



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Paulo Vitor de Faria

**CARACTERIZAÇÃO TERMO-HIDRÁULICA E MAGNÉTICA
DE REGENERADORES MAGNÉTICOS ATIVOS EM LIGAS
DE LA-FE-SI COM GEOMETRIA DE MICROCANAIS
TRIANGULARES**

Florianópolis

2022

Paulo Vitor de Faria

**CARACTERIZAÇÃO TERMO-HIDRÁULICA E MAGNÉTICA
DE REGENERADORES MAGNÉTICOS ATIVOS EM LIGAS
DE LA-FE-SI COM GEOMETRIA DE MICROCANAIS
TRIANGULARES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph. D.
Coorientador: Jaime Andrés Lozano Cadena,
Dr. Eng.

Florianópolis

2022

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

de Faria, Paulo Vitor
Caracterização termo-hidráulica e magnética de
regeneradores magnéticos ativos em ligas de La-Fe-Si com
geometria de microcanais triangulares / Paulo Vitor de
Faria ; orientador, Jader Riso Barbosa Jr., coorientador,
Jaime Andrés Lozano Cadena, 2022.
173 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Regeneradores magnético
ativos. 3. Microcanais. 4. Método Single-Blow. 5.
Modelagem matemática. I. Barbosa Jr., Jader Riso. II.
Cadena, Jaime Andrés Lozano. III. Universidade Federal de
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. IV. Título.

Paulo Vitor de Faria

**CARACTERIZAÇÃO TERMO-HIDRÁULICA E MAGNÉTICA DE REGENERADORES
MAGNÉTICOS ATIVOS EM LIGAS DE LA-FE-SI COM GEOMETRIA DE
MICROCANAIS TRIANGULARES**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Jader Riso Barbosa Jr.
Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Paulo Vinicius Trevizoli, Dr. Eng.
Universidade Federal de Minas Gerais

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Henrique Simas, Dr. Eng
Coordenador do Programa

Jader Riso Barbosa Jr.
Orientador

Florianópolis, 16 de novembro de 2022.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus orientadores, Prof. Jader Barbosa Jr. e Jaime Lozano pela oportunidade e pelos ensinamentos. Agradeço também aos colegas de laboratório Bernardo Vieira por todas as contribuições aos modelos matemáticos desenvolvidos e ao texto escrito, Higor Teza e Rogério Sucaria pelo trabalho experimental desenvolvido, essa dissertação não seria possível sem a ajuda de vocês.

Agradeço ao Anderson Lorenzoni e à Gislaine Hoffmann por todo apoio na fabricação de peças e manutenção do aparato experimental. Agradeço aos colegas Guilherme Peixer, Tihiro Nakashima e Natalia de Sá por suas contribuições no desenvolvimento do trabalho de pesquisa. Agradeço ao Prof. Cristiano Teixeira, Marcelo Rosa e Allan Doring pela caracterização das amostras de microcanais utilizadas neste trabalho. Agradeço à toda equipe do POLO pelo suporte em todas as atividades desenvolvidas.

Agradeço aos membros da banca Prof. Alexandre Kupka e Prof. Paulo Trevizoli por suas contribuições ao texto escrito e ideias para sequencia do trabalho de pesquisa. Agradeço também à todos os professores do programa de pós-graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina pelas aulas ministradas.

Por fim agradeço a minha família e amigos pelo apoio incondicional desde o início.

"Se fosse fácil, até o Paulo Faria"

ABSTRACT

The search for refrigeration systems with lower environmental impact and energy consumption has motivated the development of not-in-kind cooling technologies. In the context of these new technologies, magnetic refrigeration has been a promising alternative. However, recent works highlight the difficulty for current active magnetic regenerator configurations to achieve satisfactory efficiency due to the high pumping power required. Based on this problem, it is necessary to develop new geometric structures of active magnetic regenerators that require less pumping power without compromising the ability to regenerate and transfer heat. Among these new geometries, triangular microchannels stand out for their low Poiseuille number and porosity. In contrast, they have a much lower Nusselt number when compared to conventional active magnetic regenerator configurations (parallel plates and packed spheres). Due to these trade-offs, it becomes unavoidable to study the thermal, hydraulic and magnetic effects individually for this new generation of magnetic regenerators and develop new mathematical models capable of integrating all these physical phenomena, being capable of predicting the performance of magnetic refrigerators with this geometry. For the pressure drop analysis, this dissertation proposes a porous media approach with the presence of inertial terms to model the hydraulic entrance region effects. To analyze the thermal phenomena, this work developed a computational routine capable of indirectly measuring the number of transfer units (NTU) from a dynamic response of temperature profile change in the inlet of the regenerator (Single-Blow Method). It also developed a two-dimensional thermal model capable of predicting entrance region thermal effects and oscillatory flow in one channel, a unitary cell of the active magnetic regenerator. As for demagnetizing field model, it was developed, using the commercial software COMSOL, a series of correlations capable of predicting the demagnetizing factor of the microchannel matrix. The results obtained in the individual analyzes with each model were then implemented on an existing active magnetic regenerator model capable of integrating all geometric factors studied. Four thermal regenerators were tested, two being manufactured in aluminum and the other two being made of the magnetocaloric alloy (La-Fe-Si). The numerical results achieved by the models were all compared to experimental results at all stages. The aluminum regenerators were used as a reference for the hydraulic and thermal behavior of the magnetocaloric regenerators. The pressure drop model showed increased entrance region effects (modeled on the inertial term) for channels with higher aspect ratios. The Single-Blow model was used to estimate the Nusselt number for the aluminum regenerators obtaining values around 2.49. This method was also used to indirectly measure the interstitial heat exchange area between phases since the geometric defects caused by the manufacturing process made it difficult to measure this magnitude directly.

Keywords: Active magnetic regenerators, Microchannels, Single-blow method, Oscillatory flow, Mathematical modeling.

RESUMO

A busca por sistemas de refrigeração com menores impactos ambientais e menor consumo energético tem motivado o desenvolvimento de tecnologias não convencionais de refrigeração. No contexto dessas novas tecnologias, a refrigeração magnética tem se mostrado alternativa promissora, porém trabalhos recentes demonstram a dificuldade das configurações atuais de regeneradores magnéticos ativos em atingir rendimentos satisfatórios devido ao elevado trabalho de bombeamento requerido. A partir dessa problemática, faz-se necessário o desenvolvimento de novas configurações geométricas de regeneradores magnéticos ativos que exijam menores potências de bombeamento, sem comprometer a capacidade de regenerar e transferir calor. Dentre essas novas geometrias, os microcanais triangulares se destacam pelo baixo número de Poiseuille e baixas porosidades. Em contrapartida, possuem número de Nusselt bem inferior se comparados às configurações convencionais de regeneradores magnéticos ativos (placas paralelas e leitos de esferas compactadas). Devido a esses efeitos concorrentes, surge a necessidade de estudar individualmente os efeitos térmicos, hidráulicos e magnéticos dessa geometria de regenerador, de modo a buscar um equilíbrio entre elas, e de desenvolver modelos matemáticos capazes de integrar os fenômenos físicos envolvidos, e que sejam capazes de prever o desempenho de refrigeradores magnéticos que utilizem essa geometria de regenerador. Para a análise de perda de carga no regenerador, foi utilizada uma abordagem de meio poroso com presença de termos inerciais para modelagem de efeitos de região de entrada. Para a análise dos fenômenos térmicos foi desenvolvido uma rotina computacional capaz de medir indiretamente o número de unidades de transferência (NTU) a partir da resposta dinâmica dos perfis de temperatura na entrada e saída do regenerador (Método *Single-Blow*). Também foi desenvolvido um modelo térmico bidimensional para a previsão de efeitos de região de entrada e de escoamento oscilatório em um único canal, entendido como uma espécie de célula unitária do regenerador magnético ativo. Para a modelagem do campo desmagnetizante, foram desenvolvidas, com auxílio do software comercial COMSOL, correlações capazes de prever o fator desmagnetizante da geometria de microcanais. Os resultados obtidos nas análises individuais foram então implementados em um modelo de regenerador magnético ativo já existente. Foram realizados experimentos para comparação de resultados em todas as etapas. Os resultados comparados atingiram um grau satisfatório de concordância. Foram analisados quatro regeneradores distintos, fabricados em alumínio e em liga magnetocalórica La-Fe-Si, sendo os regeneradores de alumínio utilizados como referência para o comportamento hidráulico e térmico dos regeneradores ativos. Os resultados obtidos pelo modelo de perda de carga mostraram um aumento dos efeitos de região de entrada (modelados no termo inercial) para canais com maior razão de aspecto. O modelo de *Single-Blow* foi utilizado para regressão do número de Nusselt nos regeneradores de alumínio, obtendo valores em torno de 2,49. Esse método também foi utilizado para medição indireta da área de troca intersticial entre as fases, uma vez que as irregularidades geométricas provocadas pelo método de fabricação dificultam a medição direta desta grandeza.

Palavras-chave: Regeneradores magnético ativos, Microcanais, Método *Single-Blow*, Escoamento oscilatório; Modelagem matemática.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Seção transversal de um regenerador de microcanais triangulares. Adaptada de Liang et al. (2021)	33
Figura 2 – Variação de temperatura adiabática e variação de entropia isotérmica no processo de magnetização. Adaptada de Pecharsky e GSCHNEIDNER JR (1999).	36
Figura 3 – Medição experimental direta de ΔT_{ad} durante a magnetização e desmagnetização demonstrando a reversibilidade do EMC. Adaptada de Trevizoli et al. (2012)	37
Figura 4 – Representação esquemática das distinções entre materiais primeira e segunda ordem via magnetização (a e b), e calor específico (c e d) em relação à indução magnética e a temperatura. Adaptada de KITANOVSKI et al. (2015)	38
Figura 5 – Comparação entre a variação de entropia isotérmica em amostras de Gd (transição de segunda ordem) e amostras de La-Fe-Si (transição de primeira ordem). Adaptada de Lei et al. (2015)	40
Figura 6 – Efetividade de um regenerador balanceado, simétrico em função de NTU e ϕ . Adaptada de NELLIS e KLEIN (2009)	42
Figura 7 – Representação das quatro etapas do ciclo Brayton termo-magnético. O gráfico à esquerda representa o perfil de temperatura do fluido ao longo do regenerador em cada etapa do ciclo. O gráfico da direita apresenta as etapas do ciclo termodinâmico sobre a fase sólida no diagrama $T-s$. Adaptada de Jr., Lozano e Trevizoli (2014).	44
Figura 8 – Efeito magnetocalórico ao longo de um regenerador multicamadas hipotético. Adaptada de (TREVIZOLI, 2015).	44
Figura 9 – Geometrias fabricadas em MMC por diferentes processos de fabricação. (a) Impressão 3D assistida por polímero. (b) Extrusão de pós. (c) <i>Self-organization process</i> . (d) Impressão 3D utilizando tintas contendo MMC. Adaptadas de Sharma et al. (2022), Wieland et al. (2020), Wang et al. (2023) e Taylor, Shah e Dunand (2018), respectivamente.	49
Figura 10 – Relação entre os números de Nusselt e de Reynolds com base na velocidade de poro. Cada ponto de \overline{Nu} foi derivado a partir de um resultado experimental de efetividade e comparado com um modelo unidimensional de regenerador. As correlações para esferas empacotadas, placas paralelas e canais triangulares são referentes a escoamentos unidirecionais em canais singulares. Os subíndices H e T se referem às condições de contorno utilizadas na solução, ou seja, calor imposto e temperatura prescrita, respectivamente. Adaptada de (LIANG et al., 2021).	51

Figura 11 – Diagrama hidráulico e de instrumentação da bancada experimental utilizada nos ensaios de caracterização, térmica, hidráulica e de RMA dos regeneradores testados.	58
Figura 12 – (a) Densidade de fluxo magnético resultante ao longo do eixo z em função do ângulo de rotação do ímã. (b) Densidade de fluxo magnético máxima medida ao longo do eixo z. Adaptada de Trevizoli (2015)	59
Figura 13 – Bancada experimental onde foram realizados os ensaios de caracterização térmica, hidráulica e de RMA dos regeneradores testados. No centro da imagem, encontra-se o ímã (circuito magnético) com o regenerador montado em seu interior.	61
Figura 14 – Diagrama hidráulico e sensoriamento do aparato experimental utilizados nos ensaios do tipo <i>Single-Blow</i>	62
Figura 15 – Perfis de temperatura experimentais típicos de ensaios de <i>Single-Blow</i> (a) para aquecimento e (b) para resfriamento. Ambas as figuras mostram a resposta dinâmica da temperatura na entrada, T_i , e na saída, T_o , do regenerador após uma perturbação em degrau.	63
Figura 16 – <i>End-part</i> utilizada na montagem do regenerador e no posicionamento dos termopares adjacentes ao meio poroso.	64
Figura 17 – (a) Bloco de microcanais de La-Fe-Si. (b) Vista ampliada da seção transversal do bloco de microcanais de La-Fe-Si. (c) Bloco de La-Fe-Si montado no interior da carcaça.	65
Figura 18 – (a) Diagrama esquemático da montagem de um RMA de microcanais com espaçadores entre os blocos.(b) Dimensões dos elementos utilizados na montagem do regenerador LTD081, (valores em milímetros).	66
Figura 19 – Placas de alumínio utilizadas na montagem dos regeneradores passivos de microcanais.	67
Figura 20 – Regeneradores ATC018(a) e ATC020(b) montados por empilhamento dos conjuntos de placas.	68
Figura 21 – Procedimento de solução do modelo <i>Single-Blow</i>	71
Figura 22 – Representação esquemática do regenerador do modelo <i>single-blow</i>	72
Figura 23 – Balanço de energia em um elemento diferencial do escoamento durante o ensaio de <i>Single-Blow</i>	73
Figura 24 – Balanço de energia em um elemento diferencial do sólido durante o ensaio de <i>Single-Blow</i>	74
Figura 25 – Diagrama esquemático da rotina computacional desenvolvida para determinação do <i>NTU</i> e posterior cálculo do coeficiente de transferência de calor h e do número de Nusselt.	75
Figura 26 – Discretização elementar em diferenças finitas para o regenerador unidimensional com malhas sobrepostas para a matriz porosa e para o escoamento.	76

Figura 27 – Perfis de temperatura na entrada e na saída e comparação com o calculado via método <i>Single-Blow</i> para os regeneradores (a) 1 e (b) 2. Adaptado de Luo, Roetzel e Lüdersen (2001).	77
Figura 28 – Comparação entre os perfis de temperatura na descarga obtidos por Luo, Roetzel e Lüdersen (2001) e pelo modelo desenvolvido no presente trabalho para os regeneradores (a) 1 ($NTU = 1,662$) e (b) 2 ($NTU = 3,172$).	77
Figura 29 – Modelo físico do escoamento no tubo capilar utilizado na formulação do problema térmico do microcanal de um RMA.	79
Figura 30 – Resultados preliminares do modelo de escoamento oscilatório. Valores de número de Nusselt para condições de (a) temperatura prescrita na fronteira, (b) fluxo de calor imposto na parede do capilar.	81
Figura 31 – Representação esquemática dos volumes mortos nas extremidades do regenerador para modelagem numérica.	84
Figura 32 – Célula unitária bidimensional de um regenerador de canais triangulares.	85
Figura 33 – Ajuste de valores numéricos de $N_{D,geo}$ para canais triangulares por uma curva de segundo grau. O detalhe mostra a célula unitária estudada e o sentido do campo magnético aplicado nas simulações.	86
Figura 34 – Dimensões da seção transversal do regenerador magnético ativo em relação a direção do campo magnético aplicado. O comprimento paralelo ao campo é tido como L_y e o comprimento perpendicular é tido como L_z no cálculo da razão de aspecto Ra	87
Figura 35 – (a) Ajuste da função compensação em um polinômio de grau dois com coeficiente de mínimos quadrados $R^2 = 0,997$. (b) Comparação entre função compensação e os pontos gerados aleatoriamente para validação.	87
Figura 36 – Representação dos efeitos de condução axial no regenerador de microcanais triangulares, em que cada fase conduz individualmente em termos de sua própria condutividade térmica.	90
Figura 37 – Valores do coeficiente de mínimos quadrados para diferentes valores da constante de Ergun para os regeneradores (a) LTC050, (b) LTD081, (c) ATC020, (d) ATC018.	92
Figura 38 – Curvas ajustadas para os valores da constante de Ergun apresentadas na Tabela 11 para os regeneradores (a) LTC050, (b) LTD081, (c) ATC020, (d) ATC018.	93
Figura 39 – Resultados do ensaio de <i>Single-Blow</i> número 1 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 20 kg/h. (a) Sinais de temperatura medidos na bancada; (b) Sinais adimensionalizados e filtrados para eliminação de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU = 1, 2$).	95

Figura 40 – Comparação gráfica entre os valores medidos indiretamente de número de Nusselt em função do número de Reynolds para o regenerador ATC020 e o valor de número de Nusselt médio para condições de temperatura imposta amplamente reportado na literatura geometrias de canais triangulares em geometrias macroscópicas (KANDLIKAR et al., 2006; INCROPERA et al., 2008).	96
Figura 41 – Resultados do ensaio de <i>Single-Slow</i> número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 70 kg/h: (a) Sinal de temperatura medido na bancada; (b) Sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU = 3$).	97
Figura 42 – Resultados do ensaio de <i>Single-Blow</i> número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 20 kg/h: (a) Sinal de temperatura medido na bancada; (b) Sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU = 12,6$).	98
Figura 43 – Medição indireta de área de troca intersticial no regenerador LTC050 em diferentes vazões.	99
Figura 44 – Medição indireta de área de troca intersticial no regenerador LTD081 em diferentes vazões.	99
Figura 45 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais de efetividade nos regeneradores (a) ATC020, (b) ATC018, ambos com fração de escoamento de 50%, (C) LTC050 para utilizações de 0,96; 1,26 e 1,79, (d) LTC050 para utilizações de 2,39; 2,87 e 3,19.	101
Figura 46 – Representação esquemática da formação de regiões de entrada independentes para cada bloco que compõe o regenerador devido aos espaçadores utilizados para garantir o alinhamento entre canais.	102
Figura 47 – Perfis do número de Nusselt local obtidos utilizando o modelo de escoamento oscilatório para um tubo capilar com $Pe_{Dh} = 266,5$ e comprimento de 12,5 mm. (a) Número de Nusselt local durante o primeiro instante do escoamento quente, e no primeiro instante do escoamento frio. (b) Valores de Nusselt local logo após o início do escoamento frio com passos de tempo de 10% do período do ciclo para uma frequência de $f=0,5$ Hz.	103
Figura 48 – Relação entre fator ζ obtido pelo modelo de escoamento oscilatório e Pe_{Dh} para diferentes frequências em cada regenerador testado.	103
Figura 49 – Comparação entre resultados numéricos, sem (a,c,e,g) e com (b,d,f,h) correção para região de entrada, e os dados experimentais. (a) e (b) ATC018. (c) e (d) ATC020. (e) (f) (g) e (h) LTC050.	106
Figura 50 – Distribuição de erro relativo entre experimento e modelo numérico corrigido para efeitos de região de entrada para o regenerador LTC050 em termos da utilização, φ , e da fração de escoamento, FE	107

Figura 51 – Comparação direta entre as curvas de capacidade de refrigeração obtidas de forma experimental e numérica, para as seguintes condições de operação: (a) $FE = 25\%$ e $f = 0,5\text{Hz}$, (b) $FE = 25\%$ e $f = 0,75\text{ Hz}$, (c) $FE = 50\%$ e $f = 0,5\text{ Hz}$, (d) $FE = 50\%$ e $f = 0,75\text{ Hz}$	108
Figura 52 – Comparação direta entre as curvas de capacidade de refrigeração obtidas de forma experimental e numérica corrigida para região de entrada, para as seguintes condições de operação: (a) $FE = 25\%$ e $f = 0,5\text{Hz}$, (b) $FE = 25\%$ e $f = 0,75\text{ Hz}$, (c) $FE = 50\%$ e $f = 0,5\text{ Hz}$, (d) $FE = 50\%$ e $f = 0,75\text{ Hz}$	109
Figura 53 – Discretização em volumes finitos de um volume genérico de um sistema bidimensional em coordenadas cilíndricas com simetria radial.	127
Figura 54 – Discretização para o volume de fluido na entrada do capilar tendo como condição de contorno temperatura prescrita.	130
Figura 55 – Discretização para os volumes de (a) fluido e de (b) sólido que compõem o acoplamento do problema térmico do capilar com escoamento oscilatório.	133
Figura 56 – Célula unitária bidimensional de um regenerador de canais triangulares.	137
Figura 57 – Ajuste de valores numéricos de $N_{D,geo}$ para canais quadrados por uma curva de segundo grau. No detalhe a célula unitária estudada e a direção e sentido campo magnético aplicado nas simulações.	138
Figura 58 – (a) Ajuste da função compensação em um polinômio de grau dois com coeficiente de mínimos quadrados $R^2 = 0,9999$.(b) Comparação entre função compensação e os pontos gerados aleatoriamente para validação.	140
Figura 59 – Desenho técnico dos conjuntos de placas de alumínio utilizadas na montagem dos regeneradores ATC020 e ATC018.	143
Figura 60 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=1,2$).	146
Figura 61 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=1,0$).	146
Figura 62 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=0,9$).	147

Figura 63 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=0,9$).	147
Figura 64 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=0.75$).	148
Figura 65 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=0,7$).	148
Figura 66 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=14,4$).	149
Figura 67 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=12$).	149
Figura 68 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=8$).	150
Figura 69 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=7.6$).	150
Figura 70 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=5,6$).	151

Figura 71 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=5,2$).	151
Figura 72 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 50 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=4,4$).	152
Figura 73 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 50 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=4,4$).	152
Figura 74 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=3,3$).	153
Figura 75 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=3,4$).	153
Figura 76 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 70 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=32$).	154
Figura 77 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 70 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=3,4$).	154
Figura 78 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=2,2$).	155

Figura 79 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=2,6$).	155
Figura 80 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=12,6$).	156
Figura 81 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=13$).	157
Figura 82 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=7$).	157
Figura 83 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=7$).	158
Figura 84 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=5,2$).	158
Figura 85 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=5$).	159
Figura 86 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=4,2$).	159

Figura 87 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> número 2 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=4$).	160
Figura 88 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 10 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=29,4$).	161
Figura 89 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=27,8$).	162
Figura 90 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=20,6$).	162
Figura 91 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=18,1$).	163
Figura 92 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 50 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=15,9$).	163
Figura 93 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=16,4$).	164
Figura 94 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 70 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=14,3$).	164

Figura 95 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=15$).	165
Figura 96 – Resultados do ensaio de <i>single-blow</i> para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 90 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=11,2$).	165
Figura 97 – Comparação entre resultados de número de Nusselt obtidos via <i>single-blow</i> no regenerador SSF154, a correlação de WAKAO e KAGUEI (1982) na sua forma original e na forma corrigida utilizando o metodo de Jeffreson (1972) adaptado por Nakashima (2022).	166
Figura 98 – Ficha técnica dos quatro blocos de $T_{Curie} = 294,5K$ utilizados na montagem do regenerador LTC050	167
Figura 99 – Ficha técnica do bloco de $T_{Curie} = 297,7K$ utilizados na montagem do regenerador LTD081	168
Figura 100–Ficha técnica do bloco de $T_{Curie} = 299,6K$ utilizados na montagem do regenerador LTD081	169
Figura 101–Ficha técnica do bloco de $T_{Curie} = 302,0K$ utilizados na montagem do regenerador LTD081	170
Figura 102–Ficha técnica do bloco de $T_{Curie} = 305,4K$ utilizados na montagem do regenerador LTD081	171
Figura 103–Perfis de (a) Calor específico e de (b) $\frac{\partial s}{\partial H}$ usados no modelo de RMA. Adaptado de Vieira (2020).	173

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Modelos de sensores utilizados no aparato experimental.	57
Tabela 2 – Características geométricas macro-dimensionais da montagem de regeneradores.	64
Tabela 3 – Regeneradores térmicos ativos fabricados em La-Fe-Si.	65
Tabela 4 – Regeneradores térmicos passivos fabricados em alumínio.	67
Tabela 5 – Características das matrizes testadas por Luo, Roetzel e Lüdersen (2001) utilizadas na validação do modelo numérico.	77
Tabela 6 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais triangulares com razão de aspecto de 0,5.	88
Tabela 7 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais triangulares com razão de aspecto de 1,0.	88
Tabela 8 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais triangulares com razão de aspecto de 2,0.	89
Tabela 9 – Erro absoluto entre COMSOL e a correlação de Coey (2010) em regeneradores de canais triangulares.	89
Tabela 10 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador com razão de aspecto de 2,0.	90
Tabela 11 – Valores estimados de c_E e do coeficiente de correlação do método de mínimos quadrados para os regeneradores testados.	91
Tabela 12 – Pré-análise dos ensaios de <i>Single-Blow</i> para os regeneradores de alumínio.	94
Tabela 13 – NTUs Medidos em Diferentes vazões para o regenerador ATC020.	94
Tabela 14 – Pré-análise dos ensaios de <i>Single-Blow</i> para os regeneradores de La-Fe-Si	95
Tabela 15 – Valores de <i>NTU</i> medidos em diferentes vazões para o regenerador LTC50.	97
Tabela 16 – Valores de <i>NTU</i> medidos em diferentes vazões para o regenerador LTD081.	98
Tabela 17 – Áreas intersticiais de troca medidas indiretamente nos regeneradores LTC050 e LTD081.	99
Tabela 18 – Comparação entre resultados de efetividade obtidos no regenerador ATC018 em testes passivos. Efetividade experimental, calculada pelo modelo de regenerador térmico e pelo modelo de regenerador térmico corrigido.	104
Tabela 19 – Comparação entre resultados de efetividade obtidos no regenerador ATC020 em testes passivos. Efetividade experimental, calculada pelo modelo de regenerador térmico e pelo modelo de regenerador térmico corrigido.	104
Tabela 20 – Comparação entre resultados de efetividade obtidos no regenerador LTC050 em testes passivos. Efetividade experimental, calculada pelo modelo de regenerador térmico e pelo modelo de regenerador térmico corrigido.	105

Tabela 21 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais quadrados com razão de aspecto de 0,5.	138
Tabela 22 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais quadrados com razão de aspecto de 1,0.	139
Tabela 23 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais quadrados com razão de aspecto de 2,0.	139
Tabela 24 – Erro absoluto entre COMSOL e a correlação de Coey em regeneradores de canais quadrados.	139
Tabela 25 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador com razão de aspecto de 2,0.	141
Tabela 26 – Valores de <i>NTU</i> medidos pelo método de <i>single-blow</i> e seus respectivos números de Nusselt regredidos.	166

SIMBOLOGIA

Letras Romanas

A	Área de seção transversal	m^2
A_h	Área intersticial de transferência de calor	m^2
A_{total}	Área total de transferência de calor	m^2
B	Indução magnética	T
b	Perímetro molhado do meio poroso	m
C	Razão entre capacidades térmicas do sólido e do escoamento	s^{-1}
c	Calor específico	$J\ kg^{-1}K^{-1}$
c_E	Constante de Ergun	–
D_h	Diâmetro hidráulico	m
\dot{m}	Vazão mássica	$kg\ s^{-1}$
f	frequência	s^{-1}
F_c	Fator compensação para a desmagnetização	–
FE	Fração de escoamento	–
H	Campo magnético	$A\ m^{-1}$
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W\ m^{-2}K^{-1}$
\bar{h}	Coefficiente médio de transferência de calor por convecção	$W\ m^{-2}K^{-1}$
\bar{H}	Campo magnético médio	$A\ m^{-1}$
K	Permeabilidade	m^2
k	Condutividade térmica	$W\ m^{-1}K^{-1}$
K_s	Constante adimensional de difusão térmica na fase sólida	–
L	Comprimento do regenerador	m
L_y	Altura do bloco do regenerador	m
L_z	Largura do bloco do regenerador	m
M	Magnetização	$A\ m^{-1}$

m	massa	kg
N_D	fator desmagnetizante	–
$\overline{\overline{N_D}}$	Tensor desmagnetização	–
Nu	Número de Nusselt	–
Nu_T	Número de Nusselt para canais macroscópicos	–
$\overline{A_h}$	Área intersticial de transferência de calor média	m ²
\overline{Nu}	Número de Nusselt médio	–
\overline{T}	Temperatura média	K
\overline{u}	Velocidade média do escoamento	m s ⁻¹
P	Pressão	Pa
p	Perímetro molhado de um canal	m
Pe_{Dh}	Número de Peclet baseado no diâmetro hidráulico	–
Pe_l	Número de peclet baseado no comprimento do regenerador	–
Po	Número de Poiseuille	–
Pr	Número de Prandtl	–
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
q''	Fluxo de calor	W m ⁻²
\dot{Q}_c	Potencia de refrigeração	W
\dot{q}_{EMC}	Taxa de calor gerado pelo efeito magnetocalórico	W m ⁻³
r	Posição local ao longo do raio	m
r^*	Posição local ao longo do raio adimensional	–
Ra	Razão de aspecto do regenerador	–
Re	Número de Reynolds	–
R_i	Raio interno do tubo capilar	m
R_o	Raio externo do tubo capilar	m
S	Densidade linear de massa	kg m ⁻¹
s	Entropia específica	J kg ⁻¹ K ⁻¹

T	Temperatura	K
t	tempo	s
T_C	Temperatura do lado frio	K
T_H	Temperatura do lado quente	K
T_m	Temperatura de mistura	K
T_w	Temperatura da parede	K
U	Coeficiente global de transferência de calor	$W m^{-2}K^{-1}$
u_D	Velocidade de Darcy	$m s^{-1}$
x	posição local genérica	m
X^*	Comprimento adimensional	–

Letras Gregas

α	Difusividade térmica	m^2s^{-1}
β	Densidade volumétrica de área do meio poroso	m^{-1}
ϵ	Efetividade do trocador de calor	–
κ	razão entre capacidades térmicas do sólido e do fluido parado no regenerador	–
μ	Viscosidade dinâmica	Pa s
ν	Viscosidade cinemática	m^2s^{-1}
φ	Utilização	–
ρ	Massa específica	$kg m^{-3}$
σ	Magnetização específica	$A m^2kg^{-1}$
τ	Tempo adimensionalizado	–
θ	Temperatura adimensionalizada	–
ϵ	Porosidade	–
ζ	Fator de correção para aumento de Nu devido a região de entrada	–

Sub e sobrescritos

ad	Referente ao processo adiabático
B	Indução magnética constante
CB	<i>Cold blow</i>

C	Frio
csg	Carcaça
dem	Desmagnetização
eff	Efetivo
El	Eletrônica
f	fluido
geo	Geometria
HB	<i>Hot blow</i>
H	Quente
in	Referente à entrada do regenerador
Lat	Latente
mag	Referente a etapa de magnetização
max	Máximo
min	Mínimo
M	Magnética
out	Referente à saída do regenerador
reg	Regenerador
s	sólido
τ	Referente ao instante de tempo presente
vv	Volume morto
x	Local

Abreviações

RMA	Regenerador magnético ativo
CH _{ex}	Trocador de calor do lado frio
Cor	Resultado numérico corrigido com o modelo de escoamento oscilatório
EMC	Efeito magnetocalórico
$Erro_{Osc}$	Erro relativo entre experimento e modelo numérico utilizando a correção de escoamento oscilatório

$Erro_T$	Erro relativo entre experimento e modelo numérico utilizando número de Nusselt tabelado	
Exper	Resultado experimental	
HH _{ex}	Trocador de calor do lado quente	
HPU	Unidade de alta pressão	
HPV	Válvula de alta pressão	
LPV	Válvula de baixa pressão	
MMC	Material magnetocalórico	
NTU	Número de unidades de transferência	
Constants		
μ_0	Permeabilidade magnética no vácuo	$4\pi \times 10^{-7} \text{N A}^{-2}$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	31
1.1	Motivação e Objetivos	32
1.2	Organização da Dissertação	34
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
2.1	Efeito magnetocalórico (EMC)	35
2.1.1	Materiais Magnetocalóricos (MMCs)	37
2.2	Regeneradores Térmicos	39
2.3	Regeneradores Magnéticos Ativos (RMA)	42
2.3.1	Ciclo de RMA	43
2.3.2	Modelos de RMAs	43
2.3.3	Fator Desmagnetizante	46
2.3.4	Novas técnicas de fabricação de RMAs	47
2.4	Escoamentos em microcanais	48
2.5	Método <i>Single-Blow</i>	52
2.6	Escoamentos oscilatórios	54
2.7	Objetivos Específicos	55
3	APARATO EXPERIMENTAL	57
3.1	Bancada de Testes	57
3.1.1	Testes Ativos	57
3.1.2	Testes Passivos	60
3.1.3	Testes de <i>Single-Blow</i>	61
3.1.4	Testes de perda de carga	63
3.2	Regeneradores Testados	63
3.2.1	Regeneradores de La-Fe-Si	64
3.2.2	Regeneradores de alumínio	66
3.2.3	Fluido de trabalho	67
4	MODELO MATEMÁTICO	69
4.1	Modelo de Perda de Carga	69
4.2	Modelo <i>Single-Blow</i>	70
4.2.1	Equacionamento	71
4.2.2	Solução Numérica	73
4.2.3	Métodos de Avaliação e Validação	76
4.2.4	Pós-processamento	78
4.3	Modelo de Escoamento Oscilatório	78
4.3.1	Equacionamento	78
4.3.2	Pós-processamento	80
4.3.3	Resultados Preliminares	81
4.4	Modelo de RMA	82

4.4.1	Volume morto	83
4.4.2	Fator desmagnetizante	84
4.4.3	Parâmetros de fechamento	88
5	RESULTADOS	91
5.1	Perda de Carga	91
5.2	Ensaio <i>Single-Blow</i>	92
5.2.1	Regeneradores de Alumínio	93
5.2.2	Regeneradores de La-Fe-Si	95
5.3	Testes Passivos	100
5.3.1	Correção de efeitos de frequência e região de entrada	101
5.4	Testes ativos	107
5.4.1	Correção de efeitos de frequência e região de entrada	108
6	CONCLUSÕES	111
6.1	Recomendações para Trabalhos Futuros	113
	REFERÊNCIAS	115
	APÊNDICE A SOLUÇÃO NUMÉRICA DO MODELO DE ESCOAMENTO OSCILATÓRIO	127
	APÊNDICE B FATOR DESMAGNETIZANTE EM REGERADORES DE MICROCANAIS QUADRADOS	137
	APÊNDICE C CONJUNTOS DE REGENERADORES DE ALUMÍNIO	143
	APÊNDICE D MEDIÇÕES DE <i>NTU</i> VIA MÉTODO <i>Single-Blow</i> NOS REGENERADORES DE MI- CROCANAIS TRIANGULARES	145
D.1	Regeneradores de Alumínio	145
D.1.1	Regenerador ATC020	145
D.2	Regeneradores em La-Fe-Si	145
D.2.1	Regenerador LTC050	145
D.2.2	Regenerador LTD081	156
	APÊNDICE E MEDIÇÕES DE <i>NTU</i> VIA MÉTODO DE <i>Single-Blow</i> EM REGENERADOR DE ESFERAS	161
	APÊNDICE F FICHA TÉCNICA DOS BLOCOS DE MICROCANAIS	167
	APÊNDICE G PROPRIEDADES DO MATERIAL MAGNETOCALÓRICO	173

1 INTRODUÇÃO

A necessidade de se estabelecer volumes controlados com temperaturas da temperatura ambiente, seja para conservação de alimentos ou conforto térmico, motivou o surgimento de tecnologias de refrigeração. Ao longo dos últimos 100 anos, essas tecnologias presenciaram um célere desenvolvimento e ampla difusão, sendo que hoje a refrigeração está inserida nos mais diversos setores da sociedade, desde aplicações domésticas como conforto térmico e conservação de alimentos, até processos industriais e aplicações hospitalares. Por essa razão, faz-se imperativo o aprimoramento de sistemas já existentes e o desenvolvimento de novos processos para obtenção de sistemas cada vez mais eficientes e confiáveis.

Talvez um dos mais famosos resultados da termodinâmica clássica e certamente a mais importante implicação da sua segunda lei, o enunciado de Clausius estabelece a impossibilidade de remover energia na forma de calor de um sistema de menor temperatura para um de maior sem a realização de trabalho sobre o sistema. Nos sistemas de refrigeração convencionais, esse trabalho é fornecido por meio de um compressor mecânico, que comprime o vapor de fluido refrigerante para que este condense a uma temperatura acima da ambiente. Essa tecnologia, apesar de madura e bem estudada, apresenta limitações de rendimento devido à grande quantidade de fontes de irreversibilidades presentes no ciclo, além disso, os fluidos utilizados apresentam desvantagens relacionadas à segurança, podendo ser inflamáveis (R-600a) ou tóxicos (amônia), e a questões ambientais como o efeito estufa e degradação da camada de ozônio.

Em seu relatório de emissões ligadas à refrigeração para o ano de 2020, o programa ambiental das nações unidas (UNEP) e a agência energética internacional (IEA) apontam o uso de métodos de refrigeração não convencionais como uma das estratégias para evitar o consumo e produção adicionais de fluidos refrigerantes ambientalmente agressivos (PROGRAMME; AGENCY, 2020). Dentre as tecnologias alternativas sugeridas, a refrigeração magnética teve amplo destaque.

A tecnologia de refrigeração magnética opera ciclicamente o Efeito Magnetocalórico (EMC) para obtenção de temperaturas abaixo da temperatura ambiente. O EMC é caracterizado como a resposta térmica dos materiais quando submetidos a variações de campo magnético externo, sendo a reversibilidade do efeito uma de suas características mais desejáveis. A reversibilidade do processo possibilita que, em teoria, sistemas de refrigeração possam operar com uma maior eficiência energética. Outra característica desejável da refrigeração magnética é o uso de refrigerantes no estado sólido, o que evita perda de material por vazamento e facilita o reaproveitamento das partes ao fim da vida do equipamento. Por essas razões, o uso do EMC em ciclos de refrigeração apresenta potencial para uma tecnologia eficiente, reutilizável e responsável em termos de emissões atmosféricas.

1.1 Motivação e Objetivos

A descoberta experimental do efeito magnetocalórico é atribuída a Weiss e Piccard, que observaram variações reversíveis de temperatura em amostras de níquel em 1917 (SMITH, 2013). Porém, as aplicações do efeito inicialmente se restringiram à criogenia e obtenção de temperaturas abaixo de 20 K (PECHARSKY; GSCHNEIDNER JR, 1999).

O primeiro material magnetocalórico a ganhar destaque foi o elemento químico gadolínio (Gd), que teve suas propriedades ferromagnéticas descobertas por Urbain, Weiss e Trombe (1935), porém não foi utilizado para fins de refrigeração a temperatura ambiente até 1976, quando Brown (1976), em seu trabalho pioneiro, obteve uma variação (*span*) de temperatura de 47 K utilizando gadolínio como refrigerante sólido. A partir desse marco, surgiu um grande interesse da comunidade científica na utilização do efeito magnetocalórico para refrigeração em temperaturas próximas à ambiente e o gadolínio, por sua vez, se tornou uma marca da refrigeração magnética (KITANOVSKI et al., 2015).

Alguns anos depois, Barclay e Steyert (1981) propuseram e patentearam a ideia de um Regenerador Magnético-Ativo (RMA), em que o material magnetocalórico é utilizado na forma de uma matriz porosa regenerativa submetida a escoamentos alternativos de um fluido térmico. Dessa forma, outras propriedades termo-hidráulicas, como fator de atrito, diâmetro hidráulico e número de Nusselt passaram a ser importantes na escolha do material e da geometria do regenerador, além da intensidade do efeito magnetocalórico. Outro grande marco no desenvolvimento dos refrigeradores magnéticos foi a descoberta do efeito magnetocalórico gigante em ligas de $Gd_5Si_2Ge_2$ por Pecharsky e GSCHNEIDER JR. (1997), nas quais os pesquisadores observaram variações de entropia magnética uma ordem de grandeza maior do que as registradas em outros materiais magnetocalóricos conhecidos na época (KITANOVSKI et al., 2015).

Após a descoberta do efeito magnetocalórico gigante, o interesse acadêmico e industrial na refrigeração magnética cresceu exponencialmente (SMITH, 2013), e diversos protótipos laboratoriais foram desenvolvidos por mais de 40 grupos de pesquisa em todo o mundo (KITANOVSKI et al., 2015). Embora a tecnologia tenha visto grandes desenvolvimentos ao longo das últimas décadas, os refrigeradores magnetocalóricos ainda não se encontram disponíveis no mercado, uma vez que os rendimentos obtidos ainda se encontram abaixo dos valores esperados (LOZANO et al., 2016). Torna-se então necessário um projeto termodinâmico completo, que englobe todos os subsistemas do equipamento visando atingir melhores desempenhos (PEIXER, 2020).

Hoje, o aprimoramento da tecnologia de refrigeração magnética engloba diferentes frentes de pesquisa envolvendo todos os subsistemas que compõem o equipamento e sua integração no sistema, destacando-se: (i) o desenvolvimento de novos materiais magnetocalóricos com maior aplicabilidade em RMAs (SANDEMAN, 2012; WANG et al., 2018; LAAJIMI et al., 2021; TAVARES; YANG; MEYERS, 2022; ELKHNENY et al., 2022), (ii) sistemas de controle (HOFFMANN, 2020), (iii) modelagem, projeto e otimização de RMAs (VIEIRA, 2020; LIANG et al., 2020; MAIORINO et al., 2021; MASCHE et al., 2022), (iv) estudo de trocadores de calor (CALOMENO, 2018; DUTRA et al., 2017), (v) projeto integrado

e otimização do sistema (PEIXER, 2020; NAKASHIMA, 2022), (vi) novas geometrias de regeneradores (TREVIZOLI, 2015; LIANG et al., 2020; WIELAND et al., 2020; LIANG et al., 2021) e (vii) projeto e otimização de circuitos magnéticos (FORTKAMP, 2019; TOMC et al., 2022).

Mesmo com todo esse esforço conjunto, do ponto de vista de sistema térmico, os refrigeradores magnéticos ainda não foram capazes de atingir parâmetros de performance efetivamente superiores aos da compressão mecânica de vapor (NAKASHIMA, 2022), sendo a potência de bombeamento do fluido térmico pelo meio poroso do RMA uma das maiores responsáveis pela queda no coeficiente de performance observada em protótipos de refrigeração magnética (Sá, 2020). Nesse contexto, surgem novas geometrias de regeneradores que propõem uma alternativa de menor perda de carga aos regeneradores em leito de esferas, sem comprometer de maneira expressiva o efeito magnetocalórico e a transferência de calor no regenerador. Dentro desse espectro de novas geometrias testadas, destaca-se a geometria de microcanais triangulares fabricados pela empresa Vacuumschmelze GmbH & Co (Fig. 1), sendo estes estudados recentemente por Liang et al. (2021).

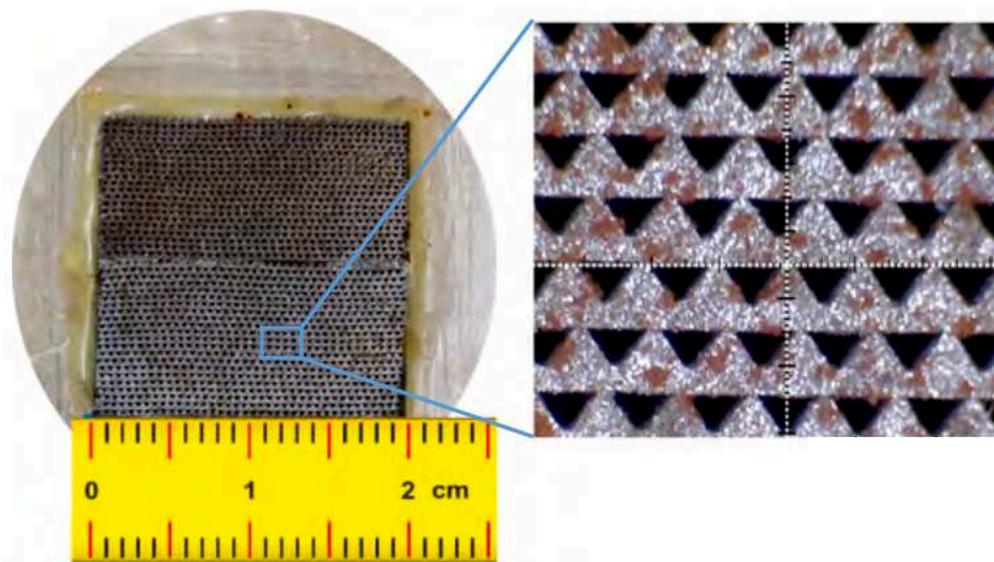


Figura 1 – Seção transversal de um regenerador de microcanais triangulares. Adaptada de Liang et al. (2021)

Os resultados encontrados por Liang et al. (2021), apesar de inconclusivos, encorajam tanto a busca de regeneradores de microcanais para além das geometrias triangulares quanto o estudo integrado do acoplamento de todos os outros subsistemas que compõem sistemas de refrigeração magnética. Para tanto, é necessária uma caracterização completa dessa geometria de regenerador, separando individualmente cada um dos fenômenos hidráulicos, térmicos e magnéticos, para depois integra-los de modo a analisar o desempenho do regenerador como peça central do refrigerador, sendo este o objetivo geral desta dissertação de mestrado.

1.2 Organização da Dissertação

Esta dissertação é dividida em seis capítulos distintos. O presente capítulo almeja introduzir o leitor aos temas abordados, bem como aos aspectos que motivaram o trabalho e seus objetivos gerais. No Capítulo 2, é apresentada uma revisão de temas considerados pertinentes ao desenvolvimento do trabalho de pesquisa, sendo lembrados não só resultados clássicos de referência ao tema, como também trabalhos recentes que direcionam o progresso da tecnologia em questão. Após uma revisão termodinâmica do efeito magnetocalórico e dos principais materiais utilizados em suas tecnologias, são descritos os conceitos básicos de regeneradores térmicos ativos e seus parâmetros de análise necessários para a caracterização termo-hidráulica e magnética desse tipo de trocador de calor. A segunda metade do capítulo se concentra nas características geométricas e operacionais do problema (escoamentos oscilatórios em microcanais), e nas técnicas experimentais utilizadas, em especial o Método *Single-Blow*. O Capítulo 3 apresenta os regeneradores testados e o aparato experimental utilizado nos ensaios de caracterização. No Capítulo 4, são descritos os modelos matemáticos e os métodos de solução numérica utilizados. No Capítulo 5, são listados e discutidos os principais resultados obtidos com os modelos matemáticos e experimentos realizados, bem como uma análise comparativa entre ambos. O Capítulo 6 conclui o trabalho com uma revisão dos principais resultados obtidos, possibilidades de melhorias para os modelos desenvolvidos e sugestões para trabalhos futuros.

