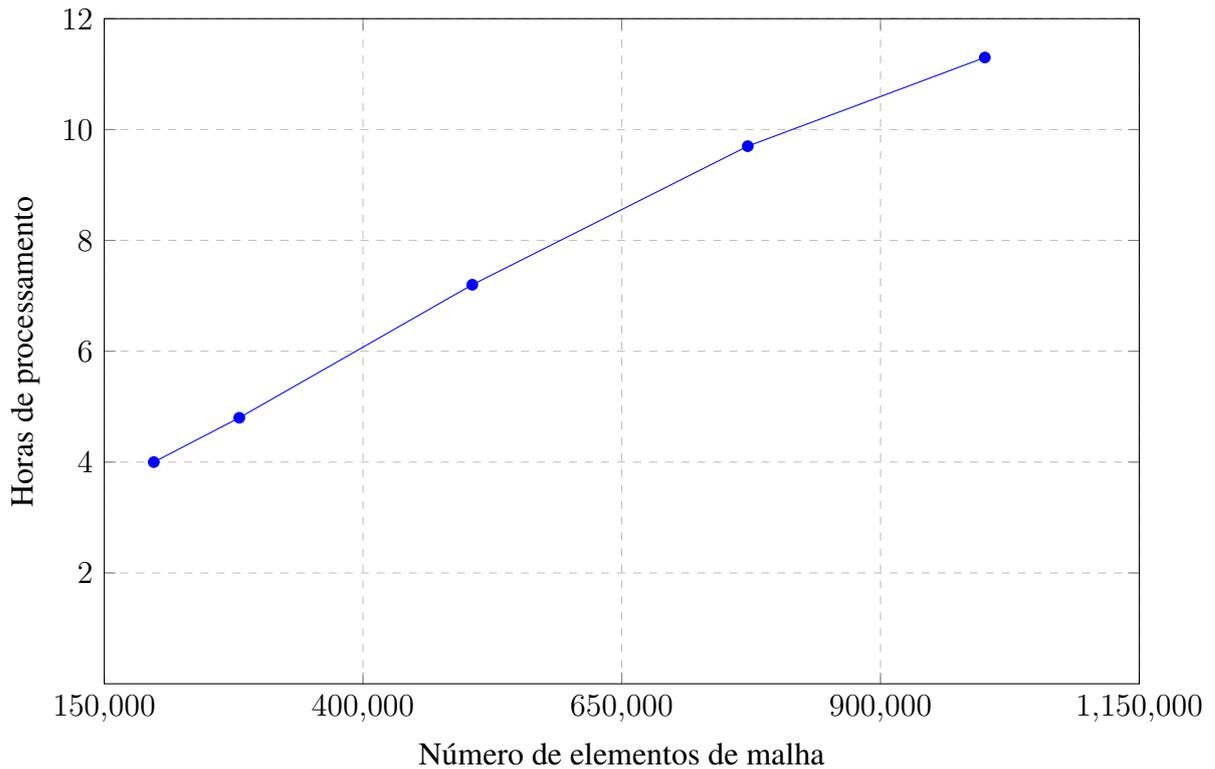


Figura 4.3 – Variação da temperatura de saída do ferrofluido em função da intensidade do campo magnético, desconsiderando o efeito termoacústico no ar.

A análise do gráfico apresentado na Fig. 4.3 revela que o aumento das horas de processamento é quase linear em relação ao número de elementos de malha. Isso sugere uma proporcionalidade direta entre a densidade da malha e o custo computacional.

A variação das temperaturas de saída da água ( $T_{out\_água}$ , na Fig. 4.4) e das temperaturas de saída do ar ( $T_{out\_ar}$ , na Fig. 4.5) para cada malha foi analisada ao longo de 40 períodos de oscilação do ar. Para uma melhor visualização e análise dos resultados, foram gerados gráficos que mostram a variação das temperaturas de saída para cada malha ao longo dos períodos de oscilação.

A partir dos resultados apresentados, observa-se que as malhas mais refinadas apresentam uma variação mínima nas curvas das temperaturas de saída da água e temperaturas

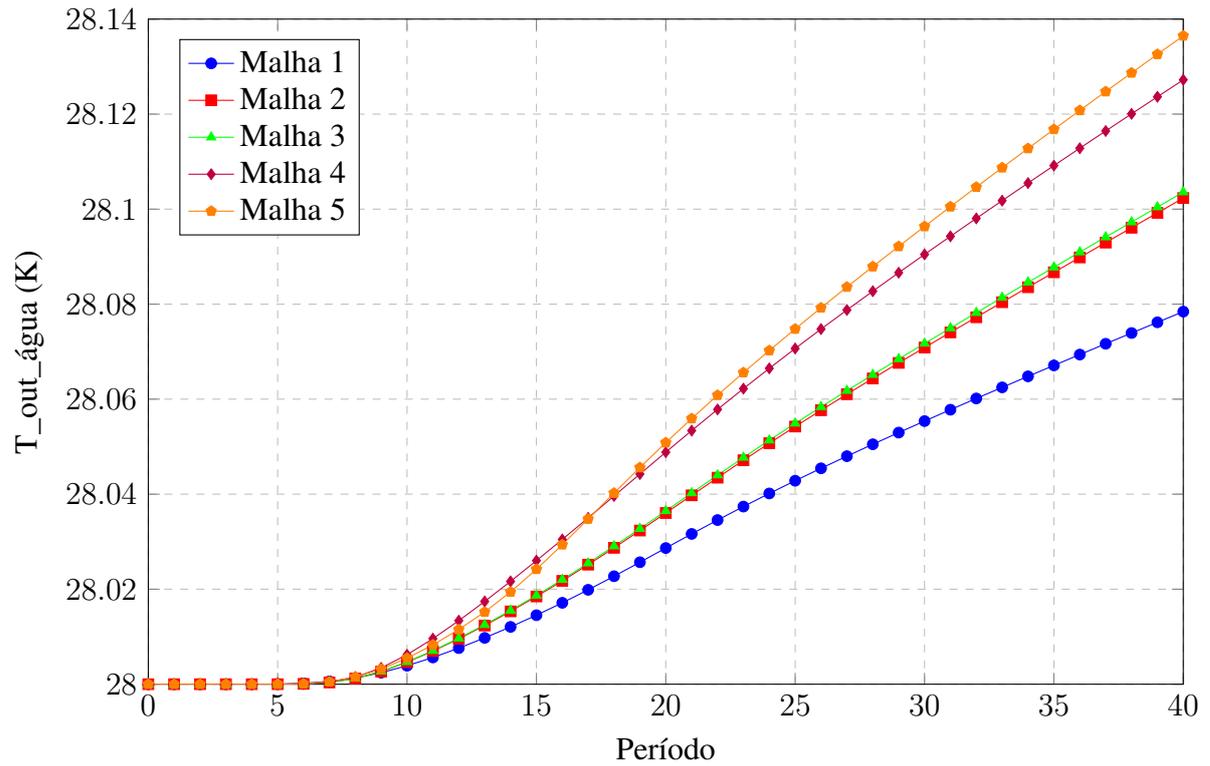


Figura 4.4 – Temperatura de saída da água para diferentes malhas ao longo dos períodos.

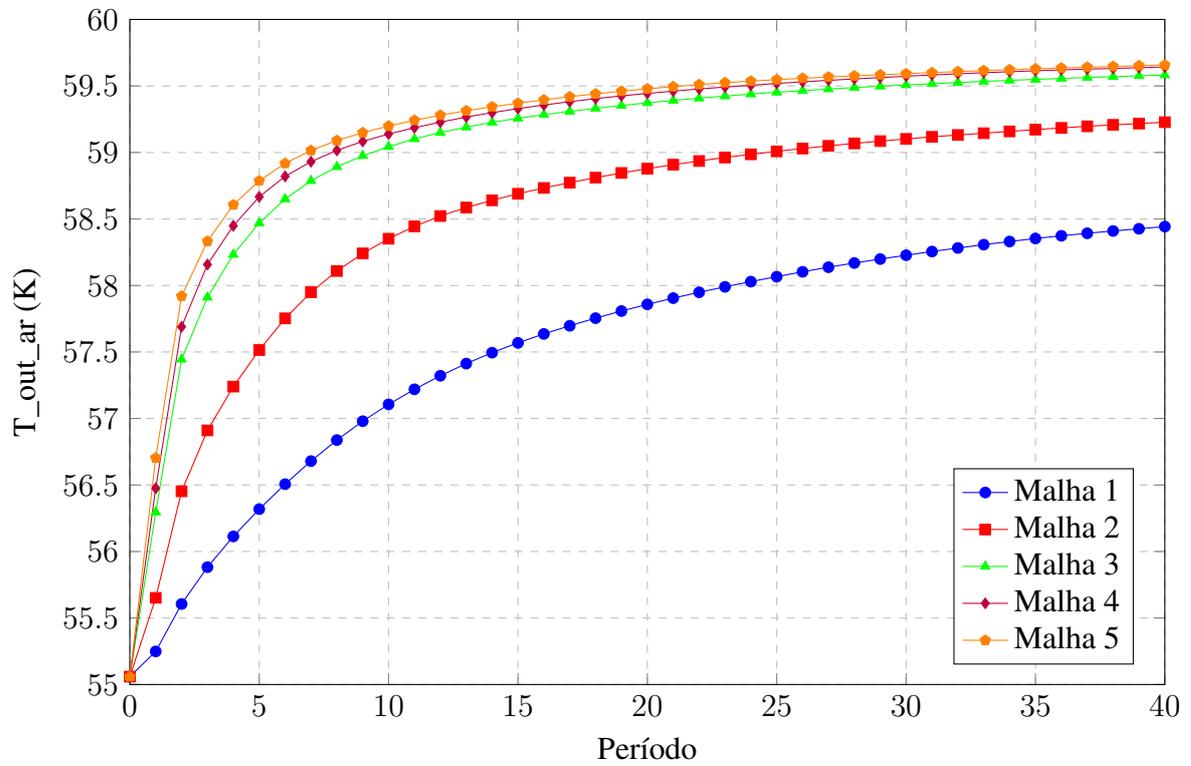


Figura 4.5 – Temperatura de saída do ar para diferentes malhas ao longo dos períodos.

de saída do ar, indicando que os resultados estão variando minimamente em relação número de elementos e, portanto, sendo constatada a independência de malha nos resultados.

No entanto, o aumento significativo no tempo de processamento deve ser considerado na escolha da malha ideal. A malha 2, com 280482 elementos, demonstra oferecer um bom equilíbrio entre precisão e custo computacional e, portanto, foi escolhida para a continuidade dos cálculos computacionais.

### 4.3 Condições de Contorno

Para representar adequadamente o movimento oscilatório das partículas em um regime termoacústico, é necessário estabelecer condições de contorno no domínio computacional que descrevam com precisão esse comportamento para garantir uma representação coerente do movimento das partículas no contexto termoacústico.