Também são incluídos no documento seis apêndices. No Apêndice A, detalha-se o processo de solução numérica do modelo de escoamento oscilatório. No Apêndice B, descreve-se o processo de obtenção e validação das correlações de fator desmagnetizante utilizadas no modelo de regenerador magnético ativo. O Apêndice C traz o desenho técnico dos regeneradores térmicos propostos em alumínio. O Apêndice D apresenta os resultados gráficos do modelo de *single-blow* aplicado aos regeneradores de microcanais. No Apêndice E, são apresentados resultados de *Single-Blow* em um regenerador de esferas de aço inoxidável e sua relação com a clássica correlação de número de Nusselt para leito de esferas (WAKAO; KAGUEI, 1982), mediante a consideração dos efeitos de dispersão no número de unidades de transferência. O Apêndice F lista as fichas técnicas do material magnetocalórico fornecidas pelo fabricante. Por fim, o Apêndice G apresenta as propriedades termomagnéticas do material magnetocalórico utilizadas pelos modelos numéricos desenvolvidos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma breve revisão sobre os temas abordados nesta dissertação de mestrado, incluindo trabalhos da literatura sobre os métodos numéricos e experimentais aplicados a regeneradores térmicos ativos. A primeira metade do capítulo se concentra nos fenômenos físicos e no desenvolvimento de sistemas de refrigeração magnética. Sendo assim, a primeira seção introduz efeito magnetocalórico e o mecanismo físico responsável pela geração de efeito refrigerante. A segunda seção apresenta conceitos relacionados aos ciclos térmicos regenerativos, bem como uma justificativa para sua aplicação. A terceira seção apresenta o ciclo do regenerador magnético ativo, unindo as ideias das seções anteriores em um ciclo efetivo de refrigeração. Finalmente, a segunda metade do capítulo foca na geometria do regenerador e nas condições do escoamento, direcionando os fenômenos físicos que serão estudados durante a caracterização dos regeneradores, para ao fim propor os objetivos específicos desta dissertação de mestrado.

2.1 Efeito magnetocalórico (EMC)

Definido como a resposta térmica de um sólido magnético quando submetido a uma variação de campo magnético, o EMC é resultado da variação de entropia magnética no material devido ao alinhamento dos *spins* magnéticos do sistema com o campo aplicado. A entropia total de um sólido magnético é uma combinação das entropias referentes à rede cristalina (s_{Lat}), configuração eletrônica (s_{El}) e a parcela magnética (s_{M}), sendo as duas primeiras funções únicas da temperatura, e a terceira da temperatura e da indução magnética:

$$s_{\text{total}}(T, B) = s_{\text{Lat}}(T) + s_{\text{El}}(T) + s_{\text{M}}(T, B) \quad (2.1)$$

Dessa forma, mediante um incremento da indução magnética de forma adiabática, a entropia magnética do material diminui devido ao alinhamento dos spins e, para que a entropia total permaneça constante, é observado um aumento de temperatura devido às outras parcelas (funções únicas da temperatura). A essa variação de temperatura decorrente da variação de indução magnética dá-se o nome de variação de temperatura adiabática (ΔT_{ad}). Da mesma forma, caso o processo de magnetização se dê à temperatura constante, observa-se uma redução da entropia magnética e, por sua vez, uma redução da entropia total, visto que as outras componentes permanecem constantes numa transformação isotérmica. A essa variação de entropia à temperatura constante dá-se o nome de variação de entropia isotérmica (Δs_{mag})(Fig. 2).

A variação de entropia isotérmica pode ser calculada através da relação de Maxwell entre a entropia e a magnetização específica, sendo ambas funções da temperatura e da indução magnética:

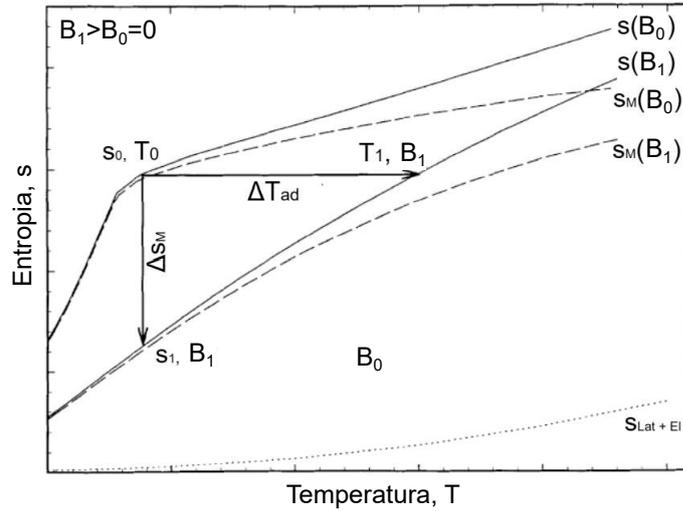


Figura 2 – Variação de temperatura adiabática e variação de entropia isotérmica no processo de magnetização. Adaptada de Pecharsky e GSCHNEIDNER JR (1999).

$$\left. \frac{\partial s}{\partial B} \right|_T = \left. \frac{\partial \sigma}{\partial T} \right|_B \quad (2.2)$$

Integrando a Eq. 2.2, chega-se a uma expressão para a variação de entropia isotérmica mediante uma variação de indução magnética:

$$\Delta s(T, \Delta B) = \int_{B_0}^{B_1} \left(\frac{\partial \sigma(T, B_0, B_1)}{\partial T} \right) dB \quad (2.3)$$

Para obter uma expressão para a variação de temperatura adiabática, parte-se da definição de calor específico a indução magnética constante:

$$\left. \frac{\partial s}{\partial T} \right|_B = \frac{c(T, B)}{T} \quad (2.4)$$

Em um processo termodinâmico a pressão e volume constantes, a variação diferencial de entropia pode ser escrita em função das variações infinitesimais de temperatura e indução magnética:

$$ds = \left. \frac{\partial s}{\partial T} \right|_B dT + \left. \frac{\partial s}{\partial B} \right|_T dB \quad (2.5)$$

Substituindo as Eqs. 2.2 e 2.4 na Eq. 2.5 em um processo isentrópico ($ds = 0$), deriva-se a expressão para a variação diferencial de temperatura adiabática:

$$dT = -\frac{T}{c(T, B)} \left(\frac{\partial \sigma}{\partial T} \right)_B dB \quad (2.6)$$

que, após integrada, resulta no ΔT_{ad} mostrado na Fig: 2:

$$\Delta T_{ad}(T, \Delta B) = - \int_{B_0}^{B_1} \frac{T}{c(T, B)} \left(\frac{\partial \sigma(T, B_0, B_1)}{\partial T} \right) dB \quad (2.7)$$

Talvez a característica mais interessante e atrativa do efeito magnetocalórico para aplicações em conversão de energia, seja a sua reversibilidade, sendo capaz de, após sucessivas

magnetizações e desmagnetizações, retornar à sua temperatura inicial, ao retornar à indução magnética inicial (KITANOVSKI et al., 2015). Trevizoli et al. (2012) demonstraram a reversibilidade do efeito após sucessivas etapas de magnetização e em amostras de gadolínio (Fig. 3). Em teoria, a reversibilidade do efeito permite que sistemas de refrigeração que utilizem o EMC atinjam eficiências maiores, porém, perdas de outras naturezas observadas em sistemas reais evidenciam ainda uma grande dificuldade para se atingir tais eficiências (Sá, 2020; NAKASHIMA, 2022).

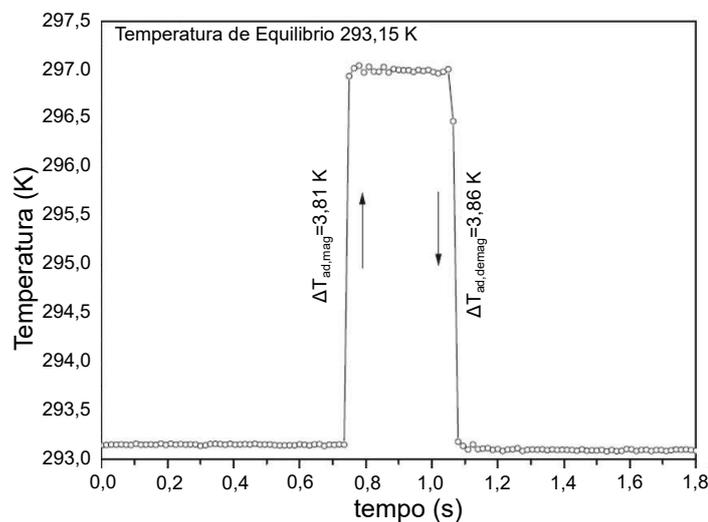


Figura 3 – Medição experimental direta de ΔT_{ad} durante a magnetização e desmagnetização demonstrando a reversibilidade do EMC. Adaptada de Trevizoli et al. (2012)

2.1.1 Materiais Magnetocalóricos (MMCs)

O efeito magnetocalórico é observado em todos os materiais magnéticos, e é mais intenso nas proximidades da temperatura de transição de fase magnética (ferromagnética-paramagnética), chamada de temperatura de Curie (T_{Curie}). A partir desta temperatura a magnetização espontânea desaparece e o material se torna paramagnético (SMITH et al., 2012; KITANOVSKI et al., 2015).

Os materiais magnetocalóricos são divididos em dois grupos de acordo com o tipo de transição de fase magnética envolvida (KITANOVSKI et al., 2015; APREA et al., 2015), sendo agrupados em materiais de primeira ou de segunda ordem, dependendo do comportamento da Magnetização, M , e do calor específico à indução magnética constante, c_B , durante a mudança de fase, como apresentado pela Fig. 4.

Nos materiais de transição de primeira ordem, a magnetização varia de forma descontínua em uma temperatura específica (T_{Curie}) e há uma deformação estrutural associada a mudança de fase. Já nos materiais de transição de segunda ordem, a magnetização diminui de forma contínua conforme a temperatura aumenta. O comportamento de c_B também difere conforme o tipo de transição de fase magnética, sendo que nos materiais de primeira ordem, c_B varia drasticamente sua temperatura de pico para campos magnéticos mais intensos, embora não apresente variações significativas em seu valor. Nos materiais de segunda ordem,

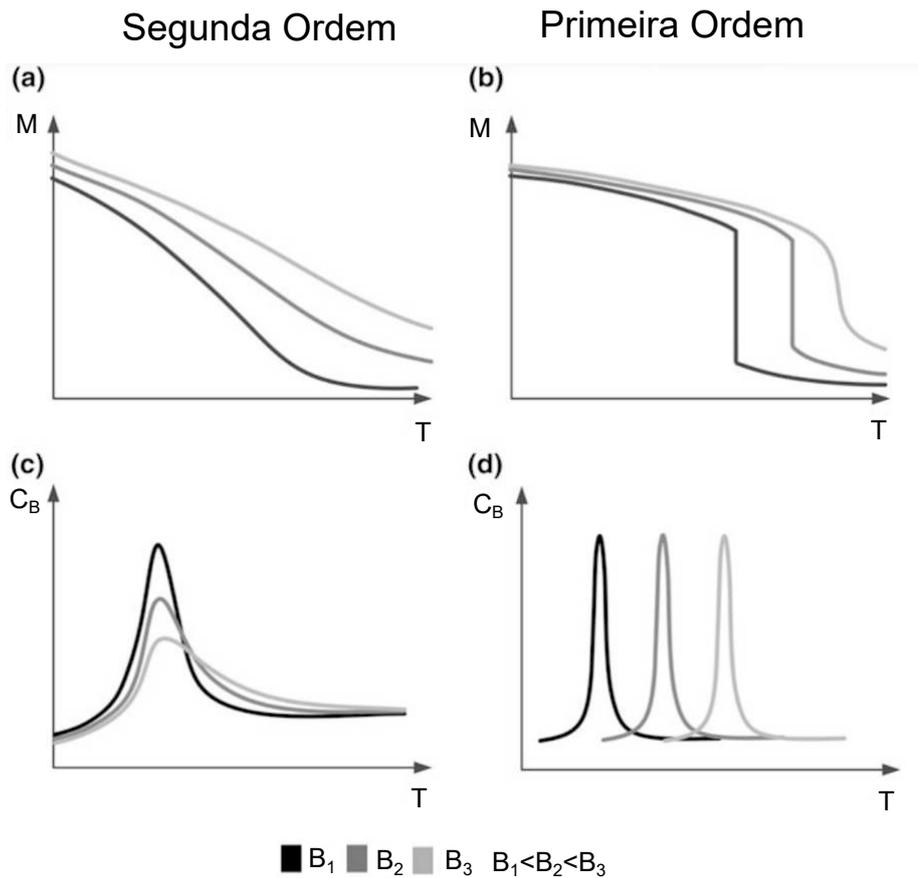


Figura 4 – Representação esquemática das distinções entre materiais primeira e segunda ordem via magnetização (a e b), e calor específico (c e d) em relação à indução magnética e a temperatura. Adaptada de KITANOVSKI et al. (2015)

por outro lado, o c_B apresenta uma temperatura de pico específica que permanece constante, porém, sua intensidade se reduz e o pico se alarga na presença de campos magnéticos mais intensos (KITANOVSKI et al., 2015).

Por ser o responsável pelo efeito refrigerante e por compor a atriz regenerativa (Seção 2.3), a escolha do MMC é um fator crítico no projeto de um refrigerador magnético ativo operando em temperaturas próximas à ambiente. Sua escolha passa pela análise de diversas propriedades que determinam sua aplicabilidade em sistemas de refrigeração ao redor da temperatura ambiente. Algumas dessas propriedades são (TREVIZOLI, 2015; KITANOVSKI et al., 2015; VIEIRA, 2020):

- Temperatura de Curie dentro da faixa de operação do sistema de refrigeração;
- Efeito magnetocalórico expressivo, ou seja, da ordem de $2K/T$ (ROWE et al., 2005);
- Histereses térmica e magnética mínimas;
- Estabilidade química;
- Elevada resistência elétrica;
- Propriedades mecânicas razoáveis que permitam a fabricação de geometrias diversas;

- Baixo custo;

O material magnetocalórico mais difundido é o gadolínio (Gd), que possui uma transição de fase de segunda ordem, sendo o único elemento puro que apresenta efeito magnetocalórico expressivo à temperatura ambiente ($T_{\text{Curie}} = 293 \text{ K}$). Devido à vasta literatura sobre suas propriedades, bem como o grande número de regeneradores desenvolvidos utilizando tal material, o gadolínio é tido como material de referência para comparação com outros materiais magnetocalóricos (GSCHNEIDNER; PECHARSKY, 2008; KITANOVSKI et al., 2015), embora suas propriedades possam variar conforme o grau de pureza do material (DANKOV et al., 1998).

No tocante aos de materiais de transição magnética de primeira ordem, as ligas de lantânio, ferro e silício (La-Fe-Si) apresentam um grande potencial para substituir as ligas de Gd. As ligas de La-Fe-Si possuem a vantagem de ter uma faixa de T_{Curie} mais abrangente que as ligas de Gd, podendo esta temperatura ser ajustada com adição de hidrogênio à sua composição, ou substituindo parte do ferro por alumínio, cobalto ou manganês (KITANOVSKI et al., 2015). Por apresentarem transição de fase magnética de primeira ordem, as ligas de La-Fe-Si possuem o efeito magnetocalórico mais pronunciado em uma faixa mais estreita de temperatura em torno de sua T_{Curie} quando comparadas com as ligas de Gd (Fig. 5) (BASSO et al., 2015; LEI et al., 2015; LEI et al., 2017). Apesar de promissoras, as ligas de La-Fe-Si apresentam integridade mecânica (VIEIRA, 2020) e química (ROSA et al., 2022; ROCABERT et al., 2022; WOJCIESZAK et al., 2022) inferiores às ligas de Gd, sendo esse um fator limitante no seu uso em condições de esforços severos e por longos períodos de tempo. Nesse contexto de elevada demanda por resistência mecânica, a geometria de microcanais se mostra promissora por impor uma menor perda de carga ao sistema, possibilitando o bombeamento do fluido em menores pressões.

2.2 Regeneradores Térmicos

Regeneradores térmicos são um tipo especial de trocador de calor, que operam de forma cíclica, em que escoamentos quentes e frios entram em contato com a matriz regenerativa sólida em diferentes períodos do ciclo. A matriz, por sua vez, armazena energia térmica do fluido quente, e posteriormente, a rejeita para o fluido frio. em diferentes períodos do ciclo. Dessa forma, há troca de calor sem contato direto entre os fluidos. Regeneradores comumente operam de forma cíclica entre escoamentos quentes e frios, e a matriz regenerativa (comumente um meio poroso) transfere calor entre os escoamentos, armazenando energia durante o escoamento quente para, subsequentemente, rejeita-la para o escoamento frio (SHAH; SEKULIC, 2003; NELLIS; KLEIN, 2009; TREVIZOLI, 2015; LOZANO, 2015).

Regeneradores térmicos se dividem em dois tipos básicos, estacionários e rotativos. Os estacionários são compostos por uma matriz fixa em que os escoamentos fluem alternadamente, sendo necessárias válvulas de controle capazes de direcionar os escoamentos quente e frio no momento correto durante a operação. Já os rotativos, por sua vez, possuem um fluxo constante de ambos os escoamentos, enquanto o regenerador rotaciona, expondo a matriz

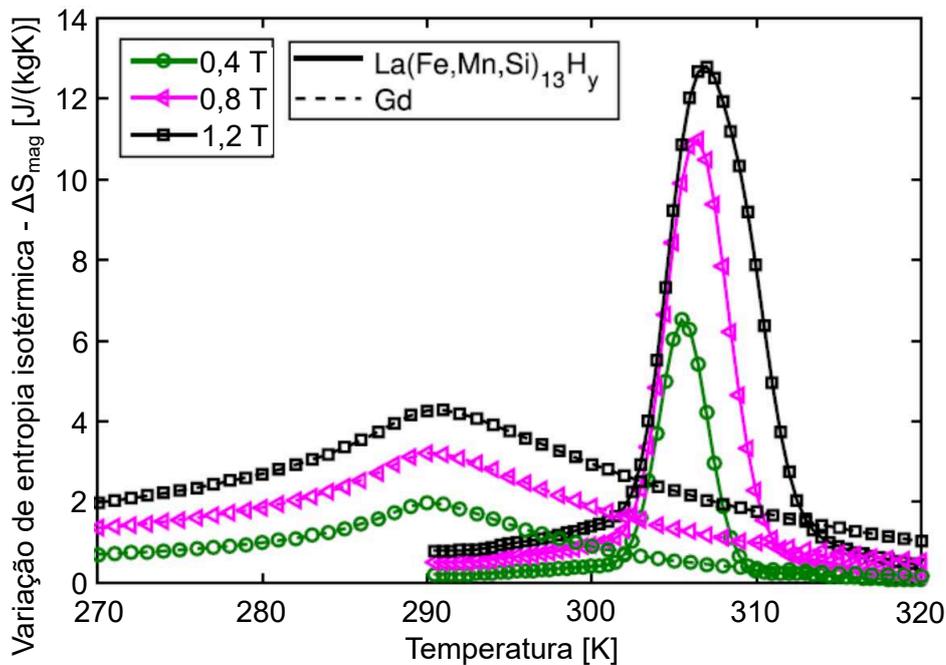


Figura 5 – Comparação entre a variação de entropia isotérmica em amostras de Gd (transição de segunda ordem) e amostras de La-Fe-Si (transição de primeira ordem). Adaptada de Lei et al. (2015)

às diferentes correntes e proporcionando a troca indireta de calor entre elas. Esse tipo de regenerador não exige o uso de válvulas de controle, porém, necessita de trabalho externo para girar o regenerador (SHAH; SEKULIC, 2003; LOZANO, 2015).

Devido à alternância entre escoamentos, regeneradores térmicos possuem natureza transiente em que as variáveis de estado e as propriedades do escoamento e da matriz dependem simultaneamente da posição no regenerador e do tempo de operação. No entanto, é possível definir um regime de equilíbrio cíclico, em que as variáveis permanecem constantes para a mesma posição no regenerador durante o mesmo instante do ciclo (NELLIS; KLEIN, 2009).

Atentando-se a esses fatores, é possível listar algumas características principais desejáveis em um regenerador térmico (SHAH; SEKULIC, 2003; NELLIS; KLEIN, 2009):

- Compacidade;
- Meio poroso de elevada permeabilidade;
- Elevada capacidade de transferência de calor, traduzida por um alto coeficiente de troca de calor e/ou elevada área de troca intersticiais;
- Alta capacidade térmica da matriz sólida.

Também é possível listar os principais parâmetros utilizados no projeto e na análise de desempenho de regeneradores térmicos (SCHMIDT; WILMOOT, 1981; HAUSEN, 1983):

- Temperaturas dos escoamentos quente e frio, T_H e T_C ;

- Condutância térmica global, UA_{total} ;
- Frequência de operação, f ;
- Capacidade térmica da matriz porosa, $m_s c_s$;
- Taxas de capacidade térmica de ambos os escoamentos, $\dot{m}c_{f,H}$ e $\dot{m}c_{f,C}$.

Regeneradores térmicos podem convenientemente ser analisados em termos de parâmetros adimensionais que agrupam diferentes variáveis e avaliam de forma relativa a importância de diferentes efeitos sobre as variáveis dependentes do problema parâmetros (SCHMIDT; WILMOOT, 1981; HAUSEN, 1983). O primeiro parâmetro adimensional utilizado é o fator de utilização, φ , definido como a relação entre a capacidade térmica da fase fluida durante o escoamento, e a capacidade térmica da fase sólida do regenerador, que assume a seguinte forma:

$$\varphi = \frac{\dot{m}c|_f}{mc|_s} \quad (2.8)$$

O fator de utilização representa a capacidade de armazenamento de energia, uma vez que, para que tal armazenamento seja efetivo, é preciso que o sólido possua uma capacidade térmica relevante em relação ao fluido, caso contrário, a temperatura da matriz porosa apenas alternará entre as temperaturas dos escoamentos quente e frio (NELNIS; KLEIN, 2009).

O segundo parâmetro utilizado é o número de unidade de transferência, NTU , que é uma representação do tamanho térmico do trocador de calor (SHAH; SEKULIC, 2003; NELNIS; KLEIN, 2009):

$$NTU = \frac{\bar{h}A_h}{\dot{m}c_f} \quad (2.9)$$

onde \bar{h} é o coeficiente médio de transferência de calor ao longo do regenerador e A_h é a área de troca intersticial entre sólido e fluido.

O último parâmetro relevante para esta análise, é a efetividade do trocador de calor, ϵ , definida como a relação entre a quantidade de calor efetivamente trocada entre o fluido e a matriz e a máxima possível (SHAH; SEKULIC, 2003; NELNIS; KLEIN, 2009; TREVIZOLI, 2015; VIEIRA, 2020):

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{H,C}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (2.10)$$

Escrevendo separadamente para cada escoamento:

$$\epsilon_{HB} = \frac{\dot{m}c_{p,f,H}(T_{H,in} - \bar{T}_{C,out})}{(\dot{m}c_{p,f})_{\min}(T_{H,in} - T_{C,in})} \quad (2.11)$$

$$\epsilon_{CB} = \frac{\dot{m}c_{p,f,H}(\bar{T}_{H,out} - T_{C,in})}{(\dot{m}c_{p,f})_{\min}(T_{H,in} - T_{C,in})} \quad (2.12)$$

Onde $\bar{T}_{C,out}$ e $\bar{T}_{H,out}$ são a média temporal das temperaturas adquiridas na descarga do regenerador ao longo de seus respectivos escoamentos.

Existe uma relação direta entre NTU e ϵ , em que se observa um aumento da efetividade com o aumento do tamanho térmico do trocador de calor. Esse comportamento fica evidenciado na Fig. 6, onde são apresentados os valores de efetividade e NTU para um regenerador balanceado (isto é, aquele em que as taxas de capacidade térmica das correntes quente e fria são idênticas). Os resultados foram obtidos por DRAGUTINOVIC e BACLIC (1998) a partir da solução da equação da energia para o fluido e para a fase sólida da matriz de um regenerador ideal. Destaca-se que apenas regeneradores que operam com utilização abaixo da unidade podem atingir efetividade de 100%, já que para utilizações maiores que 1 a capacidade térmica do fluido é maior que a da matriz e, por definição, nem todo calor transportado consegue ser regenerado (SHAH; SEKULIC, 2003; NELLIS; KLEIN, 2009).

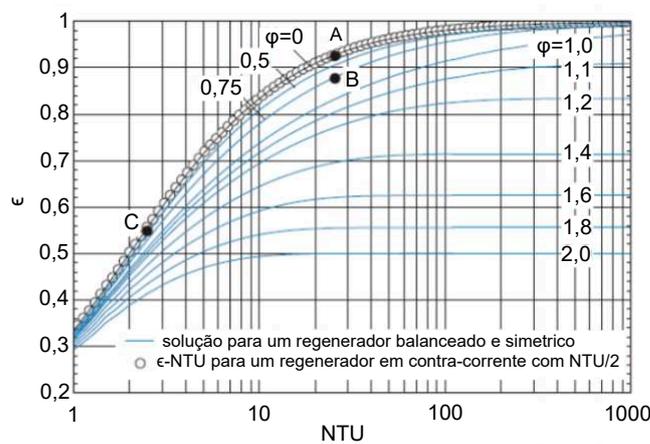


Figura 6 – Efetividade de um regenerador balanceado, simétrico em função de NTU e ϕ . Adaptada de NELLIS e KLEIN (2009)

2.3 Regeneradores Magnéticos Ativos (RMA)

Por si só, o efeito magnetocalórico nos materiais usados como refrigerantes sólidos produz baixos *spans* de temperatura para variações de indução magnética entre 1 e 2 T, faixa esta típica de circuitos magnéticos compostos por ímãs permanentes. Para um melhor aproveitamento do efeito, faz-se uso de um ciclo regenerativo em que o regenerador, fabricado em material magnetocalórico, desenvolve uma diferença de temperatura entre as fontes quente e fria a partir da sincronização das variações de campo magnético com etapas de escoamento das correntes quente e fria pela matriz. Desta forma, promove-se o aumento do *span* de temperatura às custas de capacidade de refrigeração (BARCLAY; STEYERT, 1981; LOZANO, 2015; TREVIZOLI, 2015).

2.3.1 Ciclo de RMA

Os RMAs podem operar idealmente em diversos ciclos termodinâmicos, como os ciclos Brayton, Carnot e Ericsson. No entanto, o ciclo mais comum em refrigeradores magnéticos é o ciclo Brayton, sendo ele composto por duas transformações isentrópicas e duas transformações a campo magnético constante, conforme apresentado a seguir (ROWE et al., 2005; KITANOVSKI et al., 2015; LOZANO, 2015; TREVIZOLI et al., 2012; VIEIRA, 2020):

1. **Magnetização adiabática:** O campo magnético é aplicado na matriz magnetocalórica de forma adiabática. Dessa forma, para que a entropia se mantenha constante, a temperatura do regenerador aumenta.
2. **Escoamento frio a campo constante:** Após a magnetização adiabática, o fluido escoado do reservatório frio pela matriz, absorvendo calor da fase sólida e resfriando-a. Ao deixar a matriz, o fluido rejeita calor na fonte quente.
3. **Desmagnetização adiabática:** O campo magnético é então removido de forma adiabática, reduzindo a temperatura da fase sólida para uma temperatura inferior à temperatura inicial.
4. **Escoamento quente a campo constante:** Após a desmagnetização, o fluido da fonte quente escoado pela matriz porosa em direção à fonte fria, reduzindo sua temperatura. Ao deixar a matriz, o fluido absorve calor na fonte fria.

A Fig. 7 apresenta esquematicamente as quatro etapas do ciclo Brayton termo-magnético, evidenciando o aquecimento e o resfriamento do material magnetocalórico que compõe a matriz nas etapas de magnetização e desmagnetização, ΔT_{ad} , bem como as trocas de calor com as fontes quente e fria.

Devido aos materiais de primeira ordem possuírem seu EMC concentrado em uma estreita faixa de temperatura no entorno de sua T_{Curie} (Fig 5) é comum montar o RMA com camadas de MMC com diferentes T_{Curie} . Com isso, a temperatura de Curie acompanha o gradiente de temperatura formado no regenerador, maximizando assim o EMC ao longo do escoamento (BARCLAY; STEYERT, 1981). Essa distribuição de camadas também garante que a maior parte do material esteja ativo e experimente variações significativas de temperatura durante as etapas de magnetização e desmagnetização. A Fig. 8 mostra um regenerador multicamadas hipotético operando entre as temperaturas de 253 K e 323 K em que o pico do EMC se encontra em temperaturas específicas acompanhando o gradiente de temperatura entre as fontes quente e fria (TREVIZOLI, 2015).

2.3.2 Modelos de RMAs

Ao longo do desenvolvimento das tecnologias em refrigeração magnetocalórica, em especial RMAs, surgiu a necessidade de simular o desempenho dessas unidades, seja para prever o desempenho do equipamento em condições diversas como para projetar sistemas que utilizem RMAs. Em sua revisão sobre o tema, Nielsen et al. (2011) propõem a divisão

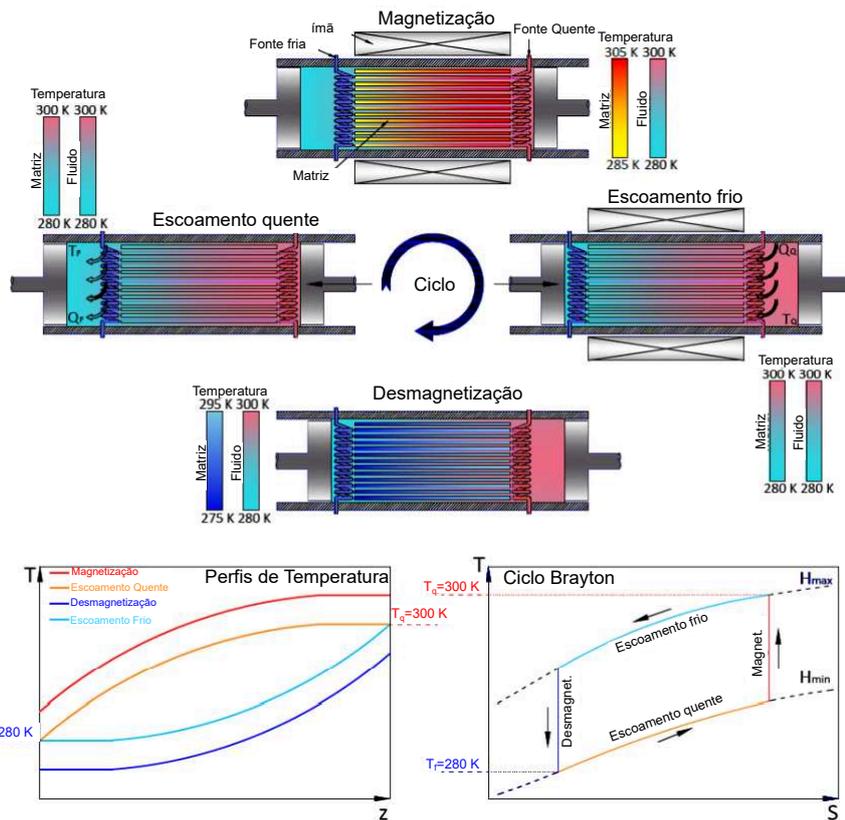


Figura 7 – Representação das quatro etapas do ciclo Brayton termo-magnético. O gráfico à esquerda representa o perfil de temperatura do fluido ao longo do regenerador em cada etapa do ciclo. O gráfico da direita apresenta as etapas do ciclo termodinâmico sobre a fase sólida no diagrama T-s. Adaptada de Jr., Lozano e Trevizoli (2014).

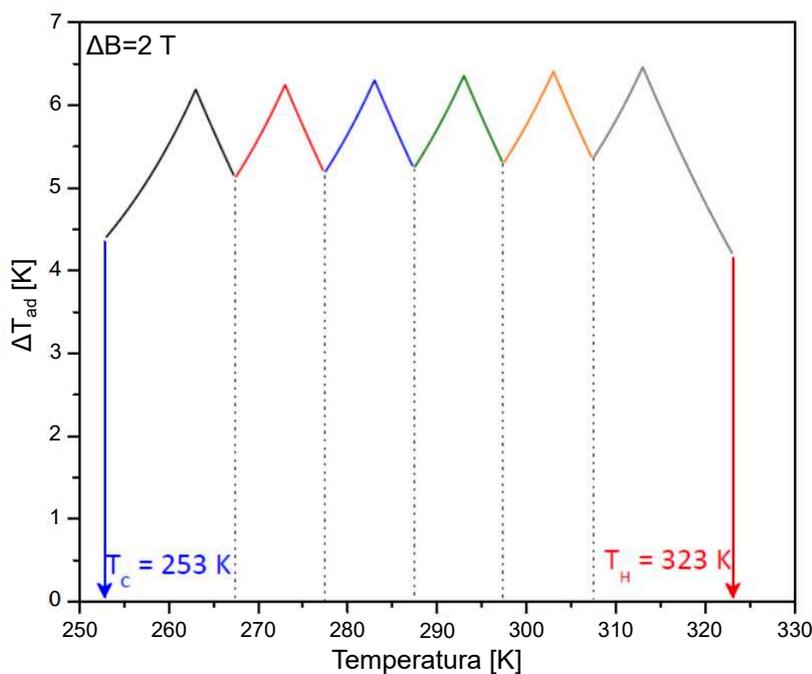


Figura 8 – Efeito magnetocalórico ao longo de um regenerador multicamadas hipotético. Adaptada de (TREVIZOLI, 2015).

dos modelos de RMA em (i) modelos de regime permanente (*Steady-state AMR models*) e em (ii) modelos transientes (*Time-dependent AMR models*).

Modelos de regime permanente normalmente partem da solução ideal de RMA e adicionam-se as perdas associadas (e.g. transferência de calor, condução axial, campo desmagnetizante). Esses modelos são computacionalmente menos exigentes e úteis em análises qualitativas, porém são incapazes de prever a interação entre subsistemas. Alguns modelos classificados como de regime permanente são os trabalhos de Yan e Chen (1992), Zhang et al. (1993), Zhang et al. (2000) e de He, Chen e Wu (2003) (NIELSEN et al., 2011).

Modelos transientes normalmente resolvem as equações para ambas as fases acopladas ao longo do ciclo do AMR. Essa abordagem permite uma descrição mais fiel dos fenômenos físicos e a modelagem das perdas, embora sejam menos eficientes computacionalmente. Exemplos desse tipo de modelagem são os trabalhos de Kirol e Mills (1984), Hu e Xiao (1995), Smali e Chahine (1998), Engelbrecht (2008), Petersen et al. (2008) e de Trevizoli (2015). Nielsen et al. (2011) também classifica os modelos transientes conforme as dimensões resolvidas na solução, sendo eles: (i) modelos unidimensionais (KIROL; MILLS, 1984; SMALI; CHAHINE, 1998; TREVIZOLI, 2015), (ii) modelos bidimensionais (PETERSEN et al., 2008; OLIVEIRA et al., 2012) e (iii) Modelos tridimensionais (BOUCHARD; NESREDDINE; GALANIS, 2009).

Outro parâmetro essencial aos modelos de AMR é a forma como o EMC é implementado. A forma mais simples é incluir a variação de temperatura adiabática na temperatura da fase sólida durante as etapas de magnetização e desmagnetização. Sendo ΔT_{ad} função da temperatura da fase sólida e das induções magnéticas iniciais e finais, é comum que a implementação venha de dados experimentais, como nos trabalhos de Smali e Chahine (1998), Petersen et al. (2008) e Nielsen et al. (2009). Outra forma de implementação do EMC é o chamado método *built-in*, em que o efeito magnetocalórico é apresentado como um termo fonte na equação do sólido e é calculado utilizando as equações básicas do EMC (Seção 2.1) e a relação de Maxwell entre a derivada da entropia com relação ao campo magnético e a derivada da magnetização em relação a temperatura, obtendo a seguinte expressão para o EMC (NIELSEN et al., 2011):

$$\dot{Q}_{EMC} = -T_s \frac{\partial M}{\partial T} \mu_0 \frac{\partial H}{\partial t} \quad (2.13)$$

Entretanto, essa abordagem exige um conjunto de dados detalhados e diferenciáveis para grandezas como magnetização e calor específico em função da temperatura e do campo magnético aplicado, sendo utilizada em trabalhos como os de Shir et al. (2004) e de Nielsen et al. (2009).

Para além da revisão de Nielsen et al. (2009), o trabalho recente de Eustache et al. (2021) listou 39 modelos de RMAs presentes na literatura, classificando-os pelo número de dimensões do modelo físico, pelo tipo físico de acoplamento, fonte de campo magnético, geometria do MMC e o tipo de validação. Se destacam também, o modelo de RMA multicamadas desenvolvido por Lei et al. (2015) e o o modelo de RMA de microcanais desenvolvido por Liang et al. (2021), sendo este ultimo uma das motivações centrais para este trabalho de mestrado.

No contexto da classificação utilizada por Nielsen et al. (2011), o modelo de RMA utilizado nesta dissertação de mestrado para análise de desempenho é um modelo transiente, unidimensional e com efeito magnetocalórico implementado pelo método *built-in*. O modelo utilizado foi desenvolvido por Trevizoli (2015) e posteriormente estendido por Lang (2018) e Vieira (2020) para regeneradores de esferas, sendo este melhor detalhado na Seção 4.4 e a sua adaptação para regeneradores fabricados em microcanais consiste em um dos objetivos específicos deste trabalho.

2.3.3 Fator Desmagnetizante

Como a intensidade do efeito magnetocalórico aumenta conforme a variação da indução magnética, faz-se necessário o conhecimento do campo efetivo no interior do regenerador, \vec{H}_{eff} . Rowe et al. (2005) demonstraram que o campo magnético efetivo no interior de um RMA é menor do que o campo aplicado pela fonte de campo. Atribui-se esse comportamento à magnetização, \vec{M} , do material magnético que se opõe à magnetização imposta. Como esses efeitos reduzem a indução magnética, \vec{B} , sobre o RMA, existe uma perda significativa do EMC associada, a qual deve ser incluída na modelagem matemática e no projeto de RMAs (BAHL; NIELSEN, 2009; LIPSØ et al., 2011; TREVIZOLI et al., 2012; KITANOVSKI et al., 2015).

Para efeitos de modelagem desse fenômeno, utiliza-se o conceito de campo desmagnetizante que, embora não seja um campo magnético real, contempla os efeitos geométricos na indução magnética sobre o corpo. Em materiais isotrópicos, o campo desmagnetizante tende a possuir sentido oposto ao campo aplicado, resultando em uma indução magnética menor que o esperado apenas com o campo aplicado (COEY, 2010).

A indução magnética sobre um corpo imerso em um campo magnético é governada pela equação de Maxwell para continuidade de fluxo:

$$\nabla \cdot \vec{B} = 0 \quad (2.14)$$

De forma geral, para um material magnético imerso em um campo aplicado, \vec{H}_a , a indução magnética calculada em termos da magnetização pode ser escrito como:

$$\vec{B} = \mu_0(\vec{H}_{\text{eff}} + \vec{M}) \quad (2.15)$$

onde μ_0 é a permeabilidade magnética do vácuo, sendo \vec{H}_{eff} a soma vetorial entre \vec{H}_a e o campo desmagnetizante, \vec{H}_{dem} , que, por sua vez, é calculado como o produto escalar entre o tensor desmagnetização, $\overline{\overline{N}}_D$, e a magnetização do corpo (COEY, 2010):

$$\vec{H}_{\text{dem}} = \overline{\overline{N}}_D \cdot \vec{M} \quad (2.16)$$

Para temperaturas uniformes, o tensor desmagnetização se reduz a um escalar, N_D , simplificando o cálculo de \vec{H}_{dem} (TREVIZOLI, 2015). Dessa forma, N_D se torna um parâmetro de projeto para RMAs, motivando estudos com focos diversos:

- Análise de efeitos de desmagnetização em RMAs (ROWE, 2004; BAHL; NIELSEN, 2009; TREVIZOLI et al., 2012; TREVIZOLI, 2015);
- Estudos da influência da geometria na desmagnetização (TANG et al., 2005; SMITH et al., 2010; SCHWARZ et al., 2011; CHRISTENSEN et al., 2011; NIELSEN; INSINGA; BJORK, 2019);
- Desenvolvimento de técnicas de medição (LIPSØ et al., 2011; BJØRK et al., 2021).

Para regeneradores montados em meios particulados, Coey (2010) propõem a modelagem de N_D em termos da porosidade do meio, ε , e dos fatores desmagnetizantes da partícula unitária, $N_{D,geo}$, e da geometria da carcaça em que são montados, $N_{D,csg}$. Logo:

$$N_D = N_{D,geo} + (1 - \varepsilon)(N_{D,csg} - N_{D,geo}) \quad (2.17)$$

Trevizoli (2015) utilizou a abordagem de Coey (2010) para determinar o fator desmagnetizante em meios porosos compostos por esferas, pinos e placas paralelas. Vieira (2020) utilizou a mesma abordagem em RMAs em meio particulado de La-Fe-Si, sendo utilizadas as correlações de Aharoni (1998) para geometrias de carcaças quadradas e de Sato e Ishii (1989) para geometrias de carcaças cilíndricas.

No entanto, até o momento não existe uma abordagem ou correlação conhecida para regeneradores de microcanais, sendo o desenvolvimento de uma correlação apropriada para as análises de fator desmagnetizante em regeneradores de microcanais um dos objetivos específicos deste trabalho.

2.3.4 Novas técnicas de fabricação de RMAs

Com o advento de novas tecnologias em fabricação, em especial as tecnologias de manufatura aditiva, novas propostas de geometrias ordenadas para matrizes de RMAs têm surgido, junto com a promessa de materiais com melhores propriedades termomagnéticas, ou seja, ΔT_{ad} e ΔS_{mag} (LEJEUNE et al., 2021; LU et al., 2021; RODRÍGUEZ-CRESPO et al., 2022; MIAO et al., 2022; WU et al., 2022).

Sharma et al. (2022) listaram uma série de trabalhos recentes que se propuseram a fabricar estruturas magnetocalóricas utilizando diferentes técnicas de manufatura aditiva, incluindo um método próprio de impressão assistida por polímero para fabricação de regeneradores em microcanais, Fig. 9(a). Também se destacam trabalhos como o de Wieland et al. (2020), que sinterizou amostras de $LaCe(FeMnSi)_{13}$ fabricadas a partir de extrusão de pós de MMC, Fig. 9(b), e o de Wang et al. (2023), em que foram fabricados monolitos de MMC hexagonais com diâmetros variando de 71,5 à 156,3 μm , Fig. 9(c).

Técnicas já bem estudadas de manufatura aditiva também têm sido aplicadas à MMC, como:

- *Binder jet* (MOSTAF AEI et al., 2018; STEVENS et al., 2021);

- *Laser powder bed fusion* (LPBF) (LAITINEN et al., 2019; NILSÉN et al., 2019; MOHAMED et al., 2022);
- Deposição direcionada de energia por lasers (TOMAN; MÜLLNER; CHMIELUS, 2018; NAVICKAIT et al., 2020; STEVENS et al., 2020; IMAIZUMI et al., 2022);
- Fabricação de tintas contendo MMC, Fig. 9(d) (TAYLOR; SHAH; DUNAND, 2018; RODRÍGUEZ-CRESPO et al., 2022).

Essas técnicas de manufatura, caso aplicadas à fabricação de RMAs, prometem a possibilidade de fabricar geometrias cada vez mais complexas e ordenadas. Dessa forma, é importante desenvolver métodos de análise termo-hidráulica e otimização de matrizes para que seja possível propor geometrias que potencializem a transferência de calor e a o mesmo tempo sejam fabricáveis sem grandes custos.

2.4 Escoamentos em microcanais

O conhecimento dos parâmetros que influenciam na transferência de calor entre regenerador e fluido de trabalho é fundamental no projeto de um RMA. Dentre eles, os principais são o coeficiente de transferência de calor intersticial, h , comumente reduzido à forma adimensional pelo número de Nusselt, Nu , e a área de troca intersticial, A_h . Em convecção forçada em escoamentos internos, de forma geral, o número de Nusselt é função do número de Reynolds, Re , e do número de Prandtl, Pr , definidos como (INCROPERA et al., 2008):

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f}, \quad (2.18)$$

$$Re = \frac{\bar{u}D_h}{\nu} \quad (2.19)$$

e

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha_f}, \quad (2.20)$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido, \bar{u} é a velocidade média do escoamento, ν é a viscosidade cinemática do fluido, α_f é a sua difusividade térmica e D_h é o diâmetro hidráulico do canal, definido pela seguinte expressão:

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (2.21)$$

onde A a área de seção transversal do canal e p seu perímetro molhado.

Note que a relação de dependência clássica entre Nu e Re depende de uma série de fatores envolvendo, além de aspectos de geometria do canal, o regime de escoamento (laminar ou turbulento), a condição de contorno térmica (fluxo de calor ou temperatura prescrita) e o grau de desenvolvimento do escoamento (plenamente desenvolvido ou em

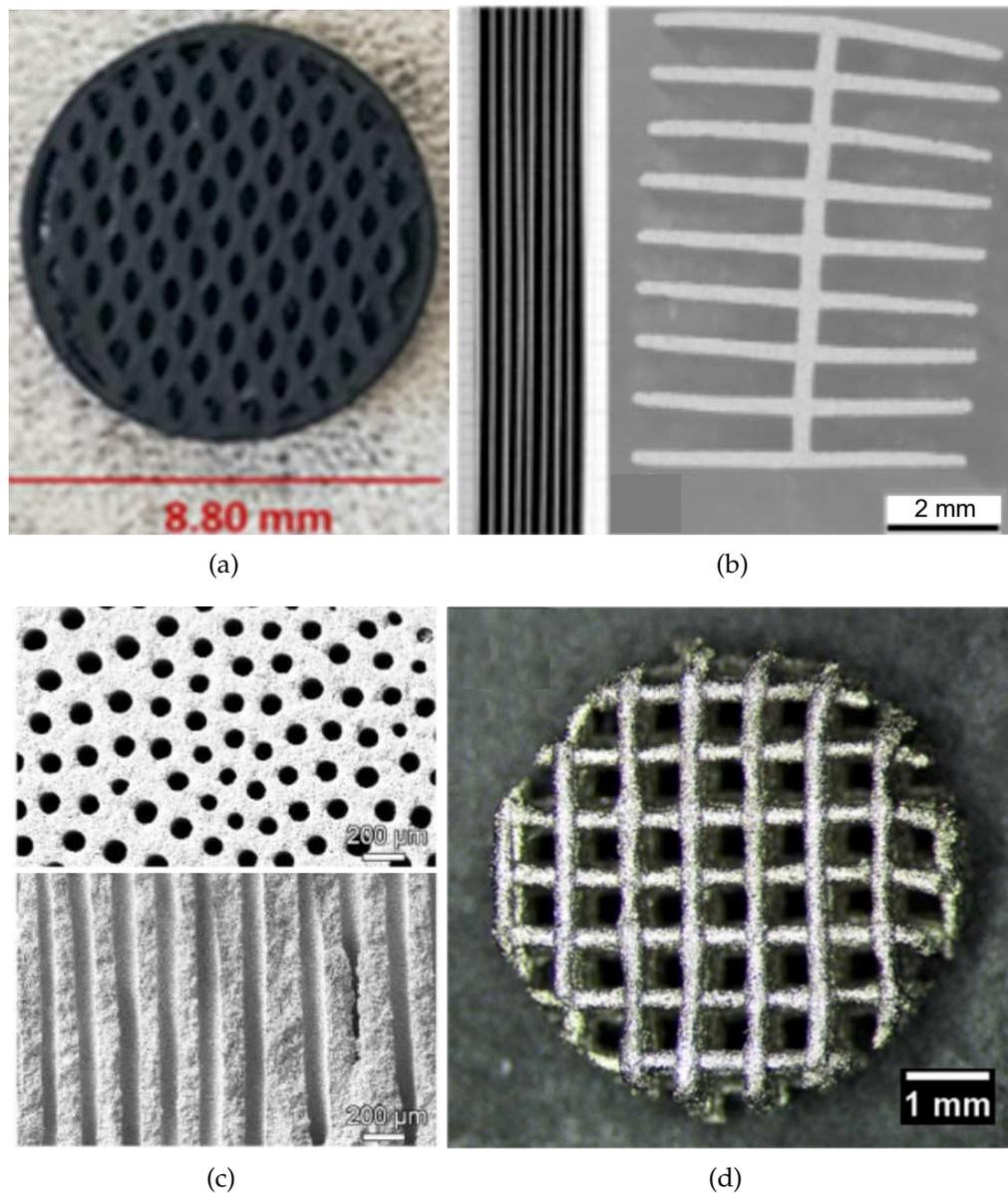


Figura 9 – Geometrias fabricadas em MMC por diferentes processos de fabricação. (a) Impressão 3D assistida por polímero. (b) Extrusão de pós. (c) *Self-organization process*. (d) Impressão 3D utilizando tintas contendo MMC. Adaptadas de Sharma et al. (2022), Wieland et al. (2020), Wang et al. (2023) e Taylor, Shah e Dunand (2018), respectivamente.

desenvolvimento). Ainda, há relações distintas para o coeficiente de transferência de calor local e médio ao longo de um trecho do canal.

Para a geometria de microcanais regulares e de seção transversal constante, a determinação de A_h é simples e direta. Contudo, caso o processo de fabricação gere canais irregulares, rugosos ou tortuosos, a determinação dessa grandeza pode se tornar problemática.

A determinação do número de Nusselt em canais em microescala é assunto de interesse há bastante tempo (WU; LITTLE, 1984; ACOSTA; MULLER; TOBIAS, 1985; WANG; PENG, 1994). Porém, ainda há grande divergência no comportamento observado nas correlações entre os números de Nusselt e Reynolds (OBOT, 2002). Em sua extensa revisão de resultados experimentais presentes na literatura até 2003, Morini (2004) relatou comportamentos

diversos para a relação $Nu \times Re$, em diferentes faixas de Re , agrupando-os da seguinte forma:

- Em regime laminar, Nu aumenta com o Re com expoentes variando de 0,3 a 1,96 (WU; LITTLE, 1984; CHOI; BARRON; WARRINGTON, 1991; RAHMANM.; GUI, 1993; CUTA; MCDONALD; SHEKARRIZ, 1996; NGUYEN et al., 1996; RAVIGURURAJAN et al., 1996; JIANG et al., 2001; WU; CHENG, 2003);
- Em regime laminar, Nu diminui com Re (PENG; WANG, 1993; PENG; PETERSON; WANG, 1994; WANG; PENG, 1994; PENG; PETERSON, 1996; DEBRAY et al., 2000; QU; MALA; LI, 2000; GAO; PERSON; FAVRE-MARINET, 2002);
- Em regime turbulento, as correlações de Dittus-Boelter e de Gnielinski necessitam de correções para serem aplicadas em escoamentos em microcanais (PENG; WANG, 1993; WANG; PENG, 1994; PENG; PETERSON, 1996; NGUYEN et al., 1996; RAVIGURURAJAN et al., 1996);
- A analogia de Reynolds não pode ser aplicada a microcanais (CHOI; BARRON; WARRINGTON, 1991; RAHMANM.; GUI, 1993; PENG; PETERSON, 1996; DEBRAY et al., 2000; CELATA et al., 2002; GAO; PERSON; FAVRE-MARINET, 2002);
- Uma rugosidade relativa elevada aumenta o coeficiente de transferência de calor por convecção em microcanais (QU; MALA; LI, 2000; KANDLIKAR; JOSHI; TIAN, 2003; WU; CHENG, 2003);
- A influencia da temperatura nos efeitos viscosos interfere na transferência de calor (TSO; MAHULIKAR, 2000).

Embora tenha revisado uma quantidade expressiva de trabalhos pertinentes ao tema, Morini (2004) concluiu que a relação entre os números de Nusselt e Reynolds para escoamentos em microcanais deveria ser considerada uma questão científica ainda em aberto, e que os desvios geométricos e rugosidade causados pelo processo de fabricação influenciavam fortemente os resultados observados.

Desde a revisão de Morini (2004), novos trabalhos exploraram a validade das correlações clássicas em microcanais (LEE; GARIMELLA; LIU, 2005; KUDDUSI, 2007), além dos efeitos da rugosidade dos canais nos fenômenos de transferência de calor (ZHANG; CHEN; SHI, 2010; CHAI; WANG; BAI, 2018; ZHANG et al., 2019; ANSARI; ZHOU, 2020; ZHU et al., 2020; DEY; SAHA, 2021).

Outra linha de pesquisa desenvolvida desde a revisão de Morini (2004) foi o desenvolvimento de correlações para o número de Nusselt próprias para escoamentos em microcanais. El-Genk e Pourghasemi (2019) propôs correlações para o número de Nusselt médio e local em microcanais retangulares utilizando técnicas de CFD, comparando-as com resultados experimentais da literatura. Kewalramani et al. (2019) desenvolveram correlações para escoamentos laminares em microcanais trapezoidais para condições de fluxo de calor imposto

utilizando dados numéricos e experimentais. Baek, Radebaugh e Bradley (2020) desenvolveram um novo método para a aferição do coeficiente de transferência de calor em microcanais com dimensões menores que as sondas de temperatura e concluíram que, em regime laminar, o número de Nusselt para microcanais é independente do número de Reynolds.

Apesar do grande interesse na relação $Nu \times Re$, a maior parte dos trabalhos desenvolvidos se aplica a canais em geometrias e condições específicas e que, de certa forma, se distanciam, em termos construtivos, de canais agrupados em matrizes porosas de RMAs.

No contexto de RMAs, se destaca o trabalho de Liang et al. (2021), que quantificou o desempenho de um regenerador de microcanais triangulares fabricado em ligas de La-Fe-Si preparadas pela Vacuumschmelze GmbH & Co. Durante a caracterização, Liang et al. (2021) aferiram indiretamente o número de Nusselt comparando resultados experimentais de efetividade térmica com soluções numéricas de um modelo unidimensional de regenerador (Fig. 10).

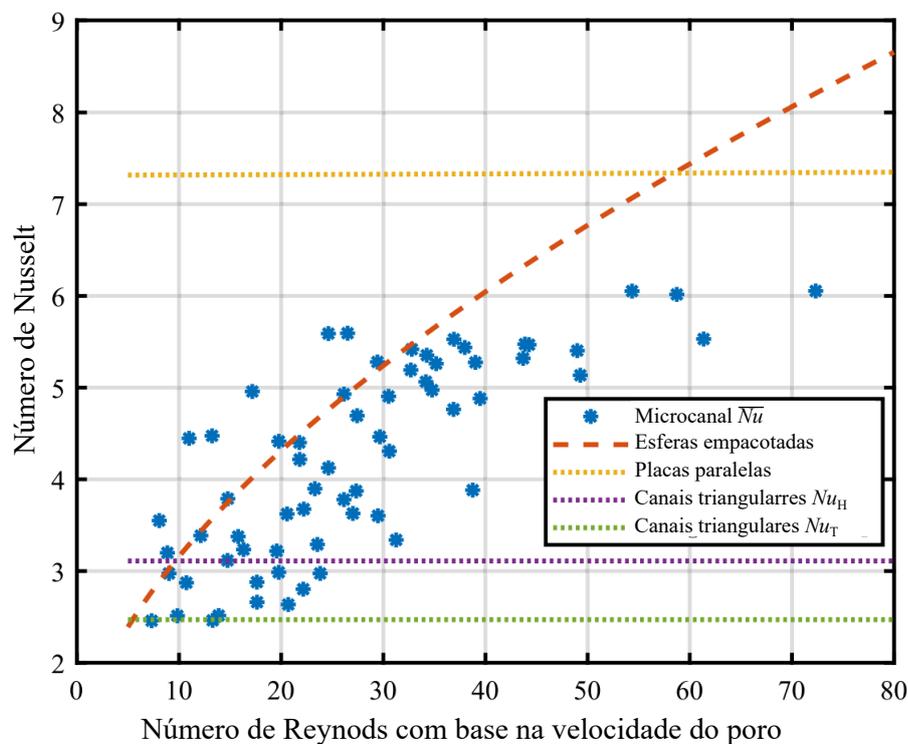


Figura 10 – Relação entre os números de Nusselt e de Reynolds com base na velocidade de poro. Cada ponto de \overline{Nu} foi derivado a partir de um resultado experimental de efetividade e comparado com um modelo unidimensional de regenerador. As correlações para esferas empacotadas, placas paralelas e canais triangulares são referentes a escoamentos unidirecionais em canais singulares. Os subíndices H e T se referem às condições de contorno utilizadas na solução, ou seja, calor imposto e temperatura prescrita, respectivamente. Adaptada de (LIANG et al., 2021).

No quesito desempenho, os resultados obtidos por Liang et al. (2021) encorajam a pesquisa e o desenvolvimento de regeneradores em geometrias de microcanais. No entanto, a literatura ainda carece de estudos que melhor separem a influência de cada fenômeno de transporte para essa configuração de RMAs, sendo este mais um dos objetivos específicos

deste trabalho de mestrado.

2.5 Método *Single-Blow*

Para a caracterização térmica do regenerador, faz-se necessária uma técnica capaz de determinar de maneira eficaz o coeficiente de transferência de calor no interior de micro-canais de diferentes geometrias em diferentes condições de escoamento. Em escoamentos internos, o coeficiente de transferência de calor local, $h(x)$, é definido como:

$$h_x = \frac{q_x''}{(T_{w,x} - T_{m,x})}, \quad (2.22)$$

onde q_x'' é o fluxo de calor local e $T_{w,x}$ e $T_{m,x}$ são as temperaturas de parede e média de mistura locais, respectivamente.

As técnicas de medição do coeficiente de transferência de calor podem ser divididas em dois grandes grupos: (i) técnicas de regime permanente e (ii) técnicas transientes. Na primeira, as grandezas do lado direito da Eq. 2.22 são medidas diretamente. Por exemplo, realizando um balanço de energia em um trecho de canal de comprimento Δx para se obter o fluxo de calor local, tem-se que:

$$h_x = \frac{\dot{m}c_f(T_{m,x} - T_{m,x-\Delta x})}{p_x\Delta x(T_{w,x} - T_{m,x})}, \quad (2.23)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica de fluido, c_f o seu calor específico a pressão constante e p_x é o perímetro do canal.

A partir do coeficiente local, h_x , determina-se o coeficiente de convecção médio, \bar{h} , ao se integrar h_x ao longo de um trecho de comprimento x , conforme a expressão a seguir:

$$\bar{h} = \frac{1}{x} \int_0^x h_x dx. \quad (2.24)$$

Apesar de conceitualmente simples, esse tipo de ensaio exige a presença de termopares no interior do corpo de prova para aferir tanto a temperatura da parede quanto a temperatura de mistura, o que para determinadas geometrias pode não ser impossível. Note que técnicas de regime permanente podem ser adaptadas para quantificar diretamente o coeficiente de transferência de calor médio. Contudo, estas envolvem algum grau de aproximação e não eliminam a necessidade de se medir T_w e T_m em algum ponto do trocador de calor.

Para casos envolvendo geometrias complexas, foram desenvolvidas técnicas transientes de medição, sendo a sua primeira publicação atribuída a Anzelius (1926), nomeando-a *Starting Stage Operation*. Essas técnicas utilizam a resposta dinâmica da temperatura na descarga do corpo de prova como critério de comparação com modelos numéricos para prever o valor de \bar{h} . A esse tipo de técnica também foi dado o nome de *Single-Blow* por Nusselt em 1927 (ABUSERWAL, 2017) e de *Transient Test Technique* por Schumann (1929). O método consiste na solução de um modelo matemático que, comparando resultados numéricos com experimentais, determina o *NTU* do conjunto trocador de calor/escoamento (HEGGS; BURNS, 1988; LUO; ROETZEL; LÜDERSEN, 2001).

Experimentalmente, o método *Single-Blow* é mais simples que o método de regime permanente, consistindo em monitorar as temperaturas do escoamento na entrada e na saída de um corpo de prova após uma perturbação significativa na temperatura de entrada. A perturbação mais comum é o incremento de temperatura em formato de degrau, porém, perfis senoidais também podem ser utilizados (HEGGS; BURNS, 1988; LUO; ROETZEL; LÜDERSEN, 2001). Entretanto, essa técnica exige uma modelagem matemática mais apurada, já que o método consiste na comparação entre o perfil temporal de temperatura medido na descarga do trocador de calor com o perfil temporal obtido pela solução de um sistema de equações diferenciais parciais para um dado valor de NTU . Caso a comparação atenda os critérios de resolução pré-determinados, obtém-se o NTU verdadeiro, caso contrário, resolve-se novamente o sistema para um diferente valor de NTU até se obter convergência (HEGGS; BURNS, 1988; ANDO, 2013; ABUSERWAL, 2017).

Dessa forma, é possível listar os três itens que compõem o método *Single-Blow*:

- **Aparato experimental:** O aparato experimental é responsável pela aplicação e controle da perturbação de temperatura e pelo monitoramento da resposta dinâmica a essa perturbação. Além disso, o sistema precisa garantir estabilidade para que a vazão mássica que atravessa o trocador de calor seja constante ao longo de todo o experimento (ENGELBRECHT, 2008; HALKARNI; SRIDHARAN; PRABHU, 2016);
- **Modelo matemático de transferência de calor:** O modelo matemático de transferência de calor é responsável por resolver as equações de conservação associadas à modelagem utilizada, tendo como parâmetro de entrada um NTU a ser variado conforme o modelo de ajuste de curva (LUO; ROETZEL; LÜDERSEN, 2001; ABUSERWAL, 2017; WU et al., 2021);
- **Modelo matemático de ajuste de curvas:** O modelo de ajuste de curvas é responsável pela comparação entre os perfis temporais de temperatura obtido experimentalmente e pelo modelo matemático, sendo incluso neste o critério de parada para o modelo matemático de seleção de NTU (HEGGS; BURNS, 1988).

No âmbito do modelo matemático, várias abordagens já foram utilizadas. (LEONG; TOH, 1999) utilizaram um modelo matemático relativamente simples, desconsiderando os termos transientes e de condução na fase fluida. Ao utilizar ar como fluido de trabalho, os autores obtiveram resultados satisfatórios em suas medições de fator j de Colburn. Chen e Chang (1996) e Chen e Chang (1997) adicionaram ao modelo matemático a parcela referente à carcaça não adiabática que reveste o corpo de prova, utilizando assim o método para a aferição dos valores de NTU do trocador de calor e da carcaça. Abuserwal (2017) utilizou uma modelagem semelhante para medir $NTUs$ em espumas metálicas e em seus envólucros utilizando ar como fluido de trabalho. Para escoamentos de líquidos, destacam-se os trabalhos de Luo, Roetzel e Lüdersen (2001) e Luo e Roetzel (2001), que incluíram o termo transiente na fase fluida e propuseram considerar efeitos de dispersão. Chang et al. (1999) aprimoraram o método para inclusão de condução radial, obtendo resultados satisfatórios quando comparados com a literatura.

No que se refere aos modelos de ajuste de curva, destaca-se o celebrado trabalho de Heggs e Burns (1988), em que foram avaliadas quatro metodologias distintas de comparação entre curvas para o método *Single-Blow*, sendo a principal conclusão que o método dos mínimos quadrados oferece melhores resultados em termos de medição de *NTU*.

Na literatura, há diversas aplicações do método *Single-Blow*, o qual foi utilizado para medições de coeficiente de transferência de calor em espumas metálicas (HWANG et al., 2002; ANDO, 2013; ABUSERWAL, 2017), trocadores de calor compactos (LEONG; TOH, 1999; LUO; ROETZEL, 2001; RANGANAYAKULU; LUO; KABELAC, 2017) e leitos de esferas Heggs e Burns (1988), Yang et al. (2012), Halkarni, Sridharan e Prabhu (2016).

Embora exista uma quantidade significativa de trabalhos utilizando o método *Single-Blow*, este foi poucas vezes utilizado na medição de coeficientes de transferência de calor em RMAs, destacando-se o trabalho de Engelbrecht (2008), que mediu o coeficiente de transferência de calor em regeneradores de leito de esferas com aplicação em RMAs e comparou seus resultados com a correlação de WAKAO e KAGUEI (1982), tendo utilizado esses resultados no desenvolvimento de um modelo numérico de RMA.

O trabalho de Engelbrecht (2008) demonstrou a importância desse tipo de medição para um modelo de RMA. No entanto, pouco se conhece a respeito do comportamento do coeficiente de transferência de calor em regeneradores de microcanais, em especial os de geometria de canal triangular, sendo o seu estudo utilizando o método *Single-Blow* mais um dos objetivos desse trabalho.

2.6 Escoamentos oscilatórios

Escoamentos oscilatórios com temperaturas variáveis são parte essencial do ciclo de um RMA, uma vez que a função da matriz regenerativa é promover a troca de calor entre os escoamentos quente e frio. Nesse contexto, o estudo da influência do escoamento oscilatório no coeficiente de transferência de calor convectivo se mostra essencial para caracterização térmica de um regenerador para aplicações de refrigeração magnética.

O estudo da influência da natureza oscilatória de um escoamento no número de Nusselt já foi estudado amplamente no contexto de trocadores de calor termoacústicos (KORNHAUSER; SMITH, ; KORNHAUSER; SMITH, 1994), em que foi utilizada a modelagem de parâmetros médios para escoamentos oscilatórios de Gedeon (1986), ou nos trabalhos de Brady (2012), Kamsanam, Mao e Jaworski (2015), Piccolo e Jaworski (2020), em que foram comparadas correlações da literatura com resultados experimentais.

Fora da área de acústica, destaca-se o trabalho experimental de Muñoz-Cámara, Solano e Pérez-García (2020), que propuseram correlações para o fator de atrito e coeficiente de transferência de calor em tubos circulares com defletores de três orifícios, em termos do número de Reynolds para escoamentos oscilatórios e do número de Prandtl. Adicionalmente, no trabalho numérico de Jalil (2019), foi realizada uma investigação numérica dos efeitos de escoamentos oscilatórios na transferência de calor axial. Vangeffelen et al. (2022) estudaram o comportamento do número de Nusselt em regime permanente periódico em escoamentos

em micro- e minicanais com *offset strip fins* submetidas a um fluxo de calor constante.

Embora existam trabalhos relacionados aos efeitos de escoamentos oscilatórios na transferência de calor, especificamente no Número de Nusselt, ainda faltam trabalhos relacionados ao ciclo de RMA que estudem esse tipo de efeito, uma vez que a natureza oscilatória de seus escoamentos quente e frio é a parte central do ciclo regenerativo que potencializa a capacidade de refrigeração e o *span* de temperaturas em um refrigerador magnético. Dessa forma, o envolvimento de um modelo numérico capaz de simular o escoamento oscilatório em um único microcanal que compõe a matriz de um regenerador térmico em microcanais passa a ser mais um dos objetivos específicos desta dissertação de mestrado.

2.7 Objetivos Específicos

A primeira metade desta seção apresentou uma revisão da literatura sobre RMAs, bem como alguns de seus principais parâmetros de análise a serem utilizados ao longo dessa dissertação de mestrado. A segunda metade, por sua vez, apresentou uma revisão de técnicas e modelos com potencial para serem utilizadas na caracterização e análise termo-hidráulica e magnética de RMAs em microcanais. Considerando o conteúdo apresentado, são propostos os seguintes objetivos específicos para esta dissertação de mestrado:

- Desenvolver uma metodologia para a determinação numérica de correlações de fator desmagnetizante, N_D , para regeneradores em microcanais;
- Implementar um modelo de perda de carga para regeneradores em microcanais com base em uma modelagem de meio porosos;
- Implementar o método *Single-Blow* em seus três elementos para medição de $NTUs$ em regeneradores térmicos em microcanais;
- Desenvolver um modelo de escoamento oscilatório em microcanais que permita a determinação local do número de Nusselt e sua variação temporal conforme a variação de escoamentos.
- Estender o modelo de RMAs em leito de esferas de Trevizoli (2015), Lang (2018) e Vieira (2020) para microcanais utilizando os resultados de N_D , perda de carga e coeficiente de transferência de calor obtidos.
- Analisar e determinar quais dos parâmetros estudados são mais relevantes para o desempenho de um RMA.

3 APARATO EXPERIMENTAL

Neste capítulo são apresentados tanto os regeneradores térmicos testados, bem como o aparato experimental utilizado nos ensaios realizados neste trabalho. Na primeira seção será descrito o aparato experimental utilizado nos testes, bem como a metodologia experimental utilizada durante os ensaios. Na seção seguinte, serão descritas as características geométricas, magnetocalóricas e de montagem dos regeneradores testados.

3.1 Bancada de Testes

A bancada de testes utilizada nos ensaios foi desenvolvida por Trevizoli (2015) e posteriormente aprimorada por Nakashima (2017), Nakashima et al. (2017), Hoffmann et al. (2017), e Hoffmann (2020), e tem por objetivo a caracterização termo-hidráulica de regeneradores de leito poroso fixo em modo passivo (sem a aplicação de um campo magnético) ou ativo (com aplicação do campo), a fim de quantificar separadamente perdas térmicas, viscosas e magnéticas. Devido à versatilidade de sua operação, possibilitando a realização de testes com escoamento unidirecional e oscilatório, a bancada é considerada adequada para o mapeamento do desempenho dos regeneradores de microcanais.

A Fig. 11 mostra um diagrama esquemático da bancada, apresentando ambos os circuitos hidráulico e magnético, bem como o posicionamento dos sensores/transdutores cujos detalhes operacionais apresentados na Tabela 1. Conforme indicado anteriormente, a bancada pode ser operada de forma a realizar diferentes tipos de testes (com escoamento oscilatório — com e sem magnetização do RMA — com escoamento unidirecional transiente e permanente). As seções a seguir descrevem tais procedimentos de teste de forma detalhada.

Tabela 1 – Modelos de sensores utilizados no aparato experimental.

Sensor/Transdutor	Fabricante	Modelo	Incerteza
Pressão	Omega	PX613-200G5V	$\pm 0,5$ kPa
Termopar	Omega	SCPSS-020G-6	$\pm 0,2$ K
Medidor de vazão mássica	Krohne	Optimass 3300C-S04	± 1 %
Efeito Hall	SEC Electronics	SS49E	-

3.1.1 Testes Ativos

Os testes ativos consistem na operação completa do ciclo de RMA no regenerador testado, incluindo as etapas de magnetização e desmagnetização. Para tanto, o regenerador deve ser montado no interior do circuito magnético. O ímã tem seus perfis de densidade de fluxo magnético descritos pelas Figs. 12(a) e 12(b). Este tipo de teste é utilizado para avaliação do desempenho do regenerador como refrigerador magnético e tem como principal resultado a determinação das capacidades de refrigeração para diferentes temperaturas de fonte fria, T_C , uma vez que durante os ensaios a temperatura da fonte quente, T_H , é mantida constante.

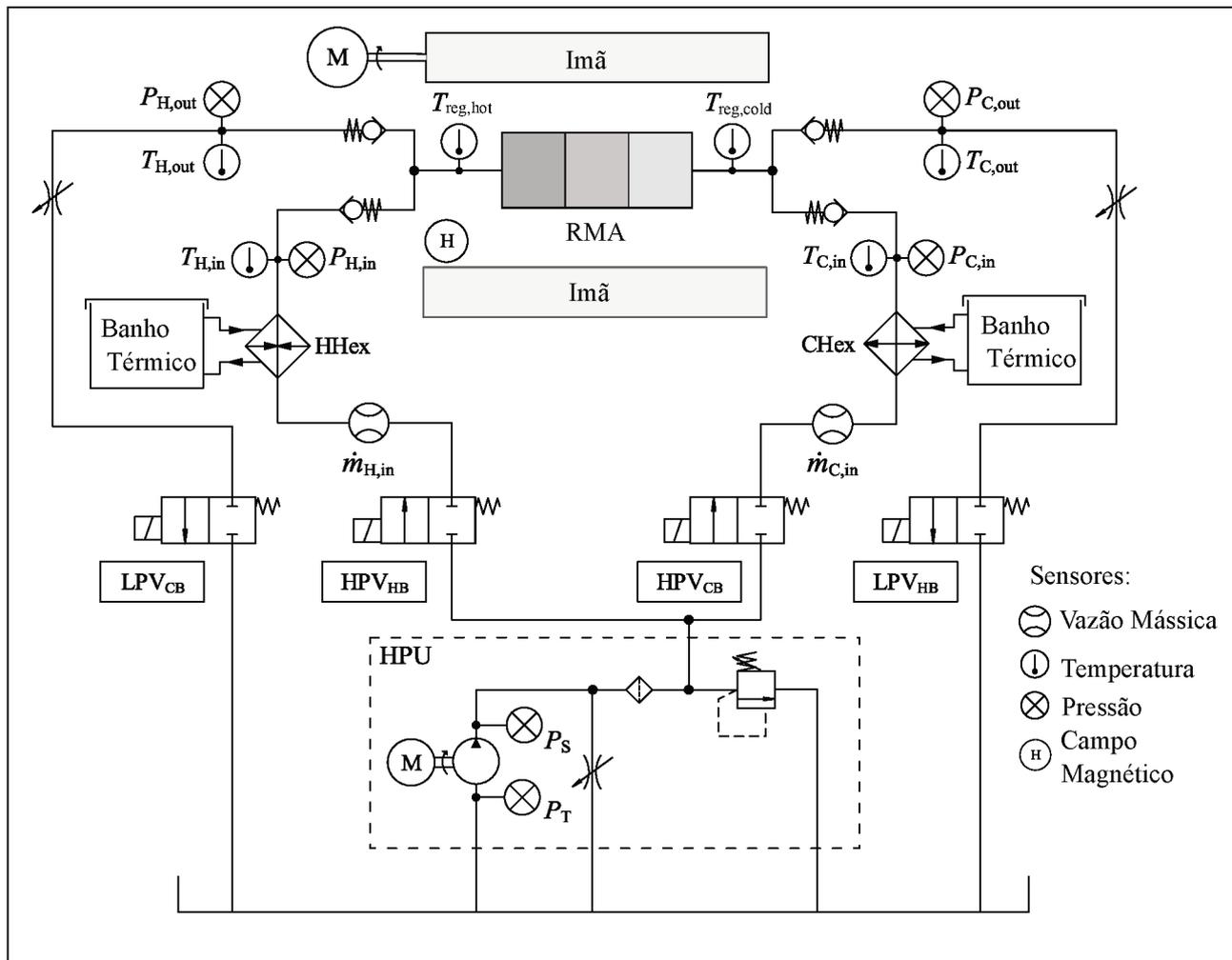
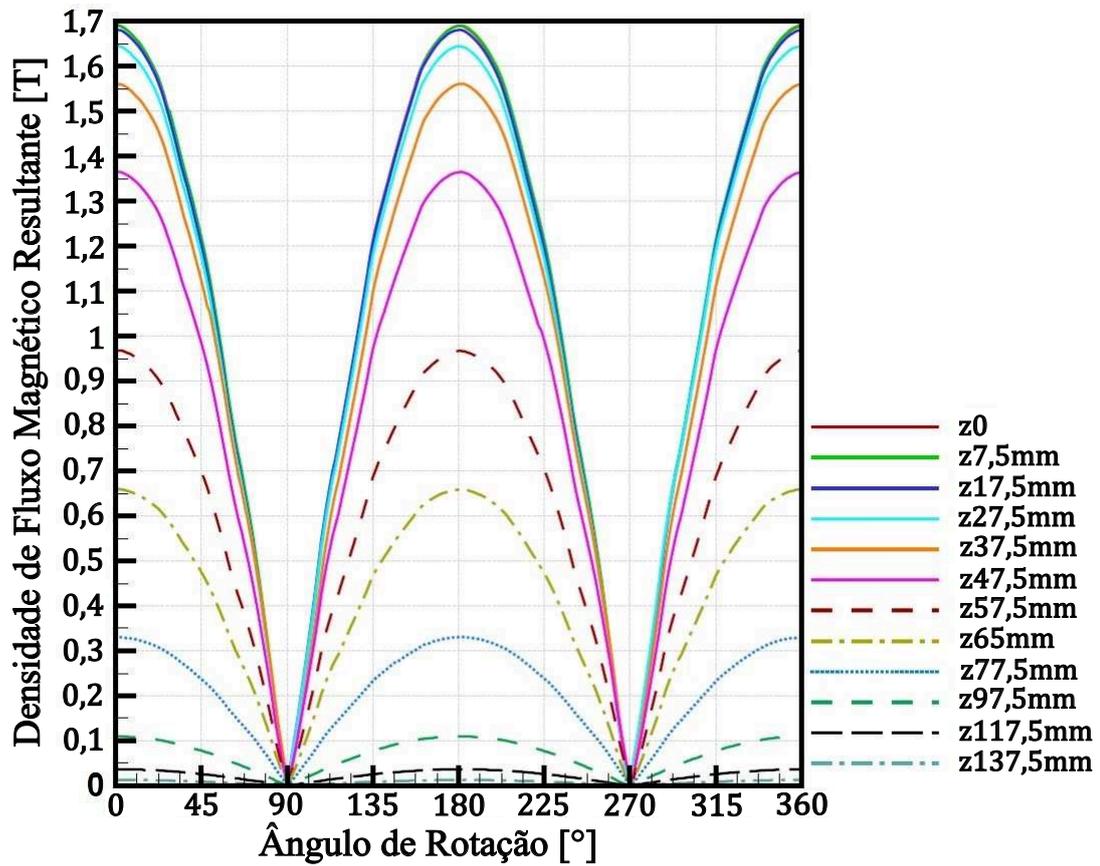


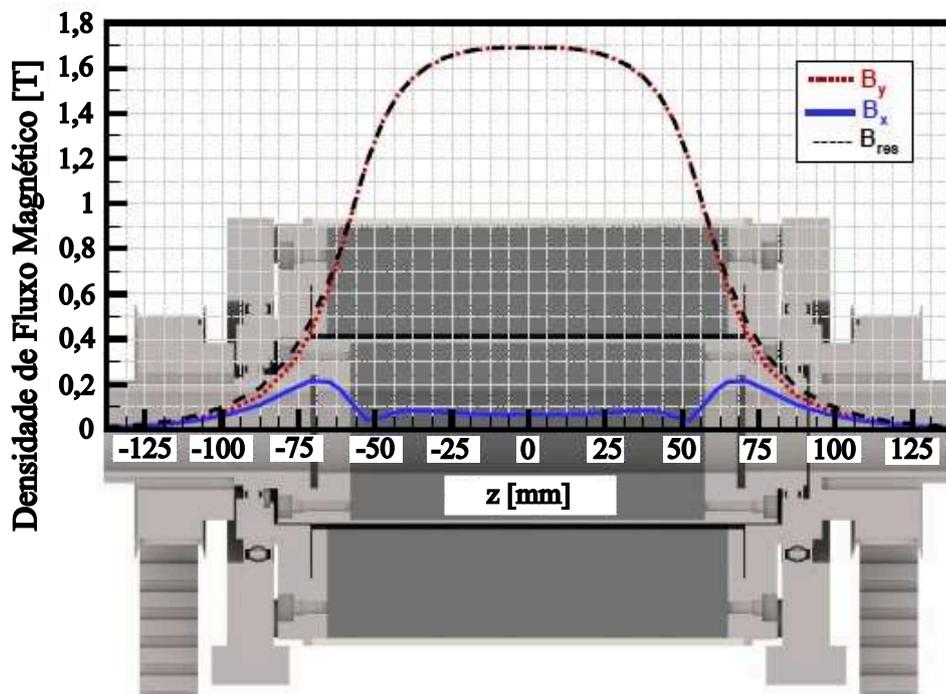
Figura 11 – Diagrama hidráulico e de instrumentação da bancada experimental utilizada nos ensaios de caracterização, térmica, hidráulica e de RMA dos regeneradores testados.

Durante um teste ativo, o caminho seguido por um volume de fluido partindo do reservatório de líquido (Fig. 11) depende da etapa de escoamento do ciclo de RMA e de sua sincronização com o circuito magnético:

- **Escoamento quente:** Ao se abrir as válvulas do escoamento quente (HPV_{HB} e LPV_{HB}), o volume de fluido deixa a unidade de alta pressão (HPU), passando pela válvula HPV_{HB} e pelo medidor de vazão mássica, $\dot{m}_{H,in}$, em direção ao trocador de calor do lado quente, HH_{ex} . Lá, o volume de fluido passa à temperatura do lado quente, T_H . O volume de fluido, então, segue em direção à entrada do regenerador passando pelos sensores de temperatura e pressão ($T_{H,in}$ e $P_{H,in}$). De lá, o fluido atravessa uma válvula de retenção e chega à entrada do regenerador onde é aferida a temperatura pelo termopar $T_{reg,hot}$. O fluido então troca calor ao longo do regenerador, tendo sua temperatura aferida na saída do escoamento quente, $T_{reg,cold}$. O fluido atravessa a válvula de retenção na outra extremidade, tem aferidas sua pressão e temperatura ($P_{C,out}$ e $T_{C,out}$), e finalmente passa por uma válvula de agulha reguladora de vazão antes de retornar ao reservatório de líquido através da válvula LPV_{HB} .



(a)



(b)

Figura 12 – (a) Densidade de fluxo magnético resultante ao longo do eixo z em função do ângulo de rotação do ímã. (b) Densidade de fluxo magnético máxima medida ao longo do eixo z . Adaptada de Trevizoli (2015)

- **Escoamento frio:** Ao se abrir as válvulas do escoamento frio (HPV_{CB} e LPV_{CB}), o volume de fluido deixa a unidade de alta pressão (HPU), passando pela válvula HPV_{CB} e pelo medidor de vazão mássica, $\dot{m}_{C,in}$, em direção ao trocador de calor do lado frio, CH_{ex} . De forma análoga, o volume de fluido passa à temperatura do lado frio, T_C . O volume de fluido segue em direção à entrada do regenerador passando pelos sensores de temperatura e pressão ($T_{C,in}$ e $P_{C,in}$). Na sequência, o fluido atravessa uma válvula de retenção e chega à entrada do regenerador onde é aferida a temperatura pelo termopar $T_{reg,cold}$. O fluido então troca calor ao longo do regenerador, tendo sua temperatura aferida na saída do escoamento frio, $T_{reg,hot}$. O fluido atravessa a válvula de retenção na extremidade oposta, tem aferidas sua pressão e temperatura ($P_{H,out}$ e $T_{H,out}$), e finalmente passa por uma válvula de agulha reguladora de vazão antes de retornar ao reservatório de líquido através da válvula LPV_{CB}.

As temperaturas monitoradas durante ambos os escoamentos são salvas durante o ensaio e são então exportadas para avaliação das grandezas de interesse. Com os valores dos perfis temporais de temperatura nas extremidades do regenerador, podem ser calculadas as taxas de transferência de calor associadas ao ciclo termodinâmico. Por exemplo, a capacidade de refrigeração é obtida através da seguinte integração durante o escoamento quente:

$$\dot{Q}_c = \frac{1}{t_{HB}} \int_{t_{HB}} \dot{m}(t) c_f [T_C - T_{reg,C,out}(t)], \quad (3.1)$$

onde $T_{reg,C,out}$ é a temperatura medida pelo termopar $T_{reg,Cold}$ na saída do lado frio ao longo do escoamento quente.

3.1.2 Testes Passivos

Os testes passivos são utilizados para monitorar a capacidade de troca de calor global do regenerador em relação à máxima troca de calor possível para as temperaturas das fontes quente, T_H , e fria, T_C , considerando os escoamentos balanceados, para então expressar esse resultado em termos da efetividade do trocador de calor, ϵ . Esse tipo de teste é utilizado para estudo dos fenômenos termo-hidráulicos não diretamente conectados ao EMC, ou seja, que avaliam a transferência de calor entre o fluido e o meio poroso e a perda de carga.

Os testes passivos consistem na execução do ciclo do RMA sem as etapas de magnetização e desmagnetização. Dessa forma, a matriz porosa atua como um regenerador térmico convencional durante os escoamentos frio e quente, e a efetividade de cada escoamento pode ser calculada de maneira independente, utilizando os perfis temporais de temperatura adquiridos em diferentes pontos do aparato experimental, conforme as equações a seguir:

$$\epsilon_{CB} = \frac{\bar{T}_{reg,H,out} - T_C}{T_{reg,H,in} - T_{reg,C,in}}, \quad (3.2)$$

$$\epsilon_{HB} = \frac{T_{reg,H,out} - \bar{T}_{reg,C,out}}{T_{reg,H,in} - T_{reg,C,in}}, \quad (3.3)$$

de forma que:

$$\bar{T}_{\text{reg,H,out}} = \frac{1}{t_{\text{CB}}} \int_{t_{\text{CB}}} T_{\text{reg,H}}(t) dt, \quad (3.4)$$

$$\bar{T}_{\text{reg,H,out}} = \frac{1}{t_{\text{HB}}} \int_{t_{\text{HB}}} T_{\text{reg,C}}(t) dt, \quad (3.5)$$

A Fig. 13 apresenta a bancada experimental preparada para um teste ativo com um regenerador montado no interior do circuito magnético, apresentando os sensores e subsistemas.

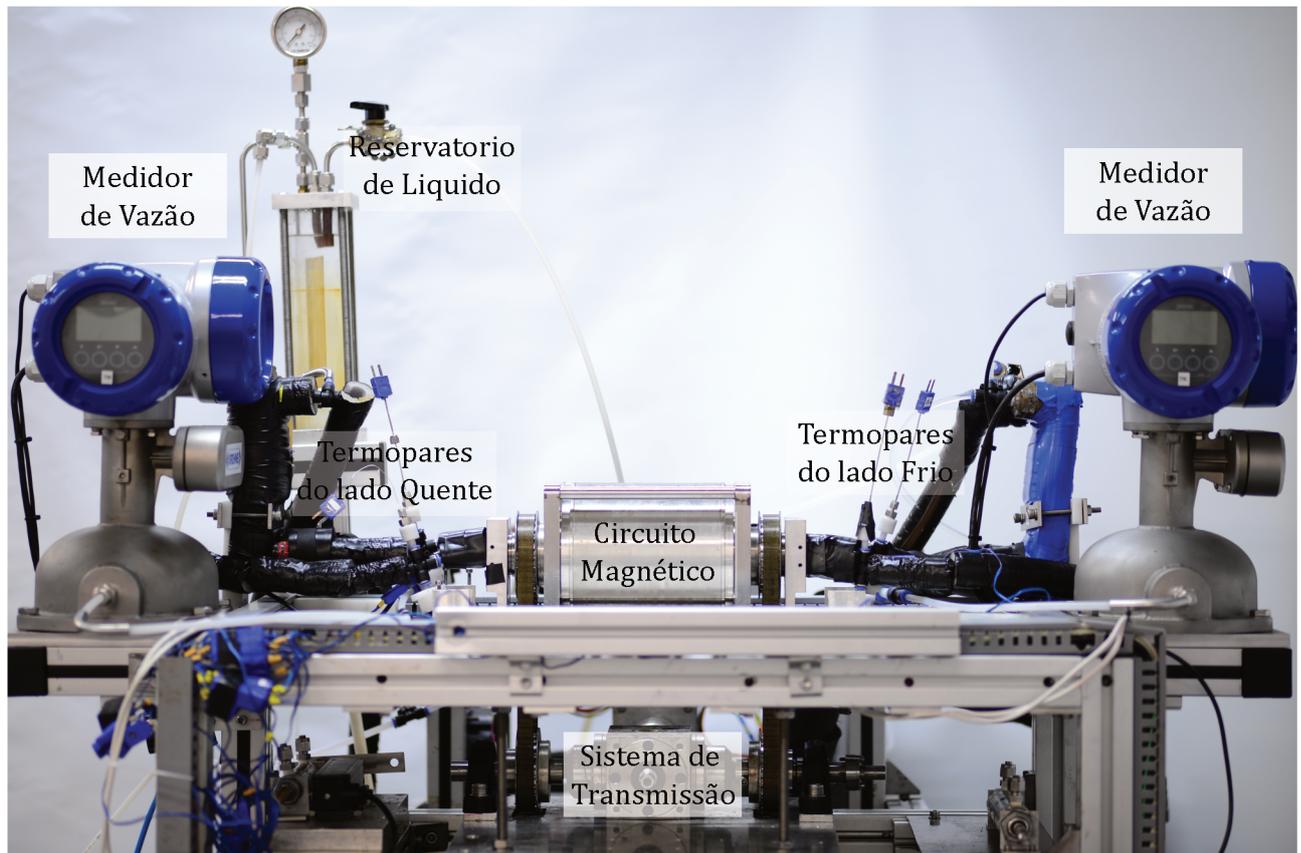


Figura 13 – Bancada experimental onde foram realizados os ensaios de caracterização térmica, hidráulica e de RMA dos regeneradores testados. No centro da imagem, encontra-se o ímã (circuito magnético) com o regenerador montado em seu interior.

3.1.3 Testes de Single-Blow

Apesar de projetada para caracterização de RMAs em testes passivos e ativos, a bancada pode ser facilmente adaptada para a realização de ensaios do tipo *Single-Blow*, utilizando (i) banhos térmicos para controle das temperaturas alta, T_H , e baixa, T_C , dos escoamentos, (ii) medidores de vazão mássica para controle da vazão, \dot{m} , (iii) termopares $T_{\text{reg,Hot}}$ e $T_{\text{reg,Cold}}$ (entrada e saída do regenerador) para o monitoramento dos respectivos perfis temporais de temperatura, e (iv) eletroválvulas para o controle do escoamento no ensaio. O aparato experimental apresentado na Fig. 11 se reduz ao esquema apresentado na Fig. 14 durante os ensaios do tipo *Single-Blow*.

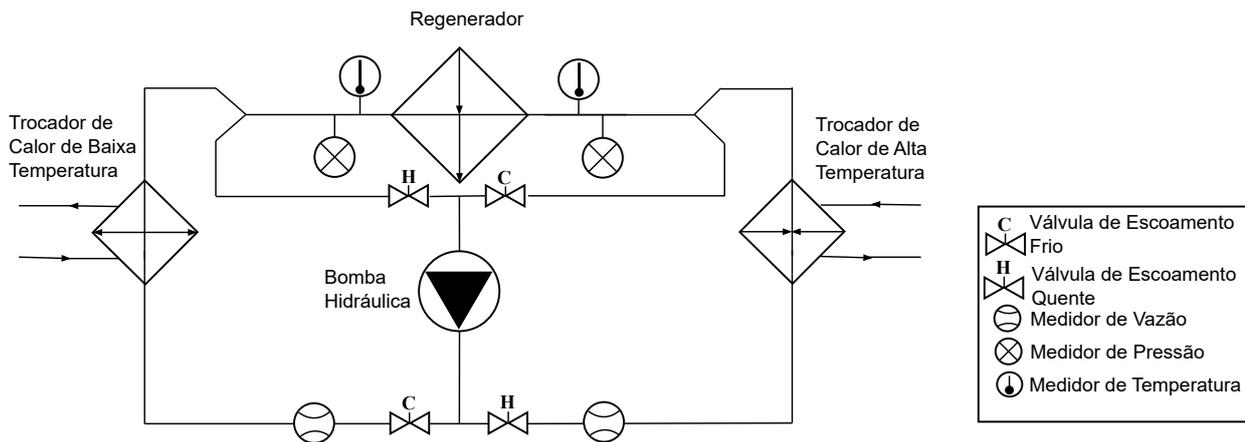


Figura 14 – Diagrama hidráulico e sensoriamento do aparato experimental utilizados nos ensaios do tipo *Single-Blow*.

A metodologia experimental para um ensaio *Single-Blow* consiste na preparação dos banhos térmicos nas temperaturas de escoamento quente e frio e na seleção da vazão a ser utilizada, de acordo com a metodologia para os ensaios de aquecimento e resfriamento apresentada a seguir:

- Ensaio de aquecimento:** Para um ensaio de aquecimento, as válvulas de escoamento frio (HPV_{CB} e LPV_{CB}) são abertas, permitindo o escoamento de fluido frio pelo regenerador até que a matriz porosa atinja o equilíbrio térmico com o escoamento. Ao atingir essa condição, inicia-se a aquisição dos sinais de temperatura pelos termopares $T_{reg,h}$ e $T_{reg,c}$ junto à abertura das válvulas de escoamento quente (HPV_{HB} e LPV_{HB}) até que o equilíbrio térmico seja atingido novamente, conforme mostra a Fig. 15(a). Os sinais medidos são então exportados para o modelo matemático, onde a temperatura medida pelo sensor $T_{reg,h}$ será usada como condição de contorno para a equação diferencial parcial, e a temperatura medida em $T_{reg,c}$ será usada como critério de comparação para a solução obtida numericamente pelo modelo matemático a serem descritos na Seção 4.2.
- Ensaio de Resfriamento:** Para o ensaio de resfriamento a metodologia é semelhante. As válvulas de escoamento quente (HPV_{HB} e LPV_{HB}) são abertas, e o fluido quente escoou pelo meio poroso até que o equilíbrio térmico seja atingido. Tão logo atinja-se esta condição, inicia-se a aquisição de sinais com a abertura das válvulas de escoamento frio (HPV_{CB} e LPV_{CB}), até que a nova condição de equilíbrio térmico seja atingida, conforme ilustra a Fig. 15(b), cessando a aquisição de sinais. Da mesma forma, os sinais são exportados para o modelo numérico onde o sinal $T_{reg,cold}$ é utilizado como condição de entrada para o sistema de equações diferenciais, e o sinal de $T_{reg,hot}$ é utilizado como critério de comparação para modelo matemático descrito na Seção 4.2.