Nesse sentido, é possível considerar funções periódicas para a massa específica, pressão e velocidade do fluido e aplicá-las às equações de continuidade e momento, resultando em expressões para pressão e velocidade oscilantes. Isso permite uma representação coerente do movimento oscilatório das partículas no contexto termoacústico. Uma dedução mais detalhada foi desenvolvida por Rahpeima e Ebrahimi (2019), ou similarmente por Allafi e Saat (2022), que resultou nas seguintes relações:

$$u_1 = \frac{P_a}{\rho c} \sin(k_a x_1) \cos(2\pi f t + \theta), \quad (4.1)$$

$$P_2 = P_a \cos(k_a x_2) \cos(2\pi f t), \quad (4.2)$$

onde  $u_1$  e  $P_2$  representam a pressão e velocidade oscilatórias do ar, respectivamente.  $P_a$  é a pressão acústica no local do antinó e de pressão,  $k_a$  é o número de onda,  $f$  é a frequência,  $c$  é a velocidade do som e  $\theta$  é o ângulo de fase entre pressão e velocidade. Os termos  $x_1$  e  $x_2$  representam as localizações da entrada e saída aplicadas nas condições de contorno, enquanto  $t$  refere-se à variável temporal (Allafi; Saat, 2022).

Vale destacar que o guia de onda possui uma seção preenchida com ar, sujeita a fenômenos termoacústicos. Dentro desse volume de controle específico, a velocidade resultante se anula ao longo de um ciclo completo devido à presença de uma onda estacionária. Diante disso, foram empregadas as Equações 4.1 e 4.2, sendo a primeira responsável por descrever a

velocidade de oscilação do ar ( $u_1$ ) na entrada, e a segunda, por representar a pressão de oscilação ( $P_2$ ) na saída do volume de controle associado ao guia de onda.

Os valores das variáveis e propriedades nas equações para  $u_1$  e  $P_2$  foram definidos conforme segue:  $P_a = 5$  Pa,  $k_a = 1,998$  m<sup>-1</sup>,  $x_1 = 0,195$  m,  $x_2 = 0,215$  m,  $f = 110$  Hz,  $c = 346$  m/s,  $\theta = 85^\circ$ . Tais valores foram extraídos de um estudo paralelo em andamento no software DELTAEC. A temperatura do ar na entrada do trocador de calor foi fixada em 60°C.

Outra área que demanda a definição de condições de contorno é a referente ao tubo por onde circula o fluido refrigerante no trocador de calor. Portanto, estabeleceu-se uma vazão volumétrica de 1,2 L/min na entrada e uma pressão manométrica nula na saída do volume de controle. A temperatura do fluido na entrada foi definida como a temperatura ambiente, considerada 28°C neste cenário.

As propriedades termofísicas dos fluidos utilizadas na simulação computacional, incluindo a permeabilidade magnética relativa, estão apresentadas na Tabela 4.2 a seguir.

Tabela 4.2 – Propriedades termofísicas dos fluidos. Extraído de Alegretti (2022).

	Ferrofluido EFH3	Ar
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]	1420	1.225
Condutividade Térmica [W/(m.K)]	0.12	0.0242
Viscosidade Dinâmica [Pa.s]	0.012	1.79e-5
Permeabilidade Magnética Relativa	3.4	1.0

#### 4.4 Configurações de Processamento

Para a resolução do campo de escoamento dos fluidos, foi adotado um modelo laminar. Na questão do acoplamento pressão-velocidade, optou-se pelo algoritmo PISO (Pressure-Implicit with Splitting Operators), seguindo a prática de autores como Allafi e Saat (2022), Saat *et al.* (2019), Ilori *et al.* (2018) e Yu *et al.* (2010a) em estudos semelhantes. Adicionalmente, um esquema upwind de segunda ordem foi aplicado para solucionar a formulação transiente e a discretização espacial da pressão e do momento.

##### 4.4.1 Discretização temporal

O tamanho do passo de tempo no cálculo numérico transiente foi determinado de acordo com uma expressão (Eq. 4.3) utilizada em estudos anteriores (Allafi *et al.*, 2021; Saat; Jaworski, 2017a), visando obter uma solução quase estacionária entre um período de oscilação e outro.

$$\Delta t = \frac{1}{1200f}, \quad (4.3)$$

onde  $\Delta t$  é o tamanho do passo de tempo e  $f$  é a frequência adotada. O valor de  $\Delta t$  foi considerado adequado para a convergência nos estudos citados e, portanto, foi utilizado neste estudo. A expressão indica que são necessários 1200 passos de tempo para atingir um período completo de oscilação.

Para alcançar uma solução quase-estacionária, o número de passos de tempo foi estabelecido como equivalente a 50 períodos completos de oscilação do ar. Essa estratégia é especialmente útil em problemas com natureza transiente ou oscilatória, onde uma solução estacionária pura é difícil de obter. Nesses casos, o escoamento tende a um estado quase estacionário, com variações mínimas entre períodos, permitindo capturar o comportamento periódico dominante do fluido de forma precisa. A escolha por essa abordagem busca equilibrar a precisão dos resultados com a eficiência computacional.

Para garantir a estabilidade e a acurácia da simulação, o número de Courant (CFL - Courant–Friedrichs–Lewy) deve ser cuidadosamente controlado. De modo geral, valores de CFL próximos de 1 indicam que o tempo de deslocamento de uma partícula de fluido entre duas células da malha é aproximadamente igual ao passo de tempo utilizado na simulação. No entanto, em simulações envolvendo trocadores de calor, especialmente aquelas que incluem efeitos termoacústicos e campos magnéticos, é crucial manter os valores de CFL abaixo de 1 para evitar instabilidades numéricas. Valores entre 0,1 e 0,5 são considerados ideais, pois garantem uma boa resolução temporal sem comprometer a eficiência computacional.

Nas Figuras 4.6, 4.7 e 4.8, o número de Courant é representado por uma escala de cores que varia de 0 (azul) até aproximadamente 1 (vermelho). Regiões com valores mais baixos de CFL aparecem em tons de azul, enquanto valores mais altos se aproximam do vermelho. A faixa intermediária, que abrange valores típicos entre 0,2 e 0,6, é indicada por cores como verde e amarelo.

Na Figura 4.6, é apresentada a distribuição do número de Courant para o tubo de seção circular (à esquerda) e o tubo de seção elíptica (à direita), em um corte no plano ZX. Observa-se que os valores mais elevados estão concentrados na região de escoamento do ferrofluido dentro do tubo de cobre, o que era esperado, devido à maior velocidade do fluido refrigerante nessa área, em comparação com a velocidade do ar no guia de ondas. Além disso, os contornos indicam valores de CFL abaixo de 0,6 no domínio do ferrofluido e valores próximos

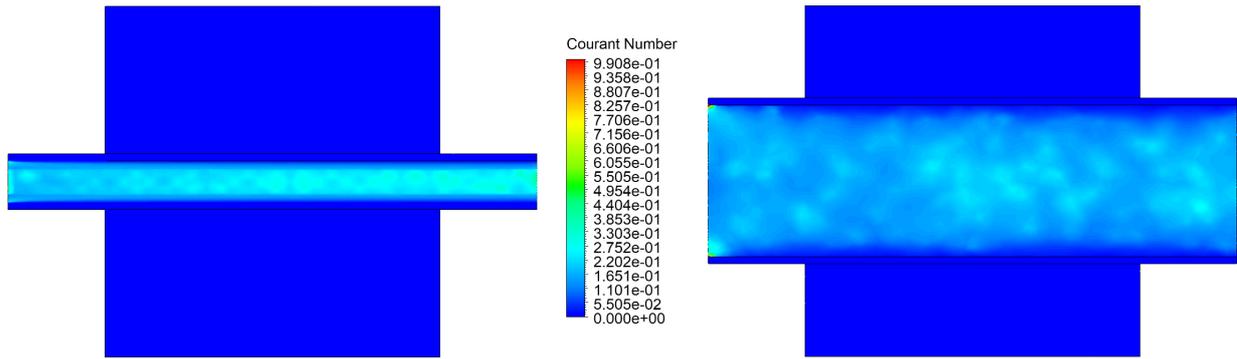


Figura 4.6 – Contorno do número de Courant para o trocador de calor no plano ZX.

de 0 no domínio do ar, sugerindo uma boa discretização temporal nessa seção do plano.

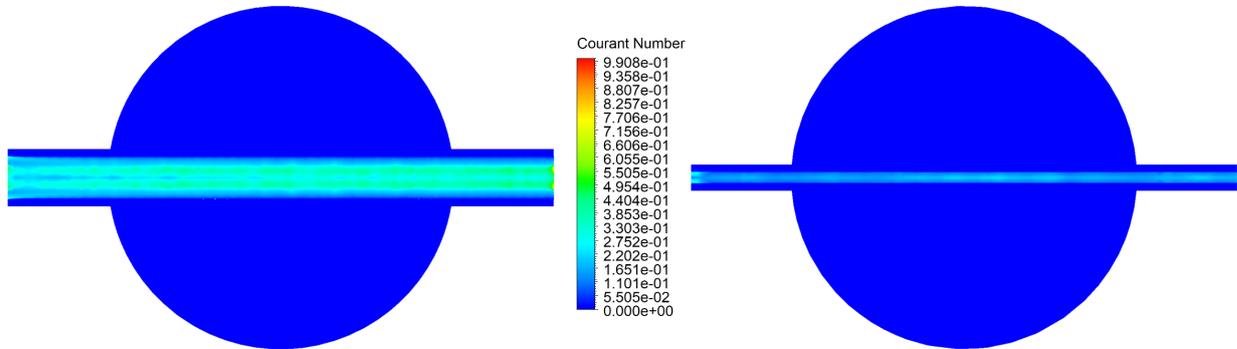


Figura 4.7 – Contorno do número de Courant para o trocador de calor no plano YZ.

A Figura 4.7 apresenta a mesma análise para o tubo de seção circular (à esquerda) e o tubo de seção elíptica (à direita), agora em um corte no plano YZ. Nota-se uma distribuição mais homogênea dos valores de Courant ao longo da seção do ferrofluido, refletindo uma boa discretização temporal, com valores de CFL abaixo de 0,6 neste plano.

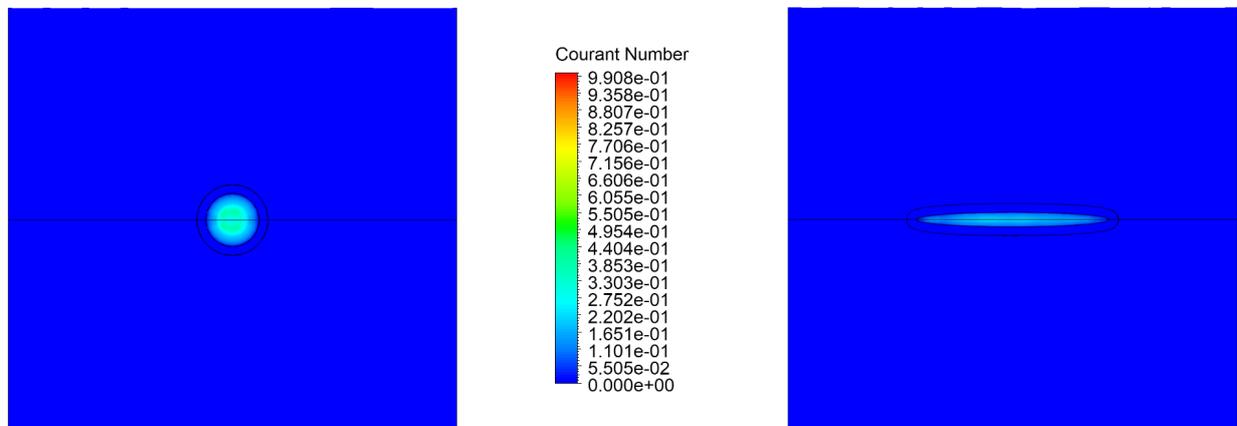


Figura 4.8 – Contorno do número de Courant para o trocador de calor no plano XY.

Por fim, a Figura 4.8 apresenta a última comparação visual do número de Courant entre as duas geometrias, desta vez em um corte no plano XY. Novamente, observam-se valores de CFL próximos de 0 no domínio do ar, enquanto no domínio do ferrofluido, os valores não ultrapassam 0,6, confirmando uma boa discretização temporal no domínio tridimensional computacional.

A análise conjunta das três figuras sugere que a discretização temporal utilizada foi eficaz em capturar as principais características do escoamento em ambas as configurações, sem introduzir oscilações espúrias ou erros numéricos significativos. A avaliação do contorno do número de Courant indica que a maioria das regiões do trocador de calor opera com valores de CFL dentro de uma faixa segura, atendendo aos critérios de estabilidade da simulação, o que reforça que a discretização temporal foi bem configurada.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados da modelagem computacional foram validados comparando-se os dados experimentais e computacionais. Para o Caso (a), os resultados da validação do modelo computacional para o ar em fluxo livre foram comparados com as descobertas experimentais. A partir desses resultados, o modelo CFD foi expandido e adaptado para incluir situações mais complexas, como o regime de ar oscilatório, capturando os efeitos do fenômeno termoacústico, e o regime termomagnético, aprofundando a análise para os casos (b), (c) e (d).

### 5.1 Resultados do Caso (a)

As abordagens experimental e computacional, considerando ar em fluxo livre, exibiram pequenas variações de temperatura entre a entrada e a saída do fluido, tanto para o tubo de cobre com seção interna circular quanto para o elíptico. Além disso, houve uma correspondência próxima entre os valores reais e os simulados. Os resultados experimentais e computacionais, com ar em fluxo livre, estão listados na Tabela 5.1 para o caso circular e na Tabela 5.2 para o caso elíptico.

Tabela 5.1 – Valores de temperatura experimentais e computacionais obtidos para o caso do tubo de cobre circular.

<b>Valores de temperatura obtidos</b>	$T_{in,agua}$	$T_{out,agua}$	$\Delta T_{agua}$	$T_{in,ar}$	$T_{out,ar}$	$\Delta T_{ar}$
Experimento, °C	28.00	28.14	0.14	60.00	59.66	-0.34
CFD, °C	28.00	28.13	0.13	60.00	59.83	-0.17

Tabela 5.2 – Valores de temperatura experimentais e computacionais obtidos para o caso do tubo de cobre elíptico.

<b>Valores de temperatura obtidos</b>	$T_{in,agua}$	$T_{out,agua}$	$\Delta T_{agua}$	$T_{in,ar}$	$T_{out,ar}$	$\Delta T_{ar}$
Experimento, °C	28.00	28.35	0.35	60.00	59.53	-0.47
CFD, °C	28.00	28.17	0.17	60.00	59.80	-0.20

A diferença nas variações de temperatura entre o experimento e a simulação pode ser atribuída às perdas de transferência de calor presentes no experimento, mas não contabilizadas na simulação. Essas perdas ocorrem, por exemplo, no segmento do tubo de cobre exposto ao ar e ao longo do guia de ondas. Embora o guia de ondas seja feito de um material com baixa condutividade térmica, ele ainda dissipa calor significativo através da convecção natural quando em um regime de estado estacionário.

## 5.2 Resultados do Caso (b)

Ao examinar o caso com ar em regime oscilatório, os resultados computacionais indicaram que o comportamento oscilatório foi efetivamente replicado usando as equações e métodos propostos por Rahpeima e Ebrahimi (2019) e Allafi e Saat (2022). A Fig. 5.1 exibe os vetores do campo de velocidade na amplitude máxima em ambas as direções negativa e positiva do eixo para (a) o tubo de cobre circular e (b) o tubo de cobre elíptico, onde o fluxo oscilatório é evidente. Isso sugere que o modelo computacional simula adequadamente o comportamento do sistema, capturando as oscilações inerentes ao processo de transferência de calor no trocador de calor.

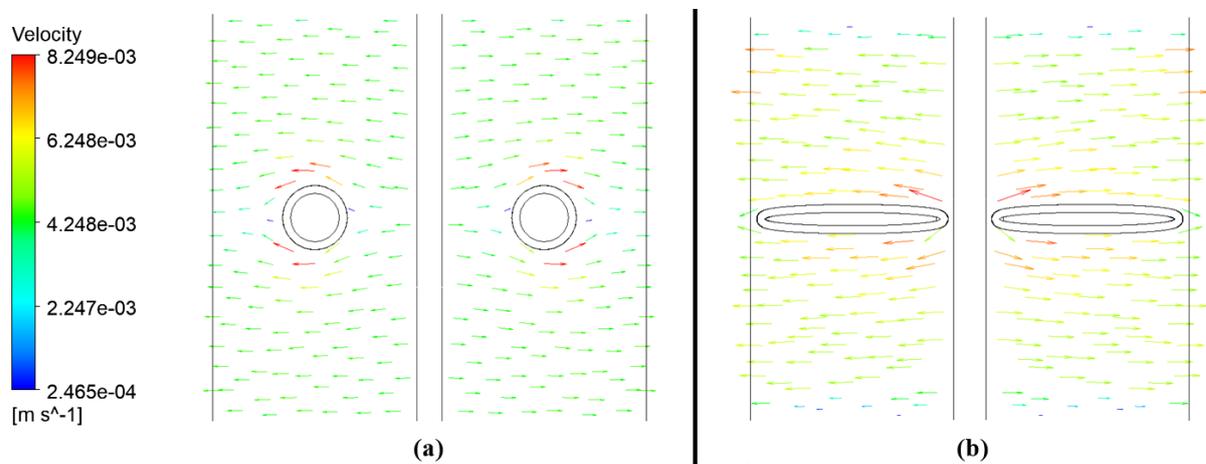


Figura 5.1 – Campo de velocidade representando a amplitude do fluxo oscilatório.

Vale ressaltar que não há fluxo de massa líquido no fluxo de ar, pois, sob a condição de onda estacionária, as partículas de ar oscilam em torno de um ponto médio fixo.

Os contornos de temperatura foram obtidos e podem ser encontrados na Fig. 5.2. Esses contornos foram extraídos das seções transversais do (a) guia de ondas e (b) tubo de cobre, no centro de seus respectivos eixos longitudinais. Pode-se observar na figura que a transferência de calor ocorre principalmente por condução, com pouca advecção perceptível devido às baixas amplitudes de velocidade nos fluxos e, conseqüentemente, baixos números de Reynolds. A convecção natural não ocorre, pois a aceleração da gravidade não foi considerada neste cálculo inicial.

Os contornos de temperatura para o caso do tubo com seção transversal elíptica também foram obtidos e são apresentados na Fig. 5.3. A visualização da figura revela, mais uma vez, que a condução térmica prevalece sobre o efeito de advecção, devido à baixa velocidade

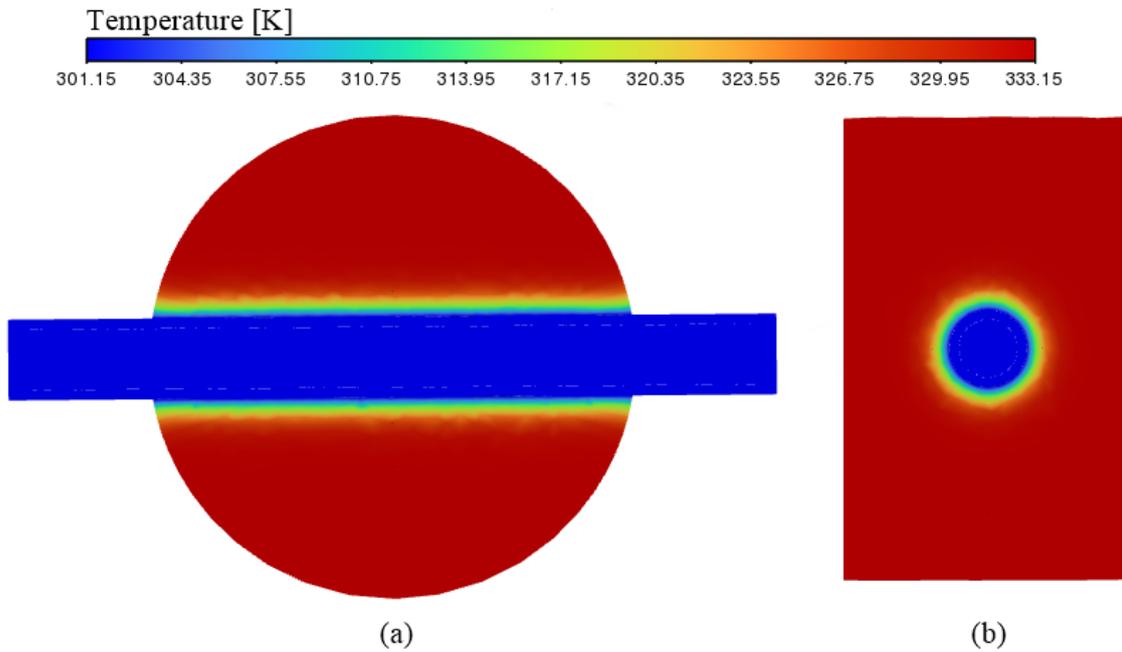


Figura 5.2 – Contornos de temperatura nas seções transversais no centro de (a) guia de ondas e (b) tubo de cobre.

dos dois fluidos. Considerando que um dos objetivos deste estudo é investigar especificamente a influência das variações na geometria e nas características do fluxo nas propriedades de advecção, torna-se necessário ajustar o modelo para tornar o fenômeno de advecção mais proeminente e perceptível.