Pela natureza transiente do ensaio e pela ordem de grandeza das variações de temperatura, o sinal importado possui um nível de ruído considerável, o que dificulta o uso da

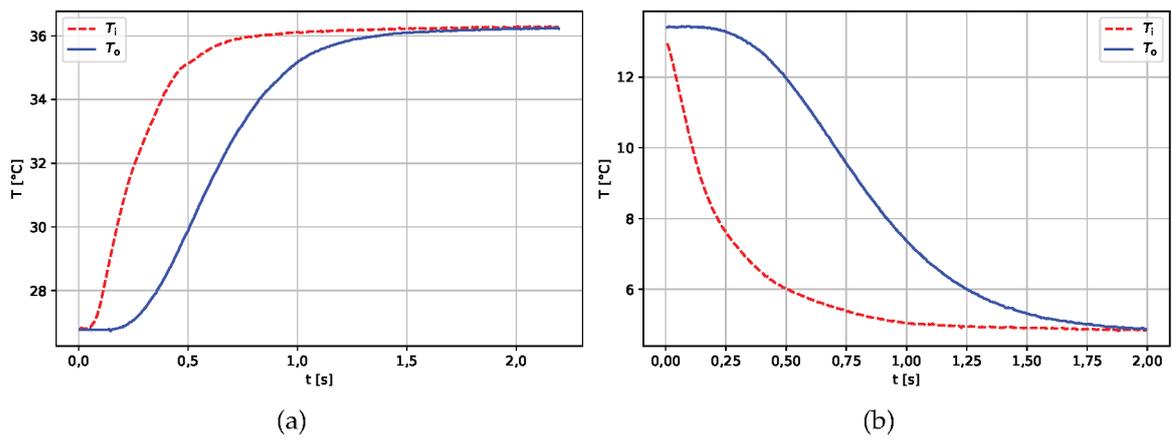


Figura 15 – Perfis de temperatura experimentais típicos de ensaios de *Single-Blow* (a) para aquecimento e (b) para resfriamento. Ambas as figuras mostram a resposta dinâmica da temperatura na entrada, T_i , e na saída, T_o , do regenerador após uma perturbação em degrau.

temperatura na entrada como condição de contorno (ver Seção 4.2). Visando reduzir a influência do ruído do sistema na qualidade do sinal importado e, conseqüentemente, permitir que o sinal de temperatura na descarga do regenerador possa ser utilizado como critério de comparação para a determinação do NTU do ensaio *Single-Blow*, foi utilizado o filtro digital de Savitzky-Golay (SAVITZKY; GOLAY, 1964) para o tratamento do sinal, permitindo assim o uso do sinal adquirido tanto quanto condição de entrada como critério de comparação para a determinação do resultado.

3.1.4 Testes de perda de carga

O ensaio de perda de carga consiste no escoamento unidirecional em diferentes vazões para aferição da diferença entre as pressões na entrada e na saída do regenerador, sendo essas monitoradas por quatro transdutores de pressão nas linhas de sucção e descarga (incertezas de 0,5 kPa). A diferença entre os sinais de pressão é então monitorada durante o período de escoamento para então, ser integrada ao longo do e depois dividida pela duração dos escoamentos, assim definindo as seguintes equações para o cálculo da perda de carga média ao longo dos escoamentos frio e quente, respectivamente:

$$\Delta P_{CB} = \frac{1}{t_{CB}} \int_{t_{CB}} [P_{C,in}(t) - P_{H,out}(t)] dt, \quad (3.6)$$

$$\Delta P_{HB} = \frac{1}{t_{HB}} \int_{t_{HB}} [P_{H,in}(t) - P_{C,out}(t)] dt, \quad (3.7)$$

onde t_{CB} e t_{HB} se referem à duração específica de cada escoamento.

3.2 Regeneradores Testados

Nesta seção serão detalhados os regeneradores caracterizados neste trabalho em termos de suas dimensões e propriedades relevantes, bem como o processo de montagem dos

mesmos no aparato experimental descrito na seção anterior.

Os regeneradores adquiridos e testados foram nomeados conforme um código composto por três letras e três números. A primeira letra refere-se ao material utilizado na fabricação do regenerador, "A" para alumínio, "L" para La-Fe-Si e "S" para aço inoxidável. A segunda letra especifica a geometria do regenerador, "S" para um geometria de empacotamento em leito de esferas e "T" para microcanais triangulares. A terceira letra representa parâmetros geométricos referentes às dimensões macroscópicas em que o meio poroso foi montado (ver Tabela 2). Por fim, a numeração de três dígitos apresenta a massa aproximada em gramas de material poroso no regenerador. Por exemplo, o regenerador SSF154 é foi montado na carcaça "F" com 154 gramas de esferas de aço inoxidável.

Tabela 2 – Características geométricas macro-dimensionais da montagem de regeneradores.

Carcaça	C	D	F
Seção transversal	Quadrada	Quadrada	Circular
Dimensão característica	14 (mm)	14 (mm)	22,5 (mm)
Comprimento	76,5 (mm)	109 (mm)	109 (mm)

As carcaças utilizadas na montagem dos regeneradores (Tabela 2) são fabricadas em aço inoxidável, à exceção da carcaça F que foi fabricada em fibra de vibro G10. As carcaças possuem comprimento maior que o meio poroso, sendo capazes de abrigar *end-parts* em suas extremidades (Fig. 16), peças estas responsáveis por conter o meio poroso dentro da carcaça e fixar os termopares mais próximos das extremidades do regenerador. Dessa forma, o comprimento total do meio poroso é calculado pela subtração de 23 mm (comprimento total do par de *end-parts*) do comprimento da carcaça especificado na Tabela 2.

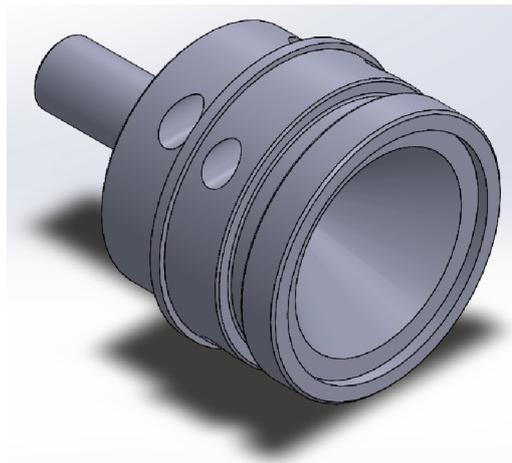


Figura 16 – *End-part* utilizada na montagem do regenerador e no posicionamento dos termopares adjacentes ao meio poroso.

3.2.1 Regeneradores de La-Fe-Si

Os regeneradores de La-Fe-Si de microcanais estudados nesse trabalho (Tabela 3) foram fabricados e fornecidos pela Vaccumschmelze GmbH & Co, sendo nomeados LTC050 e

LTD081, conforme a nomenclatura definida na Tabela 2. Os regeneradores de La-Fe-Si são fabricados em blocos do material magnetocalórico de diferentes temperaturas de Curie, contendo furos na geometria dos canais, conforme ilustra a Fig. 17.

Tabela 3 – Regeneradores térmicos ativos fabricados em La-Fe-Si.

Regenerador	LTC050	LTD081
D_h	0,217 (mm)	0,217 (mm)
ε	0,26	0,26
ε_{eff}	0,333	0,351
T_{Curie}	21.4 (°C)	24,6; 26,5; 28,8; 32,3 (°C)

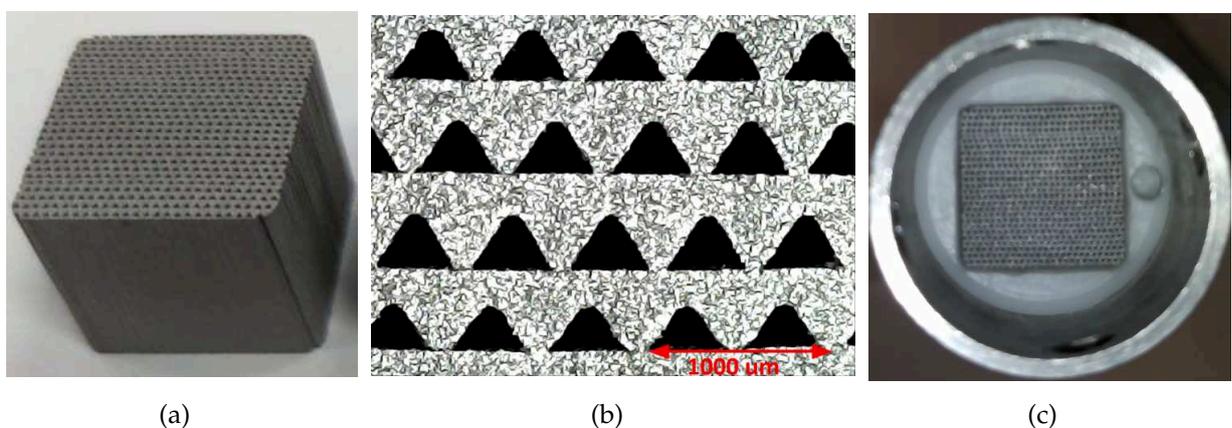


Figura 17 – (a) Bloco de microcanais de La-Fe-Si. (b) Vista ampliada da seção transversal do bloco de microcanais de La-Fe-Si. (c) Bloco de La-Fe-Si montado no interior da carcaça.

Por causa de inconsistências na posição dos canais devido ao tamanho e ao método de fabricação, o que torna impossível montar um regenerador contínuo, foi necessário posicionar espaçadores entre os blocos que compõem os regeneradores, conforme mostra a Fig. 18. A principal função dos espaçadores é garantir a continuidade do escoamento do fluido ao longo de todos os canais, evitando a formação de poros fechados durante os ensaios. Sendo assim, esses componentes, de comprimento de 1,25 mm, agem como câmaras de mistura que provocam a formação de novas regiões de entrada do escoamento a cada novo bloco. Entretanto, o uso dos espaçadores, traz consigo a desvantagem de aumentar a quantidade de fluido no interior do regenerador (entre os blocos dos microcanais), sendo uma nova fonte de incerteza que exige a definição de uma porosidade efetiva, ε_{eff} , na modelagem matemática para levar em conta efeitos inerciais na troca térmica do fluido que preenche a região dos espaçadores.

Além da necessidade de montagem utilizando espaçadores entre os blocos, as irregularidades geométricas dos canais, ou seja, os desvio de forma, tortuosidade e rugosidade, evidenciados na Fig. 17 tornam a determinação meramente geométrica da área intersticial (feita com base em medições de microscopia da seção transversal) distantes da área intersticial real. Para lidar com essa fonte de incerteza, desenvolveu-se um método indireto

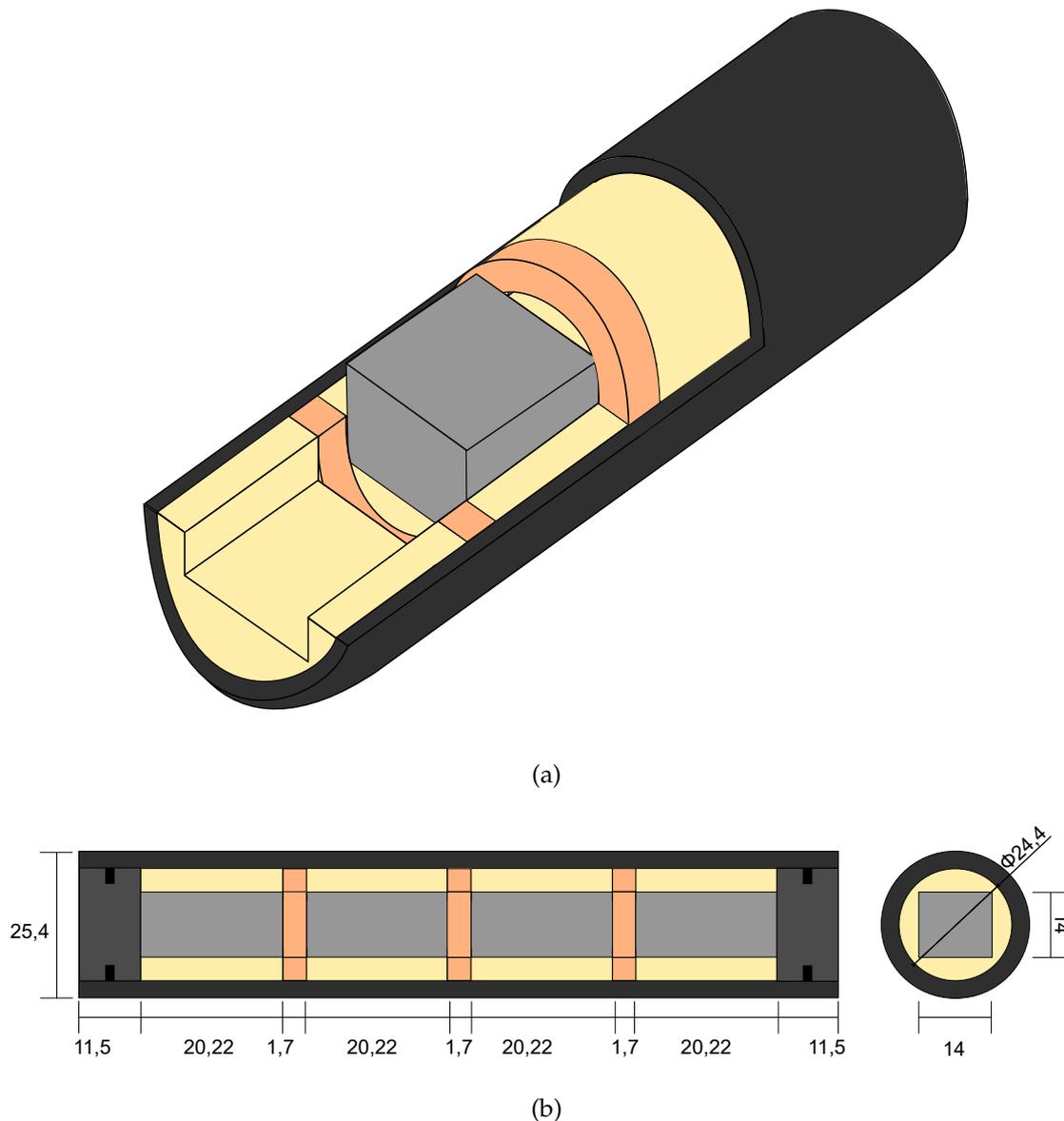


Figura 18 – (a) Diagrama esquemático da montagem de um RMA de microcanais com espaçadores entre os blocos.(b) Dimensões dos elementos utilizados na montagem do regenerador LTD081, (valores em milímetros).

de medição de área utilizando os ensaios *Single-Blow*. Essa metodologia desenvolvida será melhor explicada na Seção 5.2 junto aos resultados experimentais obtidos.

3.2.2 Regeneradores de alumínio

O material magnetocalórico utilizado neste estudo possui temperaturas de Curie próximas à faixa de temperaturas de operação da bancada, já que esse é um requisito para garantir um efeito magnetocalórico mais expressivo e, por sua vez, um maior efeito refrigerante. Esse fato, porém, torna seu uso para caracterização térmica limitado, pois a passagem pela T_{Curie} provoca uma transição de fase magnética no material à qual estão associadas grandes variações de uma série de propriedades do material importantes na análise térmica, em especial o calor específico da fase sólida, c_s .

Diante desse fato, foram projetados regeneradores geometricamente semelhantes em alumínio (ver Apêndice C), visto que este é um material com propriedades térmicas bastante conhecidas na faixa de operação da bancada, eliminando os fatores de incerteza associados aos fenômenos magnéticos. Dos seis conjuntos originalmente projetados, foram fabricados os conjuntos de números 2 e 6, os quais foram julgados os mais adequados para a análise, sem apresentar riscos de quebra ou deformação durante a fabricação e montagem. Os conjuntos consistem em sete placas de alumínio com rasgos triangulares fresados em sua superfície (Fig. 19) que, quando empilhadas e fixadas em *pellets* impressos em poliacetal, formam um meio poroso regular de canais triangulares equiláteros. Outra vantagem da montagem dos canais de alumínio em placas é o fato do regenerador ser contínuo (sem espaçadores), não havendo a necessidade de utilizar uma porosidade efetiva na modelagem matemática, eliminando assim, mais uma fonte de incerteza presente nos regeneradores de La-Fe-Si.

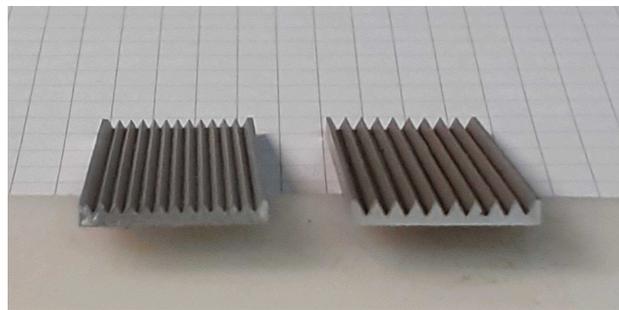


Figura 19 – Placas de alumínio utilizadas na montagem dos regeneradores passivos de microcanais.

Quando montados, os conjuntos 2 e 6 formam dois regeneradores de seção transversal $14 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$, com 50 mm de comprimento, os quais foram nomeados de ATC18 e ATC020, conforme mostra a Fig. 20 e a Tabela 4. A regularidade na forma dos canais obtida pelo método de fabricação possibilita o cálculo puramente geométrico da área intersticial, A_h , nesses regeneradores.

Tabela 4 – Regeneradores térmicos passivos fabricados em alumínio.

Regenerador	ATC018	ATC020
D_h	0,773 (mm)	0,567 (mm)
ε	0,32	0,24
A_h	0,0126 (m x m)	0,0123 (m x m)

3.2.3 Fluido de trabalho

Para todos os experimentos realizados no aparato experimental, foi utilizada uma mistura de 2% em volume de ENTEK FNE (fluido orgânico anti-corrosão) em água deionizada, com o intuito de evitar a degradação do MMC. Devido à baixa fração em massa de ENTEK FNE, para efeitos de modelagem matemática, o fluido de trabalho utilizado foi considerado 100% água, com suas propriedades obtidas utilizando a base de dados do *Engineering Equation Solver* (EES) (KLEIN, 2013).

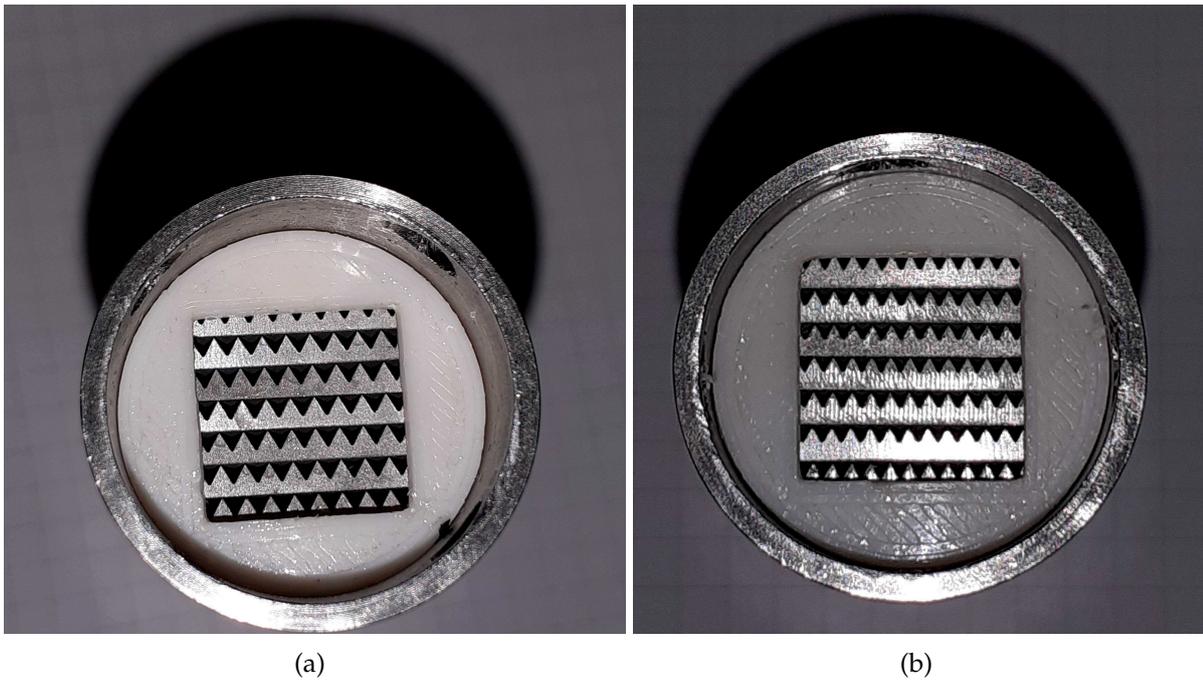


Figura 20 – Regeneradores ATC018(a) e ATC020(b) montados por empilhamento dos conjuntos de placas.

Neste capítulo foram descritos os regeneradores em La-Fe-Si caracterizados, bem como os regeneradores fabricados em alumínio utilizados como referência para o comportamento termo-hidráulico da geometria estudada. Também foi descrito o aparato experimental utilizado e cada tipo de ensaio realizado no processo de caracterização. No capítulo seguinte serão descritos os métodos numéricos desenvolvidos para análise, que em conjunto com os experimentos, serão utilizados na análise dos regeneradores.

4 MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo são apresentados os modelos matemáticos desenvolvidos e aprimorados neste trabalho e que, em conjunto com o aparato experimental apresentado no Capítulo 3, compõem as ferramentas de análise térmica, hidráulica e de desempenho dos regeneradores térmicos testados. A modelagem passa pela adaptação do modelo de RMA de Vieira (2020) para microcanais triangulares. Tal extensão do modelo numérico passa pelo ajuste de funções internas próprias para geometria de esferas empacotadas para a geometria de canais estudada. Para tanto, foram revisadas correlações presentes na literatura, e desenvolvidos modelos matemáticos para adequação do modelo de RMA. Dentre as funções revisadas destacam-se o modelo de perda de carga, sendo necessária a readequação da abordagem de meio poroso de leito de esferas para matriz de microcanais, e o modelo de transferência de calor que acopla as fases do ciclo de RMA via coeficiente intersticial de transferência de calor. O cálculo desse coeficiente a ser utilizado pelo modelo é realizado a partir de uma correlação para número de Nusselt. Para a seleção apropriada de uma correlação para a geometria estudada, foram desenvolvidos dois modelos matemáticos externos ao modelo de RMA, com intuito de (i) medir o número de Nusselt para diferentes valores de número de Reynolds de forma experimental (método de *single-blow*) e (ii) estudar a influência da região de entrada e da frequência de oscilação do escoamento no coeficiente de transferência de calor (modelo de escoamento oscilatório). Os modelos desenvolvidos são apresentados ao longo do capítulo, sendo também detalhado as adaptações no modelo de Vieira (2020) e as correlações selecionadas na literatura para a simulação de regeneradores de microcais triangulares.

4.1 Modelo de Perda de Carga

O modelo matemático utilizado nas análises de perda de carga nos regeneradores testados consiste numa abordagem unidimensional de meio poroso utilizando uma versão simplificada da equação de Brinkman-Forchheimer que considera apenas as forças de inércia e viscosas microscópicas (KAVIANY, 1995):

$$\frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{\mu}{K}u_D - \rho\frac{c_E}{\sqrt{K}}u_D^2, \quad (4.1)$$

onde p é a pressão, x a posição ao longo do regenerador, μ a viscosidade dinâmica do fluido, u_D a velocidade de Darcy e ρ a massa específica do fluido. c_E é a constante do termo inercial conhecida como constante de Ergun, cuja determinação experimental para geometria de microcanais triangulares consiste em um dos objetivos específicos deste trabalho. Por fim, K é a permeabilidade da matriz porosa, e sua estimativa é feita por um modelo de capilares conforme a expressão:

$$K = \frac{2\varepsilon D_h^2}{4Po}, \quad (4.2)$$

onde ε é a porosidade da matriz porosa, D_h o diâmetro hidráulico do canal e Po o produto do fator de atrito de Darcy com o número de Reynolds, conhecido como número de Poiseuille, o qual é constante para geometrias regulares (SHAH; SEKULIC, 2003; KANDLIKAR et al., 2006).

4.2 Modelo *Single-Blow*

Conforme apresentado no Capítulo 2, o objetivo principal do modelo *Single-Blow* é emular numericamente a troca de calor no regenerador de modo a encontrar um *NTU* que resulte em um perfil temporal de temperatura na saída equivalente ao obtido experimentalmente.

Para tanto, faz-se uso das soluções do campo de temperaturas no regenerador com diferentes *NTUs*, obtidas através da solução numérica das equações de conservação para a matriz porosa e para o escoamento. O algoritmo usado para a determinação do *NTU* do regenerador analisado é a apresentado na Fig. 21.

Após a aquisição experimental e o tratamento do sinal do perfil temporal de temperaturas na entrada e na saída do regenerador, o modelo matemático é resolvido para um *NTU* de partida, utilizando a temperatura medida na entrada, T_{in} , como condição de contorno. Após a solução do modelo numérico, o perfil temporal de temperatura calculado na saída é comparado com o medido, e, caso o critério de convergência seja satisfeito, o *NTU* utilizado na solução numérica é considerado correto. Caso contrário, um novo valor de *NTU* é selecionado e o processo se repete até a convergência.

O novo valor de *NTU* é selecionado pelo operador, tendo como principal referência a máxima derivada dos sinais importados. Por exemplo, caso a derivada máxima do perfil obtido pela solução numérica seja maior que a do sinal medido experimentalmente, o novo *NTU* testado deve ser menor que o anterior.

A abordagem escolhida engloba uma série de considerações que permitem simplificar a modelagem matemática sem comprometer significativamente o resultado da método. São elas (ABUSERWAL, 2017; HEGGS; BURNS, 1988; LUO; ROETZEL; LÜDERSEN, 2001):

- Escoamento unidimensional;
- Fluido com capacidade térmica finita;
- Material de elevada difusividade térmica;
- Temperatura uniforme na seção transversal;
- Velocidade e temperatura de entrada uniformes;
- Meio poroso uniforme;

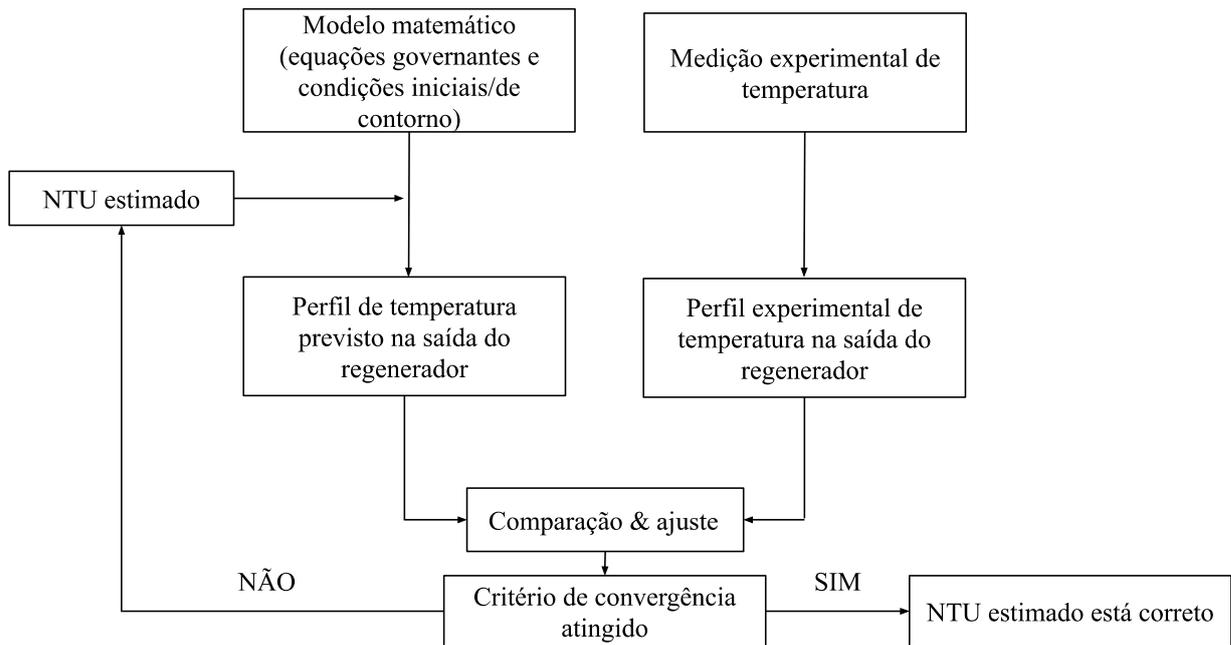


Figura 21 – Procedimento de solução do modelo *Single-Blow*.

- Paredes externas adiabáticas;
- Propriedades independentes da temperatura e do campo magnético.

4.2.1 Equacionamento

A Fig. 22 representa um regenerador de comprimento L , massa m_s , calor específico c_s , condutividade térmica k_s e temperatura T_s submetido a um escoamento com vazão mássica de fluido \dot{m}_f , calor específico c_f , condutividade térmica k_f e temperaturas de entrada e saída $T_{f,i}$ e $T_{f,o}$, respectivamente. A transferência de calor entre o escoamento e o fluido é acoplada pelo termo $hA_h(T_f - T_s)$, onde h é o coeficiente de transferência de calor convectivo, e A_h é a área de troca intersticial entre escoamento e matriz porosa.

Isolando-se um elemento diferencial unidimensional do fluido semelhante ao representado na Fig. 23, de comprimento dx , e aplicando-se a conservação de energia, obtém-se a seguinte equação:

$$\dot{m}_f c_f T_f|_x - k_f A \frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_x = S_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} dx + hb(T_f - T_m)dx + \dot{m}_f c_f T_f|_{x+dx} - k_f A \frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_{x+dx}, \quad (4.3)$$

onde S_f é a densidade linear de massa do fluido escoando, que representa a massa de fluido contida no interior do regenerador por unidade de comprimento (equivalente à razão $\frac{m_f}{L}$) e b é o perímetro molhado intersticial que representa a área de troca intersticial por unidade

de comprimento do regenerador (equivalente à razão $\frac{A_h}{L}$). Do lado esquerdo da igualdade, o primeiro e o segundo termos representam, respectivamente, a energia que entra no sistema por advecção e o calor por difusão. Do lado direito da igualdade, o terceiro termo representa a capacidade térmica do fluido, o quarto termo representa o calor trocado com a matriz porosa no interior do sistema, e o quinto e sexto termos representam a energia que deixa o volume de controle por advecção e o calor por difusão na fronteira $x + dx$, respectivamente. Substituindo-se $T_f|_{x+dx}$ por $T_f|_x + \frac{\partial T_f}{\partial x} dx$ e rearranjando os termos, obtém-se a equação da energia para o fluido na forma dimensional:

$$S_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = hb(T_f - T_m) + \dot{m}_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial x} - k_f A \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2}. \quad (4.4)$$

Da mesma forma, aplicando-se a conservação da energia para um elemento diferencial unidimensional da matriz de comprimento dx e densidade linear de massa S_s , que representa a massa de sólido por unidade de comprimento do regenerador (equivalente à razão $\frac{m_s}{L}$), obtém-se a equação da energia para a fase sólida na forma dimensional:

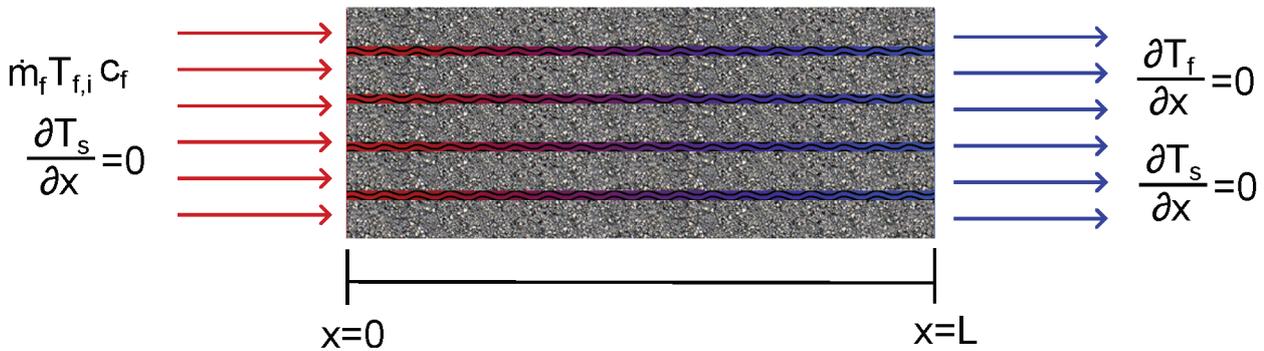


Figura 22 – Representação esquemática do regenerador do modelo *single-blow*.

$$hb(T_f - T_s)dx - k_f A \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_x = S_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} dx + -k_f A \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{x+dx}. \quad (4.5)$$

Logo,

$$hb(T_f - T_s) = S_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} - k_s A \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2}. \quad (4.6)$$

Selecionando os grupos adimensionais apresentados a seguir, e aplicando-os às Eqs. (4.4) e (4.6) são obtidas as equações adimensionais que serão utilizadas na solução do campo de temperatura unidimensional no fluido e no sólido, respectivamente. Também surge no termo de transferência de calor por convecção que acopla as duas equações o *NTU* do regenerador, que será medido indiretamente através do ensaio *Single-Blow*.

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad X^* = \frac{x}{L} \quad \tau = \frac{t}{C} \quad \text{onde} \quad C = \frac{m_s c_s}{\dot{m}_f c_f} \quad NTU = \frac{hA_h}{\dot{m}_f c_f} \quad (4.7)$$

$$\frac{1}{\kappa} \frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} + \frac{\partial \theta_f}{\partial X^*} - \frac{1}{Pe_l} \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial X^{*2}} + NTU(\theta_f - \theta_s) = 0 \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} - K_s \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial X^{*2}} - NTU(\theta_f - \theta_s) = 0 \quad (4.9)$$

onde T_h e T_c são a máxima e a mínima temperaturas durante o ensaio e A_h é a área de transferência de calor intersticial.

Ao se agrupar os termos nas Eqs. 4.8 e 4.9, surgem termos adimensionais adicionais, como κ na derivada temporal da fase fluida, e os termos Pe_1 e K_s nos termos difusivos das equações das fases fluidas e sólida, respectivamente. O termo $\kappa = \frac{m_s c_s}{m_f c_f}$ é a razão entre as capacidades térmicas do regenerador e da massa de fluido contida no interior deste, sendo o termo responsável pelo efeito inercial no comportamento da temperatura do fluido. Sendo assim, κ é um termo de elevada importância para a aplicação do método *Single-Blow* com escoamentos de capacidade térmica elevada. Os termos Pe_1 e K_s são o número de Peclet baseado no comprimento do regenerador, definido como $Pe_1 = \frac{k_f A}{\dot{m}_f c_f L}$, e uma constante adimensional referente à difusão na fase sólida, $K_s = \frac{k_s A}{\dot{m}_f c_f L}$, sendo esses termos de menor importância para a modelagem desenvolvida, uma vez que sua ordem de grandeza só se torna relevante em condições específicas (vazões baixas, trocadores com L pequeno, e sistemas de elevado produto $k_s A$).

O modelo matemático considera como condição inicial o equilíbrio térmico entre escoamento e regenerador, e o perfil temporal de temperatura do fluido é conhecido na entrada do regenerador, ou seja, nas extremidades da fase sólida. Assim, o sistema de equações diferenciais constituído pelas Eqs. 4.8 e 4.9 tem como condições iniciais e de contorno o seguinte conjunto de equações:

$$\theta_f(0, X^*) = \theta_s(X^*) = 0; \quad \text{para ensaios de aquecimento} \quad (4.10)$$

$$\theta_f(0, X^*) = \theta_s(X^*) = 1; \quad \text{para ensaios de resfriamento} \quad (4.11)$$

$$\theta_f(\tau, 0) = \theta_{in}; \quad \left. \frac{\partial \theta_s}{\partial X^*} \right|_{X^*=0} = 0; \quad \left. \frac{\partial \theta_f}{\partial X^*} \right|_{X^*=1} = \left. \frac{\partial \theta_s}{\partial X^*} \right|_{X^*=1} = 0 \quad (4.12)$$

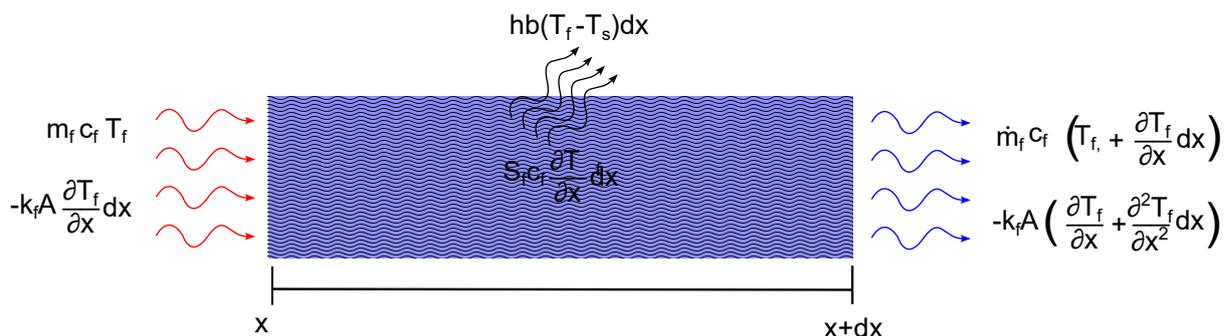


Figura 23 – Balanço de energia em um elemento diferencial do escoamento durante o ensaio de *Single-Blow*.

4.2.2 Solução Numérica

Para a solução do modelo diferencial, foi criada uma rotina computacional em Python (Fig. 25) capaz de transformar o sistema de equações diferenciais parciais em um sistema

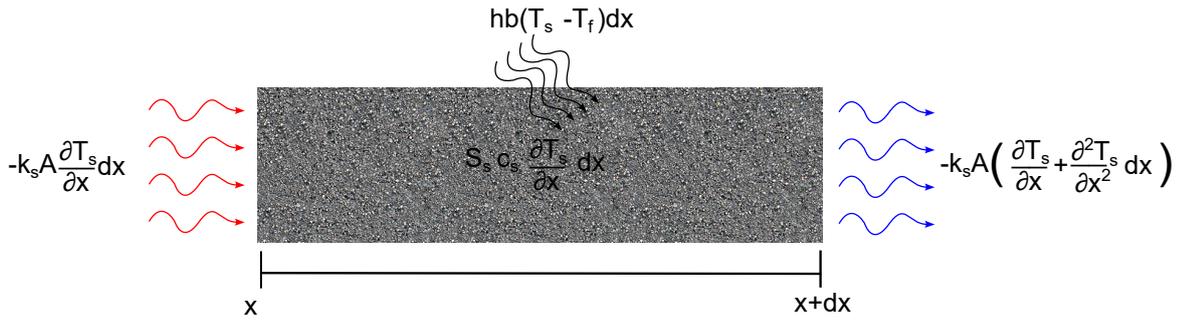


Figura 24 – Balanço de energia em um elemento diferencial do sólido durante o ensaio de *Single-Blow*.

de equações lineares através do método de diferenças finitas com solução acoplada, uma abordagem totalmente implícita para as derivadas temporais, e *upwind* para os termos advectivos. O modelo computacional desenvolvido também é capaz de importar e processar os sinais medidos experimentalmente e utilizá-los tanto na solução do modelo diferencial quanto na avaliação comparativa dos resultados, sendo que, para casos em que o NTU estimado fica fora da escala do modelo ($NTU < 3$), este descarta os primeiros e últimos 20% dos sinais medidos antes da análise comparativa (HEGGS; BURNS, 1988).

As Equações 4.8 e 4.9 foram então discretizadas (Fig. 26) com suas derivadas temporais e espaciais aproximadas conforme as equações a seguir. Para o avanço temporal da solução do sistema foi utilizada uma abordagem totalmente, em que são utilizadas as temperaturas do instante presente na solução espacial, e a temperatura do instante anterior é utilizada apenas na aproximação do termo transiente (MALISKA, 2004).

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\theta_x^\tau - \theta_x^{\tau-1}}{\Delta \tau} \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X^*} = \frac{\theta_x^\tau - \theta_{x-1}^\tau}{\Delta X^*} \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^{*2}} = \frac{\theta_{x+1}^\tau - 2\theta_x^\tau + \theta_{x-1}^\tau}{2\Delta X^{*2}} \quad (4.15)$$

Após a substituição, as equações gerais discretizadas para a fase fluida e para a fase sólida assumem as formas apresentadas pelas seguintes equações:

$$\left(1 + \frac{\kappa \Delta \tau}{\Delta X} + \frac{2\kappa \Delta \tau}{Pe_1 \Delta x^2} + \kappa \Delta \tau NTU\right) \theta_{f,x}^\tau = \left(\frac{\kappa \Delta \tau}{\Delta X} + \frac{\kappa \Delta \tau}{Pe_1 \Delta x^2}\right) \theta_{f,x-1}^\tau + \frac{\kappa \Delta \tau}{Pe_1 \Delta x^2} \theta_{f,x+1}^\tau + (\kappa \Delta \tau NTU) \theta_{s,x}^\tau + \theta_{f,x}^{\tau-1} \quad (4.16)$$

$$\left(1 + \frac{2K_m \Delta \tau}{\Delta X^2} + \Delta \tau NTU\right) \theta_{s,x}^\tau = \frac{K_m \Delta \tau}{\Delta X^2} \theta_{s,x-1}^\tau + \frac{K_m \Delta \tau}{\Delta X^2} \theta_{s,x+1}^\tau + (\Delta \tau NTU) \theta_{f,x}^\tau + \theta_{s,x}^{\tau-1} \quad (4.17)$$

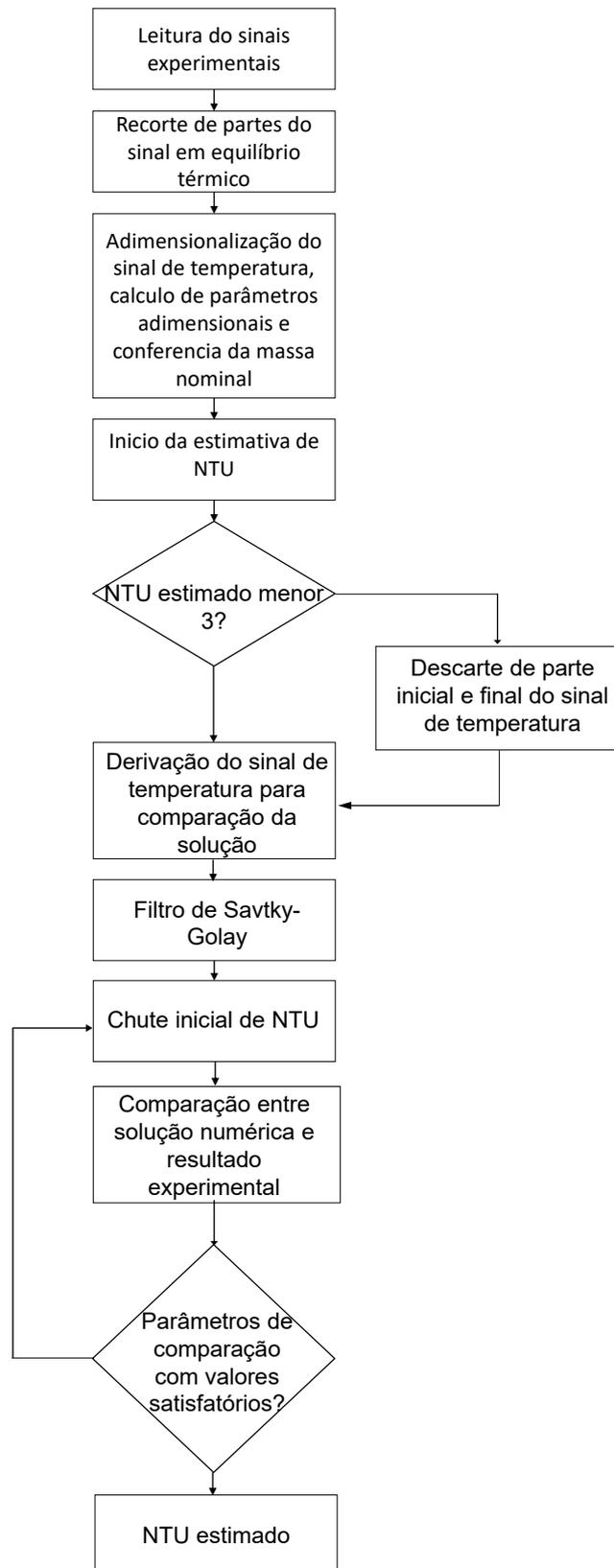


Figura 25 – Diagrama esquemático da rotina computacional desenvolvida para determinação do NTU e posterior cálculo do coeficiente de transferência de calor h e do número de Nusselt.

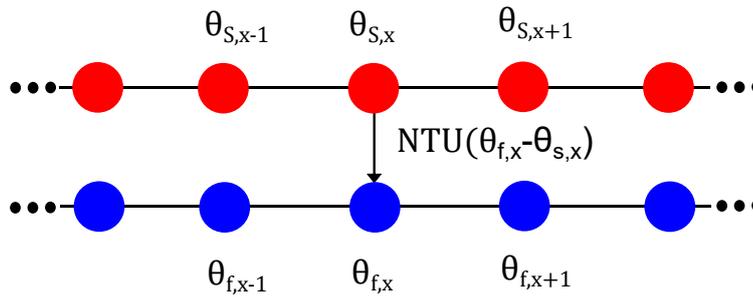


Figura 26 – Discretização elementar em diferenças finitas para o regenerador unidimensional com malhas sobrepostas para a matriz porosa e para o escoamento.

As equações discretizadas foram então aplicadas a cada elemento da malha com suas respectivas condições de contorno para geração de uma matriz de coeficientes que acoplasse a transferência de calor entre as fases. Neste trabalho, optou-se pelo uso do *solver* da biblioteca *Scipy* através da função *solve* presente na biblioteca de álgebra linear *linalg* para solução dos sistemas lineares gerados ao longo da solução temporal do problema (VIRTANEN et al., 2020).