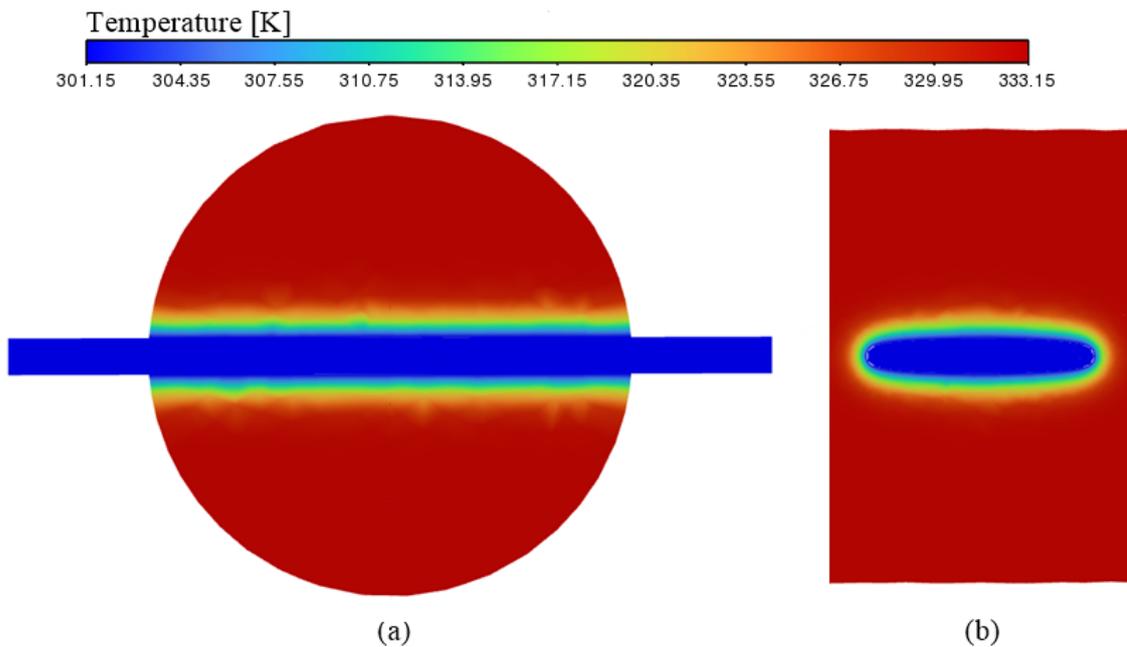


Figura 5.3 – Contornos de temperatura para o caso do tubo com seção transversal elíptica.

Os valores de temperatura do ar nas fronteiras do domínio computacional, bem como na entrada e saída da água, estão detalhados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Valores de temperatura obtidos computacionalmente para os casos do tubo de cobre circular e elíptico.

Valores de temperatura obtidos	$T_{in,water}$	$T_{out,water}$	$\Delta T_{water}$	$T_{in,air}$	$T_{out,air}$	$\Delta T_{air}$
Tubo de cobre circular, °C	28.00	28.15	0.15	60.00	59.71	-0.29
Tubo de cobre elíptico, °C	28.00	28.21	0.21	60.00	59.58	-0.42

Os resultados da Tabela 5.3 indicam que a geometria elíptica do tubo de cobre promove uma transferência de calor mais eficiente entre a água e o ar em comparação com a geometria circular, onde se observa que a variação de temperatura é maior no tubo elíptico (0.21 °C) em comparação com o tubo circular (0.15 °C).

### 5.3 Resultados do Caso (c)

Os resultados preliminares para o Caso (c) focaram na análise do efeito termomagnético nas propriedades do ferrofluido, desconsiderando o efeito termoacústico no ar (fluxo livre). Baseando-se no estudo de Ghosh *et al.* (2022), que demonstrou a variação da viscosidade e da condutividade térmica do ferrofluido em relação à aplicação de um campo magnético, foi investigada a influência do termomagnetismo sobre essas propriedades.

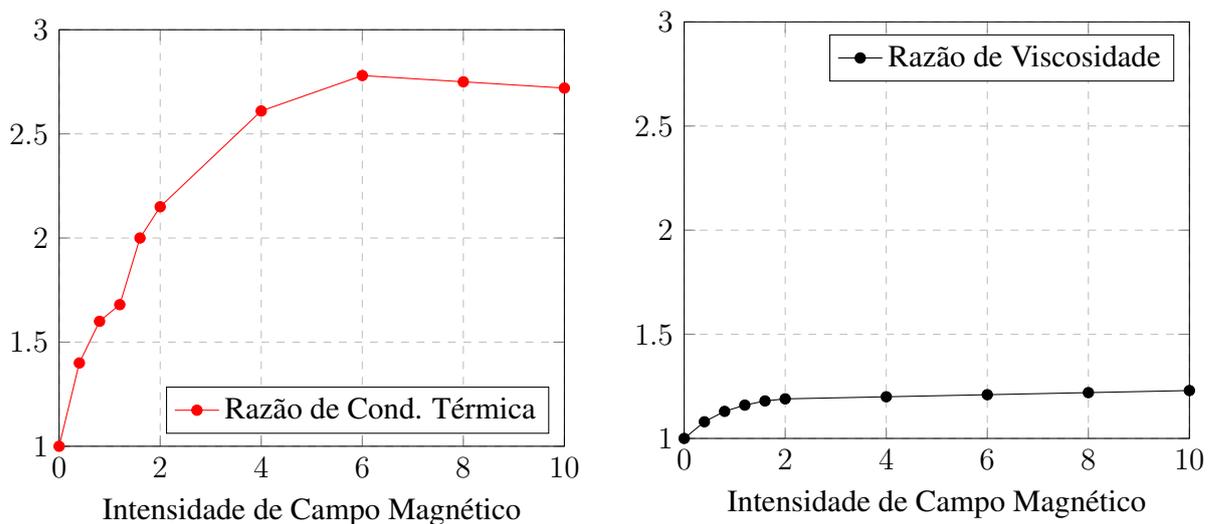


Figura 5.4 – Razão entre as propriedades efetivas (condutividade térmica à esquerda e viscosidade à direita) e as propriedades sem campo magnético do ferrofluido em função da intensidade do campo magnético.

A Figura 5.4 apresenta dois gráficos. O primeiro, à esquerda, ilustra a razão entre a condutividade térmica efetiva e a condutividade térmica sem a influência do campo magnético.

O segundo, à direita, mostra a razão entre a viscosidade efetiva e a viscosidade sem a influência do campo magnético. Ambos os gráficos demonstram o aumento da condutividade térmica e da viscosidade do ferrofluido em função do aumento da intensidade do campo magnético. As curvas foram replicadas a partir dos dados obtidos no estudo conduzido por Ghosh *et al.* (2022) e foram adotadas nesta análise preliminar.

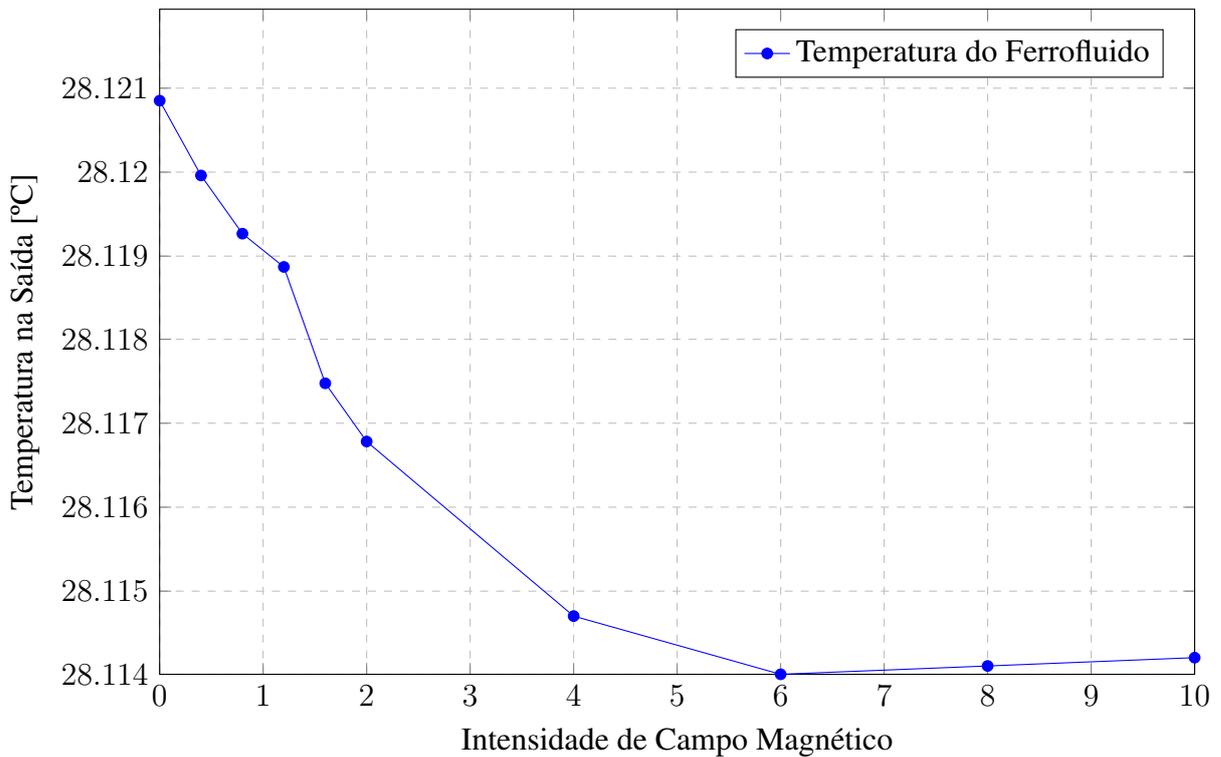


Figura 5.5 – Variação da temperatura de saída do ferrofluido em função da intensidade do campo magnético, desconsiderando o efeito termoacústico no ar.

A Figura 5.5 apresenta uma ligeira diminuição na temperatura de saída do ferrofluido à medida que a intensidade do campo magnético aumenta. Embora a Figura 5.4 demonstre um aumento na condutividade térmica do ferrofluido sob a influência do campo magnético, o que poderia levar a um aumento na temperatura de saída, a diminuição observada pode ser atribuída a outros fatores.

Uma possível explicação é a influência do campo magnético na convecção do ferrofluido. O aumento da viscosidade, também observado na Figura 5.4, pode levar a uma redução no número de Nusselt, indicando uma diminuição na taxa de transferência de calor por convecção. Essa redução na convecção pode compensar o aumento na condutividade térmica, resultando na diminuição da temperatura de saída observada.

## 5.4 Resultados do Caso (d)

Neste caso em análise, foram considerados tanto os efeitos termoacústicos quanto os termomagnéticos. A viscosidade dinâmica e a condutividade térmica do ferrofluido foram ajustadas com base na intensidade do campo magnético aplicado, conforme ilustrado nos gráficos da Fig. 5.4. Esses gráficos foram elaborados com base nos resultados apresentados por Ghosh *et al.* (2022).

Os gráficos apresentados na Fig. 5.6 ilustram a variação do número de Nusselt no ar em função do aumento da intensidade do campo magnético. A visualização gráfica oferece uma análise detalhada sobre como a intensificação do campo magnético afeta o desempenho térmico dos trocadores de calor. Os gráficos comparam diretamente o desempenho de dois tipos distintos de trocadores de calor: o trocador de calor com tubo de seção circular, mostrado à esquerda, e o trocador de calor com tubo de seção elíptica, mostrado à direita.

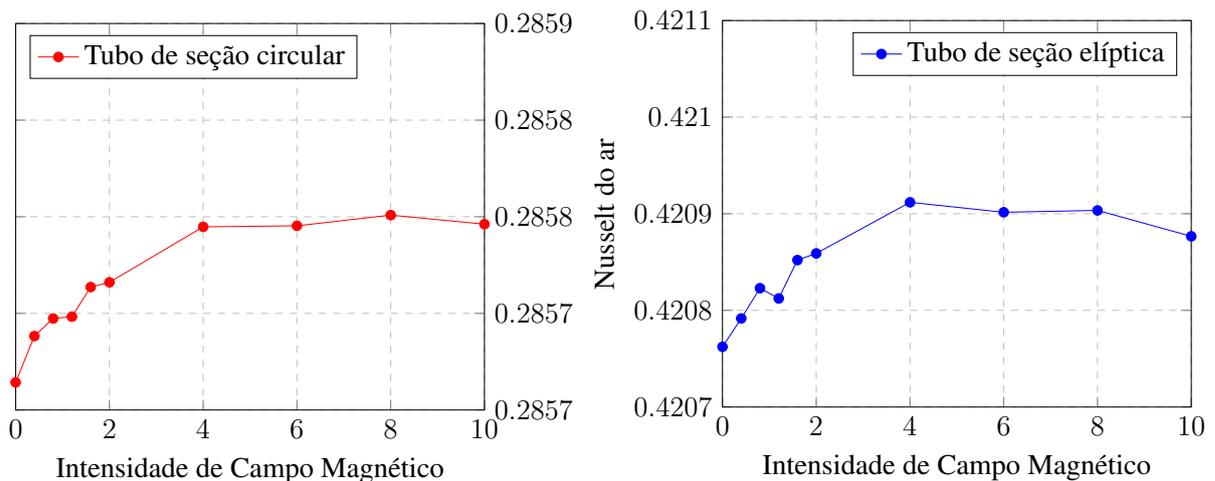


Figura 5.6 – Variação do número de Nusselt no ar em função da intensidade do campo magnético para os dois projetos de trocadores de calor analisados: de tubo com seção circular (à esquerda) e o de tubo com seção elíptica (à direita).

A análise dos gráficos revela que o número de Nusselt no ar aumenta com a intensidade do campo magnético para ambos os tipos de tubo em um comportamento similar ao da condutividade térmica no gráfico da Fig. 5.4. O gráfico para o tubo de seção elíptica mostra que o número de Nusselt é consistentemente maior em comparação com o tubo de seção circular. Isso sugere que a geometria elíptica proporciona uma maior eficiência na transferência de calor. A geometria do tubo elíptico possui uma maior área de interação entre fluido e superfície do cobre, resultando em uma melhoria significativa na troca de calor.

O gráfico representado na Figura 5.7 ilustra a variação do número de Nusselt sobre o ferrofluido em função do aumento da intensidade do campo magnético aplicado para as duas geometrias de tubos analisadas neste estudo.

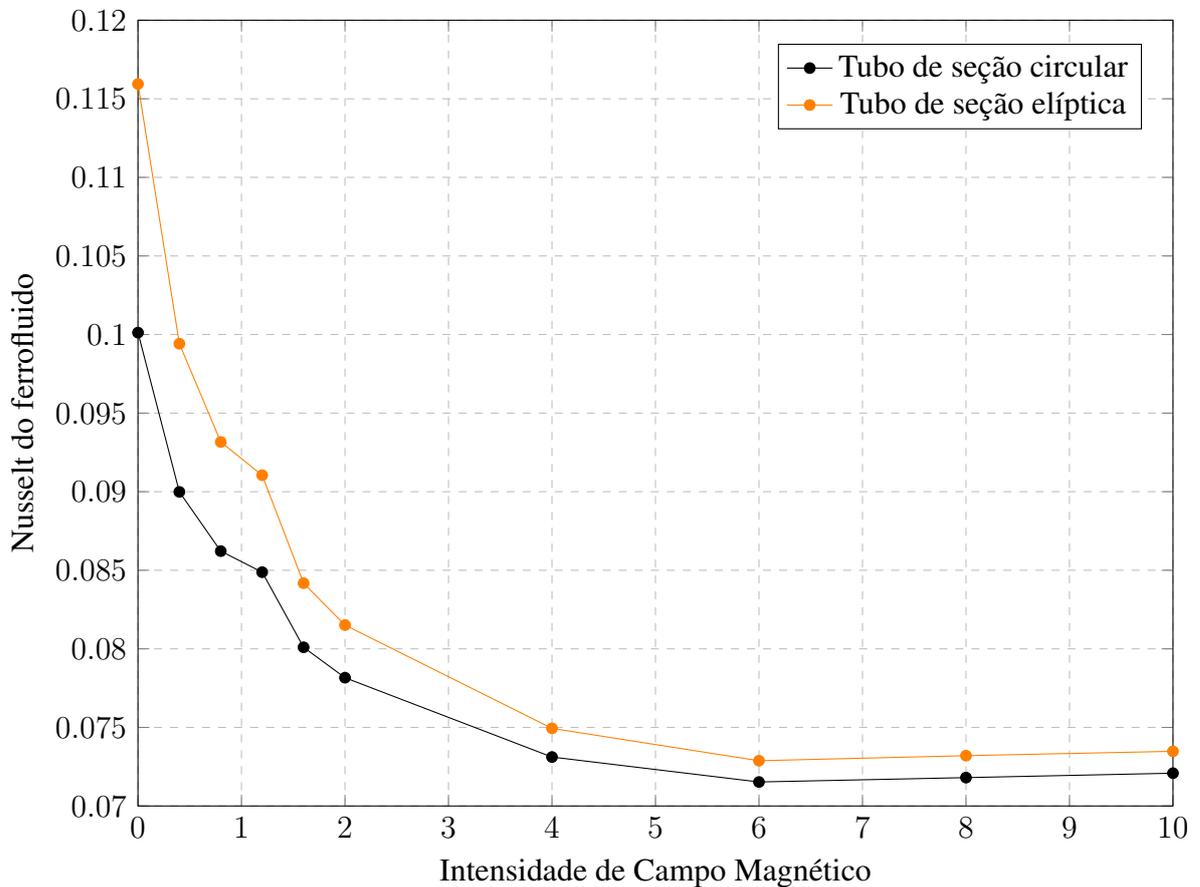


Figura 5.7 – Variação do número de Nusselt no ferrofluido em função da intensidade do campo magnético para os dois projetos de trocadores de calor analisados.

A Fig. 5.7 apresenta a variação do número de Nusselt no ferrofluido em função da intensidade do campo magnético para os dois tipos de tubo analisados. Observa-se que, para ambos os tipos de tubo, o número de Nusselt no ferrofluido diminui com o aumento da intensidade do campo magnético. Essa redução pode ser explicada pelo fato de que o aumento da intensidade do campo magnético eleva tanto a viscosidade quanto a condutividade térmica do ferrofluido. Com o aumento da viscosidade, a convecção é prejudicada, resultando em uma menor eficiência convectiva. Paralelamente, o aumento da condutividade térmica intensifica o efeito de condução térmica, o que também contribui para a diminuição do número de Nusselt. Assim, o equilíbrio entre a convecção e a condução térmica é alterado pela presença do campo magnético, refletindo-se na redução observada do número de Nusselt.

O resultado a seguir apresenta a representação gráfica da variação da temperatura do volume de ar no trocador de calor frio em função da intensidade do campo magnético aplicado. Esta análise visa ilustrar como as mudanças na intensidade do campo magnético influenciam a eficiência térmica do trocador de calor.

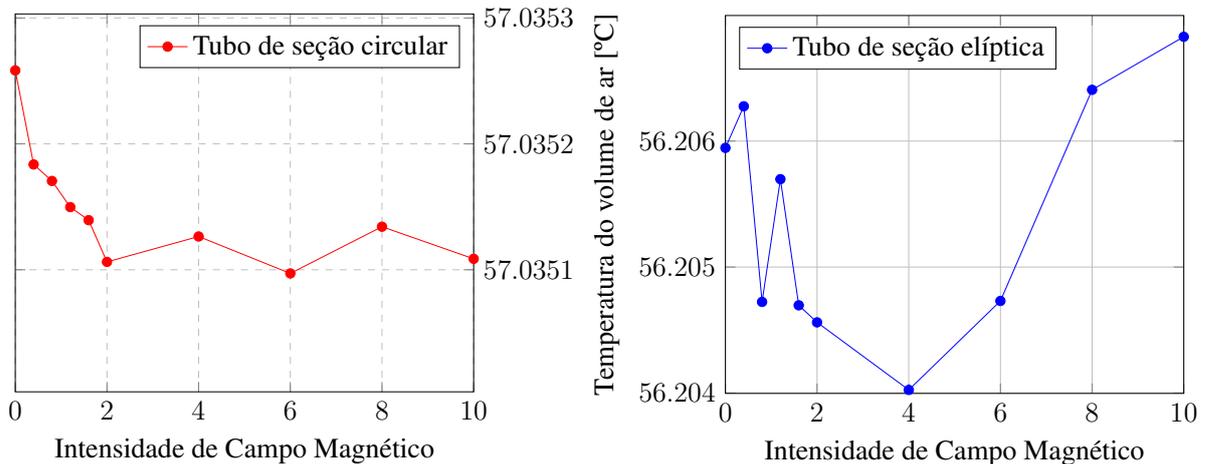


Figura 5.8 – Variação da temperatura do volume de ar em função da intensidade do campo magnético para os dois projetos de trocadores de calor analisados

Uma das principais motivações desta pesquisa é identificar maneiras eficazes de reduzir a temperatura do ar no trocador de calor frio, com o objetivo de criar um gradiente térmico mais acentuado no motor termoacústico e, assim, aumentar sua eficiência operacional.

Desta forma, observa-se nos gráficos da Fig. 5.8 que, com uma intensidade de campo magnético de 6 no tubo de seção circular e de 4 no tubo de seção elíptica, a temperatura do ar atinge os valores mais baixos registrados nas simulações computacionais. Isso sugere que essas intensidades são ideais para promover as maiores reduções na temperatura do ar. No entanto, as curvas de temperatura não revelam um padrão claro e consistente, o que indica a necessidade de realizar mais testes para obter resultados mais precisos e conclusivos.

Os gráficos ilustrados na figura a seguir representam a variação da temperatura de saída do ferrofluido em função da intensidade do campo magnético. A análise comparativa entre os dois projetos desenvolvidos de trocadores de calor nos permite observar como a geometria do tubo e os efeitos termomagnéticos influenciam a eficiência térmica do ferrofluido sob diferentes intensidades de campo magnético.