4.2.3 Métodos de Avaliação e Validação

Após a solução do modelo numérico para um dado *NTU*, faz-se necessário escolher um método de comparação entre o perfil temporal de temperatura medido na saída do regenerador e o calculado pelo modelo numérico. Para tanto, foram selecionadas três opções: (i) comparação direta entre curvas utilizando o método de mínimos quadrados, *r2*, (ii) comparação direta entre as curvas das derivadas temporais das temperaturas, *gr2*, e (iii) comparação entre os valores máximos das derivadas temporais dos perfis de temperatura, *gM*.

Para validação do modelo desenvolvido, foram utilizados os resultados obtidos por Luo, Roetzel e Lüdersen (2001) devido à semelhança na modelagem matemática e nos parâmetros de operação utilizados. As características dos regeneradores testados por Luo, Roetzel e Lüdersen (2001) e os resultados por eles obtidos são apresentados na Tabela 5 e na Fig. 27, respectivamente.

O modelo matemático foi então utilizado para simular os Regeneradores 1 e 2 com seus respectivos *NTUs*, através do uso dos parâmetros da Tabela 5 e dos perfis de temperatura de entrada presentes na Fig. 27. Os resultados obtidos foram comparados com os resultados de Luo, Roetzel e Lüdersen (2001) e são apresentados na Fig. 28 com valores de $R^2 = 0,9945$, para o Regenerador 1, e $R^2 = 0,9957$ para o Regenerador 2. A diferença entre os dois sinais é atribuída às diferenças no método de solução (resolvido em termos de transformada

Tabela 5 – Características das matrizes testadas por Luo, Roetzel e Lüdersen (2001) utilizadas na validação do modelo numérico.

Regenerador	1	2
κ	540.540	531.915
K_m	0.0275	0.0524
Pe_l	9.597	9.066
NTU	1.662	3.172

de Laplace por Luo, Roetzel e Lüdersen (2001) e por diferenças finitas neste trabalho) e às incertezas associadas à obtenção dos pontos para comparação. A semelhança entre os resultados, porém, é bastante pronunciada e encoraja o uso do modelo de *single-blow* para a caracterização térmica dos regeneradores nesse trabalho.

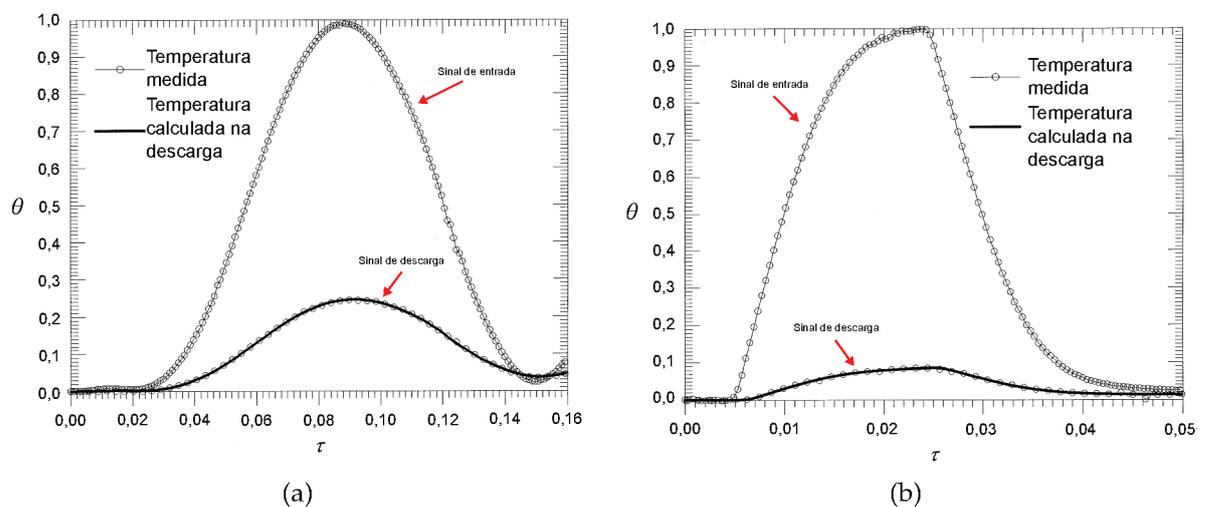


Figura 27 – Perfis de temperatura na entrada e na saída e comparação com o calculado via método *Single-Blow* para os regeneradores (a) 1 e (b) 2. Adaptado de Luo, Roetzel e Lüdersen (2001).

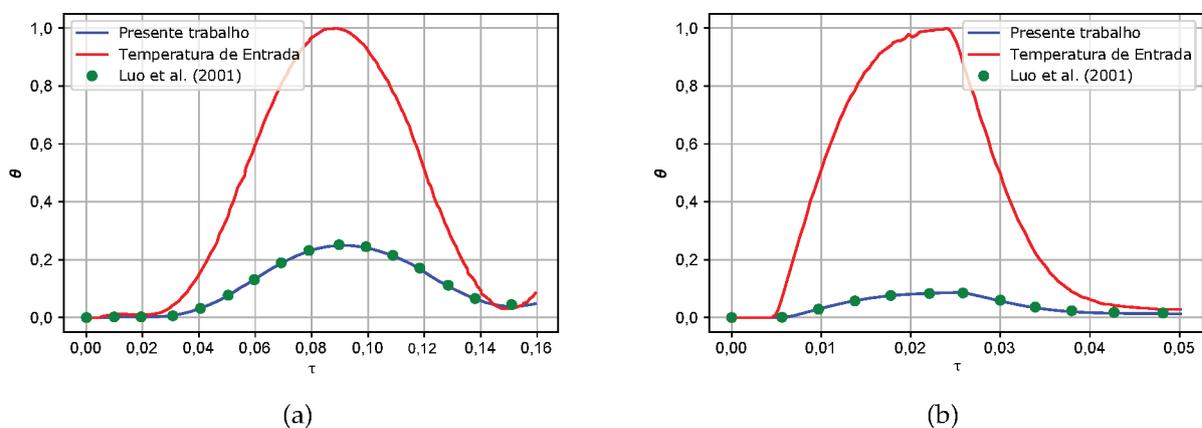


Figura 28 – Comparação entre os perfis de temperatura na descarga obtidos por Luo, Roetzel e Lüdersen (2001) e pelo modelo desenvolvido no presente trabalho para os regeneradores (a) 1 ($NTU = 1,662$) e (b) 2 ($NTU = 3,172$).

4.2.4 Pós-processamento

Após a medição indireta do NTU , e tendo conhecidos os parâmetros do escoamento, é possível regredir o produto hA_h através da definição de NTU apresentada na Eq. 4.7. Dessa forma, o modelo permite uma abordagem dupla: a medição do coeficiente convectivo h nos casos em que a área intersticial é conhecida, ou a medição indireta da área de troca intersticial, A_h , para os casos em que o valor de h é conhecido.

No primeiro caso, os valores de h obtidos são regredidos em termos do número de Nusselt e analisados em conjunto com o número de Reynolds, parâmetros adimensionais amplamente utilizados nesse tipo de análise e já apresentados pelas Eqs. 2.19 e 2.18.

Para o caso de h conhecido, utilizando novamente a Eq. 4.7, o pós-processamento calcula uma área de troca para cada ensaio realizado e fornece um valor médio estimado de A_h para o regenerador térmico testado. Ambas as análises serão utilizadas na caracterização térmica dos regeneradores testados na Seção 5.2.

4.3 Modelo de Escoamento Oscilatório

A regeneração térmica é parte essencial de um ciclo de RMA, sendo capaz de aumentar o *span* de temperatura obtido pelo MMC. Para tanto, o regenerador térmico opera de maneira cíclica, em quatro etapas (Seção 2.3). O entendimento do comportamento térmico do regenerador durante essas etapas de escoamento oscilatório é de suma importância para a completa caracterização da efetividade térmica das geometrias de microcanais, uma vez que os testes de *Single-Blow* usados na medição de NTU são ensaios unidirecionais e não capturam os efeitos presentes no escoamento oscilatório, que podem influenciar na transferência de calor durante o ciclo do RMA.

4.3.1 Equacionamento

Na tentativa de englobar os efeitos da frequência do escoamento na análise da transferência de calor em microcanais, desenvolveu-se um modelo bidimensional para um único tubo capilar, capaz de emular a transferência de calor entre o escoamento e a parede que compõe a matriz, ampliando as ferramentas disponíveis para a caracterização térmica dos regeneradores de microcanais.

O modelo numérico, desenvolvido em Python, tomou como referência o modelo diferencial proposto por (KAVIANY, 1995), que considera o escoamento plenamente desenvolvido hidrodinamicamente dentro de um canal circular, resolvendo apenas os campos de temperaturas para o escoamento e para a fase sólida. O modelo diferencial bidimensional é composto pelas equações da energia em coordenadas cilíndricas para ambas as fases, considerando o campo de velocidade no canal como a solução do escoamento de Poiseuille para um canal circular em termos da velocidade máxima.

$$u(r) = 2\bar{u}\left(1 - \frac{r^2}{R_1^2}\right) \quad (4.18)$$

A Fig. 29 apresenta a geometria e os escoamentos modelados, em que um tubo capilar de comprimento L raio interno R_i e raio externo R_o é submetido a uma oscilação periódica entre o escoamento quente em $x = 0$ e o escoamento frio em $x = L$. Para a geometria apresentada, correspondem as seguintes equações diferenciais parciais para as fases fluida e sólida respectivamente:

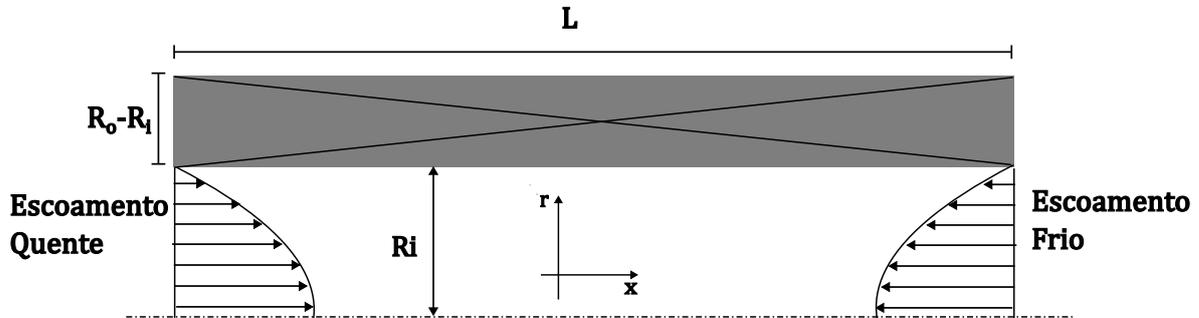


Figura 29 – Modelo físico do escoamento no tubo capilar utilizado na formulação do problema térmico do microcanal de um RMA.

$$\rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f \bar{u} \left(1 - \frac{r^2}{R_i^2}\right) \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_f r \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) + k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} \quad (4.19)$$

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_s r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \quad (4.20)$$

Selecionando os seguintes grupos adimensionais para as grandezas de comprimento (raio interno como parâmetro universal de adimensionalização), velocidade, tempo (em termos do período $\frac{1}{f}$):

$$r^* = \frac{r}{R_i}, \quad X^* = \frac{x}{R_i}, \quad Pe_{Dh} = \frac{\bar{u} 2 R_i}{\alpha_f}, \quad \tau = ft \quad (4.21)$$

e adimensionalizando a temperatura em termos das temperaturas dos escoamentos quente e frio, obtém-se as seguintes equações adimensionais:

$$\frac{f R_i^2}{\alpha_f} \frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} + Pe_{Dh} \left(1 - \frac{r^{*2}}{R_i^2}\right) \frac{\partial \theta_f}{\partial X^*} = \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \frac{\partial \theta_f}{\partial r^*} \right) + \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial X^{*2}} \quad 0 \leq r^* \leq 1, \quad (4.22)$$

$$\frac{f R_i^2}{\alpha_s} \frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \frac{\partial \theta_s}{\partial r^*} \right) + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial X^{*2}} \quad 1 \leq r^* \leq \frac{R_o}{R_i}, \quad (4.23)$$

O sistema de equações diferenciais tem como condição inicial o equilíbrio térmico entre o fluido e o sólido e as seguintes condições de contorno apresentadas por Kaviany (1995): (i) temperatura conhecida na entrada do escoamento, cujo valor e posição em X^* dependem do escoamento analisado (frio ou quente), (ii) troca de calor nula nas paredes externas do tubo capilar e no centro do escoamento (devido à simetria), e (iii) o acoplamento entre o escoamento e o tubo capilar é modelado pela conservação da energia, admitindo igualdade de fluxos de calor em $r^* = 1$. As equações a seguir apresentam as condições de contorno variáveis, que

acompanham as variações do escoamento com tempo, informando ao modelo a temperatura do fluido e a direção do escoamento conforme o escoamento quente e o escoamento frio oscilam ao longo de n ciclos.

$$\frac{\partial \theta}{\partial X^*} = 0, \quad \text{em } 0 \leq r^* \leq \frac{R_o}{R_i}, \quad x^* = 0, \quad \text{em } \frac{L}{R_i} \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial r^*} = 0, \quad \text{em } 0 \leq x^* \leq \frac{L}{R_i}, \quad r^* = 0, \quad \text{em } \frac{R_o}{R_i} \quad (4.25)$$

$$k_f \frac{\partial \theta_f}{\partial r^*} = k_s \frac{\partial \theta_s}{\partial r^*}, \quad \text{em } r^* = 1 \quad (4.26)$$

$$\theta_f = 1, \quad \text{para } n \leq \tau \leq n + \frac{1}{2}, \quad \text{em } 0 \leq r^* \leq 1, \quad e \quad x^* = 0, \quad (4.27)$$

$$\theta_f = 0, \quad \text{para } n + \frac{1}{2} \leq \tau \leq n + 1, \quad \text{em } 0 \leq r^* \leq 1, \quad e \quad x^* = 1. \quad (4.28)$$

Para resolver o sistema de equações do escoamento oscilatório, foi desenvolvida uma rotina de solução numérica, utilizando o método dos volumes finitos com uma abordagem totalmente e implícita e acoplamento entre as fases sólida e fluida. As equações discretizadas e a metodologia empregada na solução são apresentadas no Apêndice A.

4.3.2 Pós-processamento

Com os campos de temperatura conhecidos para ambas as fases, é possível estimar o calor transferido localmente no acoplamento, bem como aquele armazenado ou regenerado pela fase sólida, abrindo a possibilidade de uma análise bidimensional mais aprofundada acerca dos fenômenos envolvidos no transporte de energia no interior em um único canal que compõe a matriz porosa do regenerador térmico.

O principal parâmetro para esse tipo de análise é o número de Nusselt, sendo este calculado da mesma forma que no modelo de *Single-Blow* (Eq. 2.18). Nesta definição, o coeficiente de transferência de calor por convecção é calculado como a razão entre o fluxo local de calor local e a diferença entre as temperaturas locais na parede, T_w , e de mistura, T_m :

$$h_x = \frac{q''_x}{T_{w,x} - T_{m,x}} \quad (4.29)$$

onde a temperatura de mistura é calculada como uma média da temperatura na seção transversão do escoamento ponderada pela velocidade (INCROPERA et al., 2008; BEJAN, 2013).

$$T_{m,x} = \frac{1}{\pi r_i \bar{u}} \int_0^{2\pi} \int_0^{r_i} u(r) T_f(r) r dr d\theta \quad (4.30)$$

O fluxo de calor local, por sua vez, é calculado na camada de fluido junto à parede do tubo capilar, assumindo a condição de não deslizamento na interface fluido-sólido, sendo este fluxo calculado pela lei de Fourier:

$$q''_x = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_i, x} \quad (4.31)$$

Dessa forma, a expressão para o número de Nusselt em termos das temperaturas do volume de fluido junto à parede, da temperatura da parede e da temperatura de mistura é:

$$Nu_x = \frac{4R_i (T_{w,x} - T_{f,x})}{\Delta r (T_{w,x} - T_{m,x})} \quad (4.32)$$

4.3.3 Resultados Preliminares

Para uma análise preliminar do modelo de escoamento oscilatório, foram utilizadas condições que se aproximassem de condições ideais reportadas na literatura (KANDLIKAR et al., 2006; ROHSENOW; HARTNETT; CHO, 1998; SHAH; SEKULIC, 2003). Foram então simulados casos específicos em que o conjunto escoamento/tubo capilar atendesse às condições de temperatura constante na parede, cujo número de Nusselt esperado é próximo de 3,66 e às condições de fluxo de calor constante (prescrito) na fronteira, em que o número de Nusselt esperado é próximo de 4,36 (KANDLIKAR et al., 2006; INCROPERA et al., 2008; ROHSENOW; HARTNETT; CHO, 1998) para escoamentos plenamente desenvolvidos. Para todos os casos, tais condições foram testadas para ambos os escoamentos (frio e quente), sempre em um tubo suficientemente longo visando minimizar a região de entrada. Uma análise completa dos efeitos de região de entrada e da alternância entre escoamentos nos microcanais que compõem a matriz porosa do RMA será realizada no Capítulo 5.

Os resultados apresentados na Fig. 30 comprovam a validade do equacionamento para a fase fluida e encorajam seu uso para a análise transiente de escoamentos oscilatórios e determinação de um número de Nusselt médio espacial e temporal.

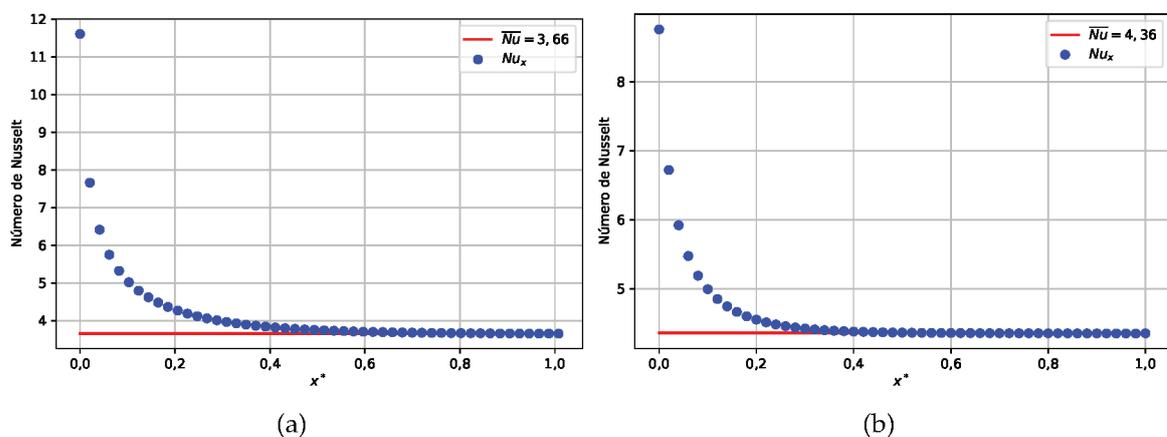


Figura 30 – Resultados preliminares do modelo de escoamento oscilatório. Valores de número de Nusselt para condições de (a) temperatura prescrita na fronteira, (b) fluxo de calor imposto na parede do capilar.

4.4 Modelo de RMA

Para simular o ciclo de um RMA, utilizou-se uma abordagem de meio poroso, com base no modelo desenvolvido por Trevizoli (2015), e posteriormente aprimorado por Lang (2018) e Vieira (2020). O modelo resolve a equação da conservação de quantidade de movimento, a equação da energia para a fase fluida de forma acoplada à equação da energia para a matriz porosa nas formas dimensionais, considerando o escoamento oscilatório e a presença do EMC. A modelagem numérica implementada, em que o fluido de trabalho oscila entre as fontes quente e fria, de forma sincronizada com a aplicação do campo magnético. O fluido escoo pela matriz porosa de camadas de MMC com diferentes T_{Curie} , que tem sua temperatura alterada conforme a variação de campo magnético e escoamentos, sendo assim capaz de extrair calor da fonte fria e rejeitar à fonte quente.

O tratamento da equação da quantidade de movimento se dá pela equação de Brinkman-Forchheimer (KAVIANY, 1995) que, com as seguintes simplificações:

- escoamento unidimensional;
- escoamento laminar e incompressível;
- meio de baixa porosidade;
- ausência de forças externas;

se torna:

$$\frac{\rho_f \partial u_D}{\varepsilon \partial t} = -\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\mu_f}{K} u_D - \frac{c_E \rho_f}{\sqrt{K}} |u_D| u_D, \quad (4.33)$$

onde o termo à esquerda da igualdade se refere à força de inércia macroscópica e ao transiente da velocidade de Darcy, u_D , sendo ρ_f a massa específica do fluido e ε a porosidade da matriz do RMA. À direita da igualdade, estão os termos correspondentes ao gradiente de pressão na direção do escoamento, às forças de atrito microscópicas e às forças de inércia microscópicas, respectivamente. P é a pressão do fluido, μ_f sua viscosidade dinâmica, K a permeabilidade do meio poroso e c_E a constante de Ergun (KAVIANY, 1995). As propriedades do fluido são consideradas constantes e são calculadas utilizando um valor médio de temperatura, desacoplando a equação da quantidade de movimento das equações da energia. Os valores para a constante de Ergun e para a permeabilidade são ajustados em função dos resultados experimentais de caracterização do escoamento nas matrizes porosas, e serão melhor especificados no Capítulo 5.

As simplificações de escoamento unidimensional e propriedades constantes são aplicadas à equação da energia para a fase fluida, resultando em:

$$\rho_f c_f \left(\varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} + u_D \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = h\beta(T_s - T_f) + \left| u_D \frac{\partial P}{\partial x} \right| + \varepsilon [k_f^{\text{eff}} + \rho_f c_f D_{\parallel}] \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \dot{q}_{\text{csg}} \quad (4.34)$$

onde os termos do lado direito representam a capacidade térmica e a advecção longitudinal, enquanto os termos à direita da igualdade correspondem à troca de calor intersticial,

dissipação viscosa, condução na direção axial e troca de calor com a carcaça que reveste o regenerador, respectivamente. T_f e T_s são as respectivas temperaturas da fase fluida e da matriz porosa, k_f^{eff} é a condutividade térmica efetiva da fase fluida, D_{\parallel} é a dispersão térmica ao longo do escoamento, h é o coeficiente de transferência de calor intersticial, β é a densidade volumétrica de área do meio poroso e c_f é o calor específico a pressão constante. O coeficiente h utilizado neste estudo foi caracterizado pelo método *Single-Blow* nos regeneradores testados, conforme apresentado no Capítulo 5.

Por fim, a equação da energia do sólido, pode ser escrita após as simplificações como:

$$\rho_s c_s (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_s}{\partial t} = h\beta(T_f - T_s) + (1 - \varepsilon)k_s^{\text{eff}} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \dot{q}_{\text{EMC}} \quad (4.35)$$

onde o termo ao lado esquerdo da igualdade representa a capacidade térmica da fase sólida, enquanto os termos do lado esquerdo representam a transferência de calor intersticial, condução axial no meio poroso e o efeito magnetocalórico. O cálculo do EMC, por sua vez, é realizado através do termo fonte adicionado à equação da energia, \dot{q}_{EMC} , o qual é modelado através da variação da entropia específica da fase sólida, s_s , em relação às variações da indução magnética, B , conforme Engelbrecht (2008):

$$\dot{q}_{\text{EMC}} = -\rho_s T_s (1 - \varepsilon) \frac{\partial s_s}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t} \quad (4.36)$$

Os valores para essa variação e para o calor específico do MMC foram medidos para diferentes valores de temperatura e de indução magnética, de forma que o modelo matemático possa interpolar valores de c_s e $\frac{\partial s_s}{\partial B}$ em cada instante do ciclo de RMA. Os valores medidos e utilizados nas interpolações são apresentados no Apêndice G (VIEIRA, 2020).

4.4.1 Volume morto

Devido à geometria do aparato experimental, existe um volume morto junto a cada extremidade do regenerador (Fig. 31). Durante os escoamentos, o fluido atravessa o regenerador e o volume morto em direção ao trocador de calor. Porém, quando a válvula se fecha pondo fim ao escoamento, parte do fluido que trocou calor com o regenerador fica aprisionado no volume morto, e portanto não contribui para a troca de calor nas fontes quente e fria, retornando ao regenerador assim que um novo escoamento flui na direção contrária.

Para a modelagem matemática do volume morto foi utilizada a metodologia apresentada por Trevizoli (2015), que acopla a equação da energia para o volume morto às equações da energia dentro do regenerador. O modelo assume as seguintes hipóteses simplificadoras na derivação da equação da energia para o volume morto:

- A transferência de calor entre o fluido e paredes no volume morto é desprezível;
- Ambos os volumes mortos são idênticos e possuem área de seção transversão igual à do regenerador;
- O escoamento é unidimensional, laminar e incompressível.

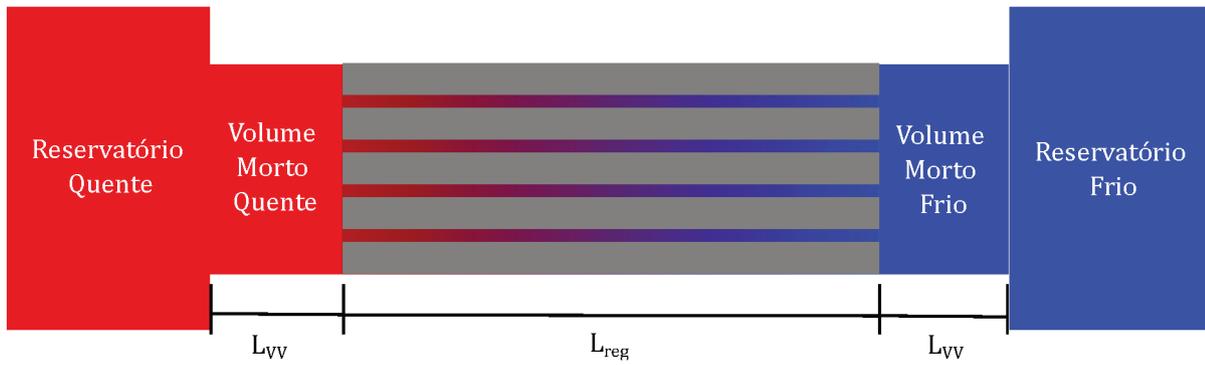


Figura 31 – Representação esquemática dos volumes mortos nas extremidades do regenerador para modelagem numérica.

A partir das simplificações utilizadas, a equação da energia para o volume morto conforme a modelagem de Vieira (2020) se torna:

$$\frac{\partial T_{vv}}{\partial t} + u \frac{\partial T_{vv}}{\partial x} = \alpha_f \frac{\partial^2 T_{vv}}{\partial x^2}, \quad (4.37)$$

onde os termos à esquerda da igualdade se referem à inércia térmica do fluido aprisionado e à advecção, respectivamente. O termo à direita da igualdade, por sua vez, representa a condução de calor axial.

É importante notar que ao se assumir que o volume morto possui a mesma área de seção transversão que o regenerador, é necessário ajustar o comprimento do volume morto (L_{VV}) para que o volume morto simulado tenha o mesmo volume que o da bancada experimental. Ao se resolver a Eq. 4.37 acoplada com as equações da energia para as fases sólida e fluida do RMA, a modelagem de Trevizoli (2015) é capaz de determinar o perfil espacial de temperatura nos volumes mortos para cada instante do ciclo de RMA.

4.4.2 Fator desmagnetizante

Como apresentado na Seção 2.3, o campo magnético efetivo sobre o regenerador deve considerar a presença do campo desmagnetizante modelado em termos de N_D . Para a modelagem da geometria e simulação do campo desmagnetizante, foi utilizado o software comercial de simulações multifísicas COMSOL. Foram simulados regeneradores com geometrias de canais triangulares e de canais quadrados com diferentes porosidades, organizados em blocos de geometrias retangulares com diferentes razões de aspecto. Após simulados os campos desmagnetizantes nos regeneradores, a solução de campo foi regredida em termos do fator desmagnetizante N_D conforme a seguinte expressão:

$$N_D = -\frac{\overline{H}}{M} \quad (4.38)$$

onde \overline{H} é o campo médio no interior da fase sólida simulada e M é a magnetização do corpo imerso no campo magnético.

Os valores encontrados para o fator desmagnetizante nos diferentes regeneradores testados foram agrupados e modelados em termos de uma correlação na mesma forma que a apresentada por Coey (2010):

$$N_D = N_{D,geo} + (1 - \varepsilon)(N_{D,csg} - N_{D,geo}) \quad (4.39)$$

onde o fator desmagnetizante de um meio poroso pode ser estimado em termos do fator desmagnetizante de uma célula unitária que compõe o meio poroso, $N_{D,geo}$, da porosidade ε do meio poroso (fatores microscópicos) e da razão de aspecto do bloco de material em que os canais são agrupados, $N_{D,csg}$ (fator macroscópico). Porém, a modelagem utilizada não foi o bastante para ajustar os dados obtidos em simulação, sendo necessário adicionar à Eq. 4.39 um fator de compensação gerando a seguinte equação:

$$N_D = N_{D,geo} + (1 - \varepsilon)(N_{D,csg} - N_{D,geo}) + F_c(\varepsilon) \quad (4.40)$$

A partir dos resultados de numéricos do COMSOL, observou-se que o fator compensação é função única da porosidade e da geometria da célula, não importando a razão de aspecto do bloco prismático em que os canais são agrupados.

Para os canais triangulares, isolou-se uma célula unitária que compõe o meio poroso (Fig. 32) como objeto de análise do fator desmagnetizante da geometria, $N_{D,geo}$. A célula unitária representa uma unidade de fase sólida que, se repetida ordenadamente n vezes, forma o regenerador estudado. Tal geometria teve seu fator desmagnetizante avaliado conforme a variação da porosidade global do regenerador, uma vez que por motivos de fabricação a porosidade dos regeneradores de microcanais é controlada pela espessura b das placas que separam os canais, tendo sido deduzidas por geometria expressões que relacionam a porosidade e a espessura das placas:

$$\varepsilon = \left(\frac{9}{20}\right) \left(\frac{0,9l\sqrt{3}}{2b + 0,9l\sqrt{3}}\right) \quad (4.41)$$

$$b = \frac{0,9l\sqrt{3}}{2} \left(\frac{9}{20\varepsilon} - 1\right) \quad (4.42)$$

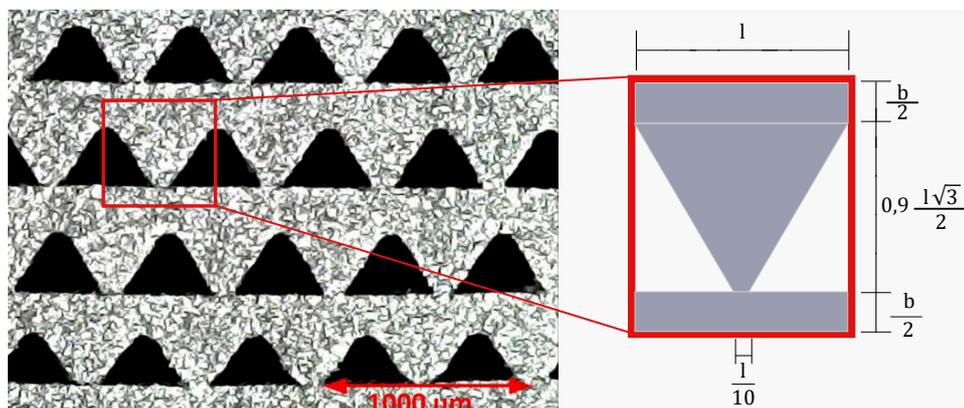


Figura 32 – Célula unitária bidimensional de um regenerador de canais triangulares.

A desmagnetização foi analisada para um faixa de porosidade entre 0,19 e 0,40, por ser a faixa de porosidade mais comum nesses regeneradores devido a limitações em sua própria geometria. Os resultados obtidos no COMSOL foram então ajustados conforme uma polinômio de segundo grau, cujo ajuste de mínimos quadrados resulta num coeficiente de correlação $R^2 = 0.9996$ (Fig. 33):

$$N_{D,geo} = -2,984\varepsilon^2 + 2,297\varepsilon + 0,107 \quad (4.43)$$

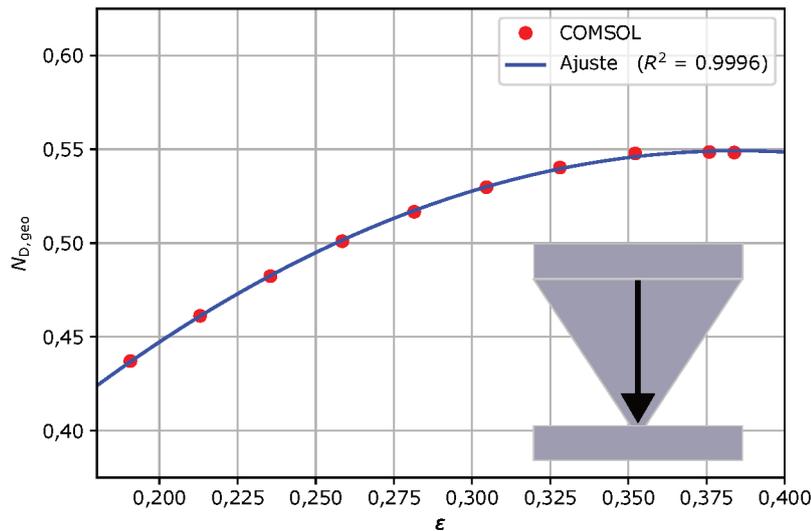


Figura 33 – Ajuste de valores numéricos de $N_{D,geo}$ para canais triangulares por uma curva de segundo grau. O detalhe mostra a célula unitária estudada e o sentido do campo magnético aplicado nas simulações.

Com a expressão conhecida para $N_{D,geo}$, Eq. 4.43, e para o bloco que compõe o regenerador (AHARONI, 1998), foram gerados regeneradores com as mesmas porosidades e razões de aspecto, $Ra = L_z/L_y$ (Fig. 34), próximas a 0,5; 1,0 e 2,0, onde foram comparados os resultados de fator desmagnetizante calculado diretamente via COMSOL com o estimado utilizando a Eq. 4.39. Nas Tabelas 6, 7 e 8 são apresentados, para as diferentes razões de aspecto, a porosidade, $N_{D,csq}(Ra)$, $N_{D,geo}(\varepsilon)$, e os valores obtidos para o fator desmagnetizante por cada abordagem, além do erro percentual, assumindo o valor do COMSOL como o correto.

Uma análise dos erros absolutos entre os resultados do COMSOL e a correlação, Eq. 4.39, revela uma independência para com a razão de aspecto (Tabela 9). Dessa forma, foi ajustado um polinômio de segundo grau via método dos mínimos quadrados, tendo os valores de porosidade como variável independente para a previsão do desvio da correlação com relação ao resultado do *software* comercial.

A esse polinômio, que somado a modelo matemático corrige o desvio, deu-se o nome de *função compensação*, F_c , sendo esta unicamente dependente da porosidade do regenerador:

$$F_c = -1,06\varepsilon^2 + 0,282\varepsilon + 0,017 \quad (4.44)$$

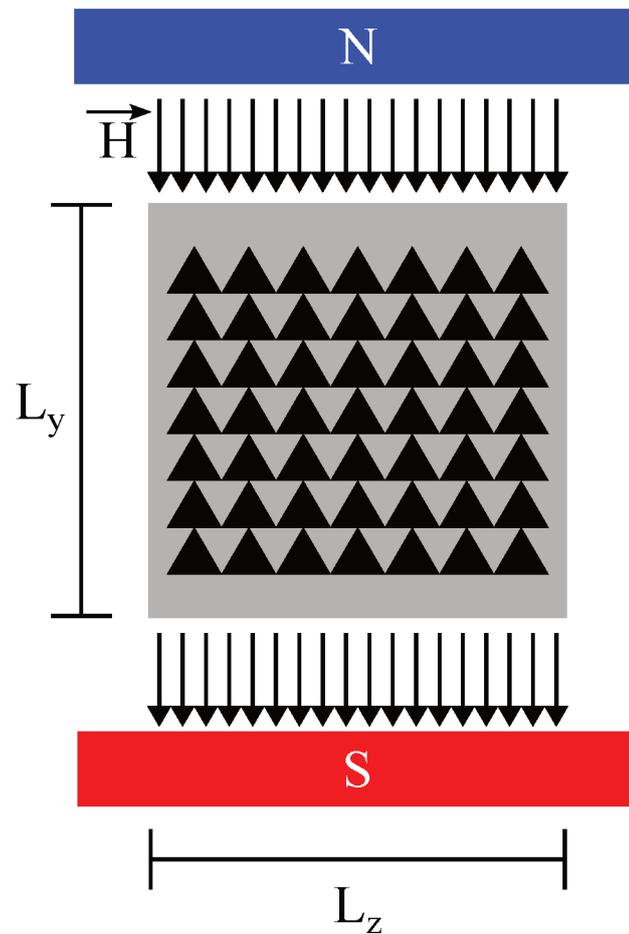


Figura 34 – Dimensões da seção transversal do regenerador magnético ativo em relação a direção do campo magnético aplicado. O comprimento paralelo ao campo é tido como L_y e o comprimento perpendicular é tido como L_z no cálculo da razão de aspecto Ra .

A Fig. 35(a) mostra o ajuste de curva obtido pelo polinômio de grau dois para a média aritmética dos erros absolutos presentes na Tabela 9 com um coeficiente de correlação $R^2 = 0,9997$.

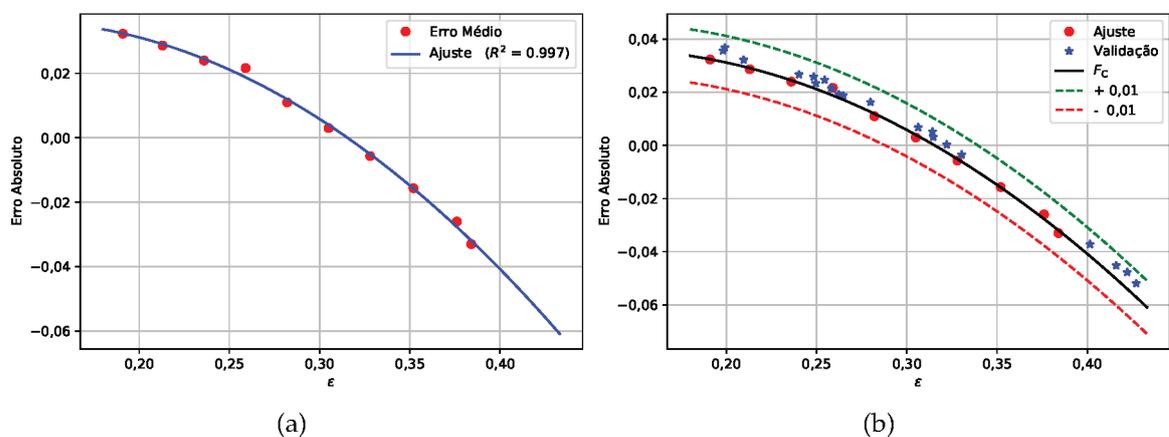


Figura 35 – (a) Ajuste da função compensação em um polinômio de grau dois com coeficiente de mínimos quadrados $R^2 = 0,9997$. (b) Comparação entre função compensação e os pontos gerados aleatoriamente para validação.

Tabela 6 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais triangulares com razão de aspecto de 0,5.

ε	Ra	$N_{D,csg}$	$N_{D,geo}$	$N_{D,modelo}$	$N_{D,comsol}$	Erro (%)
0,19	0,505	0,354	0,437	0,370	0,401	7,80
0,21	0,486	0,346	0,461	0,371	0,398	6,99
0,23	0,514	0,357	0,483	0,387	0,410	5,64
0,26	0,504	0,353	0,502	0,391	0,409	4,25
0,28	0,522	0,361	0,518	0,405	0,415	2,34
0,30	0,513	0,357	0,530	0,410	0,412	0,60
0,33	0,488	0,347	0,540	0,410	0,404	1,62
0,35	0,482	0,345	0,546	0,416	0,399	4,17
0,37	0,516	0,358	0,549	0,430	0,403	6,65
0,36	0,487	0,346	0,548	0,419	0,389	7,64

Tabela 7 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais triangulares com razão de aspecto de 1,0.

ε	Ra	$N_{D,csg}$	$N_{D,geo}$	$N_{D,modelo}$	$N_{D,comsol}$	Erro (%)
0,19	0,971	0,493	0,437	0,482	0,515	6,32
0,21	1,013	0,502	0,461	0,493	0,522	5,56
0,23	0,988	0,497	0,483	0,494	0,518	4,57
0,26	0,970	0,478	0,502	0,484	0,513	5,61
0,28	1,004	0,501	0,518	0,505	0,516	2,14
0,30	0,987	0,497	0,530	0,507	0,510	0,61
0,33	1,017	0,503	0,540	0,515	0,510	0,96
0,35	1,005	0,501	0,546	0,517	0,501	3,09
0,37	0,992	0,498	0,549	0,517	0,491	5,35
0,36	1,014	0,503	0,548	0,519	0,486	6,89

Para a validação da correlação da Eq. 4.40, foram gerados aleatoriamente vinte pontos com porosidades entre 0,19 e 0,433, e razões de aspecto entre 0,5 e 2,0 (Tabela 10). Para tais pontos, foi calculado o fator desmagnetizante pela Eq. 4.40, sendo $N_{D,geo}$ calculado pela Eq. 4.43, $N_{D,csg}$ calculado pelo modelo de Aharoni (1998) e a função compensação calculada pela Eq. 4.44. Este resultado foi então comparado com o fator desmagnetizante para as mesmas condições calculado numericamente utilizando o COMSOL.

A Fig. 35(b) compara o erro absoluto entre os resultados do COMSOL e da correlação de Coey (2010) ajustada via função compensação calculada pela Eq. 4.44 para os casos da Tabela 10. Os resultados de erro percentual em relação ao *software* comercial atingiu um máximo de 1,21%, enquanto que em termos absolutos os erros não ultrapassaram 0,01 para mais ou menos da função compensação.

4.4.3 Parâmetros de fechamento

Além do fator desmagnetizante, o modelo de RMA ainda depende de outras correlações numéricas para valores específicos de parâmetros utilizados na solução, são eles:

Tabela 8 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais triangulares com razão de aspecto de 2,0.

ε	Ra	$N_{D,csq}$	$N_{D,geo}$	$N_{D,modelo}$	$N_{D,comsol}$	Erro (%)
0,19	1,982	0,646	0,437	0,606	0,639	5,14
0,21	1,985	0,646	0,461	0,607	0,636	4,61
0,23	1,976	0,645	0,482	0,607	0,631	3,90
0,26	2,018	0,649	0,501	0,611	0,630	3,01
0,28	2,007	0,648	0,517	0,611	0,623	1,94
0,30	1,975	0,645	0,530	0,610	0,614	0,66
0,33	2,034	0,651	0,540	0,615	0,610	0,84
0,35	2,009	0,648	0,548	0,613	0,598	2,53
0,37	1,985	0,646	0,549	0,609	0,584	4,35
0,36	2,028	0,650	0,548	0,613	0,578	6,19

Tabela 9 – Erro absoluto entre COMSOL e a correlação de Coey (2010) em regeneradores de canais triangulares.

ε	Ra=0,5	Ra=1,0	Ra=2,0
0,191	0,031	0,033	0,033
0,213	0,028	0,029	0,029
0,236	0,023	0,024	0,025
0,259	0,017	0,029	0,019
0,282	0,010	0,011	0,012
0,305	0,002	0,003	0,004
0,328	-0,007	-0,005	-0,005
0,352	-0,017	-0,015	-0,015
0,376	-0,027	-0,026	-0,025
0,384	-0,030	-0,033	-0,036

- Valores para a constante de Ergun a ser utilizada na solução do modelo hidráulico do RMA;
- Correlação para o cálculo da condutividade térmica efetiva de ambas as fases;
- Correlação para a determinação do coeficiente de dispersão axial;
- Correlação para o número de Nusselt em função do número de Reynolds.

Para as condutividades térmicas, o modelo de RMA estendido para microcanais utiliza as próprias condutividades térmicas do material sólido e do fluido de trabalho, uma vez que a condução longitudinal ocorre sem efeitos de arranjo geométrico dos meios no modelo unidimensional (Fig. 36), diferentemente dos modelos de esferas empacotadas onde é necessário a modelagem de uma condutividade térmica efetiva para ambas as fases e que seja capaz de prever efeitos de dispersão térmica e de superfície de contato entre as fases (VIEIRA, 2020).

Para o coeficiente de dispersão longitudinal foi utilizada a correlação deduzida por (KAVIANY, 1995) para dispersão em tubos circulares, apresentada pela equação a seguir:

Tabela 10 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador com razão de aspecto de 2,0.

ϵ	Ra	$N_{D,geo}$	$N_{D,csq}$	$N_{D,Modelo}$	$N_{D,COMSOL}$	F_c	Erro(abs)	Erro(%)
0,240	0,965	0,479	0,492	0,490	0,516	0,024	0,027	0,608
0,402	1,613	0,549	0,604	0,582	0,545	-0,041	-0,037	0,637
0,248	1,457	0,490	0,582	0,558	0,584	0,022	0,026	0,705
0,198	1,486	0,441	0,586	0,557	0,592	0,031	0,036	0,744
0,330	1,937	0,539	0,641	0,607	0,604	-0,006	-0,003	0,338
0,280	1,366	0,511	0,568	0,552	0,568	0,013	0,016	0,598
0,306	2,008	0,528	0,648	0,611	0,618	0,004	0,007	0,473
0,254	0,521	0,493	0,360	0,395	0,419	0,020	0,025	1,089
0,322	0,509	0,535	0,356	0,412	0,412	-0,002	0,000	0,578
0,315	1,251	0,532	0,549	0,544	0,547	0,001	0,003	0,446
0,262	1,671	0,500	0,611	0,583	0,603	0,018	0,019	0,198
0,265	1,641	0,504	0,607	0,581	0,599	0,017	0,019	0,234
0,422	1,147	0,546	0,530	0,537	0,489	-0,053	-0,048	1,043
0,199	0,738	0,438	0,433	0,435	0,471	0,031	0,037	1,209
0,258	1,269	0,495	0,552	0,538	0,560	0,019	0,021	0,417
0,210	1,826	0,455	0,629	0,593	0,625	0,030	0,032	0,431
0,314	0,744	0,531	0,435	0,465	0,471	0,001	0,005	0,908
0,427	1,736	0,545	0,619	0,588	0,536	-0,056	-0,052	0,748
0,250	1,402	0,488	0,574	0,554	0,577	0,021	0,023	0,356
0,416	1,929	0,547	0,640	0,602	0,557	-0,049	-0,045	0,698

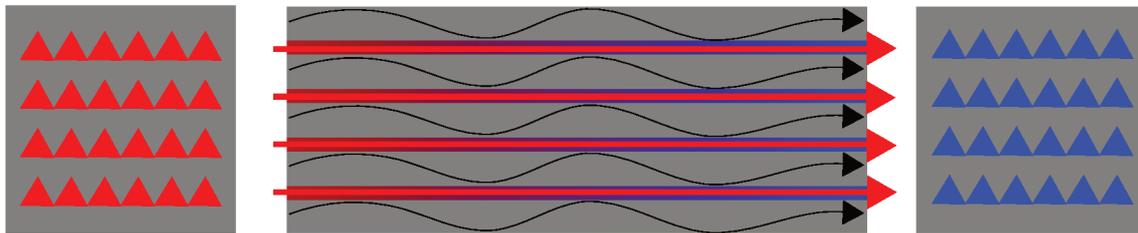


Figura 36 – Representação dos efeitos de condução axial no regenerador de microcanais triangulares, em que cada fase conduz individualmente em termos de sua própria condutividade térmica.

$$\frac{D_{\parallel}}{\alpha_f} = \frac{1}{48} Pe^2 \quad (4.45)$$

Já para a constante de Ergun e para o número de Nusselt, são utilizados valores determinados de maneira experimental e numérica, utilizando o aparato experimental descrito no Capítulo 3 e os métodos matemáticos desenvolvidos neste capítulo e seu processo de obtenção e discussão serão apresentados no Capítulo 5.