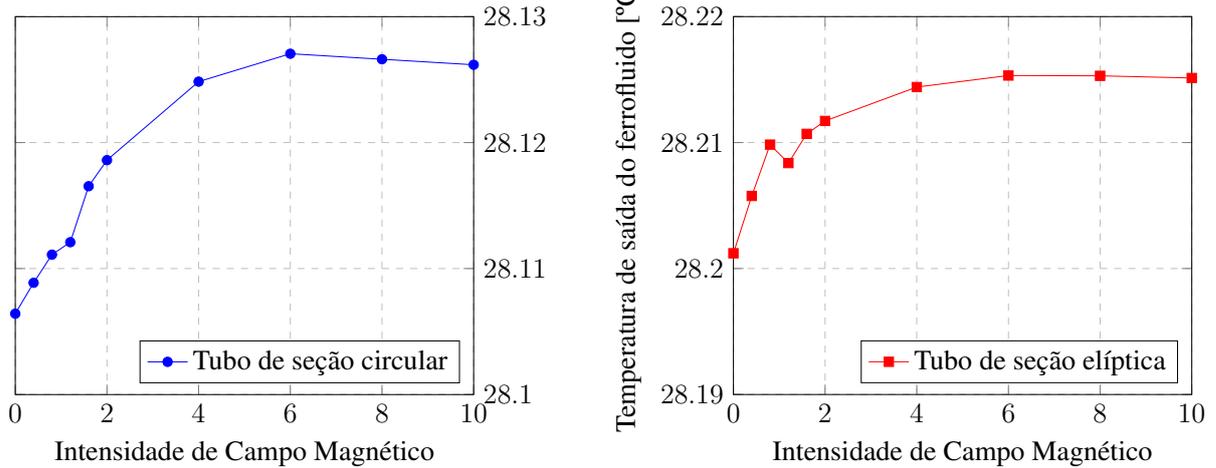


Figura 5.9 – Variação da temperatura de saída do ferrofluido em função da intensidade do campo magnético para os dois projetos de trocadores de calor analisados

Em ambas as curvas presentes no Fig 5.9 é possível observar uma elevação gradual da temperatura de saída do ferrofluido à medida que a intensidade do campo magnético aumenta. Apesar das variações observadas, é importante notar que as mudanças na temperatura de saída do ferrofluido são relativamente pequenas em ambos os casos, o que sugere que o campo magnético, dentro da faixa testada, não causa uma perturbação significativa na transferência de calor, mas ainda assim tem um impacto mensurável.

## 6 CONCLUSÕES

Simulações computacionais com ar em regime termoacústico revelaram a efetividade do modelo CFD em capturar as características oscilatórias no trocador de calor termoacústico. A Figura 5.1 apresenta as distribuições de velocidade, demonstrando a capacidade precisa do modelo em simular o comportamento do sistema. Os contornos de temperatura nas Figuras 5.2 e 5.3 indicam que a transferência de calor ocorre majoritariamente por condução, com advecção mínima devido às baixas amplitudes de velocidade.

Uma das principais constatações desta pesquisa foi a superioridade do tubo elíptico sobre o tubo circular em termos de eficiência térmica. O tubo elíptico apresentou, consistentemente, variações de temperatura mais acentuadas entre as entradas e saídas dos volumes de controle em todos os cenários analisados. Essa observação sugere que a geometria do tubo possui importante influência na otimização da troca térmica em sistemas termoacústicos.

No Caso (c), onde se desconsiderou o efeito termoacústico no ar e se focou no efeito termomagnético em um ferrofluido, os resultados evidenciaram uma diminuição na temperatura de saída do ferrofluido com o aumento da intensidade do campo magnético (Figura 5.5). Essa diminuição é atribuída à influência do campo magnético sobre a convecção e à complexa interação entre a condutividade térmica, a viscosidade e o movimento do ferrofluido. A simulação sugeriu que o campo magnético pode intensificar os processos de transferência de calor por meio de uma combinação de efeitos termomagnéticos e de modificação das propriedades físicas do fluido.

Os resultados do Caso (d) revelam uma interação complexa entre os efeitos termoacústicos e termomagnéticos no desempenho dos trocadores de calor. Observa-se que a intensidade do campo magnético afeta significativamente o número de Nusselt no ar e no ferrofluido. No caso do ar, o número de Nusselt aumenta para ambos os tipos de tubo, sendo mais acentuado na geometria elíptica, sugerindo uma maior eficiência na transferência de calor. No entanto, para o ferrofluido, o aumento da intensidade do campo magnético resulta em uma diminuição no número de Nusselt, provavelmente devido à combinação do aumento da viscosidade e da condutividade térmica, que prejudica a convecção e favorece a condução. Isso implica que, embora a geometria elíptica seja mais eficaz em termos de troca térmica,

a presença de um campo magnético pode alterar o equilíbrio entre convecção e condução, impactando o desempenho geral do sistema.

Além disso, a análise das temperaturas de saída do ferrofluido indica que a intensidade do campo magnético provoca uma elevação gradual da temperatura em ambos os tipos de tubo, mas as variações são relativamente pequenas, sugerindo um impacto limitado na transferência de calor. Esses resultados indicam que, apesar da influência mensurável do campo magnético, o seu efeito dentro da faixa testada não é suficientemente significativo para causar grandes perturbações no desempenho térmico do ferrofluido.

Com base nos resultados obtidos, há várias direções promissoras para pesquisas futuras que podem expandir e refinar os achados desta investigação. Algumas sugestões de trabalhos futuros incluem:

- Desenvolvimento de um modelo analítico: A criação de um modelo analítico mais avançado é essencial para aumentar a confiabilidade dos resultados e permitir uma análise mais aprofundada das propriedades físicas do ferrofluido sob diferentes condições termoacústicas e termomagnéticas.
- Estudo aprofundado da interação entre propriedades físicas: A interação entre condutividade térmica, viscosidade e convecção em ferrofluidos sob a influência de campos magnéticos deve ser investigada mais detalhadamente, para entender como esses fatores influenciam a eficiência de troca térmica e o comportamento do fluido em condições operacionais variadas.
- Desenvolvimento de um experimento para validação: A elaboração de um experimento focado no termomagnetismo seria capaz de validar tanto o modelo computacional quanto o modelo analítico, oferecendo uma base sólida para comparação entre resultados teóricos e empíricos, especialmente no que diz respeito ao comportamento dos ferrofluidos.
- Estudo do acoplamento entre campos termoacústicos e termomagnéticos: A investigação de como esses dois fenômenos interagem poderia fornecer uma interpretação mais aprofundada sobre a otimização de trocadores de calor, especialmente em sistemas acoplados que envolvem esses dois campos simultaneamente.
- Aprimoramento do modelo computacional: Integrar o módulo de Magnetohydrodynamics (MHD) no ANSYS Fluent seria uma evolução importante do modelo computacional

atual, o que permitiria simular de maneira mais detalhada os efeitos de campos magnéticos em fluidos condutivos, trazendo maior precisão aos estudos de escoamento de ferrofluido em trocadores de calor termoacústicos.

Essas propostas de trabalho visam aprofundar a compreensão dos fenômenos investigados neste estudo, contribuindo para a otimização de sistemas termoacústicos e termomagnéticos em futuras aplicações industriais e de pesquisa.

## REFERÊNCIAS

- Afifah, A.; Syahrullail, S.; Sidik, N. Magnetoviscous effect and thermomagnetic convection of magnetic fluid: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 55, p. 1030–1040, 2016.
- Alamir, M. A. Thermoacoustic energy conversion devices: Novel insights. **Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences**, v. 77, p. 130–144, 2021.
- Alegretti, C. F. **Convecção térmica em fluidos magnéticos sob ação de campos não uniformes**. Campinas, Brasil: [s.n.], 2022. Thesis (PhD) in Mechanical Engineering.
- Allafi, W. A.; Saat, F. A. Z. M. Entrance and exit effects on oscillatory flow within parallel-plates in standing-wave thermoacoustic system with two different operating frequencies. **Journal of King Saud University – Engineering Sciences**, v. 77, p. 350–360, 2022.
- Allafi, W. A.; Saat, F. A. Z. M.; Mao, X. Fluid dynamics of oscillatory flow across parallel-plates in standing-wave thermoacoustic system with two different operation frequencies. **Engineering Science and Technology, an International Journal**, v. 24, p. 41–49, 2021.
- Backhaus, S.; Reid, R. S. A self-circulating heat exchanger for use in stirling and thermoacoustic-stirling engines. **AIP Conference Proceedings**, 2005.
- Backhaus, S.; Swift, G. W. A thermoacoustic stirling heat engine. **Nature**, v. 399, p. 335–338, 1999.
- Backhaus, S.; Swift, G. W. A thermoacoustic-stirling heat engine: Detailed study. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 107, n. 6, p. 3148–3166, 2000.
- Bannwart, F. **Methods for the transfer matrix evaluation of thermoacoustic cores with application to the design of thermoacoustic engines**. Tese (Doutorado) — Université du Maine / Unicamp, 2014.
- Bardool, R.; Bakhtyari, A.; Esmailzadeh, F.; Wang, X. Nanofluid viscosity modeling based on the friction theory. **Journal of Molecular Liquids**, v. 286, p. 110923, 2019.
- Bashirnezhad, K.; Bazri, S.; Safaei, M. R.; Goodarzi, M.; Dahari, M.; Mahian, O.; Dalkılıç, A. S.; Wongwises, S. Viscosity of nanofluids: a review of recent experimental studies. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 73, p. 114–123, 2016.
- Batchelor, G. The effect of brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. **Journal of fluid mechanics**, v. 83, n. 1, p. 97–117, 1977.
- Blok, K. de. Novel 4-stage traveling wave thermoacoustic power generator. In: **Proceedings of ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting and 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels**. [S.l.: s.n.], 2010.

- Bouramdane, Z.; Bah, A.; Alaoui, M.; Martaj, N. Numerical analysis of thermoacoustically driven thermoacoustic refrigerator with a stack of parallel plates having corrugated surfaces. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**, 2022.
- Carter, R.; White, M.; Steele, A. **Private Communication of Atomics International Division of North American Aviation, Inc., 24 September 1962**. 1962.
- Ceperley, P. H. A pistonless stirling engine—the traveling wave thermoacoustic engine. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 92, n. 1, p. 295–307, 1979.
- Chen, G.; Tang, L.; Mace, B. R. Theoretical and experimental investigation of the dynamic behaviour of a standing-wave thermoacoustic engine with various boundary conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 123, p. 367–381, 2018.
- Das, P.; Colombo, M.; Prospero, D. Recent advances in magnetic fluid hyperthermia for cancer therapy. **Colloids and Surfaces B: Biointerfaces**, v. 174, p. 42–55, 2019.
- Einstein, A. A new determination of molecular dimensions. **Ann. Phys.**, v. 19, p. 289–306, 1906.
- Emam, M. M. **Experimental Investigations on a Standing-Wave Thermoacoustic Engine**. Dissertação (Mestrado) — Faculty of Engineering, Cairo University, Giza, Egypt, jun 2013. Thesis (M.Sc.) in Mechanical Power Engineering.
- Carvalho Ferro, B. A. P. de. **Síntese otimizada da matriz de transferência de núcleos de motores termoacústicos a partir de modelo experimental no contexto linear de Rott**. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brasil, 2023. Thesis (M.Sc.) in Mechanical Engineering.
- Frankel, N.; Acrivos, A. On the viscosity of a concentrated suspension of solid spheres. **Chemical Engineering Science**, v. 22, n. 6, p. 847–853, 1967.
- Ganguly, R.; Gaiind, A. P.; Sen, S.; Puri, I. K. Analyzing ferrofluid transport for magnetic drug targeting. **Journal of Magnetism and Magnetic Materials**, v. 289, p. 331–334, 2005.
- Gardner, D. L.; Swift, G. W. A cascade thermoacoustic engine. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 114, n. 4, p. 1905–1919, 2003.
- Ghosh, D.; Meena, P. R.; Das, P. K. Heat transfer from a ferrofluid during generalized couette flow through parallel plates in the presence of an orthogonal magnetic field. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 164, 2021.
- Ghosh, D.; Meena, P. R.; Das, P. K. A fully analytical solution of convection in ferrofluids during couette-poiseuille flow subjected to an orthogonal magnetic field. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 130, 2022.
- Gomes, D. L. **Síntese e exploração da matriz de transferência de núcleos de motores termoacústicos a partir de desempenho arbitrário**. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brasil, 2019. Thesis (M.Sc.) in Mechanical Engineering.
- Haddad, C.; Périlhona, C.; Danlosa, A.; François, M.-X.; Descombessa, G. Some efficient solutions to recover low and medium waste heat: competitiveness of the thermoacoustic technology. **Energy Procedia**, v. 50, p. 1056–1069, 2014.