5 RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentados, comparados e discutidos, os resultados numéricos e experimentais obtidos nos regeneradores de alumínio e La-Fe-Si descritos no Capítulo 3, bem como as razões físicas por trás dos fenômenos observados.

5.1 Perda de Carga

Os testes de perda de carga foram realizados de forma unidirecional e com temperatura dos banhos fixada em 25 °C. Foram testadas vazões de 20 kg/h a 100 kg/h, para os regeneradores ATC018, ATC020, LTC050 e LTC081, em ambos os sentidos (para o lado quente e para o lado frio), sendo a média aritmética desses resultados utilizada nos ajustes de curva para a estimativa da constante de Ergun em cada uma dos regeneradores testados.

O valor determinado da constante de Ergun foi regredido via comparação entre as curvas experimentais e o modelo matemático descrito pela Eq. 4.1, sendo escolhido o valor de c_E que maximizasse o coeficiente de mínimos quadrados (Fig: 37). A Fig. 38 por sua vez, apresenta a comparação entre resultados experimentais e as curvas ajustas utilizando a c_E de maior r^2 para cada regenerador.

Tabela 11 – Valores estimados de c_E e do coeficiente de correlação do método de mínimos quadrados para os regeneradores testados.

Regenerador	D_h [mm]	c_E	r^2
LTC050	0,217	0,14	0,9947
LTD081	0,217	0,13	0,9997
ATC020	0,567	0,58	0,9986
ATC018	0,773	1,09	0,9667

Foi observada uma tendência de aumento na constante de Ergun com o aumento do diâmetro hidráulico nos regeneradores testados. Atribui-se tal aumento aos efeitos viscosos e à formação de regiões de entrada nos canais individuais, de forma que canais de maior diâmetro hidráulico possuem uma região de entrada maior e, por sua vez, têm esses efeitos mais intensos expressos no termo inercial da Eq. 4.1. Kaviani (1995) reporta que, para escoamentos em regime inercial ($1 < 10 < Re_d < 150$), para um mesmo número de Reynolds, a medida que o comprimento do canal aumenta em relação ao seu diâmetro hidráulico, é esperado que o termo inercial perca importância se comparado ao termo viscoso de Darcy, uma vez que a região de entrada hidrodinâmica passa a ocupar uma porcentagem menor do duto que conduz o escoamento.

Este comportamento hidrodinâmico percebido no escoamento em regeneradores de microcanais é um forte indício de que o escoamento nesta escala se comportará termicamente como um escoamento em escalas macroscópicas, uma vez que o fator de atrito utilizado na modelagem é o mesmo reportado na literatura para canais semelhantes com

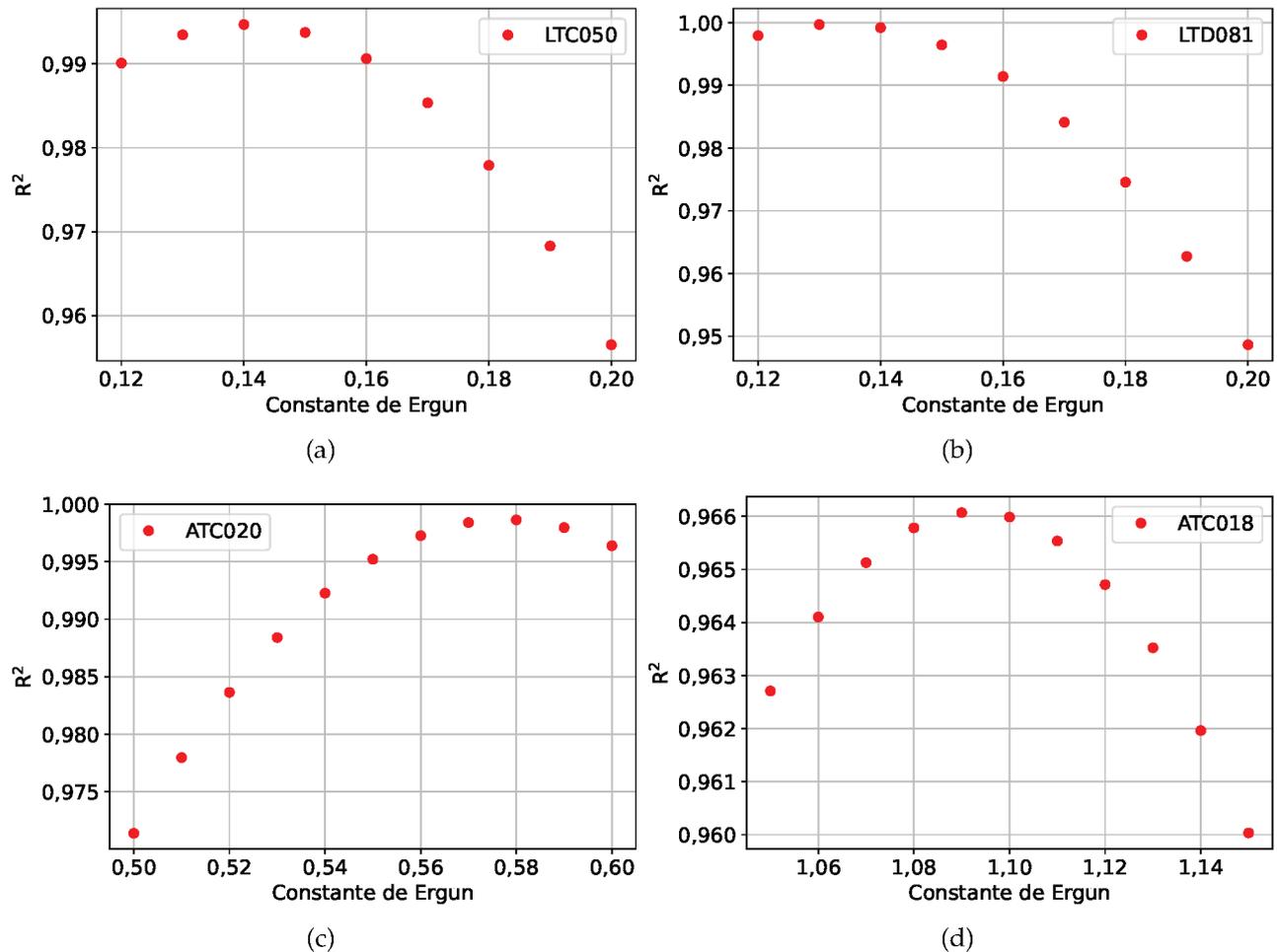


Figura 37 – Valores do coeficiente de mínimos quadrados para diferentes valores da constante de Ergun para os regeneradores (a) LTC050, (b) LTD081, (c) ATC020, (d) ATC018.

comprimentos característicos macroscópicos, sendo adicionado apenas o termo inercial de Ergun para compensar os efeitos viscosos microscópicos. Os notáveis efeitos de região de entrada hidrodinâmica também indicam que efeitos térmicos semelhantes serão percebidos na análise térmica do escoamento em microcanais, uma vez que o número de Prandtl do escoamento é maior que a unidade, o que faz com que a camada limite térmica seja menos espessa que a hidrodinâmica, formando assim uma região de entrada térmica ainda maior que a hidrodinâmica.

5.2 Ensaios *Single-Blow*

Os ensaios *Single-Blow* fazem parte do estudo do comportamento térmico das matrizes porosas em escoamento unidirecional visando a determinação do NTU do trocador de calor em função das vazões testadas. Com isso, será obtido o comportamento do número de Nusselt associado à geometria dos microcanais que compõem a matriz porosa.

Os testes realizados no regenerador de microcanais de alumínio têm a vantagem de eliminar as incertezas de propriedades térmicas associadas à transição de fase magnética do material nas temperaturas próximas as dos escoamento. Além disso, nesses regeneradores,

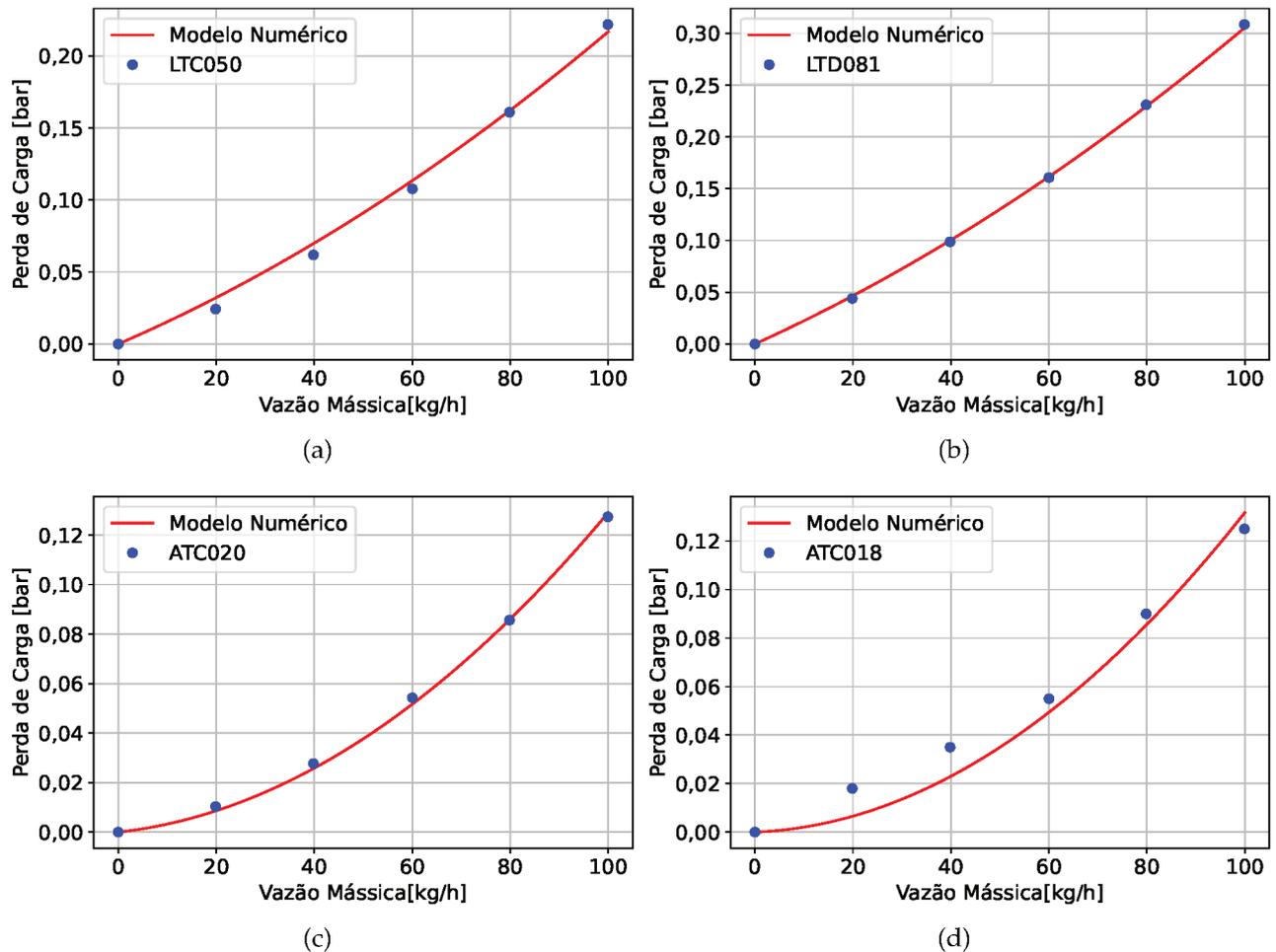


Figura 38 – Curvas ajustadas para os valores da constante de Ergun apresentadas na Tabela 11 para os regeneradores (a) LTC050, (b) LTD081, (c) ATC020, (d) ATC018.

há menos incertezas geométricas acerca dos valores do diâmetro hidráulico e da área de troca intersticial dos canais associadas ao método de fabricação. Dessa forma, os ensaios de *Single-Blow* nos regeneradores térmicos de alumínio visam separar os efeitos puramente térmicos dos efeitos magnéticos, utilizando uma geometria o mais regular possível, dentro dos limites dos métodos de fabricação empregados.

5.2.1 Regeneradores de Alumínio

Os testes nos regeneradores de microcanais fabricados em alumínio foram realizados em vazões nominais de 20 kg/h a 50 kg/h, em ensaios de aquecimento e resfriamento, com temperaturas nominais de 15 °C para o banho de baixa temperatura e 30 °C para o banho de alta temperatura. Os perfis de temperatura foram então pré-processados e testados para posterior comparação com o modelo numérico de *Single-Blow*. Testes que não atingiram correspondência com os resultados numéricos foram descartados das análises futuras (Tabela. 12).

Os resultados gráficos da medição de *NTU* obtidos nos ensaios de *Single-Blow* no regenerador ATC020 estão presentes no Apêndice D, em que o método *r2* foi utilizado para a seleção do melhor ajuste de curvas geradas pelo modelo numérico. A Fig. 39 ilustra

Tabela 12 – Pré-análise dos ensaios de *Single-Blow* para os regeneradores de alumínio.

Regenerador	Aquecimento	Resfriamento
ATC020	Aprovado	Rejeitado
ATC018	Rejeitado	Rejeitado

um dos resultados um dos testes presentes no Apêndice D, em que nota-se a diferença entre o sinal adquirido (Fig 39(a)) e o sinal tratado em termos adimensionais (Fig: 39(b)) que apresenta uma quantidade significativamente menor de ruído em ambos os perfis de temperatura. A Fig. 39(c) apresenta a resposta dos métodos de ajuste apresentados na Seção 4.2 para diferentes valores de NTU , em que observa-se um máximo de r_2 e gr_2 para $NTU = 1,2$ indicando que esse é o valor de número de unidades de transferência medido para o regenerador ATC020 com uma vazão de 20 kg/h . Devido ao baixo valor de NTU para o conjunto regenerador-escoamento, a resposta dinâmica da perturbação de temperatura na entrada do escoamento não possui inflexão, e portanto sua derivada não apresenta uma máximo, tornando assim impossível utilizar o método gM para a determinação do NTU para a faixa de vazões estudada no regenerador ATC020. Por fim, A Fig. 39(d) apresenta a comparação entre o sinal de temperatura experimental (θ) e sua derivada (gT) com o perfil de temperatura e sua derivada calculados pelos modelo numérico para um NTU de 1,2. Os resultados de NTU obtidos nos ensaios realizados para cada vazão no regenerador ATC020 são sumarizados na Tabela 13 para análise.

Tabela 13 – $NTUs$ Medidos em Diferentes vazões para o regenerador ATC020.

Vazão [kg/h]-Ensaio	NTU [-]	Vazão [kg/h]-Ensaio	NTU [-]
20-1	1,20	20-2	1,00
30-1	0,90	30-2	0,90
40-1	0,75	40-2	0,7

Os valores de vazão mássica e NTU foram então regredidos em termos do número de Reynolds (Eq. 2.19) e do número de Nusselt (Eq. 2.18), respectivamente, para análise do comportamento da transferência de calor com relação à hidrodinâmica do escoamento em parâmetros adimensionais. A Fig. 40 mostra a distribuição dos valores de número de Nusselt para os diferentes números de Reynolds testados e o valor de $Nu = 2,49$, comumente reportado na literatura para escoamentos laminares plenamente desenvolvidos em canais triangulares com a condição de contorno de temperatura constante (KANDLIKAR et al., 2006; INCROPERA et al., 2008).

Foi observado um comportamento ascendente com o número de Reynolds para o número de Nusselt nos canais triangulares fabricados em alumínio. Esse comportamento pode ser atribuído a imprecisões experimentais referentes ao baixo NTU do regenerador, o que dificulta o ajuste de curvas e reduz a qualidade das aproximações utilizadas na modelagem matemática.

Apesar desse desvio, considera-se o uso do número de Nusselt constante e igual a 2,49 para microcanais triangulares uma boa aproximação, e será este o valor utilizado nas análises futuras deste trabalho.

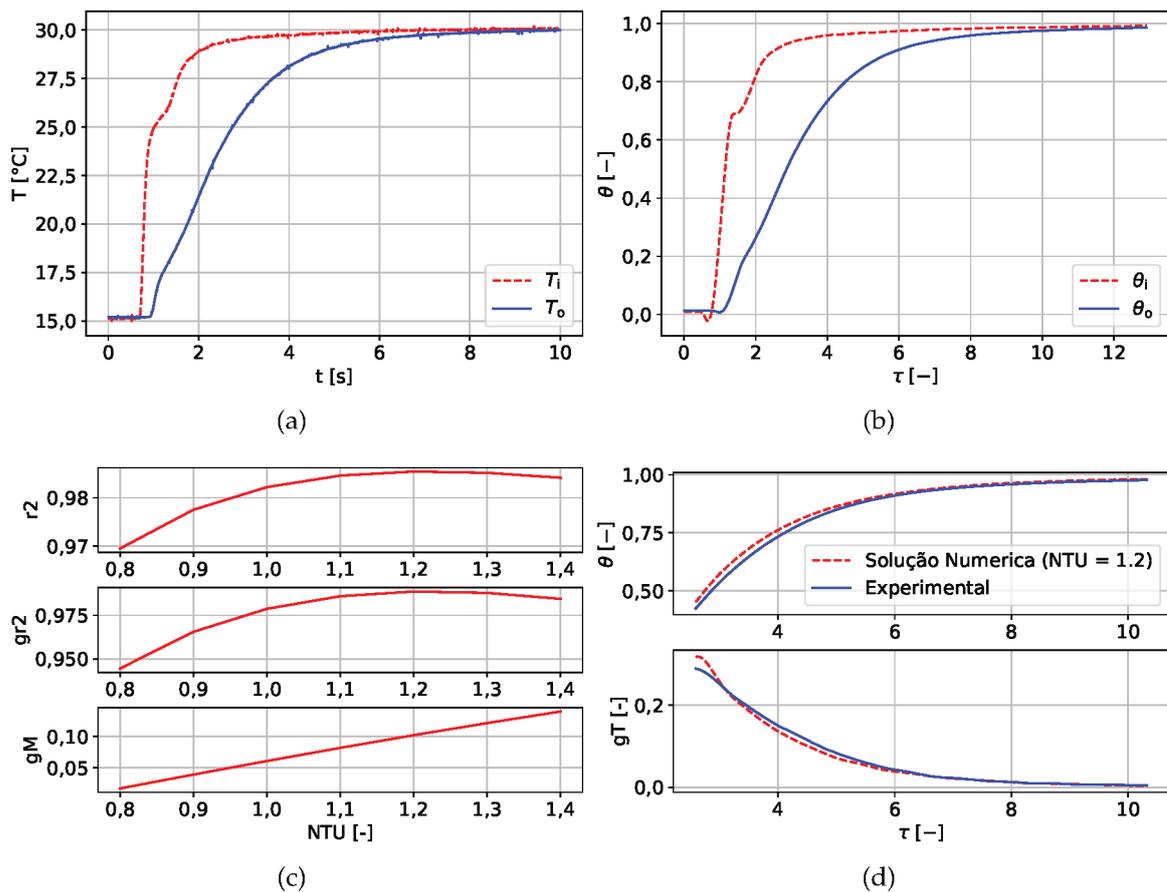


Figura 39 – Resultados do ensaio de *Single-Blow* número 1 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 20 kg/h. (a) Sinais de temperatura medidos na bancada; (b) Sinais adimensionalizados e filtrados para eliminação de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU = 1,2$).

5.2.2 Regeneradores de La-Fe-Si

Os regeneradores de La-Fe-Si foram testados em ensaios de *Single-Blow* com vazões variando de 20 kg/h à 80 kg/h com perfis de aquecimento e resfriamento para temperaturas baixa de 27 °C e alta de 37 °C para o regenerador LTC050, e temperatura baixa de 5 °C e alta de 14 °C para o regenerador LTD081. Tais temperaturas foram escolhidas por serem suficientemente distantes das temperaturas de Curie do material que compõe o regenerador de La-Fe-Si ($T_c \approx 25$ °C), evitando assim, variações acentuadas do calor específico da matriz com a temperatura. Novamente, os perfis que não atingiram correspondência com os resultados numéricos foram descartados, conforme a Tabela 14.

Tabela 14 – Pré-análise dos ensaios de *Single-Blow* para os regeneradores de La-Fe-Si

Regenerador	Aquecimento	Resfriamento
LTC050	Aprovado	Rejeitado
LTD081	Rejeitado	Aprovado

A reprovação dos ensaios de resfriamento no regenerador LTC050 e dos resultados dos ensaios de aquecimento para o regenerador LTD081 pode estar associada à escolha das

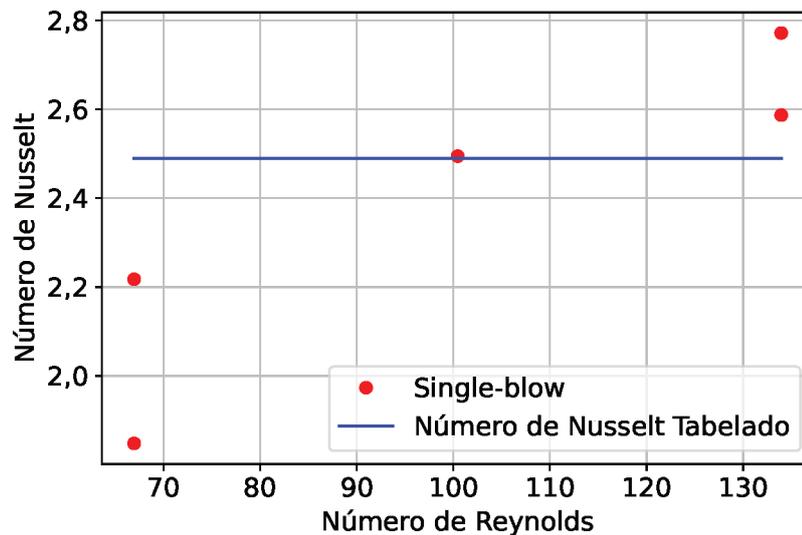


Figura 40 – Comparação gráfica entre os valores medidos indiretamente de número de Nusselt em função do número de Reynolds para o regenerador ATC020 e o valor de número de Nusselt médio para condições de temperatura imposta amplamente reportado na literatura geometrias de canais triangulares em geometrias macroscópicas (KANDLIKAR et al., 2006; INCROPERA et al., 2008).

temperaturas em que os ensaios foram realizados. Em outras palavras, foram rejeitados os ensaios que exigiam uma condição de equilíbrio térmico em temperaturas mais distantes da temperatura ambiente (5 °C para o ensaio de aquecimento no regenerador LTD081 e 37 °C para o ensaio de resfriamento no regenerador LTC050). A condição inicial do ensaio exige equilíbrio térmico entre as fases para que a condição inicial do modelo numérico seja bem conhecida e possa reproduzir numericamente a perturbação provocada pela variação de temperatura do escoamento na entrada do regenerador.

Os ensaios com perfis temporais de temperatura aprovados foram analisados utilizando o modelo numérico de *Single-Blow* para determinação indireta do *NTU* do regenerador em diferentes condições de escoamento pelo método de ajuste de curvas do gradiente máximo (*gm*). Os resultados gráficos comparativos dessa análise se encontram no Apêndice D, e as Figs. 41 e 42 ilustram novamente o processo de seleção de *NTU* para os casos de aquecimento (LTC050) e resfriamento (LTD081). Diferentemente do regenerador ATC020, para ambos os regeneradores de La-Fe-Si, a faixa de *NTU* apresentou inflexão no perfil de temperatura na descarga, possibilitando assim a utilização do método *gm* para a determinação do número de unidades de transferência medido. As Figs. 41(c) e 42(c) mostra que o parâmetro *gm* apresenta um *NTU* de mínimo (em que diferença entre as derivadas máximas de ambos os sinais é mínima) uma vez que, para estes casos aumentar o valor do *NTU* do modelo numérico aumenta o valor da derivada máxima e diminuir o valor de *NTU* do modelo numérico reduz a magnitude do pico. Para ambos os casos apresentados, poderia-se ter utilizado os métodos de *r2* e *gr2* para a realização da medição indireta do *NTU*, uma vez há bom acordo entre a fase dos sinais numéricos e experimentais, porém também foram analisados casos em que houve um deslocamento entre a fase dos sinais numéricos experimentais, dificultado a utilização dos métodos *r2* e *gr2* (Apêndice D), portanto, para que

houvesse consistência na análise, para todos os experimentos realizados nos regeneradores LTC050 e LTD081 foi utilizado o método gM para a determinação do NTU medido cujos valores são apresentados pelas Tabelas 15 e 16 para os regeneradores LTC050 e LTD081, respectivamente.

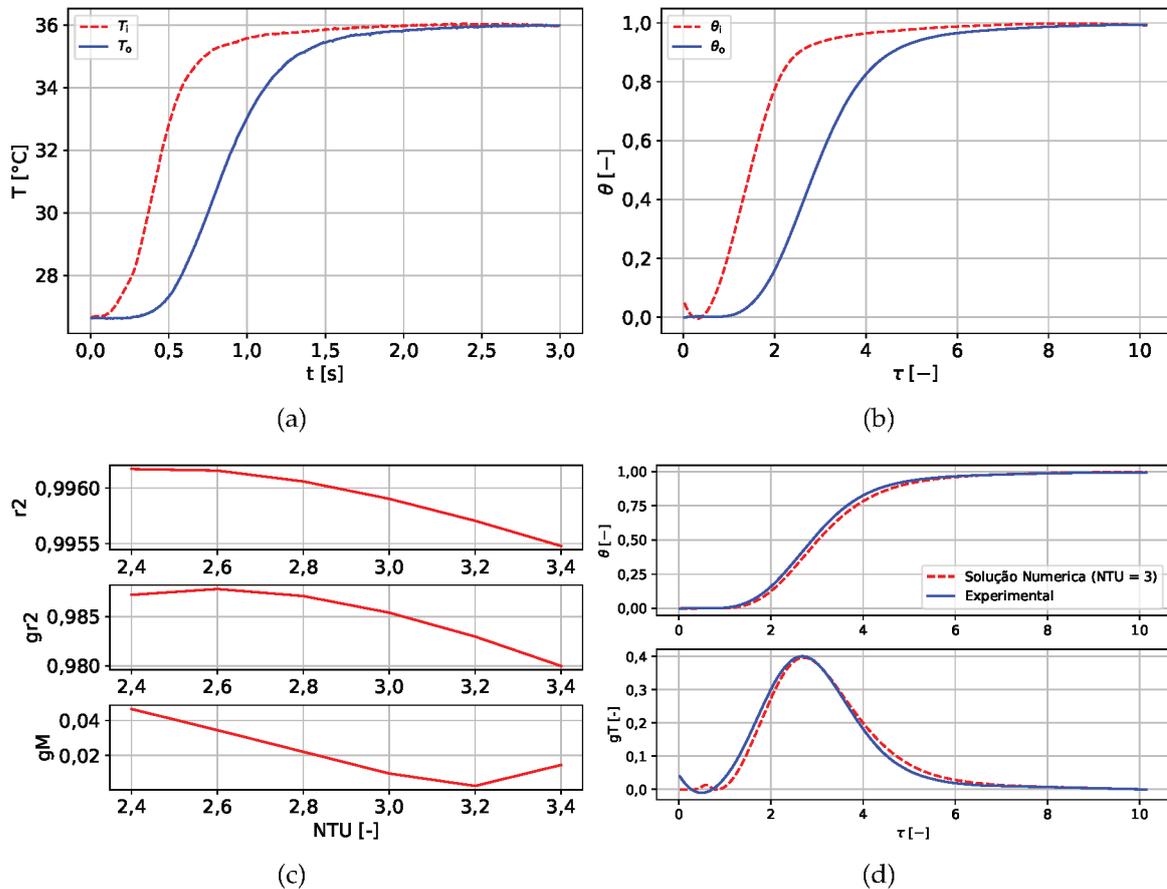


Figura 41 – Resultados do ensaio de *Single-Slow* número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 70 kg/h: (a) Sinal de temperatura medido na bancada; (b) Sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de $r2$, $gr2$ e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU = 3$).

Tabela 15 – Valores de NTU medidos em diferentes vazões para o regenerador LTC50.

Vazão [kg/h]-Ensaio	NTU [-]	Vazão [kg/h]-Ensaio	NTU [-]
20-1	14,4	20-2	12,0
30-1	8,0	30-2	7,6
40-1	5,6	40-2	5,2
50-1	4,4	50-2	4,4
60-1	3,3	60-2	3,4
70-1	3,0	70-2	3,4
80-1	2,2	80-2	2,6

Devido às elevadas incertezas no método de medição da área intersticial em virtude dos métodos de fabricação dos regeneradores de La-Fe-Si, a regressão do número de Nusselt a partir do NTU medido para cada vazão se torna pouco precisa, podendo resultar em

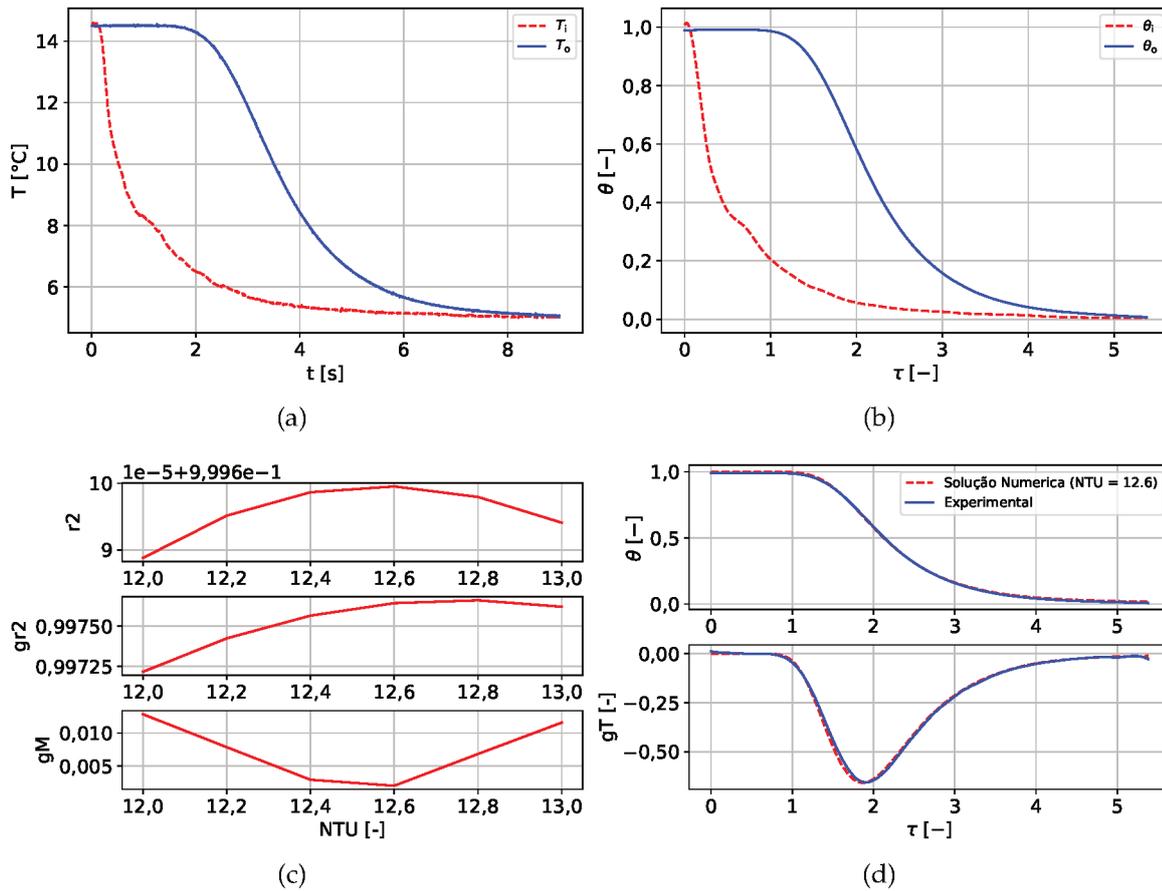


Figura 42 – Resultados do ensaio de *Single-Blow* número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 20 kg/h: (a) Sinal de temperatura medido na bancada; (b) Sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU = 12,6$).

Tabela 16 – Valores de NTU medidos em diferentes vazões para o regenerador LTD081.

Vazão [kg/h]-Ensaio	NTU [-]	Vazão [kg/h]-Ensaio	NTU [-]
20-3	12,6	20-4	13,0
40-3	7,0	40-4	7,0
60-3	5,2	60-4	5,0
80-3	4,2	80-4	4,0

valores que não correspondem à realidade do fenômeno físico. Sendo assim, numa análise preliminar, foi então atribuído a esses regeneradores o valor de número de Nusselt de 2,49, conforme medido no regenerador ATC020, para que se pudesse estimar a área de troca intersticial de maneira indireta utilizando a definição de NTU (Eq. 4.7).

As Figs. 43 e 44 apresentam a distribuição de resultados de área de troca intersticial medidos de forma indireta em relação à média dos valores medidos. As linhas tracejadas delimitam a região de mais e menos um desvio padrão em relação a média. Os valores da medição são apresentados na Tabela 17.

Os valores de área de troca obtidos para o regenerador LTC050 se distribuíram em torno da média de forma parcialmente regular e não mostraram tendência aparente. O regenerador LTD081 por sua vez, apresenta um comportamento ascendente na área de troca, o que indica

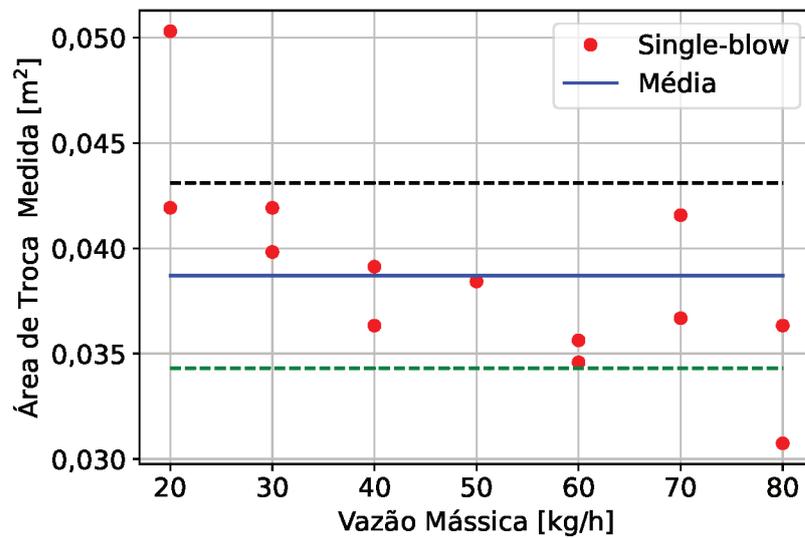


Figura 43 – Medição indireta de área de troca intersticial no regenerador LTC050 em diferentes vazões.

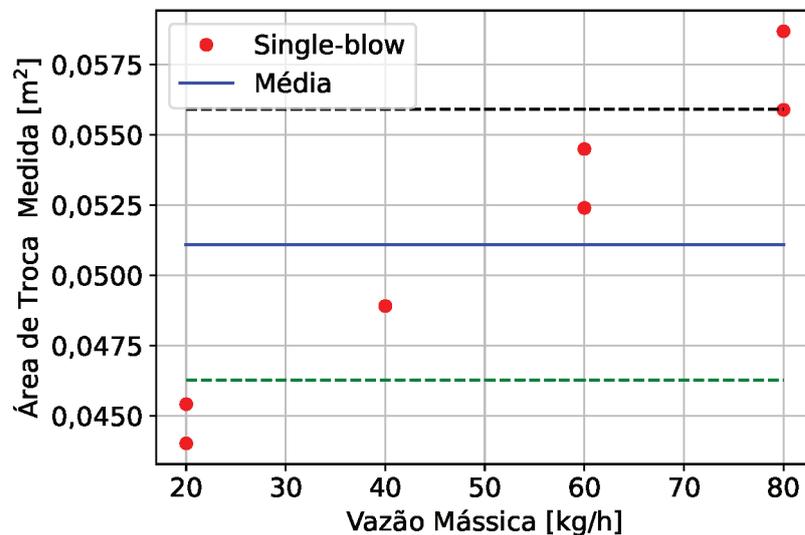


Figura 44 – Medição indireta de área de troca intersticial no regenerador LTD081 em diferentes vazões.

Tabela 17 – Áreas intersticiais de troca medidas indiretamente nos regeneradores LTC050 e LTD081.

Regenerador	\bar{A}_h [mxm]	Desvio padrão [mxm]
LTC050	0,0387	0,0043
LTD081	0,0511	0,0048

um aumento no valor do coeficiente de transferência de calor, uma vez que área de troca intersticial não varia com o escoamento. Esse aumento do coeficiente de transferência de calor com o número de Reynolds é mais um forte indício da presença de efeitos térmicos difusivos e da formação de uma região de entrada, uma vez que, com o aumento do número de Reynolds e, por consequência, do número de Peclet, há um estreitamento na camada limite térmica, levando a um aumento do comprimento da região de entrada, a qual possui um número de Nusselt maior que o de regime plenamente desenvolvido, $Nu = 2,49$.

5.3 Testes Passivos

Foram realizados testes nos regeneradores ATC020, ATC018 e LTC050 para avaliar seu desempenho em situações de escoamento cíclico, em função de suas características geométricas. Para os regeneradores ATC020 e ATC018, foram realizados testes passivos com temperaturas de 30 °C e 15 °C nas fontes quente e fria, respectivamente. Para o regenerador LTC050 foram utilizados banhos térmicos a 28 °C e 8 °C para as temperaturas alta e baixa. Para todos os regeneradores, foram varridas faixas de vazão de 20 kg/h a 80 kg/h para valores de frequência variando entre 0,1 Hz e 1,0 Hz, sendo realizados dois ensaios para cada caso experimental, tomando-se a média das efetividades medidas como o resultado do experimento.

Na tentativa de reproduzir os fenômenos físicos e obter valores numéricos para a efetividade, foram implementadas extensões ao modelo de RMAs compostos por leitos de esferas compactadas de (VIEIRA, 2020) para adequação da nova geometria estudada. Foram modificados os modelos para a condutividade térmica de ambas as fases, dispersão térmica, perda de carga conforme os resultados obtidos nos ensaios de escoamento unidimensional, número de Nusselt e área de troca intersticial em função dos resultados dos ensaios de *Single-Blow* e as propriedades do alumínio relevantes para a modelagem dos regeneradores ATC018 e ATC020.

Os resultados de efetividade obtidos experimentalmente utilizando os parâmetros de bancada foram organizados em termos do NTU calculado a partir do número de Nusselt de $Nu = 2,49$ e da vazão de cada experimento. Os resultados numéricos foram organizados da mesma forma e a comparação entre ambos os resultados é apresentada na Fig. 45.

Para todos os casos comparados, o modelo numérico (linhas) retornou valores de efetividade abaixo dos medidos experimentalmente (símbolos), indicando a presença de fenômenos físicos que favorecem a regeneração de energia no trocador de calor, e que não foram propriamente modelados. Os resultados obtidos na modelagem da perda de carga e nos ensaios de *Single-Blow* indicam a presença de região de entrada e fenômenos viscosos que não foram incluídos na implementação do modelo numérico estendido. A presença de uma região de entrada térmica modelada em termos de um número de Nusselt médio ao longo do canal aproximaria as duas soluções e tornaria o modelo numérico mais exato se comparado com os resultados experimentais, sobretudo para os casos de menor NTU , uma vez que esse valor implica em vazões maiores e, portanto, um número de Peclet maior.

Também foi observado que em casos de menor fração de escoamento e menor valor de utilização, ($FE = 25\%$ para as utilizações de $\phi = 0,96$ e $\phi = 1,26$, e $FE = 37,5\%$ para a utilização de $\phi = 1,79$) foram obtidos erros significativamente menores se comparados aos resultados de $FE = 50\%$ ($\phi = 2,39$, $2,97$ e $3,19$). Tal fato indica que também há erros associados à condição de operação, sendo os mais prováveis (i) a condição de contorno na parede do regenerador, uma vez que valores de utilização maiores que a unidade aproximam a condição de contorno da transferência de calor na parede ao fluxo de calor prescrito, cujo número de Nusselt correspondente, $Nu = 3,11$, é maior que aquele para a condição de temperatura prescrita, $Nu = 2,49$, mais apropriada às condições em que $\phi < 1$ (INCROPERA

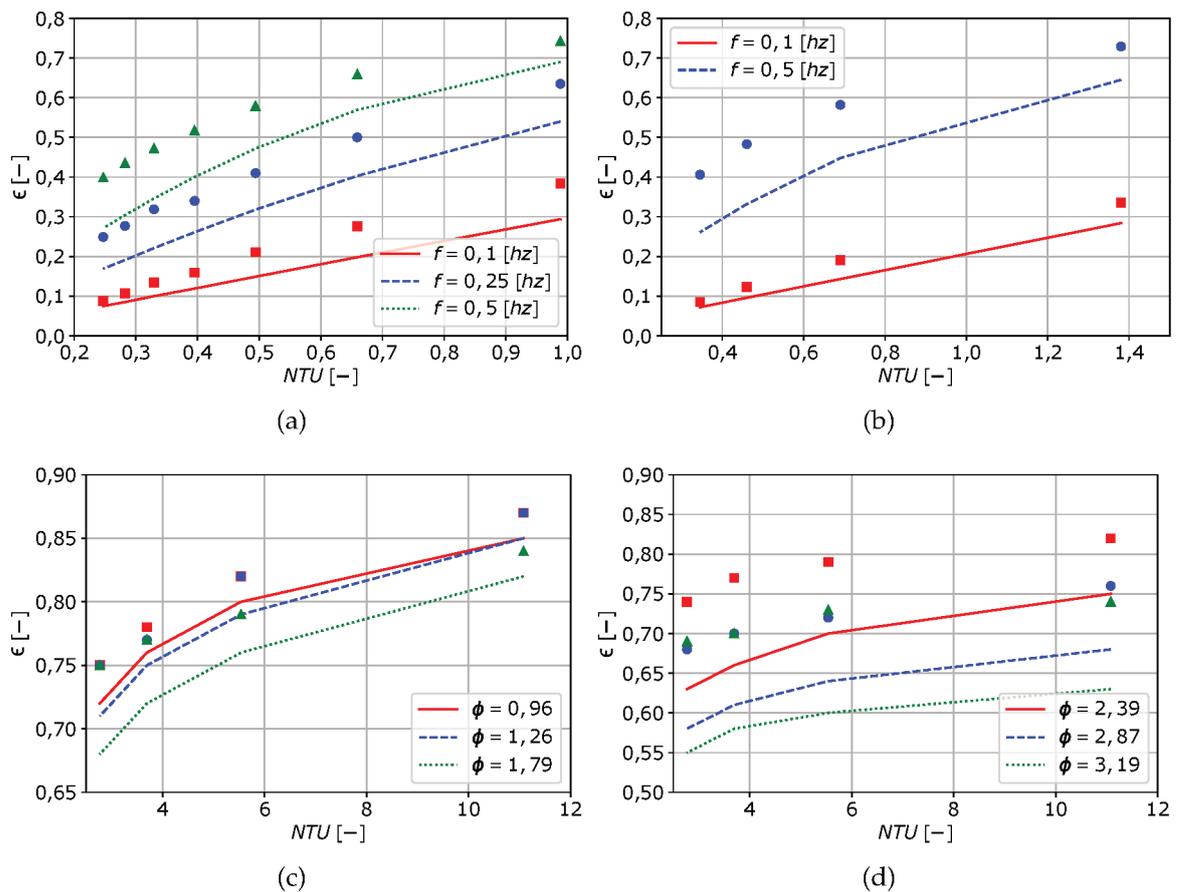


Figura 45 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais de efetividade nos regeneradores (a) ATC020, (b) ATC018, ambos com fração de escoamento de 50%, (c) LTC050 para utilizações de 0,96; 1,26 e 1,79, (d) LTC050 para utilizações de 2,39; 2,87 e 3,19.

et al., 2008).

5.3.1 Correção de efeitos de frequência e região de entrada

Em busca de um melhor entendimento dos fenômenos relacionados à frequência e entrada térmica, foi utilizado o modelo desenvolvido para o escoamento oscilatório em um único canal circular com diâmetro hidráulico equivalente aos regeneradores testados. Os casos simulados reproduzem a condição de um canal que compõe a matriz, sendo capaz de determinar o comprimento da região de entrada e agregar em um mesmo valor numérico de número de Nusselt médio os efeitos de região de entrada e regeneração de calor no acoplamento escoamento-canal.