Higgins, B. On the sound produced by a current of hydrogen gas passing through a tube. **Journal of natural philosophy, chemistry and the arts**, v. 1, n. 129-131, p. 2, 1802.

Ilori, O. M.; Jaworski, A. J.; Mao, X. Experimental and numerical investigations of thermal characteristics of heat exchangers in oscillatory flow. **Applied Thermal Engineering**, v. 144, p. 910–925, 2018.

Ishikawa, H.; Hobson, P. A. Optimization of heat exchanger design in a thermoacoustic engine using a second law analysis. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 23, n. 3, 5 1996.

Jaworski, A. J.; Mao, X. Development of thermoacoustic devices for power generation and refrigeration. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 227, p. 762–782, 2013.

Jaworski, A. J.; Piccolo, A. Heat transfer processes in parallel-plate heat exchangers of thermoacoustic devices - numerical and experimental approaches. **Applied Thermal Engineering**, v. 42, p. 145–153, 2012.

Kamsanam, W. **Development of experimental techniques to investigate the heat transfer processes in oscillatory flows**. Tese (Doutorado) — University of Leicester, Leicester, United Kingdom, 2014.

Khedher, N. B.; Shahabadi, M.; Alghawli, A. S.; Hulme, C. N.; Mehryan, S. A. M. Numerical study of the flow and thermomagnetic convection heat transfer of a power law non-newtonian ferrofluid within a circular cavity with a permanent magnet. **Mathematics**, v. 10, p. 2612, 2022.

Kinsler, L. E.; Frey, A. R.; Coppens, A. B.; Sanders, J. V. **Fundamentals of acoustics**. [S.l.]: John Wiley Sons, 2000.

Kirchhoff, G. Ueber den einfluss der wärmeleitung in einem gase auf die schallbewegung. **Annalen der Physik**, v. 210, n. 6, p. 177–193, 1868.

Kramers, H. Vibrations of a gas column. **Physica**, v. 15, n. 11, p. 971–984, 1949.

Lajvardi, M.; Moghimi-Rad, J.; Hadi, I.; Gavili, A.; Isfahani, T. D.; Zabihi, F.; Sabbaghzadeh, J. Experimental investigation for enhanced ferrofluid heat transfer under magnetic field effect. **Journal of Magnetism and Magnetic Materials**, v. 322, p. 3508–3513, 2010.

Li, M.; Zhu, L. Interfacial instability of ferrofluid flow under the influence of a vacuum magnetic field. **Appl. Math. Mech.**, v. 42, p. 1171–1182, 2021.

Li, Q.; Xuan, Y.; Wang, J. Experimental investigations on transport properties of magnetic fluids. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 30, n. 2, p. 109–116, 2005.

Lin, C. A.; Saat, F. A. Z. M.; Anuar, F. S. Heat transfer for the oscillatory flow of thermoacoustics across an in-line tube-banks heat-exchanger. **Heat Transfer Engineering**, v. 44, p. 865–883, 2023.

Lübbe, A. S.; Alexiou, C.; Bergemann, C. Clinical applications of magnetic drug targeting. **Journal of Surgical Research**, v. 95, n. 2, p. 200–206, 2001.

- Martins, A. F.; Bannwart, F. C. Analysis of the magnetic field influence on ferrofluid heat exchangers for applications in thermoacoustic engines. In: ABCM - Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. **Proceedings of the 27th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2023**. Florianópolis, SC, Brazil, 2023.
- Masoumi, N.; Sohrabi, N.; Behzadmehr, A. A new model for calculating the effective viscosity of nanofluids. **Journal of Physics D: Applied Physics**, v. 42, n. 5, p. 055501, 2009.
- Merkli, P.; Thomann, H. Transition to turbulence in oscillating pipe flow. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 68, p. 567–575, 1975.
- Minner, B. L.; Mongeau, L.; Braun, J. E. Optimization of thermoacoustic engine design variables for maximum performance. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 98, n. 5<sup>supplement</sup>, p.2961 – –2962, 111995.
- Mooney, M. The viscosity of a concentrated suspension of spherical particles. **Journal of colloid science**, v. 6, n. 2, p. 162–170, 1951.
- Moradi, A.; Bahrami, M.; Ommi, F.; Saboohi, Z. Start-up and damping of a standing wave thermoacoustic engine: model development and experimental evaluation. **Heat and Mass Transfer**, 2022.
- Moukalled, F.; Mangani, L.; Darwish, M. **The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: An Advanced Introduction with OpenFOAM® and Matlab®**. Switzerland: Springer International Publishing AG, 2016. v. 113.
- Mozurkewich, G. Heat transfer from transverse tubes adjacent to a thermoacoustic stack. **J Acoust Soc Am**, v. 110, p. 841–847, 2001.
- Mumith, J.-A.; Karayiannis, T.; Makatsoris, C. Design and optimization of a thermoacoustic heat engine using reinforcement learning. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v. 11, n. 3, p. 431–439, 08 2016.
- Mumith, J. A.; Makatsoris, C.; Karayiannis, T. G. Design of a thermoacoustic heat engine for low temperature waste heat recovery in food manufacturing: A thermoacoustic device for heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, p. 588–596, 2014.
- Nijeholt, J. A. L. a.; Tijani, M. E. H.; Spoelstra, S. Simulation of a traveling-wave thermoacoustic engine using computational fluid dynamics. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 118, n. 4, p. 2265–2270, 2005.
- Odenbach, S. Microgravity experiments on thermomagnetic convection in magnetic fluids. **Journal of magnetism and magnetic materials**, v. 149, n. 1-2, p. 155–157, 1995.
- Petit, M.; Avenas, Y.; Kedous-Lebouc, A.; Cherief, W.; Rullière, E. Experimental study of a static system based on a magneto-thermal coupling in ferrofluids. **International journal of refrigeration**, v. 37, p. 201–208, 2014.
- Piccolo, A.; Pistone, G. Estimation of heat transfer coefficients in oscillating flows: The thermoacoustic case. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p. 1631–1642, 2006.

- Piccolo, A.; Sapienza, A.; Guglielmino, C. Convection heat transfer coefficients in thermoacoustic heat exchangers: An experimental investigation. **Energies**, v. 12, p. 1–10, 2019.
- Pozhar, L. A. Structure and dynamics of nanofluids: Theory and simulations to calculate viscosity. **Physical Review E**, v. 61, n. 2, p. 1432, 2000.
- Rahpeima, R.; Ebrahimi, R. Numerical investigation of the effect of stack geometrical parameters and thermo-physical properties on performance of a standing wave thermoacoustic refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, v. 149, p. 1203–1214, 2019.
- Raj, K.; Moskowitz, R. Commercial applications of ferrofluids. **Journal of Magnetism and Magnetic Materials**, v. 85, n. 1-3, p. 233–245, 1990.
- Rayleigh, J. W. S. B. **The Theory of Sound**. Dover Publications, 1945. (Dover Books on Physics, v. 2). ISBN 9780486602936.
- Riess, P. Das anblasen offener röhren durch eine flamme. **Annalen der Physik**, v. 184, n. 12, p. 653–656, 1859.
- Rijke, P. L. Notiz über eine neue art, die in einer an beiden enden offenen röhre enthaltene luft in schwingungen zu versetzen. **Annalen der Physik**, v. 183, n. 6, p. 339–343, 1859.
- Rosensweig, R. E. **Ferrohydrodynamics**. [S.l.]: Courier Corporation, 2014.
- Rott, N. Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes. **Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik (ZAMP)**, v. 20, p. 230–243, 1969.
- Rott, N. Thermally driven acoustic oscillations. part ii: Stability limit for helium. **Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik (ZAMP)**, v. 24, p. 54–72, 1973.
- Rott, N. Thermally driven acoustic oscillations, part iii: Second-order heat flux. **Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)**, v. 26, p. 43–49, 1975.
- Rott, N. Thermoacoustics. **Advances in Applied Mechanics**, v. 20, p. 135–175, 1980.
- Saat, F. A. Z. M.; Jaworski, A. J. The effect of temperature field on low amplitude oscillatory flow within a parallel-plate heat exchanger in a standing wave thermoacoustic system. **Applied Sciences**, v. 7 (417), p. 1–29, 2017.
- Saat, F. A. Z. M.; Jaworski, A. J. Numerical predictions of early stage turbulence in oscillatory flow across parallel-plate heat exchangers of a thermoacoustic system. **Applied Sciences**, v. 7 (673), p. 1–22, 2017.
- Saat, F. A. Z. M.; Mustaffa, S. H. A.; Anuar, F. S. Numerical and experimental investigations of the oscillatory flow inside standing wave thermoacoustic system at two different flow frequencies. **CFD Letters**, v. 11, p. 1–15, 2019.
- Shi, L.; Yu, Z.; Jaworski, A. J. Application of laser-based instrumentation for measurement of time-resolved temperature and velocity fields in the thermoacoustic system. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, p. 1688–1701, 2010.
- Shliomis, M. I. Magnetic fluids. **Soviet Physics Uspekhi**, v. 17, n. 2, p. 153, feb 1974.