Como o modelo de escoamento oscilatório simula um canal circular nas mesmas condições de um canal triangular, faz-se necessário o uso de um termo matemático que represente o aumento percentual do número Nusselt, uma vez que este difere entre canais triangulares e canais circulares. Para este trabalho, foi criado o parâmetro ζ , que representa a razão entre a média temporal do número de Nusselt médio ao longo do canal e o número de Nusselt tabelado para a condição de temperatura prescrita (2,49 para canais triangulares e 3,66 para canais circulares). Para os regeneradores da série de lantânio (LTC050 e LTD081), foi utili-

zado como parâmetro de entrada do modelo de escoamento oscilatório o comprimento de apenas um bloco que compõe o regenerador, uma vez que devido à presença de espaçadores entre as camadas, admite-se a formação de regiões de entrada independentes em cada bloco (Fig. 46). Também utilizou-se como parâmetro de entrada, a porosidade real de cada bloco, uma vez que esta representaria melhor a velocidade do fluido (que é determinada pela de a área de seção transversal do escoamento) e, por sua vez, os fenômenos advectivos associados. Outra abordagem possível seria o uso da porosidade efetiva, uma vez que esta representaria melhor a quantidade de fluido armazenado no regenerador, e portanto, os fenômenos difusivos associados a transferência de calor.

$$\zeta = \frac{\overline{Nu}}{Nu_T} \quad (5.1)$$

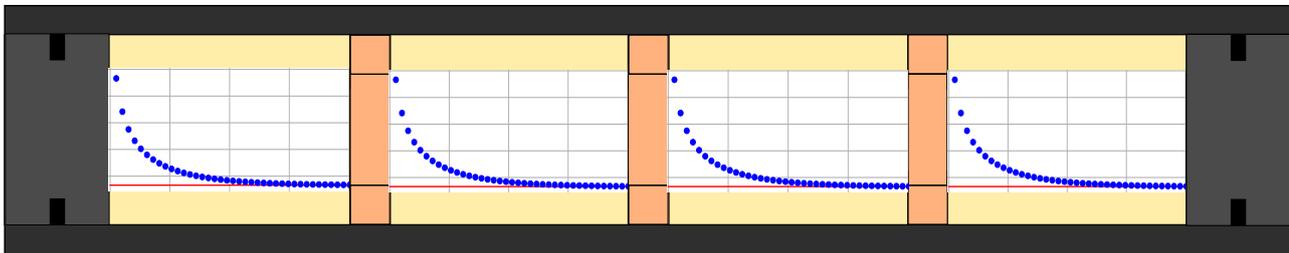


Figura 46 – Representação esquemática da formação de regiões de entrada independentes para cada bloco que compõe o regenerador devido aos espaçadores utilizados para garantir o alinhamento entre canais.

O modelo de escoamento oscilatório resolve o campo de temperaturas das fases sólida e fluida para cada posição em cada instante de tempo e regrida um número de Nusselt local na fronteira sólido-fluido para cada instante de tempo, $Nu(t, x)$. A Fig. 47(a) apresenta os valores locais de número de Nusselt no interior do tubo capilar nos primeiros instantes do escoamento quente e do escoamento frio. Esse resultado evidencia formação de região de entrada para ambos os lados. Na figura, $Pe_{Dh} = 266,5$, onde $Pe_{Dh} = \frac{\bar{u}D_h}{\alpha_f}$ é o número de Peclet baseado no diâmetro hidráulico do capilar.

A Fig. 47(b) mostra a variação número de Nusselt local do canal durante o resfriamento, demonstrando a necessidade de utilizar um valor médio local e temporal para o cálculo do fator ζ . A partir do número de Nusselt local, o modelo retorna o número de Nusselt médio para cada instante de tempo e, por fim, o Número de Nusselt médio espacial e temporal, \overline{Nu} , para o cálculo do fator ζ .

Os resultados de ζ obtidos pela formulação numérica de escoamento oscilatório foram então aplicados aos valores de número Nusselt medidos utilizando o método de *ingle-blow* e então aplicados ao modelo numérico de RMA como condição de acoplamento entre as fases. Essa abordagem foi utilizada como uma tentativa de prever os efeitos de formação de região de entrada nas etapas de escoamentos quente e frio. A Fig. 48 apresenta a relação do parâmetro ζ com Pe_{Dh} para diferentes valores de frequência. Foi observada uma pequena influência da frequência do escoamento no número de Nusselt, e, conseqüentemente, no fator ζ . Observa-se também, grande influência do número de Peclet no valor de ζ . Por último, nota-

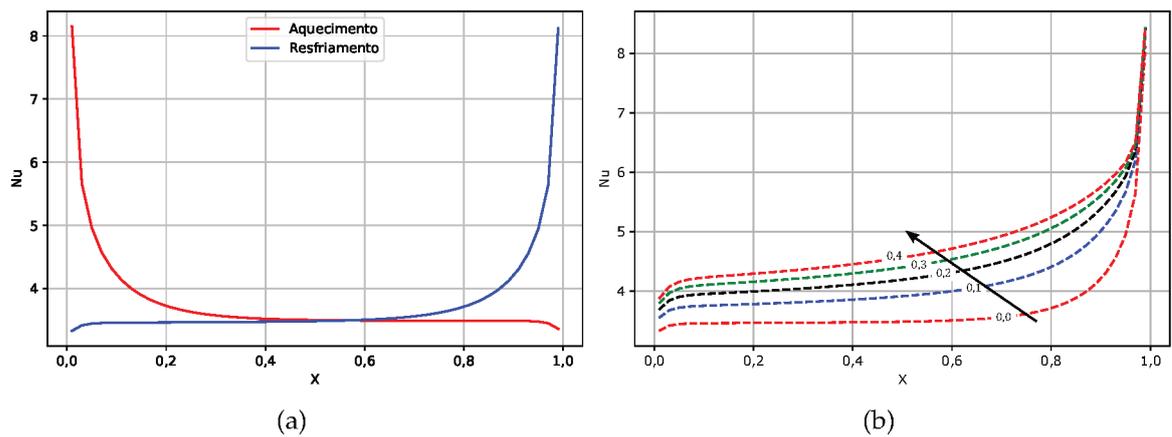


Figura 47 – Perfis do número de Nusselt local obtidos utilizando o modelo de escoamento oscilatório para um tubo capilar com $Pe_{Dh} = 266,5$ e comprimento de 12,5 mm. (a) Número de Nusselt local durante o primeiro instante do escoamento quente, e no primeiro instante do escoamento frio. (b) Valores de Nusselt local logo após o início do escoamento frio com passos de tempo de 10% do período do ciclo para uma frequência de $f=0,5$ Hz.

se que a derivada da reta que aproxima o valor do fator ζ para o regenerador ATC050 é maior que do regenerador ATD081 que, por sua vez, é maior que a derivada dos regeneradores ATC018 e ATC020. Esse comportamento se justifica pelo comprimento dos canais, uma vez que o bloco que compõe o regenerador LTC050 tem 12,5 mm de comprimento, enquanto que o bloco do regenerador LTD081 possui comprimento de 20 mm e dos regeneradores ATC018 e ATC020 possui comprimento de 50 mm, ou seja, quanto mais curto o regenerador maior a inclinação da curva do fator ζ com relação ao Pe_{Dh} . Esses três resultados combinados reforçam a hipótese de que o aumento expressivo no número de Nusselt é causado principalmente pela formação de região de entrada nos blocos dos regeneradores.

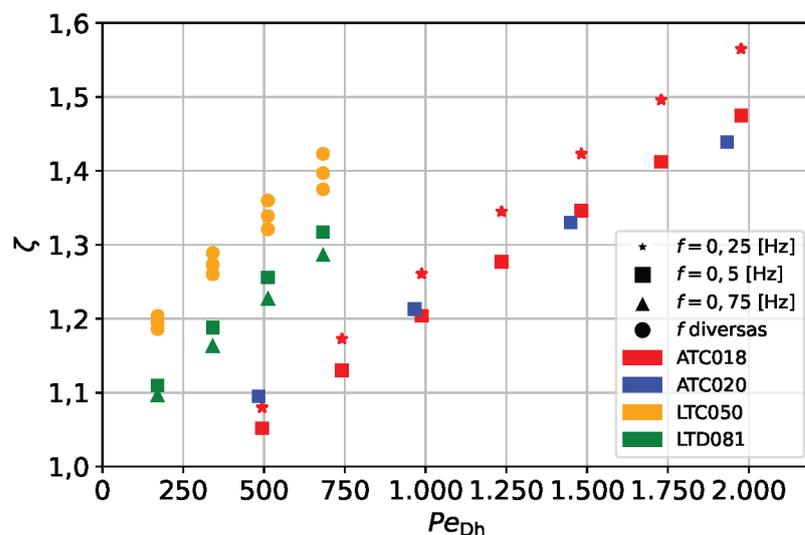


Figura 48 – Relação entre fator ζ obtido pelo modelo de escoamento oscilatório e Pe_{Dh} para diferentes frequências em cada regenerador testado.

As Tabelas 18, 19 e 20 apresentam comparações entre os resultados experimentais (Ex-

per), simulados ($Nu = 2,49$), e corrigidos (Cor) para os testes de efetividade nos regeneradores ATC018, ATC020 e LTC050, respectivamente, em termos de valores absolutos e dos erros $Erro_T$ e $Erro_{Osc}$, que representam os erros relativos entre experimento e modelo numérico utilizando o número de Nusselt tabelado de 2,49 para canais triangulares e o valor corrigido de Número de Nusselt utilizando o modelo de escoamento oscilatório, respectivamente.

Tabela 18 – Comparação entre resultados de efetividade obtidos no regenerador ATC018 em testes passivos. Efetividade experimental, calculada pelo modelo de regenerador térmico e pelo modelo de regenerador térmico corrigido.

FE [%]	f	\dot{m} [kg/h]	Exper	$Nu=2,49$	Cor	$Erro_T$ [%]	$Erro_{Osc}$ [%]
50	0,1	20	0,384	0,294	0,295	23,44	23,18
50	0,1	30	0,276	0,198	0,199	28,26	27,90
50	0,1	40	0,211	0,149	0,15	29,38	28,91
50	0,1	50	0,159	0,119	0,12	25,16	24,53
50	0,1	60	0,134	0,1	0,1	25,37	25,37
50	0,1	70	0,107	0,085	0,086	20,56	19,63
50	0,1	80	0,088	0,075	0,075	14,77	14,77
50	0,25	20	0,635	0,54	0,549	14,96	13,54
50	0,25	30	0,500	0,403	0,417	19,40	16,60
50	0,25	40	0,410	0,318	0,333	22,44	18,78
50	0,25	50	0,340	0,261	0,275	23,24	19,12
50	0,25	60	0,319	0,221	0,235	30,72	26,33
50	0,25	70	0,277	0,191	0,204	31,05	26,35
50	0,25	80	0,249	0,169	0,18	32,13	27,71
50	0,5	20	0,743	0,69	0,691	7,13	7,00
50	0,5	30	0,659	0,569	0,579	13,66	13,14
50	0,5	40	0,579	0,472	0,488	18,48	15,72
50	0,5	50	0,517	0,400	0,421	22,63	18,57
50	0,5	60	0,472	0,346	0,369	26,69	21,82
50	0,5	70	0,435	0,304	0,329	30,11	24,37
50	0,5	80	0,399	0,271	0,297	32,08	25,56

Tabela 19 – Comparação entre resultados de efetividade obtidos no regenerador ATC020 em testes passivos. Efetividade experimental, calculada pelo modelo de regenerador térmico e pelo modelo de regenerador térmico corrigido.

FE [%]	f	\dot{m} [kg/h]	Exper	$Nu=2,49$	Cor	$Erro_T$ [%]	$Erro_{Osc}$ [%]
50	0,1	20	0,336	0,284	0,285	15,48	15,18
50	0,1	40	0,191	0,143	0,144	25,13	24,61
50	0,1	60	0,123	0,096	0,096	21,95	22,28
50	0,1	80	0,085	0,072	0,072	15,29	15,29
50	0,5	20	0,729	0,645	0,653	11,52	10,43
50	0,5	40	0,582	0,448	0,47	23,02	19,24
50	0,5	60	0,483	0,332	0,359	31,26	25,67
50	0,5	80	0,406	0,261	0,289	35,71	28,82

Os resultados obtidos com a correção pelo fator ζ apresentam uma aproximação dos resultados experimentais se comparados com os resultados do modelo de RMA sem correção. Observa-se nos regeneradores da série de alumínio uma redução no erro médio relativo de

Tabela 20 – Comparação entre resultados de efetividade obtidos no regenerador LTC050 em testes passivos. Efetividade experimental, calculada pelo modelo de regenerador térmico e pelo modelo de regenerador térmico corrigido.

φ	FE [%]	f	\dot{m} [kg/h]	Exper	$Nu=2,49$	Cor	$Erro_T$ [%]	$Erro_{Osc}$ [%]
0,96	25	0,25	20	0,873	0,845	0,855	3,19	2,05
0,96	25	0,5	40	0,824	0,78	0,810	5,36	1,72
0,96	25	0,75	60	0,776	0,743	0,777	4,21	0,17
0,96	25	1	80	0,747	0,707	0,742	5,30	0,61
1,2	25	0,2	20	0,869	0,845	0,855	2,77	1,62
1,2	25	0,4	40	0,817	0,78	0,805	4,49	1,43
1,2	25	0,6	60	0,774	0,73	0,768	5,71	0,80
1,2	25	0,8	80	0,746	0,69	0,74	7,49	0,79
1,79	37,5	0,2	20	0,84	0,82	0,833	2,39	0,79
1,79	37,5	0,4	40	0,785	0,757	0,784	3,61	0,17
1,79	37,5	0,6	60	0,749	0,707	0,745	5,57	0,49
1,79	37,5	0,8	80	0,732	0,67	0,716	8,45	2,17
2,39	50	0,2	20	0,824	0,75	0,785	8,96	4,72
2,39	50	0,4	40	0,789	0,7	0,74	11,24	6,16
2,39	50	0,6	60	0,767	0,66	0,706	14,00	8,01
2,39	50	0,8	80	0,741	0,63	0,68	14,97	8,22
2,87	45	0,15	20	0,757	0,68	0,723	10,19	4,51
2,87	45	0,3	40	0,719	0,64	0,688	11,00	4,32
2,87	45	0,45	60	0,697	0,61	0,663	12,44	4,84
2,87	45	0,6	80	0,68	0,58	0,64	14,75	5,93
3,19	50	0,15	20	0,74	0,63	0,669	14,85	9,58
3,19	50	0,3	40	0,731	0,6	0,65	17,89	11,05
3,19	50	0,45	60	0,704	0,58	0,627	17,57	10,89
3,19	50	0,6	80	0,69	0,55	0,61	20,24	11,54

23,41% para 19,16%. Para o regenerador LTC050, foi observada uma redução no erro médio relativo de 4,88% para 1,07% para frações de escoamento de 25% e 37,5%, e de 14,01% para 7,48% para as frações de escoamento de 45% e 50%. É importante notar que para os canais de alumínio, os NTUs varridos nos testes são até duas ordens de grandeza menores que os NTUs varridos nos ensaios no regenerador LTC050. Dessa forma, por possuírem um tamanho térmico menor, era esperado que isso se refletisse em valores menores de efetividade e, conseqüentemente, em erros relativos maiores.

A Fig. 49 apresenta visualmente a comparação entre os resultados experimentais e os modelos com e sem a correção de escoamento oscilatório. Fica evidente, para os casos de $FE=50\%$, a discrepância entre resultados experimentais e numéricos, indicando que há algum fenômeno não modelado ou algum erro experimental associado às frações de escoamento mais elevadas.

A Fig. 50 apresenta a distribuição de erro relativo entre os resultados experimentais e os resultados numéricos obtidos no modelo de RMA com correção para efeitos de região de entrada para o regenerador LTC050. Fica evidente pela análise da figura que o aumento da fração de escoamento (e da utilização, por consequência) eleva o erro relativo, embora não fique evidente qual dos efeitos é responsável pelo aumento do erro ou a sua fonte

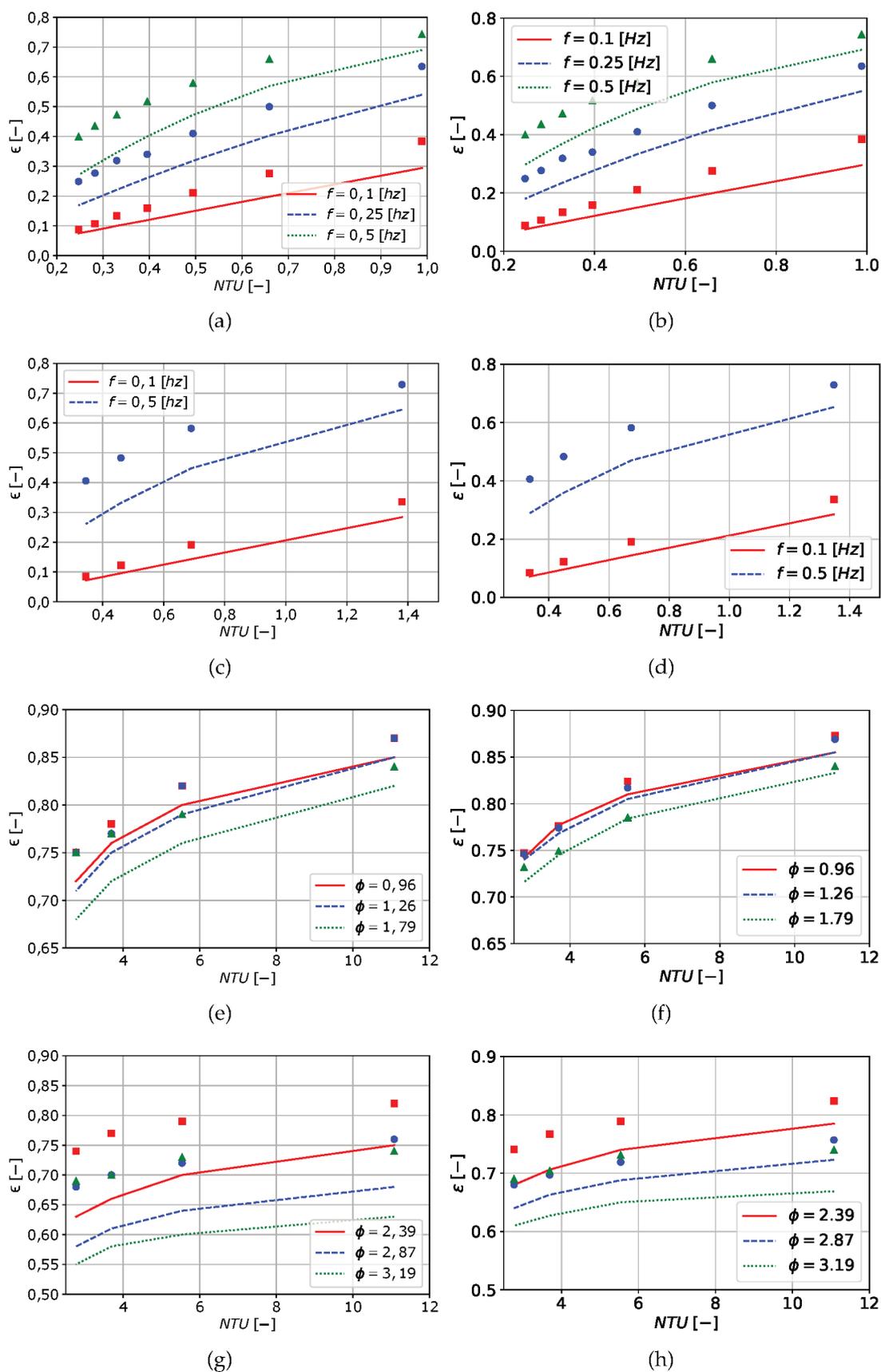


Figura 49 – Comparação entre resultados numéricos, sem (a,c,e,g) e com (b,d,f,h) correção para região de entrada, e os dados experimentais. (a) e (b) ATC018. (c) e (d) ATC020. (e) (f) (g) e (h) LTC050.

(experimental ou numérica).

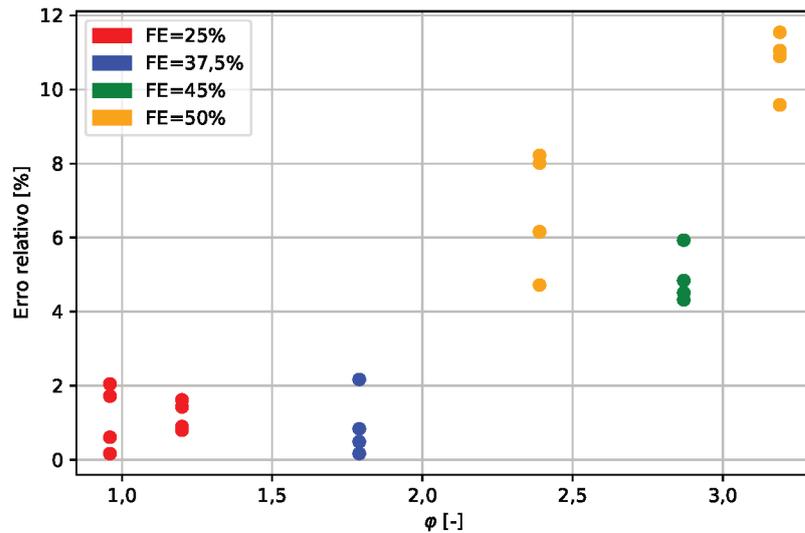


Figura 50 – Distribuição de erro relativo entre experimento e modelo numérico corrigido para efeitos de região de entrada para o regenerador LTC050 em termos da utilização, φ , e da fração de escoamento, FE .

5.4 Testes ativos

Para os testes de capacidade de refrigeração, foram realizados ensaios com a presença de campo magnético nos regeneradores LTC050 e LTD080 em diferentes condições de fração de escoamento, frequência e vazão mássica. Os ensaios consistem num aumento gradual da diferença de temperatura até que não seja mais possível extrair capacidade de refrigeração das condições de operação, sendo então geradas as chamadas curvas de desempenho, ou seja, gráficos mostrando a capacidade de refrigeração em função da diferença de temperatura entre as fontes.

Para a reprodução numérica dos ensaios realizados, ainda foi necessário implementar no modelo estendido já utilizado nos testes passivos, o cálculo do fator desmagnetizante (Seção 4.4.2), uma vez que este é função única da geometria e tem influência direta no campo magnético resultante sobre o regenerador.

Foi realizada uma comparação direta entre as curvas de capacidade obtidas experimentalmente e os resultados numéricos do modelo estendido nas mesmas condições (Fig. 51). Novamente foi observado um melhor acordo entre resultados para os casos de fração de escoamento de $FE = 25\%$, possivelmente causados pelos mesmos fenômenos discutidos na Seção 5.3.

Também foi observado um decaimento de capacidade de refrigeração mais intenso por parte dos resultados numéricos. Atribui-se esse fenômeno a incertezas no valor da temperatura de Curie do MMC utilizado (± 2 K, Apêndice F). Mais uma vez, observa-se um desvio maior entre os resultados de bancada e de modelagem numérica para os casos de vazão elevada, indicando que há efeitos não modelados que aumentam sua expressividade junto a vazão e evidenciando a formação de região de entrada que não deve ser desprezada.

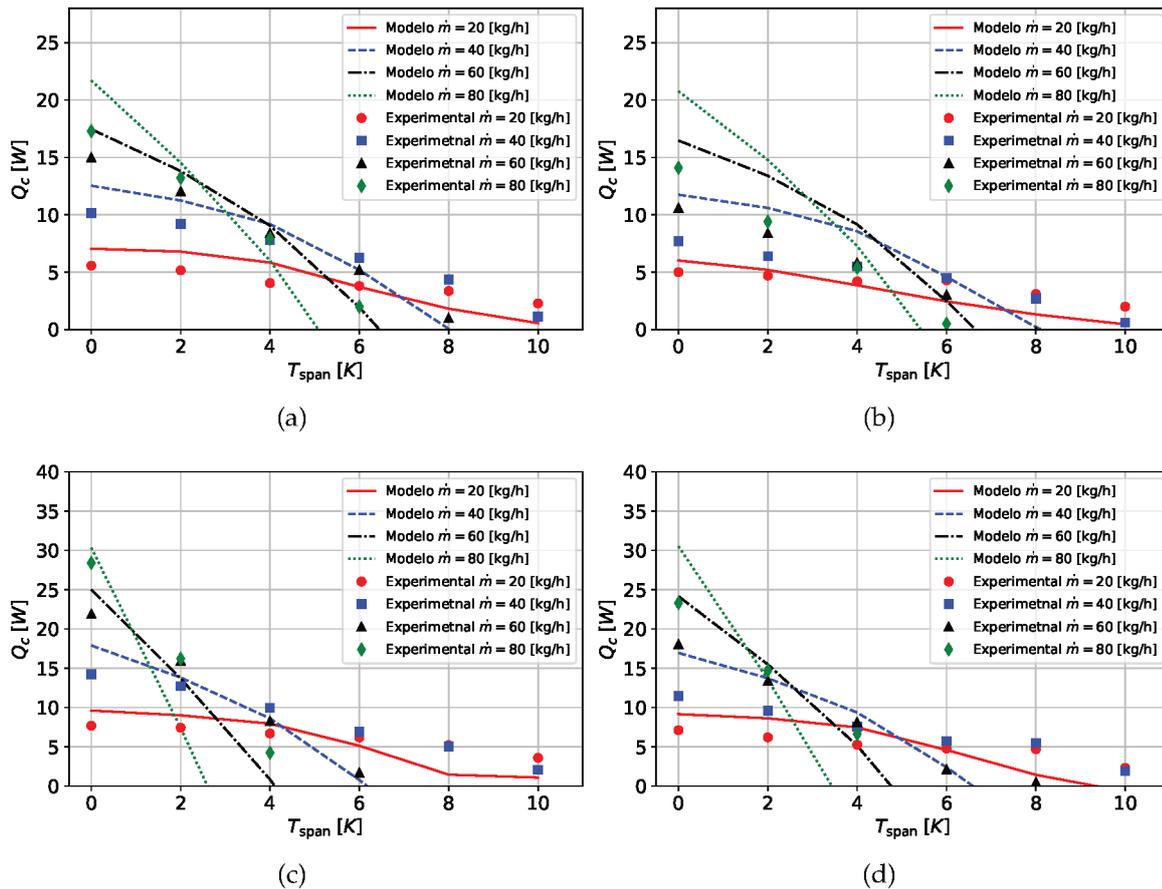


Figura 51 – Comparação direta entre as curvas de capacidade de refrigeração obtidas de forma experimental e numérica, para as seguintes condições de operação: (a) $FE = 25\%$ e $f = 0,5\text{ Hz}$, (b) $FE = 25\%$ e $f = 0,75\text{ Hz}$, (c) $FE = 50\%$ e $f = 0,5\text{ Hz}$, (d) $FE = 50\%$ e $f = 0,75\text{ Hz}$.

5.4.1 Correção de efeitos de frequência e região de entrada

Na busca por um modelo de capacidade de refrigeração mais exato, foi utilizado o modelo de escoamento oscilatório para corrigir no número de Nusselt médio os efeitos térmicos de região de entrada e de escoamento oscilatório. Os resultados obtidos pelo modelo de escoamento oscilatório foram novamente utilizados na determinação de um fator ζ para correção do número de Nusselt utilizado para o modelo de RMA para cada caso estudado.

Como os blocos que compõem o regenerador LTD081 são maiores do que aqueles que compõem o regenerador LTC050 (20 mm e 12,5 mm, respectivamente), e ambos possuem o mesmo diâmetro hidráulico médio, é esperado que o regenerador LTD081 experimente menores efeitos de região de entrada (Fig. 48), e portanto, que se observe uma menor discrepância entre os resultados com e sem correção, se comparados com os resultados obtidos no regenerador LTC050.

A Fig. 52 apresenta uma comparação entre os resultados obtidos pelo modelo de RMA corrigido para os efeitos de região de entrada (novamente bem mais expressivos que os efeitos de frequência) e os mesmos resultados experimentais comparados com o modelo de RMA sem correção.

Os resultados obtidos para ambos os modelos foram considerados satisfatórios em

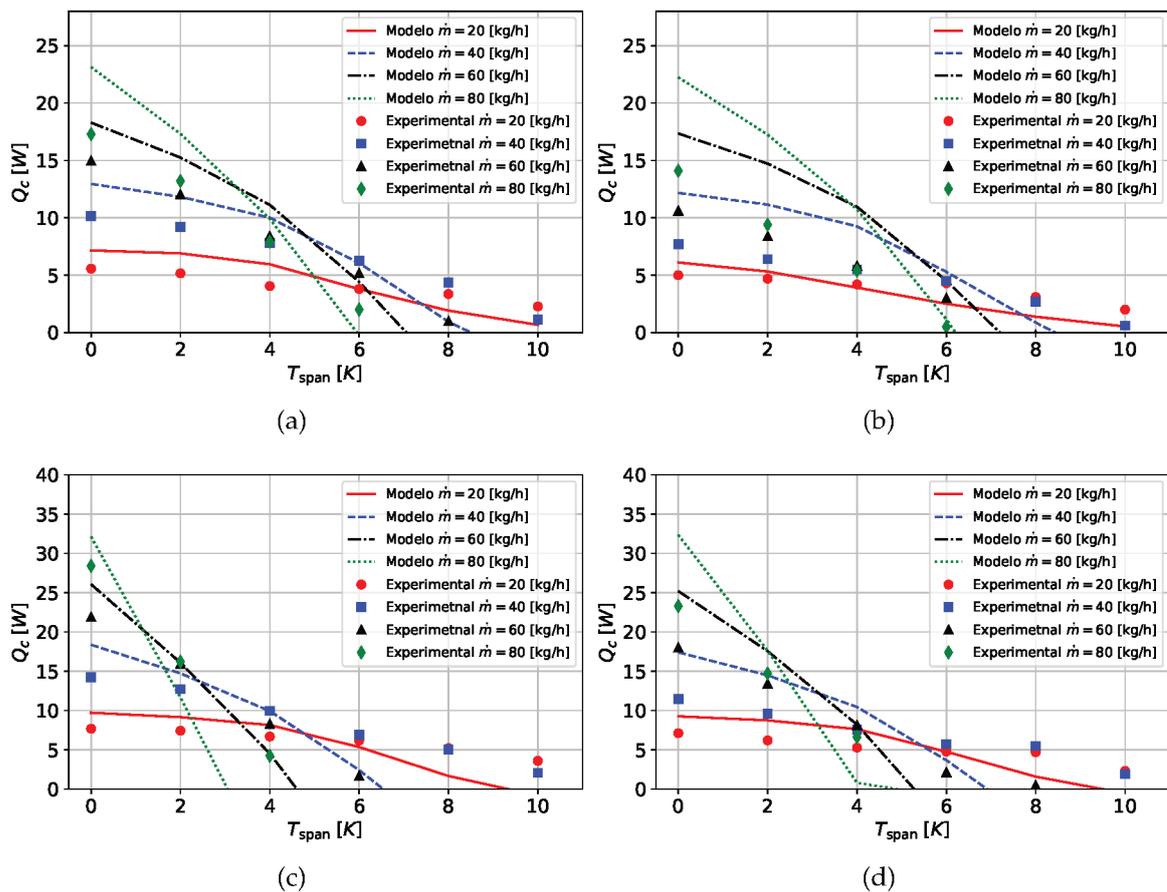


Figura 52 – Comparação direta entre as curvas de capacidade de refrigeração obtidas de forma experimental e numérica corrigida para região de entrada, para as seguintes condições de operação: (a) $FE = 25\%$ e $f = 0,5\text{Hz}$, (b) $FE = 25\%$ e $f = 0,75\text{ Hz}$, (c) $FE = 50\%$ e $f = 0,5\text{ Hz}$, (d) $FE = 50\%$ e $f = 0,75\text{ Hz}$.

termos de resultados de capacidade de refrigeração em RMAs devido às incertezas que podem ser atribuídas aos modelos numéricos e aos experimentos. Para os testes com $FE=25\%$, foi observado um afastamento dos resultados numéricos em relação aos experimentais, indicando que possivelmente há perdas térmicas consideráveis na bancada de testes que não foram consideradas pelo modelo de RMA, e que foram compensadas pela diminuição do número de Nusselt ao se desconsiderar os efeitos da região de entrada.

No caso dos resultados obtidos em frações de escoamento $FE=50\%$, o resultado numérico se aproximou mais dos experimentos, indicando que os efeitos de perda de capacidade não modelados aumentam com a fração de escoamento, e por isso o incremento do número de Nusselt obteve um efeito corretivo mais expressivo para essa fração de escoamento.

Também foi observado que o modelo numérico de RMA prevê bem a capacidade de refrigeração em vazões baixas, e se afasta dos resultados experimentais à medida que vazão aumenta, superestimando a capacidade de refrigeração em *spans* baixos, e reduzindo o *span* de temperatura máximo obtido. É notável também a baixa influência do valor de número de Nusselt utilizado nas vazões baixas. Esse comportamento pode ser explicado pelo baixo fator de utilização obtido para essas vazões, de forma que o produto do coeficiente de transferência de calor sem correção pela área intersticial de troca já é o suficiente para atingir

a efetividade máxima para tal utilização.

6 CONCLUSÕES

Foram testados quatro regeneradores térmicos em microcanais triangulares, sendo dois deles em material magnetocalórico. Os regeneradores foram submetidos a ensaios de perda de carga, ensaios *Single-Blow*, efetividade e de capacidade de refrigeração no caso dos regeneradores de La-Fe-Si. Os resultados da caracterização foram então comparados com resultados numéricos dos modelos desenvolvidos para perda de carga, *NTU*, fator desmagnetizante, efetividade de trocador de calor e capacidade de refrigeração.

A caracterização de perda de carga apresentou fortes indícios da presença de efeitos de região de entrada, com o valor da constante de Ergun aumentando conforme a razão de aspecto diminui e o escoamento necessita de um comprimento maior em relação àquele do duto para se estabilizar. Porém outros fatores como a influencia das *end-parts* e imperfeições na superfície do canal podem também exercer influencia sobre o desenvolvimento do escoamento, sendo ainda necessário um maior estudo desses efeitos.

A metodologia desenvolvida para a determinação de correlações para fator desmagnetizante utilizando resultados numéricos do *software* COMSOL se mostrou satisfatória para a geometria estudada. As correlações desenvolvidas apresentaram comportamento semelhante ao tratamento de fator desmagnetizante para meios porosos (COEY, 2010), porém houve a necessidade de adicionar um fator compensação que se mostrou função única da porosidade do meio poroso para as geometrias de canais triangulares e quadrados. Porém um estudo mais detalhado do comportamento do fator desmagnetizante para a geometria de matrizes de microcanais ainda se faz necessário.

Também foi implementada uma metodologia transiente para medição de NTUs dos regeneradores utilizando o método *Single-Blow* envolvendo a comparação entre perfis temporais de temperatura obtidos de maneira experimental e numérica.

Os ensaios de *Single-Blow* permitiram a medição indireta em regime transiente do *NTU* dos regeneradores testados e a regressão do coeficiente de transferência de calor por convecção para os regeneradores de referência e posterior medida da área de troca intersticial para os regeneradores de material magnetocalórico. Nos testes de *Single-Blow* no regenerador de referência ATC020, foram obtidos valores de número de Nusselt próximos ao valor de referência para escoamento laminar plenamente desenvolvido em canais triangulares macroscópicos com condição de contorno de temperatura prescrita na parede ($Nu_T = 2,49$). O método de medição indireta de área via *Single-Blow* se mostrou eficaz para a medição de área de troca em matrizes de canais irregulares, mas com número de Nusselt conhecido. Foram obtidos valores de área intersticial de troca média de 0,0387 e 0,0511 para os regeneradores LTC050 e LTD081, respectivamente.

Foi desenvolvido um modelo bidimensional que resolve o campo de temperatura em um tubo capilar circular acoplando as temperaturas das fases sólida e fluida, emulando um único microcanal que compõe a matriz do RMA. O modelo se mostrou capaz de prever a formação de região de entrada térmica durante os escoamentos quente e frio e de regredir

o valor local do número de Nusselt para cada instante de tempo do ciclo. O modelo então calcula um número de Nusselt médio (temporal e espacial) e retorna o aumento percentual de Nu se comparado com o valor para escoamento plenamente desenvolvido em canais macroscópicos (fator ζ).

Observou-se através de resultados numéricos que, ao se simular canais semelhantes aos dos regeneradores testados, uma forte dependência de ζ com o número de Peclet baseado no diâmetro hidráulico do canal e o aumento em seu valor para canais mais curtos, ambos os comportamentos são esperados ao se analisar efeitos de região de entrada em escoamentos internos.

Todos os resultados obtidos pelos submodelos foram então implementados no modelo de RMA de Vieira (2020), tornando-o apto a simular regeneradores térmicos e RMAs em geometrias de microcanais triangulares.

Foi então realizado um estudo comparativo para testes de efetividade e capacidade de refrigeração entre o modelo numérico sem e com a correção para a transferência de calor na região de entrada, tendo como parâmetro de comparação resultados experimentais obtidos em bacada para diferentes vazões mássicas, frequências de escoamento e frações de escoamento em todos os regeneradores. Para todos os regeneradores testados em termos de efetividade, os resultados obtidos com correção de efeitos de região de entrada aproximaram-se mais dos resultados experimentais do que considerando o escoamento plenamente desenvolvido. Enquanto os regeneradores de alumínio tiveram uma redução de erro relativo médio menos expressiva (de 23,41% para 20,85%), no caso dos regeneradores de La-Fe-Si, uma redução significativa no erro relativo médio foi observada (de 4,88% para 1,07%). No caso dos testes de capacidade de refrigeração, o efeito de região de entrada aumentou a concordância entre experimento e modelo numérico para frações de escoamento de 50%, havendo indícios de erros experimentais e fenômenos não modelados para os testes ativos.

De forma geral, conclui-se que, para baixos números de Reynolds (10-100), microcanais triangulares comportam-se termicamente como canais macroscópicos, e a condição de matriz porosa de tubos capilares se assemelha a uma condição de temperatura imposta nos ensaios de *Single-Blow*. Também foram observados fortes indícios experimentais de formação de região de entrada nos regeneradores de microcanais durante os testes de perda de carga e de *Single-Blow*, indícios esses que posteriormente foram comprovados numericamente. A região de entrada deve ser considerada nos modelos hidráulicos de capilares no termo inercial de Ergun e nos modelos de transferência de calor na forma do produto $\zeta \overline{Nu}$. Concluiu-se que os efeitos da frequência de oscilação são pouco relevantes nas faixas de operação de RMAs convencionais, porém um estudo mais completo envolvendo a fração de escoamento ainda deve ser realizado, de forma que essa questão deve ser considerada cientificamente em aberto.

6.1 Recomendações para Trabalhos Futuros

Para continuidade deste trabalho, considerando os avanços no entendimento dos fenômenos estudados e na modelagem desenvolvida, o autor deixa as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Aprimorar o modelo de perda de carga para matrizes de tubos capilares desenvolvido de forma a propor uma correlação que associe valores da constante de Ergun a diferentes razões de aspecto e diferentes geometrias de canais;
- Validar com resultados experimentais as correções obtidas para fator desmagnetizante para microcanais e estender a abordagem a outras geometrias de canais (circulares, retangulares, etc);
- Regredir curvas de número de Nusselt para regeneradores de diferentes geometrias utilizando a metodologia *Single-Blow*;
- Estender o modelo de escoamento oscilatório para inclusão dos efeitos de fração de escoamento e da equação da conservação da quantidade de movimento;
- Aprimorar a modelagem do fator ζ de modo a incluir efeitos da geometria de canal;
- Propor correlações de ζ com Pe_{Dh} que abranjam o comprimento do canal analisado;
- Investigar outros fenômenos que possam influenciar nos ensaios de efetividade e de capacidade de refrigeração e implementá-los no modelo de RMA;
- Projetar um protótipo de refrigerador magnético utilizando um RMA fabricado em geometria de microcanais.

REFERÊNCIAS

ABUSERWAL, A. F. Pressure Drop and Forced Convective Heat Transfer in Porous Media. 2017.

ACOSTA, R. E.; MULLER, R. H.; TOBIAS, C. W. Transport processes in narrow (capillary) channels. AIChE Journal, v. 31, p. 473–482, 3 1985. ISSN 00011541.

AHARONI, A. Demagnetizing factors for rectangular ferromagnetic prisms. Journal of Applied Physics, v. 83, p. 3432–3434, 3 1998. ISSN 0021-8979.

ANDO, K. An accurate experimental determination of interstitial heat transfer coefficients of ceramic foams using the single blow method. The Open Transport Phenomena Journal, v. 5, p. 7–12, 5 2013. ISSN 18777295.

ANSARI, M. Q.; ZHOU, G. Flow and heat transfer analysis of microchannels structured with rectangular surface roughness. Chemical Engineering and Processing - Process Intensification, v. 156, p. 108066, 10 2020. ISSN 02552701.

ANZELIUS, A. Über erwärmung vermittelt durchströmender medien. Zamm-Journal of Applied Mathematics and Mechanics, v. 6, p. 291–294, 1926.

APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A.; MASSELLI, C. A comparison between rare earth and transition metals working as magnetic materials in an amr refrigerator in the room temperature range. Applied Thermal Engineering, v. 91, p. 767–777, 12 2015. ISSN 13594311.

BAEK, S.; RADEBAUGH, R.; BRADLEY, P. E. A new method for heat transfer coefficient measurements of single-phase fluids during laminar flow in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 157, p. 119891, 8 2020. ISSN 00179310.

BAHL, C. R. H.; NIELSEN, K. K. The effect of demagnetization on the magnetocaloric properties of gadolinium. Journal of Applied Physics, v. 105, p. 013916, 1 2009. ISSN 0021-8979.

J. A. Barclay e W. A. Steyert. Active Magnet Reenerator. 1981.

BASSO, V.; KÜPFERLING, M.; CURCIO, C.; BENNATI, C.; BARZCA, A.; KATTER, M.; BRATKO, M.; LOVELL, E.; TURCAUD, J.; COHEN, L. F. Specific heat and entropy change at the first order phase transition of $\text{La}(\text{Fe-Mn-Si})_{13}\text{-H}$ compounds. Journal of Applied Physics, v. 118, p. 053907, 8 2015. ISSN 0021-8979.

BEJAN, A. Convection Heat Transfer. 4. ed. [S.l.]: Wiley, 2013.

BJØRK, R.; POULSEN, E.; NIELSEN, K.; INSINGA, A. Magtense: A micromagnetic framework using the analytical demagnetization tensor. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, v. 535, p. 168057, 10 2021. ISSN 03048853.

BOUCHARD, J.; NESREDDINE, H.; GALANIS, N. Model of a porous regenerator used for magnetic refrigeration at room temperature. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 52, p. 1223–1229, 2 2009. ISSN 00179310.

BRADY, J. Nusselt numbers of laminar, oscillating flows in stacks and regenerators with pores of arbitrary cross-sectional geometry. The Journal of the Acoustical Society of America, v. 132, p. 1994–1994, 9 2012. ISSN 0001-4966.

BROWN, G. V. Magnetic heat pumping near room temperature. Journal of Applied Physics, v. 47, p. 3673–3680, 8 1976. ISSN 0021-8979.

CALOMENO, R. S. Modelagem matemática do gabinete e trocadores de calor de uma adega doméstica visando à operação por um refrigerador magnético. 2018.

CELATA, G. P.; CUMO, M.; GUGLIELMI, M.; ZUMMO, G. Experimental investigation of hydraulic and single-phase heat transfer in 0.130-mm capillary tube. Microscale Thermophysical Engineering, v. 6, p. 85–97, 4 2002. ISSN 1089-3954.

CHAI, L.; WANG, L.; BAI, X. Thermo-hydraulic performance of microchannel heat sinks with triangular ribs on sidewalls part 1: Local fluid flow and heat transfer characteristics. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 127, p. 1124–1137, 12 2018. ISSN 00179310.

CHANG, Z.-C.; HUNG, M.-S.; DING, P.-P.; CHEN, P.-H. Experimental evaluation of thermal performance of giffordmcmahon regenerator using an improved single-blow model with radial conduction. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 42, p. 405–413, 2 1999. ISSN 00179310.

CHEN, P.-H.; CHANG, Z.-C. An improved model for the single-blow measurement including the non-adiabatic side wall effect. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 23, p. 55–68, 1 1996. ISSN 07351933.

CHEN, P.-H.; CHANG, Z.-C. Measurements of thermal performance of cryocooler regenerators using an improved single-blow method. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 40, p. 2341–2349, 7 1997. ISSN 00179310.

CHOI, S.; BARRON, R. F.; WARRINGTON, R. Q. Fluid flow and heat transfer in microtubes, in micro-mechanical sensors. Actuators Syst. ASME DSC, p. 121–128, 1 1991.

CHRISTENSEN, D. V.; NIELSEN, K. K.; BAHL, C. R. H.; SMITH, A. Demagnetizing effects in stacked rectangular prisms. Journal of Physics D: Applied Physics, v. 44, p. 215004, 6 2011. ISSN 0022-3727.

COEY, J. M. D. Magnetism and magnetic materials. [S.l.]: Cambridge University Press, 2010.

CUTA, J. M.; MCDONALD, C. E.; SHEKARRIZ, A. Forced convection heat transfer in parallel channel array microchannel heat exchanger. In: . [S.l.: s.n.], 1996.

DANKOV, S. Y.; TISHIN, A. M.; PECHARSKY, V. K.; GSCHNEIDNER, K. A. Magnetic phase transitions and the magnetothermal properties of gadolinium. Physical Review B, v. 57, p. 3478–3490, 2 1998. ISSN 0163-1829.

DEBRAY, F.; FRANC, J. P.; MAÎTRE, T.; REYNAUD, S. Mesure des coefficients de transfert thermique par convection forcée en mini-canaux. Mecanique & Industries, v. 2, p. 443–454, 2000.

DEY, P.; SAHA, S. K. Fluid flow and heat transfer in microchannel with porous bio-inspired roughness. International Journal of Thermal Sciences, v. 161, p. 106729, 3 2021. ISSN 12900729.

DRAGUTINOVIC, G. D.; BACLIC, B. S. Operation of Counterflow Regenerations, Computational Mechanics publications. [S.l.]: Billerica, 1998.

DUTRA, S. L.; NAKASHIMA, A. T. D.; HOFFMAN, G.; LOZANO, J. A.; R., B. J. J. Using electrovalves as a flow distribution system for an active magnetic regenerator. In: . [S.l.: s.n.], 2017.