- Sondhauss. Ueber die chemische harmonika. **Annalen der Physik**, v. 185, n. 3, p. 426–469, 1860.
- Sun, D. M.; Wang, K.; Zhang, X. J.; Guo, Y. N.; Xu, Y.; Qiu, L. M. A traveling-wave thermoacoustic electric generator with a variable electric R-C load. **Applied Energy**, v. 106, p. 377–382, 2013.
- Sun, L.; Yang, L.; Shao, L.-L.; Zhang, C.-L. Overall thermal performance oriented numerical comparison between elliptical and circular finned-tube condensers. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 89, p. 234–244, 2015.
- Swift, G. W. Thermoacoustic engines. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 84, n. 4, p. 1145–1180, 1988.
- Swift, G. W. Analysis and performance of a large thermoacoustic engine. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 92, p. 1551–1563, 1992.
- Swift, G. W. Thermoacoustic engines and refrigerators: A short course, 1 1999.
- Swift, G. W. **Thermoacoustics: A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators**. [S.l.]: Springer International Publishing, 2017.
- Taconis, K.; Beenakker, J.; Nier, A.; Aldrich, L. Measurements concerning the vapour-liquid equilibrium of solutions of he3 in he4 below 2.19°k. **Physica**, v. 15, n. 8, p. 733–739, 1949.
- Taler, D.; Oclon, P. Determination of heat transfer formulas for gas flow in fin-and-tube heat exchanger with oval tubes using cfd simulations. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 83, p. 1–11, 2014.
- Tijani, M.; Spoelstra, S. A hot air driven thermoacoustic-stirling engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 61(2), p. 866–870, 2013.
- Tijani, M.; Zeegers, J.; Waele, A. de. Design of thermoacoustic refrigerators. **Cryogenics**, Eindhoven, Netherlands, v. 42, p. 49–57, 2002.
- Tijani, M. E. H.; Spoelstra, S. A high performance thermoacoustic engine. **Journal of Applied Physics**, v. 110, n. 9, p. 093519, 2011.
- Tominaga, A. Thermodynamic aspects of thermoacoustic theory. **Cryogenics**, v. 35, n. 7, p. 427–440, 1995.
- Wang, K.; Sun, D. M.; Zhang, J.; Zou, J.; Wu, K.; Qiu, L. M.; Huang, Z. Y. Numerical simulation on onset characteristics of traveling-wave thermoacoustic engines based on a time-domain network model. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 94, p. 61–71, 2015.
- Ward, W. C.; Swift, G. W. Design environment for low-amplitude thermoacoustic engines. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 95, n. 6, p. 3671–3672, 1994.
- White, F. **Fluid Mechanics**. New York, NY, US: McGraw-Hill, 2011.
- Wu, F.; Wu, C.; Guo, F.; Li, Q.; Chen, L. Optimization of a thermoacoustic engine with a complex heat transfer exponent. **Entropy**, 2003.

- Yazaki, T.; Iwata, A.; Maekawa, T.; Tominaga, A. Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube. **Physical Review Letters**, v. 81, n. 15, p. 3128–3131, 1998.
- Yazaki, T.; Tominaga, A.; Narahara, Y. Experiments on thermally driven acoustic oscillations of gaseous helium. **Journal of Low Temperature Physics**, v. 41, n. 1/2, p. 45–60, 1980.
- Yazaki, T.; Tominaga, A.; Narahara, Y. Thermally driven acoustic oscillations: Second-harmonic. **Physics Letters A**, v. 79, n. 5-6, p. 407–409, 1980.
- Yogesh, S. S.; Selvaraj, A. S.; Ravi, D. K.; Rajagopal, T. K. R. Heat transfer and pressure drop characteristics of inclined elliptical fin tube heat exchanger of varying ellipticity ratio using cfd code. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 119, p. 26–39, 2018.
- Yu, G.; Dai, W.; Luo, E. Cfd simulation of a 300 hz thermoacoustic standing wave engine. **Cryogenics**, v. 50, n. 10, p. 615–622, 2010.
- Yu, Z.; Jaworski, A. J.; Backhaus, S. A low-cost electricity generator for rural areas using a travelling-wave looped-tube thermoacoustic engine. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 224, n. 6, p. 787–795, 2010.
- Yu, Z.; Jaworski, A. J.; Backhaus, S. Travelling-wave thermoacoustic electricity generator using an ultra-compliant alternator for utilization of low-grade thermal energy. **Applied Energy**, v. 99, p. 135–145, 2012.
- Zhang, L.; Mansir, I. B.; Salem, M.; Safabakhsh, T.; Mahariq, I.; Shariati, F. Thermomagnetic mix convection heat transfer of air in the influence of the magnetic field of permanent magnet. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 31, p. 101802, 2022.
- Žukauskas, A. Heat transfer from tubes in crossflow. **Advances in Heat Transfer**, v. 8, p. 93–160, 1972.

## **Apêndices**

## APÊNDICE A – VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL PARA O CASO A

### A.1 Validação Experimental

Nesta seção, será descrito sobre o experimento realizado para o Caso (a), com o propósito de investigar a transferência de calor entre ar e água em um trocador de calor de fluxo livre cruzado, utilizando um tubo de cobre como elemento condutor de calor. Este procedimento foi fundamental para obter uma validação preliminar do modelo computacional desenvolvido, especialmente considerando sua futura aplicação em estudos abrangendo diversas configurações.

#### A.1.1 Justificativa

A validação experimental foi realizada para garantir a precisão e a confiabilidade dos modelos computacionais em simulações térmicas. Os experimentos fornecem dados reais que podem ser comparados com os resultados teóricos e computacionais, permitindo ajustes e refinamentos no modelo, se necessário.

#### A.1.2 Descrição da montagem experimental

A montagem experimental consistiu em um tubo de PVC com um diâmetro externo de 48 mm e uma espessura de 5 mm, resultando em um diâmetro interno de 38 mm. O ar foi direcionado através deste tubo a uma velocidade de 13,5 m/s e a uma temperatura de 60°C na entrada. Um soprador de calor foi utilizado para iniciar o fluxo de ar na entrada do tubo, enquanto a extremidade de saída permaneceu aberta para a atmosfera.

Dentro do tubo de PVC, um tubo de cobre foi posicionado perpendicularmente a 5 cm da entrada. A água, mantida a uma temperatura ambiente de 28°C, fluía através deste tubo de cobre com uma vazão volumétrica de 1,2 L/min. O tubo de cobre foi considerado em duas configurações de seção transversal: circular e elíptica. Para o tubo de seção circular, utilizou-se um tubo de 1/4" com uma espessura de 0,79 mm, resultando em um diâmetro interno de 4,77 mm. Já para o tubo com seção elíptica, um tubo circular de 1/2" foi achatado até alcançar uma forma elíptica, mantendo a área interna equivalente ao tubo circular de 1/4". As dimensões do tubo elíptico foram calculadas previamente, mantendo seu perímetro original e considerando a área interna do tubo circular de 1/4".

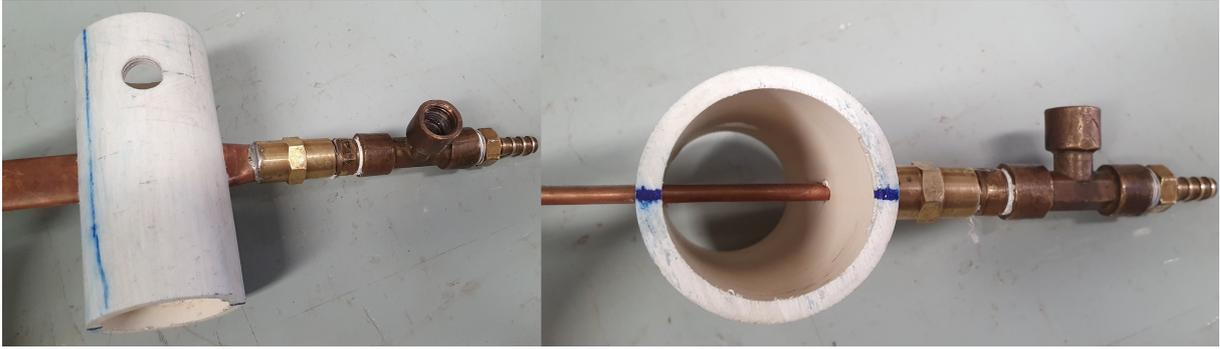


Figura A.1 – Trocador de calor com tubo de cobre elíptico, perpendicular e em fluxo cruzado ao ar no tubo de PVC.

O comprimento de desenvolvimento da camada limite no fluxo foi parcialmente considerado, com foco especial em sua fase inicial, que é a mais relevante para a análise. Além disso, medidas foram tomadas para mitigar potenciais efeitos de vórtice de arrasto causados pelo tubo de cobre, posicionando a instrumentação na extremidade do guia de ondas perpendicularmente ao tubo de cobre, a uma distância de 80 cm a jusante.

#### A.1.3 Coleta e processamento de dados

A temperatura dos fluidos na entrada e saída foi medida utilizando sensores de temperatura PT100 RTD. No tubo de PVC, um PT100 foi posicionado 3 cm após a entrada de ar e outro 5 cm antes da saída de ar. Nos tubos de cobre, os sensores de temperatura PT100 foram instalados 4 cm antes da entrada de água e 4 cm após a saída de água.

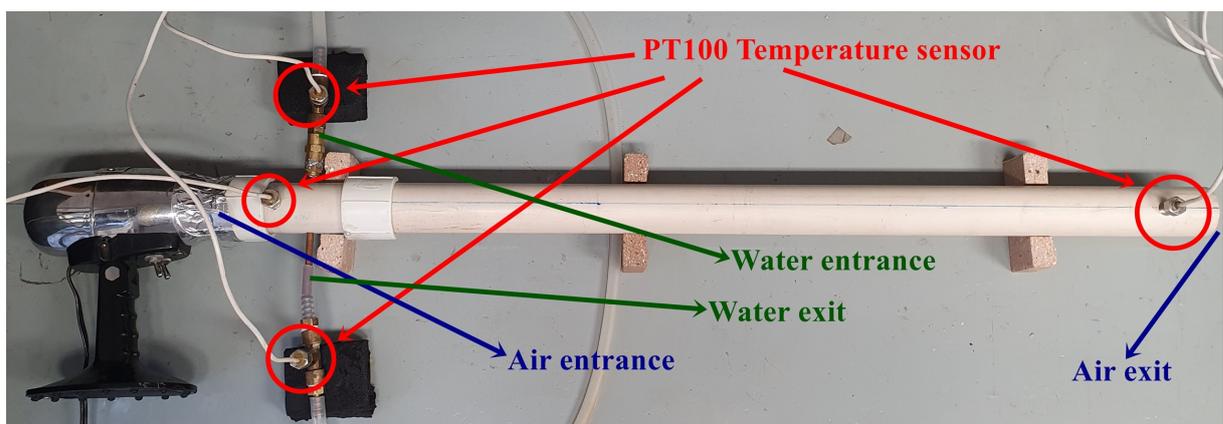


Figura A.2 – Montagem do trocador de calor incluindo um tubo de PVC com um tubo de cobre dentro e PT100 para medição de temperatura.

Os dados coletados foram adquiridos e processados utilizando um Módulo de Aquisição de Dados RTD. Cada ciclo de aquisição estendeu-se por aproximadamente 30

minutos, um intervalo de tempo suficiente para alcançar uma condição de estado estacionário, minimizando assim variações nas medições de temperatura ao longo da sequência operacional. Este período de tempo foi escolhido para garantir a estabilidade dos dados e a precisão das medições.