- EL-GENK, M. S.; POURGHASEMI, M. Nusselt number and development length correlations for laminar flows of water and air in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 133, p. 277–294, 4 2019. ISSN 00179310.
- ELKHENENY, R. M.; ALY, S. H.; YEHIA, S.; KHEDR, D. M. Magnetic properties and magnetocaloric effect of R₂Fe₁₄B compounds with R= Y, Pr, Nd, Sm, Gd, Tb, Dy, Ho and high-magnetic field phase transitions in the compounds with R= Gd, Dy. Cryogenics, p. 103567, 9 2022. ISSN 00112275.
- ENGELBRECHT, K. A Numerical Model of an Active Magnetic Regenerator Refrigerator with Experimental Validation. 2008.
- EUSTACHE, J.; PLAIT, A.; DUBAS, F.; GLISES, R. Review of multi-physics modeling on the active magnetic regenerative refrigeration. Mathematical and Computational Applications, v. 26, p. 47, 6 2021. ISSN 2297-8747.
- FORTKAMP, F. P. Integrated Design of the Magnet-Regenerator assembly for a magnetic refrigerator. 2019.
- GAO, P.; PERSON, S. L.; FAVRE-MARINET, M. Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels. International Journal of Thermal Sciences, v. 41, p. 1017–1027, 11 2002. ISSN 12900729.
- GEDEON, D. Mean-parameter modeling of oscillating flow. Journal of Heat Transfer, v. 108, p. 513–518, 8 1986. ISSN 0022-1481.
- GSCHNEIDNER, K.; PECHARSKY, V. Thirty years of near room temperature magnetic cooling: Where we are today and future prospects. International Journal of Refrigeration, v. 31, p. 945–961, 9 2008. ISSN 01407007.
- HALKARNI, S. S.; SRIDHARAN, A.; PRABHU, S. Estimation of volumetric heat transfer coefficient in randomly packed beds of uniform sized spheres with water as working medium. International Journal of Thermal Sciences, v. 110, p. 340–355, 12 2016. ISSN 12900729.
- HAUSEN, H. Heat Transfer in Counterflow, Parallel-flow and Cross-Flow. [S.l.]: McGraw-Hill Co., 1983.
- HE, J.; CHEN, J.; WU, C. The influence of heat-transfer laws on the performance characteristics of a magnetic stirling refrigeration cycle. International Journal of Ambient Energy, v. 24, p. 75–82, 4 2003. ISSN 0143-0750.
- HEGGS, P.; BURNS, D. Single-blow experimental prediction of heat transfer coefficients. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 1, p. 243–251, 7 1988. ISSN 08941777.
- HOFFMANN, G. Estudo e desenvolvimento de estratégias de controle para sistemas de refrigeração magnética. 2020.
- HOFFMANN, G.; DUTRA, S. L.; CARDOSO, P. O.; NAKASHIMA, A. T. D.; LOZANO, J. A.; JR., J. R. B. Actuation and control of electric valves for a magnetic refrigerator. In: . [S.l.: s.n.], 2017.
- HU, J.; XIAO, J. New method for analysis of active magnetic regenerator in magnetic refrigeration at room temperature. Cryogenics, v. 35, p. 101–104, 1 1995. ISSN 00112275.
- HWANG, J.-J.; HWANG, G.-J.; YEH, R.-H.; CHAO, C.-H. Measurement of interstitial convective heat transfer and frictional drag for flow across metal foams. Journal of Heat Transfer, v. 124, p. 120–129, 2 2002. ISSN 0022-1481.

- IMAIZUMI, K.; FUJITA, A.; SUZUKI, A.; KOBASHI, M.; OZAKI, K. Microstructure and magnetocaloric property of homogeneous $\text{La}(\text{fexsi1x})_{13}$ compounds fabricated by laser fusion using a powder mixture of Fe and LaSiZr compounds. Journal of Alloys and Compounds, v. 901, p. 163706, 4 2022. ISSN 09258388.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. Fundamentos da Transferência de Calor e Massa. 6. ed. [S.l.]: LTC, 2008.
- JALIL, S. M. Experimental and numerical investigation of axial heat transfer enhancement by oscillatory flows. International Journal of Thermal Sciences, v. 137, p. 352–364, 3 2019. ISSN 12900729.
- JEFFRESON, C. P. Prediction of breakthrough curves in packed beds: I. applicability of single parameter models. AIChE Journal, v. 18, p. 409–416, 3 1972. ISSN 0001-1541.
- JIANG, P.-X.; FAN, M.-H.; SI, G.-S.; REN, Z.-P. Thermohydraulic performance of small scale micro-channel and porous-media heat-exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 44, p. 1039–1051, 3 2001. ISSN 00179310.
- JR., J. B.; LOZANO, J.; TREVIZOLI, P. Magnetocaloric refrigeration research at the inst in cooling and thermophysics. In: . [S.l.: s.n.], 2014.
- KAMSANAM, W.; MAO, X.; JAWORSKI, A. J. Development of experimental techniques for measurement of heat transfer rates in heat exchangers in oscillatory flows. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 62, p. 202–215, 4 2015. ISSN 08941777.
- KANDLIKAR, S. G.; GARIMELLA, S.; LI, D.; COLIN, S.; KING, M. R. HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN MINICHANNELS AND MICROCHANNELS. [S.l.]: Elsevier, 2006.
- KANDLIKAR, S. G.; JOSHI, S.; TIAN, S. Effect of surface roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubes. Heat Transfer Engineering, v. 24, p. 4–16, 5 2003. ISSN 0145-7632.
- KAVIANY, M. Principles of Heat Transfer in Porous Media. Second. [S.l.]: Springer, 1995.
- KEWALRAMANI, G. V.; HEDAU, G.; SAHA, S. K.; AGRAWAL, A. Empirical correlation of laminar forced convective flow in trapezoidal microchannel based on experimental and 3d numerical study. International Journal of Thermal Sciences, v. 142, p. 422–433, 8 2019. ISSN 12900729.
- KIROL, L. D.; MILLS, J. I. Numerical analysis of thermomagnetic generators. Journal of Applied Physics, v. 56, p. 824–828, 8 1984. ISSN 0021-8979.
- KITANOVSKI, A.; TUSEK, J.; TOMC, U.; PLAZNIK, U.; OZBOLT, M.; POREDOS, A. Magnetocaloric Energy Conversion from Theory to Applications. [S.l.]: Springer, 2015.
- KLEIN, S. A. Engineering Equation Solver (EES) Professional Version. 2013. V9.339, F-Chart Software, Madison, WI.
- KOCH, D. L.; BRADY, J. F. Dispersion in fixed beds. Journal of Fluid Mechanics, v. 154, p. 399–427, 5 1985. ISSN 0022-1120.
- KORNHAUSER, A.; SMITH, J. Heat transfer with oscillating pressure and oscillating flow. In: . [S.l.]: IEEE. p. 2347–2353.
- KORNHAUSER, A. A.; SMITH, J. L. Application of a complex Nusselt number to heat transfer during compression and expansion. Journal of Heat Transfer, v. 116, p. 536–542, 8 1994. ISSN 0022-1481.

- KUDDUSI, L. Prediction of temperature distribution and nusselt number in rectangular microchannels at wall slip condition for all versions of constant wall temperature. International Journal of Thermal Sciences, v. 46, p. 998–1010, 10 2007. ISSN 12900729.
- LAAJIMI, K.; AYADI, F.; KCHAW, M.; FOURATI, I.; KHLIFI, M.; GAZZAH, M.; DHAHRI, J.; JURASZEK, J. A new range of specific perovskite-type materials with structural, magnetic and magnetocaloric properties: $\text{La}_{0.67}\text{Ca}_{0.33}\text{Sr}_{0.98}\text{Mn}_{0.02}\text{O}_3$ (0.15 x 0.3). Solid State Sciences, v. 119, p. 106683, 9 2021. ISSN 12932558.
- LAITINEN, V.; SOZINOV, A.; SAREN, A.; SALMINEN, A.; ULLAKKO, K. Laser powder bed fusion of ni-mn-ga magnetic shape memory alloy. Additive Manufacturing, v. 30, p. 100891, 12 2019. ISSN 22148604.
- LANG, G. B. Development of an Active Magnetic Regenerator Model Using the Finite Volumes Method for a Magnetic Refrigeration Application. 2018.
- LEE, P.-S.; GARIMELLA, S. V.; LIU, D. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 48, p. 1688–1704, 4 2005. ISSN 00179310. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931005000074>>.
- LEI, T.; ENGELBRECHT, K.; NIELSEN, K. K.; VEJE, C. T. Study of geometries of active magnetic regenerators for room temperature magnetocaloric refrigeration. Applied Thermal Engineering, v. 111, p. 1232–1243, 1 2017. ISSN 13594311.
- LEI, T.; NIELSEN, K. K.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R. H.; BEZ, H. N.; VEJE, C. T. Sensitivity study of multi-layer active magnetic regenerators using first order magnetocaloric material $\text{La}(\text{Fe},\text{Mn},\text{Si})_{13}\text{H}_y$. Journal of Applied Physics, v. 118, p. 014903, 7 2015. ISSN 0021-8979.
- LEJEUNE, B.; BARUA, R.; SIMSEK, E.; MCCALLUM, R.; OTT, R.; KRAMER, M.; LEWIS, L. Towards additive manufacturing of magnetocaloric working materials. Materialia, v. 16, p. 101071, 5 2021. ISSN 25891529.
- LEONG, K. C.; TOH, K. C. An experimental investigation of heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin surfaces by the modified single blow technique. Heat and Mass Transfer, v. 35, p. 53–63, 5 1999. ISSN 0947-7411.
- LIANG, J.; CHRISTIANSEN, C. D.; ENGELBRECHT, K.; NIELSEN, K. K.; BJØRK, R.; BAHL, C. R. Heat transfer and flow resistance analysis of a novel freeze-cast regenerator. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 155, p. 119772, 7 2020. ISSN 00179310.
- LIANG, J.; ENGELBRECHT, K.; NIELSEN, K. K.; LOEWE, K.; VIEYRA, H.; BARCZA, A.; BAHL, C. R. Performance assessment of a triangular microchannel active magnetic regenerator. Applied Thermal Engineering, v. 186, p. 116519, 3 2021. ISSN 13594311.
- LIPSØ, K.; NIELSEN, K.; CHRISTENSEN, D.; BAHL, C.; ENGELBRECHT, K.; KUHN, L. T.; SMITH, A. Measuring the effect of demagnetization in stacks of gadolinium plates using the magnetocaloric effect. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, v. 323, p. 3027–3032, 12 2011. ISSN 03048853.
- LOZANO, J. A. Designing a Rotary Magnetic Refrigerator. 2015.
- LOZANO, J. A.; CAPOVILLA, M. S.; TREVIZOLI, P. V.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R.; BARBOSA, J. R. Development of a novel rotary magnetic refrigerator. International Journal of Refrigeration, v. 68, p. 187–197, 8 2016. ISSN 01407007.

- LU, X.; ZHANG, Y.; WANG, F.; ZHANG, M.; LIU, J. On the microstructural evolution and accelerated magnetocaloric phase formation in la-fe-si alloys by hot forging deformation. Acta Materialia, v. 221, p. 117334, 12 2021. ISSN 13596454.
- LUO, X.; ROETZEL, W. The single-blow transient testing technique for platefin heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 44, p. 3745–3753, 10 2001. ISSN 00179310.
- LUO, X.; ROETZEL, W.; LÜDERSEN, U. The single-blow transient testing technique considering longitudinal core conduction and fluid dispersion. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 44, p. 121–129, 1 2001. ISSN 00179310.
- MAIORINO, A.; DUCA, M. G. D.; TOMC, U.; TUEK, J.; KITANOVSKI, A.; APREA, C. A numerical modelling of a multi-layer lafecosi active magnetic regenerator by using artificial neural networks. Applied Thermal Engineering, v. 197, p. 117375, 10 2021. ISSN 13594311.
- MALISKA, C. R. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. 2. ed. [S.l.]: LTC, 2004.
- MASCHE, M.; LIANG, J.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. Performance assessment of a rotary active magnetic regenerator prototype using gadolinium. Applied Thermal Engineering, v. 204, p. 117947, 3 2022. ISSN 13594311.
- MIAO, L.; LU, X.; ZHANG, Y.; ZHANG, Y.; ZHANG, P.; LIU, J. Unique layered microstructure and magnetocaloric effect in hot-rolled La-Fe-Co-Si plates. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, v. 561, p. 169711, 11 2022. ISSN 03048853.
- MOHAMED, A. E.-M. A.; JEONG, M.; SHERIDAN, R. S.; ATTALLAH, M. M. Enabling high efficiency magnetic refrigeration using laser powder bed fusion of porous LaCe(Fe,Mn,Si)₁₃ structures. Additive Manufacturing, v. 51, p. 102620, 3 2022. ISSN 22148604.
- MORINI, G. L. Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results. International Journal of Thermal Sciences, v. 43, p. 631–651, 7 2004. ISSN 12900729.
- MOSTAFAEI, A.; VECCHIS, P. R. D.; STEVENS, E. L.; CHMIELUS, M. Sintering regimes and resulting microstructure and properties of binder jet 3d printed ni-mn-ga magnetic shape memory alloys. Acta Materialia, v. 154, p. 355–364, 8 2018. ISSN 13596454.
- MUÑOZ-CÁMARA, J.; SOLANO, J.; PÉREZ-GARCÍA, J. Experimental correlations for oscillatory-flow friction and heat transfer in circular tubes with tri-orifice baffles. International Journal of Thermal Sciences, v. 156, p. 106480, 10 2020. ISSN 12900729.
- NAKASHIMA, A.; HOFFMANN, G.; LOZANO, J.; BARBOSA, J.; DUTRA, S. L. Using electrovalves as a flow distribution system for an active magnetic regenerator. In: . [S.l.]: ABCM, 2017.
- NAKASHIMA, A. D. Projeto de um Protótipo de Refrigeração Magnetocalórica Assistido por Modelagem de Sistemas. 2022.
- NAKASHIMA, A. T. D. Avaliação teórica e experimental da influência do perfil temporal do escoamento sobre a performance de um regenerador magnético-ativo. 2017.
- NAVICKAIT, K.; LIANG, J.; BAHL, C.; WIELAND, S.; BUCHENAU, T.; ENGELBRECHT, K. Experimental characterization of active magnetic regenerators constructed using laser beam melting technique. Applied Thermal Engineering, v. 174, p. 115297, 6 2020. ISSN 13594311.

- NELLIS, G.; KLEIN, S. Heat Transfer. [S.l.]: Cambridge University Press, 2009.
- NGUYEN, N.; BOCHNIA, D.; KIEHNSCHERF, R.; DÖTZEL, W. Investigation of forced convection in microfluid systems. Sensors and Actuators A: Physical, v. 55, p. 49–55, 7 1996. ISSN 09244247.
- NIELSEN, K.; BAHL, C.; SMITH, A.; BJØRK, R.; PRYDS, N.; HATTEL, J. Detailed numerical modeling of a linear parallel-plate active magnetic regenerator. International Journal of Refrigeration, v. 32, p. 1478–1486, 9 2009. ISSN 01407007.
- NIELSEN, K.; TUSEK, J.; ENGELBRECHT, K.; SCHOPFER, S.; KITANOVSKI, A.; BAHL, C.; SMITH, A.; PRYDS, N.; POREDOS, A. Review on numerical modeling of active magnetic regenerators for room temperature applications. International Journal of Refrigeration, v. 34, p. 603–616, 5 2011. ISSN 01407007.
- NIELSEN, K. K.; INSINGA, A. R.; BJORK, R. The stray and demagnetizing field of a homogeneously magnetized tetrahedron. IEEE Magnetics Letters, v. 10, p. 1–5, 2019. ISSN 1949-307X.
- NILSÉN, F.; ITUARTE, I. F.; SALMI, M.; PARTANEN, J.; HANNULA, S.-P. Effect of process parameters on non-modulated ni-mn-ga alloy manufactured using powder bed fusion. Additive Manufacturing, v. 28, p. 464–474, 8 2019. ISSN 22148604.
- OBOT, N. T. Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels– a literature review. Microscale Thermophysical Engineering, v. 6, p. 155–173, 7 2002. ISSN 1089-3954.
- OLIVEIRA, P. A.; TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA, J. R.; PRATA, A. T. A 2d hybrid model of the fluid flow and heat transfer in a reciprocating active magnetic regenerator. International Journal of Refrigeration, v. 35, p. 98–114, 1 2012. ISSN 01407007.
- PATANKAR, S. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- PECHARSKY, V. K.; GSCHNEIDER JR., K. A. Giant magnetocaloric effect in $Gd_5(Si_2Ge_2)$. Physical Review Letters, v. 78, p. 4494–4497, 1997.
- PECHARSKY, V. K.; GSCHNEIDNER JR, K. A. Magnetocaloric effect and magnetic refrigeration. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, v. 200, p. 44–56, 10 1999. ISSN 03048853.
- PEIXER, G. F. Integrated Design and Optimization of a Magnetic Cooling System for Air-Conditioning Applications. 2020.
- PENG, X.; PETERSON, G. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 39, p. 2599–2608, 8 1996. ISSN 00179310.
- PENG, X.; WANG, B.-X. Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 36, p. 3421–3427, 9 1993. ISSN 00179310.
- PENG, X. F.; PETERSON, G. P.; WANG, B. X. Frictional flow characteristics of water flowing through rectangular microchannels. Experimental Heat Transfer, v. 7, p. 249–264, 10 1994. ISSN 0891-6152.

PETERSEN, T. F.; PRYDS, N.; SMITH, A.; HATTEL, J.; SCHMIDT, H.; KNUDSEN, H.-J. H. Two-dimensional mathematical model of a reciprocating room-temperature active magnetic regenerator. International Journal of Refrigeration, v. 31, p. 432–443, 5 2008. ISSN 01407007.

PICCOLO, A.; JAWORSKI, A. J. Experimental study of heat transfer characteristics of finned-tube and circular-pore heat exchangers in oscillatory flow. Applied Thermal Engineering, v. 181, p. 116022, 11 2020. ISSN 13594311.

PROGRAMME, U. N. E.; AGENCY, I. E. Cooling Emissions and Policy Synthesis Report. 2020.

QU, W.; MALA, G.; LI, D. Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 43, p. 3925–3936, 11 2000. ISSN 00179310.

RAHMANM., M.; GUI, F. Experimental measurements of fluid flow and heat transfer in microchannel cooling passages in a chip substrate. In: . [S.l.: s.n.], 1993.

RANGANAYAKULU, C.; LUO, X.; KABELAC, S. The single-blow transient testing technique for offset and wavy fins of compact plate-fin heat exchangers. Applied Thermal Engineering, v. 111, p. 1588–1595, 1 2017. ISSN 13594311.

RAVIGURURAJAN, T. S.; CUTA, J.; MCDONALD, C. E.; DROST, M. K. Single-phase flow thermal performance characteristics of a parallel micro-channel heat exchanger. 12 1996. Disponível em: <<https://www.osti.gov/biblio/423098>>.

ROCABERT, U.; MUENCH, F.; FRIES, M.; BECKMANN, B.; LOEWE, K.; VIEYRA, H. A.; KATTER, M.; BARCZA, A.; ENSINGER, W.; GUTFLEISCH, O. Electrochemical corrosion study of $\text{La}(\text{Fe}_{11,6-x}\text{Si}_{x1,4}\text{Mn}_x)\text{H}_{1,5}$ in diverse chemical environments. Electrochimica Acta, p. 141200, 9 2022. ISSN 00134686.

RODRÍGUEZ-CRESPO, B.; SALAZAR, D.; LANCEROS-MÉNDEZ, S.; CHERNENKO, V. Development and magnetocaloric properties of Ni(Co)-Mn-Sn printing ink. Journal of Alloys and Compounds, v. 917, p. 165521, 10 2022. ISSN 09258388.

ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P.; CHO, Y. I. Handbook of heat Transfer. 3. ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 1998.

ROSA, M. A.; BOECK, P.; DÖRING, A. M.; VIEIRA, B. P.; SCHAFER, D.; CID, C. C. P.; LOZANO, J. A.; BARBOSA, J. R.; WENDHAUSEN, P. A. P.; TEIXEIRA, C. da S. Magnetocaloric $\text{La}(\text{Fe,Mn,Si})_{13}\text{H}_z$ particles and their chemical stability in heat transfer fluids employed in magnetic refrigeration. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, v. 563, p. 169875, 12 2022. ISSN 03048853.

ROWE, A. Demagnetizing effects in active magnetic regenerators. In: . [S.l.]: AIP, 2004. p. 1713–1720. ISSN 0094243X.

ROWE, A.; TURA, A.; DIKEOS, J.; CHAHINE, R. Near room temperature magnetic refrigeration. In: . [S.l.: s.n.], 2005.

SANDEMAN, K. G. Magnetocaloric materials: The search for new systems. Scripta Materialia, v. 67, p. 566–571, 9 2012. ISSN 13596462.

SATO, M.; ISHII, Y. Simple and approximate expressions of demagnetizing factors of uniformly magnetized rectangular rod and cylinder. Journal of Applied Physics, v. 66, p. 983–985, 7 1989. ISSN 0021-8979.

- SAVITZKY, A.; GOLAY, M. J. E. Smoothing and differentiation of data by simplified least squares procedures. *Analytical Chemistry*, v. 36, p. 1627–1639, 7 1964. ISSN 0003-2700.
- SCHMIDT, F.; WILMOOT, A. J. *Thermal Energy Storage and Regeneration*. [S.l.]: Hemisphere Publishing Co., 1981.
- SCHUMANN, T. Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism. *Journal of the Franklin Institute*, v. 208, p. 405–416, 9 1929. ISSN 00160032.
- SCHWARZ, B.; MATTERN, N.; MOORE, J.; SKOKOV, K.; GUTFLEISCH, O.; ECKERT, J. Influence of sample geometry on determination of magnetocaloric effect for gd60co30al10 glassy ribbons using direct and indirect methods. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, v. 323, p. 1782–1786, 7 2011. ISSN 03048853.
- SHAH, R.; SEKULIC, D. P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. [S.l.]: John Wiley Sons, Inc., 2003.
- SHARMA, V.; BALDERSON, L.; HEO, R.; BISHOP, O.; HUNT, C. S.; CARPENTER, E. E.; HADIMANI, R. L.; ZHAO, H.; BARUA, R. Room-temperature polymer-assisted additive manufacturing of microchanneled magnetocaloric structures. *Journal of Alloys and Compounds*, v. 920, p. 165891, 11 2022. ISSN 09258388.
- SHIR, F.; DELLATORRE, E.; BENNETT, L.; MAVRIPLIS, C.; SHULL, R. Modeling of magnetization and demagnetization in magnetic regenerative refrigeration. *IEEE Transactions on Magnetics*, v. 40, p. 2098–2100, 7 2004. ISSN 0018-9464.
- SMALI, A.; CHAHINE, R. Thermodynamic investigations of optimum active magnetic regenerators. *Cryogenics*, v. 38, p. 247–252, 2 1998. ISSN 00112275.
- SMITH, A. Who discovered the magnetocaloric effect? *The European Physical Journal H*, v. 38, p. 507–517, 9 2013. ISSN 2102-6459.
- SMITH, A.; BAHL, C. R.; BJØRK, R.; ENGELBRECHT, K.; NIELSEN, K. K.; PRYDS, N. Materials challenges for high performance magnetocaloric refrigeration devices. *Advanced Energy Materials*, v. 2, p. 1288–1318, 11 2012. ISSN 16146832.
- SMITH, A.; NIELSEN, K. K.; CHRISTENSEN, D. V.; BAHL, C. R. H.; BJØRK, R.; HATTEL, J. The demagnetizing field of a nonuniform rectangular prism. *Journal of Applied Physics*, v. 107, p. 103910, 5 2010. ISSN 0021-8979.
- STEVENS, E.; KIMES, K.; CHERNENKO, V.; LÁZPITA, P.; WOJCIK, A.; MAZIARZ, W.; TOMAN, J.; CHMIELUS, M. Effect of homogenization on the microstructure and magnetic properties of direct laser-deposited magnetocaloric Ni₄₃Co₇Mn₃₉Sn₁₁. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, v. 142, 7 2020. ISSN 1087-1357.
- STEVENS, E.; KIMES, K.; SALAZAR, D.; MOSTAFAEI, A.; RODRIGUEZ, R.; ACIERNO, A.; LÁZPITA, P.; CHERNENKO, V.; CHMIELUS, M. Mastering a 1.2k hysteresis for martensitic para-ferromagnetic partial transformation in Ni-Mn(Cu)-Ga magnetocaloric material via binder jet 3d printing. *Additive Manufacturing*, v. 37, p. 101560, 1 2021. ISSN 22148604.
- Sá, N. M. de. *Thermodynamic comparison of a wine cooler operating with a magnetic prototype and a vapor compression refrigeration system*. 2020.
- TANG, K.; ZHANG, H.; WEN, Q.; ZHONG, Z. Demagnetization field of ferromagnetic equilateral triangular prisms. *Physica B: Condensed Matter*, v. 363, p. 96–101, 6 2005. ISSN 09214526.

- TAVARES, S.; YANG, K.; MEYERS, M. A. Heusler alloys: Past, properties, new alloys, and prospects. *Progress in Materials Science*, p. 101017, 9 2022. ISSN 00796425.
- TAYLOR, S. L.; SHAH, R. N.; DUNAND, D. C. Ni-mn-ga micro-trusses via sintering of 3d-printed inks containing elemental powders. *Acta Materialia*, v. 143, p. 20–29, 1 2018. ISSN 13596454.
- TOMAN, J.; MÜLLNER, P.; CHMIELUS, M. Properties of as-deposited and heat-treated ni-mn-ga magnetic shape memory alloy processed by directed energy deposition. *Journal of Alloys and Compounds*, v. 752, p. 455–463, 7 2018. ISSN 09258388.
- TOMC, U.; NOSAN, S.; KLINAR, K.; KITANOVSKI, A. Towards powerful magnetocaloric devices with static electro-permanent magnets. *Journal of Advanced Research*, 5 2022. ISSN 20901232.
- TREVIZOLI, P. *Development of Thermal Regenerators for Magnetic Cooling Applications*. 2015.
- TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA, J. R.; OLIVEIRA, P. A.; CANESIN, F. C.; FERREIRA, R. T. Assessment of demagnetization phenomena in the performance of an active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, p. 1043–1054, 6 2012. ISSN 01407007.
- TSO, C.; MAHULIKAR, S. Experimental verification of the role of brinkman number in microchannels using local parameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 43, p. 1837–1849, 5 2000. ISSN 00179310.
- URBAIN, G.; WEISS, P.; TROMBE, F. Un nouveau métal ferromagnétique, le gadolinium. *Compt Rendus.*, 1935.
- VANGEFFELEN, A.; BUCKINX, G.; SERVI, C. D.; VETRANO, M.; BAELMANS, M. Nusselt number for steady periodically developed heat transfer in micro- and mini-channels with arrays of offset strip fins subject to a uniform heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 195, p. 123145, 10 2022. ISSN 00179310.
- VIEIRA, B. P. *MODELING AND OPTIMIZATION OF ACTIVE MAGNETIC REGENERATORS USING LA-FE-SI BASED ALLOYS*. 2020.
- VIRTANEN, P.; GOMMERS, R.; OLIPHANT, T. E.; HABERLAND, M.; REDDY, T.; COURNAPEAU, D.; BUROVSKI, E.; PETERSON, P.; WECKESSER, W.; BRIGHT, J.; WALT, S. J. van der; BRETT, M.; WILSON, J.; MILLMAN, K. J.; MAYOROV, N.; NELSON, A. R. J.; JONES, E.; KERN, R.; LARSON, E.; CAREY, C. J.; POLAT Ihan; FENG, Y.; MOORE, E. W.; VANDERPLAS, J.; LAXALDE, D.; PERKTOLD, J.; CIMRMAN, R.; HENRIKSEN, I.; QUINTERO, E. A.; HARRIS, C. R.; ARCHIBALD, A. M.; RIBEIRO, A. H.; PEDREGOSA, F.; MULBREGT, P. van; VIJAYKUMAR, A.; BARDELLI, A. P.; ROTHBERG, A.; HILBOLL, A.; KLOECKNER, A.; SCOPATZ, A.; LEE, A.; ROKEM, A.; WOODS, C. N.; FULTON, C.; MASSON, C.; HÄGGSTRÖM, C.; FITZGERALD, C.; NICHOLSON, D. A.; HAGEN, D. R.; PASECHNIK, D. V.; OLIVETTI, E.; MARTIN, E.; WIESER, E.; SILVA, F.; LENDERS, F.; WILHELM, F.; YOUNG, G.; PRICE, G. A.; INGOLD, G.-L.; ALLEN, G. E.; LEE, G. R.; AUDREN, H.; PROBST, I.; DIETRICH, J. P.; SILTERRA, J.; WEBBER, J. T.; SLAVI, J.; NOTHMAN, J.; BUCHNER, J.; KULICK, J.; SCHÖNBERGER, J. L.; CARDOSO, J. V. de M.; REIMER, J.; HARRINGTON, J.; RODRÍGUEZ, J. L. C.; NUNEZ-IGLESIAS, J.; KUCZYNSKI, J.; TRITZ, K.; THOMA, M.; NEWVILLE, M.; KÜMMERER, M.; BOLINGBROKE, M.; TARTRE, M.; PAK, M.; SMITH, N. J.; NOWACZYK, N.; SHEBANOV, N.; PAVLYK, O.; BRODTKORB, P. A.; LEE, P.; MCGIBBON, R. T.; FELDBAUER, R.; LEWIS, S.; TYGIER, S.;

- SIEVERT, S.; VIGNA, S.; PETERSON, S.; MORE, S.; PUDLIK, T.; OSHIMA, T.; PINGEL, T. J.; ROBITAILLE, T. P.; SPURA, T.; JONES, T. R.; CERA, T.; LESLIE, T.; ZITO, T.; KRAUSS, T.; UPADHYAY, U.; HALCHENKO, Y. O.; VÁZQUEZ-BAEZA, Y. Scipy 1.0: fundamental algorithms for scientific computing in python. Nature Methods, v. 17, p. 261–272, 3 2020. ISSN 1548-7091.
- WAKAO, N.; KAGUEI, S. Heat and mass transfer in packed beds. [S.l.]: Gordon and Breach Science, 1982.
- WANG, B.; PENG, X. Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 37, p. 73–82, 3 1994. ISSN 00179310.
- WANG, C.; MIAO, X.; ZHA, J.; GUO, W.; REN, Q.; ZHANG, Y.; XU, F.; CARON, L. Novel fabrication of honeycomb-like magnetocaloric regenerators via a self-organization process. Scripta Materialia, v. 223, p. 115067, 1 2023. ISSN 13596462.
- WANG, Y.; ZHANG, H.; LIU, E.; ZHONG, X.; TAO, K.; WU, M.; XING, C.; XIAO, Y.; LIU, J.; LONG, Y. Outstanding comprehensive performance of $\text{La}(\text{Fe}, \text{Si})_{13}\text{H}_y$ in composite with durable service life for magnetic refrigeration. Advanced Electronic Materials, v. 4, p. 1700636, 5 2018. ISSN 2199160X.
- WIELAND, S.; BREITZKE, C.; NAVICKAITE, K.; LIANG, J. Magnetocaloric heat exchangers by laser powder bed fusion. In: . [S.l.: s.n.], 2020.
- WOJCIESZAK, S.; WODAJO, B.; DUONG, A.; HADIMANI, R. L.; BARUA, R. A brief review on the chemical stability and corrosivity of magnetocaloric materials. JOM, 9 2022. ISSN 1047-4838.
- WU, H.; CHENG, P. An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 46, p. 2547–2556, 7 2003. ISSN 00179310.
- WU, P.; LITTLE, W. Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for microminiature refrigerators. Cryogenics, v. 24, p. 415–420, 8 1984. ISSN 00112275.
- WU, Y.-C.; LI, Y.-X.; ZHONG, X.-C.; LIU, C.-L.; HUANG, J.-H.; YU, H.-Y.; LIU, Z.-W.; ZHONG, M.-L.; ZHONG, Z.-C.; RAMANUJAN, R. V. The superior properties of spark plasma sintered la-fe-si magnetocaloric alloys. Materials Research Bulletin, v. 155, p. 111974, 11 2022. ISSN 00255408.
- WU, Z.; XU, S.; YANG, L.; WANG, Z. Numerical investigation of single-blow transient testing technique. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 120, p. 105023, 1 2021. ISSN 07351933.
- YAN, Z.; CHEN, J. The effect of fielddependent heat capacity on the characteristics of the ferromagnetic ericsson refrigeration cycle. Journal of Applied Physics, v. 72, p. 1–5, 7 1992. ISSN 0021-8979.
- YANG, J.; WANG, J.; BU, S.; ZENG, M.; WANG, Q.; NAKAYAMA, A. Experimental analysis of forced convective heat transfer in novel structured packed beds of particles. Chemical Engineering Science, v. 71, p. 126–137, 3 2012. ISSN 00092509.
- ZHANG, C.; CHEN, Y.; SHI, M. Effects of roughness elements on laminar flow and heat transfer in microchannels. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, v. 49, p. 1188–1192, 11 2010. ISSN 02552701.

- ZHANG, L.; SHERIF, S.; DEGREGORIA, A.; ZIMM, C.; VEZIROGLU, T. Design optimization of a 0.1-ton/day active magnetic regenerative hydrogen liquefier. *Cryogenics*, v. 40, p. 269–278, 4 2000. ISSN 00112275.
- ZHANG, L.; SHERIF, S.; VEZIROGLU, T.; SHEFFIELD, J. Second law analysis of active magnetic regenerative hydrogen liquefiers. *Cryogenics*, v. 33, p. 667–674, 7 1993. ISSN 00112275.
- ZHANG, X.; ZHAO, T.; WU, S.; YAO, F. Experimental study on liquid flow and heat transfer in rough microchannels. *Advances in Condensed Matter Physics*, v. 2019, p. 1–9, 11 2019. ISSN 1687-8108.
- ZHU, Q.; CHANG, K.; CHEN, J.; ZHANG, X.; XIA, H.; ZHANG, H.; WANG, H.; LI, H.; JIN, Y. Characteristics of heat transfer and fluid flow in microchannel heat sinks with rectangular grooves and different shaped ribs. *Alexandria Engineering Journal*, v. 59, p. 4593–4609, 12 2020. ISSN 11100168.

APÊNDICE A – SOLUÇÃO NUMÉRICA DO MODELO DE ESCOAMENTO OSCILATÓRIO

Neste apêndice são apresentadas as equações o método de solução utilizados na solução modelo matemático descrito na Seção 4.3.1, as equações foram discretizadas utilizando o método dos volumes finitos (PATANKAR, 1980; MALISKA, 2004) seguindo a Fig. 53 e uma abordagem de volumes de fronteira para as condições de contorno.

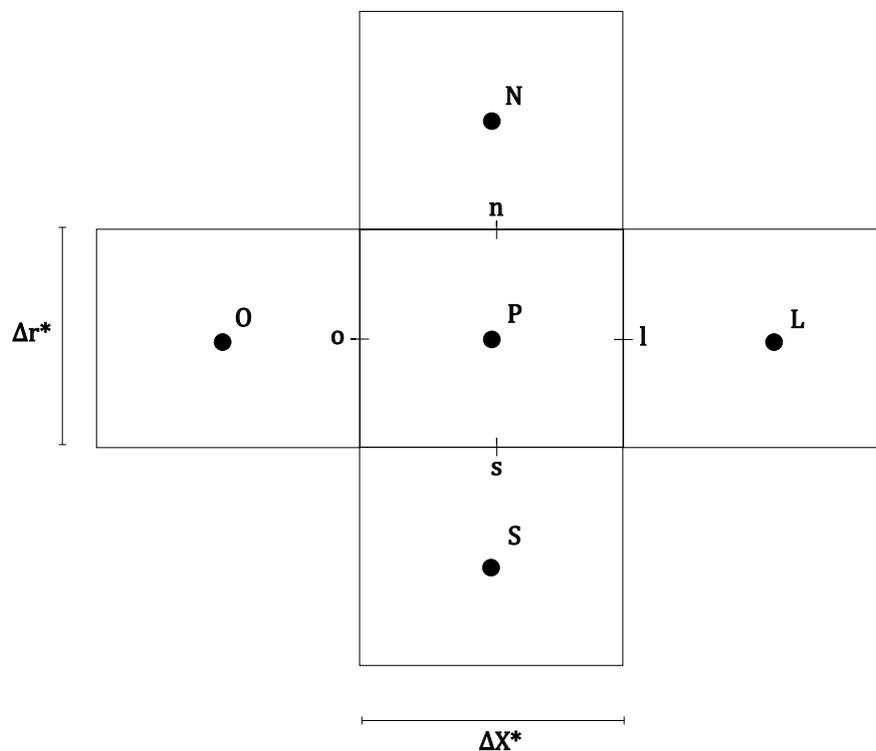


Figura 53 – Discretização em volumes finitos de um volume genérico de um sistema bidimensional em coordenadas cilíndricas com simetria radial.

Para tanto, selecionou-se um volume genérico de fluido de dimensões $\Delta r^* \Delta X^*$ e um intervalo de tempo $d\tau$ para integração da Eq. 4.22:

$$\int_{\tau}^{\tau+d\tau} \int_{-\frac{\Delta X^*}{2}}^{\frac{\Delta X^*}{2}} \int_{-\frac{\Delta r^*}{2}}^{\frac{\Delta r^*}{2}} \frac{fR_i^2}{\alpha_f} \frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} dr^* dX^* d\tau + \int_{\tau}^{\tau+d\tau} \int_{-\frac{\Delta X^*}{2}}^{\frac{\Delta X^*}{2}} \int_{-\frac{\Delta r^*}{2}}^{\frac{\Delta r^*}{2}} Pe_{Dh} \left(1 - \frac{r^{*2}}{R^{*2}}\right) \frac{\partial \theta_f}{\partial X^*} dr^* dX^* d\tau =$$

$$\int_{\tau}^{\tau+d\tau} \int_{-\frac{\Delta X^*}{2}}^{\frac{\Delta X^*}{2}} \int_{-\frac{\Delta r^*}{2}}^{\frac{\Delta r^*}{2}} \frac{1}{r^*} \left(r^* \frac{\partial \theta_f}{\partial r^*}\right) dr^* dX^* d\tau + \int_{\tau}^{\tau+d\tau} \int_{-\frac{\Delta X^*}{2}}^{\frac{\Delta X^*}{2}} \int_{-\frac{\Delta r^*}{2}}^{\frac{\Delta r^*}{2}} \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial X^{*2}} dr^* dX^* d\tau \quad (A.1)$$

o que resulta em:

$$\frac{fR_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} (\theta_f - \theta_f^0) + \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r^{*2}}{R_i^2}\right) (\theta_{f|l} - \theta_{f|o}) = \frac{1}{r^* \Delta r^*} \left[r^* \frac{\partial \theta_f}{\partial r^*} \Big|_n - r^* \frac{\partial \theta_f}{\partial r^*} \Big|_s \right] + \frac{1}{\Delta X^*} \left[\frac{\partial \theta_f}{\partial X^*} \Big|_l - \frac{\partial \theta_f}{\partial X^*} \Big|_o \right] \quad (\text{A.2})$$

onde os subíndices n,s,l e o representam as fronteiras norte, sul, leste e oeste, respectivamente, como representado na Fig. 53 e o sobrescrito 0 se refere ao instante anterior.

Da mesma forma, repetindo-se a integração para um volume genérico do tubo capilar, tem-se:

$$\int_{\tau}^{\tau+d\tau} \int_{-\frac{\Delta X^*}{2}}^{\frac{\Delta X^*}{2}} \int_{-\frac{\Delta r^*}{2}}^{\frac{\Delta r^*}{2}} \frac{fR_i^2}{\alpha_s} \frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} dr^* dX^* d\tau = \int_{\tau}^{\tau+d\tau} \int_{-\frac{\Delta X^*}{2}}^{\frac{\Delta X^*}{2}} \int_{-\frac{\Delta r^*}{2}}^{\frac{\Delta r^*}{2}} \frac{1}{r^*} \left(r^* \frac{\partial \theta_s}{\partial r^*} \right) dr^* dX^* d\tau + \int_{\tau}^{\tau+d\tau} \int_{-\frac{\Delta X^*}{2}}^{\frac{\Delta X^*}{2}} \int_{-\frac{\Delta r^*}{2}}^{\frac{\Delta r^*}{2}} \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial X^{*2}} \quad (\text{A.3})$$

Cuja avaliação resulta em:

$$\frac{fR_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} (\theta_s - \theta_s^0) = \frac{1}{r^* \Delta r^*} \left[r^* \frac{\partial \theta_s}{\partial r^*} \Big|_n - r^* \frac{\partial \theta_s}{\partial r^*} \Big|_s \right] + \frac{1}{\Delta X^*} \left[\frac{\partial \theta_s}{\partial X^*} \Big|_l - \frac{\partial \theta_s}{\partial X^*} \Big|_o \right] \quad (\text{A.4})$$

Visando resolver as equações apresentadas, foram selecionados os seguintes esquemas de discretização: (i) para o termo temporal, optou-se por uma abordagem totalmente implícita, (ii) para o termo advectivo, foi utilizado o esquema de *upwind* (MALISKA, 2004) e (iii) para os fluxos nas fronteiras, foram utilizadas diferenças centrais na aproximação das derivadas. Por fim, para o acoplamento entre escoamento e tubo capilar, optou-se por uma solução totalmente acoplada, exigindo a solução de um único sistema linear a cada passo de tempo.

Atentando-se a essas abordagens de solução, os valores de θ e de suas derivadas a serem substituídos nas equações genéricas para os volumes do fluido e do sólido (Eqs. A.2 e A.4) são:

Upwind:

$$\theta|_o = \theta_O \quad (\text{A.5})$$

$$\theta|_l = \theta_P \quad (\text{A.6})$$

Diferenças centrais:

$$\frac{\partial \theta}{\partial X^*} \Big|_o = \frac{\theta_P - \theta_O}{\Delta X^*} \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X^*} \Big|_l = \frac{\theta_L - \theta_P}{\Delta X^*} \quad (\text{A.8})$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial r^*} \Big|_s = \frac{\theta_P - \theta_S}{\Delta r^*} \quad (\text{A.9})$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial r^*} \right|_n = \frac{\theta_N - \theta_P}{\Delta r^*} \quad (\text{A.10})$$

Após a substituição das Equações A.5 a A.10 nas equações da energia integradas para o fluido e para o sólido, é possível isolar os termos conforme as temperaturas a que se referem e compor o sistema linear com equações na forma:

$$A_P \theta = A_O \theta_O + A_L \theta_L + A_S \theta_S + A_N \theta_N + A_P^0 \theta^0 \quad (\text{A.11})$$

sendo que para o volume genérico de fluido os termos assumem os seguintes valores:

$$A_O = \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r_p^{*2}}{R^{*2}} \right) + \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.12})$$

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.13})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.14})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.15})$$

$$A_P^0 = \frac{f R_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} \quad (\text{A.16})$$

$$A_P = A_O + A_L + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.17})$$

Para o sólido:

$$A_O = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.18})$$

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.19})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.20})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.21})$$

$$A_P^0 = \frac{f R_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} \quad (\text{A.22})$$

$$A_P = A_O + A_L + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.23})$$

Para os volumes nas fronteiras com condições de contorno de fluxo nulo, as respectivas derivadas da fronteira são tratadas como nulas, apenas removendo o termo "A" do volume inexistente, portanto, para esses volumes serão apresentadas apenas as equações. Para a condição de temperatura imposta na entrada do escoamento (Fig. 54), tem-se que a temperatura na fronteira é a própria temperatura de entrada prescrita ao escoamento e o fluxo na fronteira é determinado pela aproximação via diferenças centrais entre a temperatura prescrita e a temperatura no primeiro volume. Dessa forma, a equação geral para o volume torna-se:

$$A_P \theta = A_L \theta_L + A_N \theta_N + A_S \theta_S + A_P^0 \theta^0 + A_{\text{presc}} \theta_{\text{presc}} \quad (\text{A.24})$$

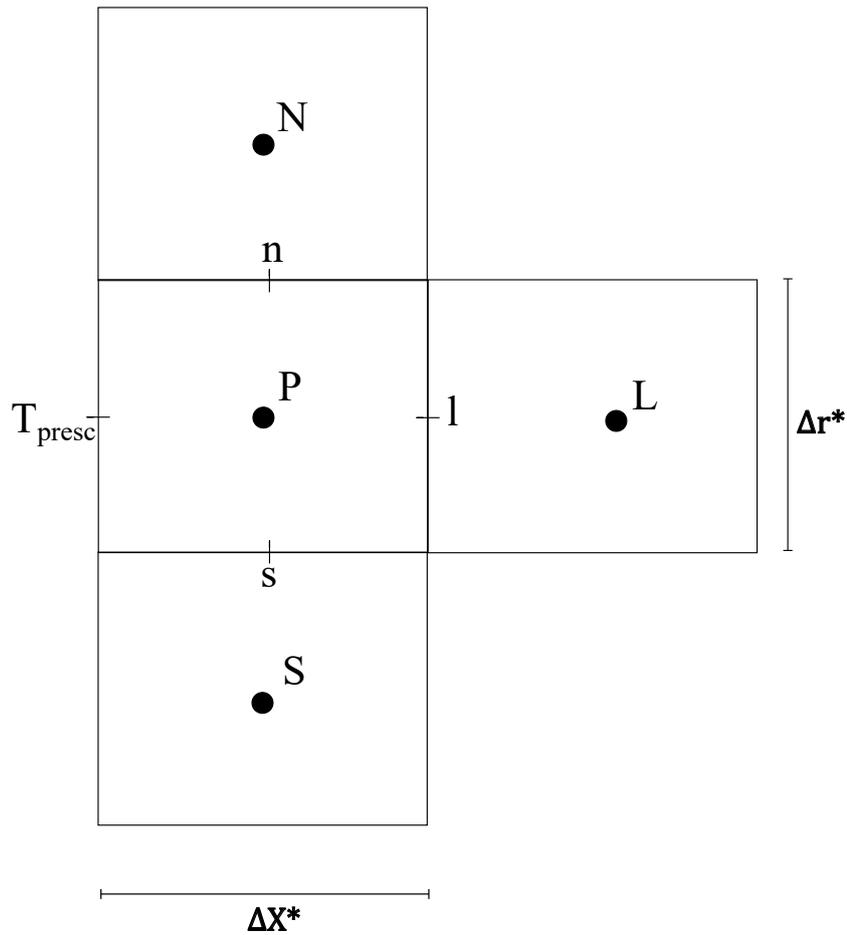


Figura 54 – Discretização para o volume de fluido na entrada do capilar tendo como condição de contorno temperatura prescrita.

onde:

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.25})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.26})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.27})$$

$$A_P^0 = \frac{f R_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} \quad (\text{A.28})$$

$$A_P = A_O + A_L + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.29})$$

$$A_{\text{presc}} = \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r^{*2}}{R_i^{*2}} \right) + \frac{2}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.30})$$

e T_{presc} é a temperatura prescrita na entrada do escoamento.

Para as demais fronteiras:

Volumes inferiores da fase fluida:

$$A_O = \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r_p^{*2}}{R^{*2}} \right) + \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.31})$$

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.32})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.33})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} \quad (\text{A.34})$$

$$A_P = A_O + A_L + A_N + A_P^0 \quad (\text{A.35})$$

Volumes na fronteira esquerda da fase fluida:

$$A_O = \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r_p^{*2}}{R^{*2}} \right) + \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.36})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.37})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.38})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} \quad (\text{A.39})$$

$$A_P = A_O + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.40})$$

Volumes na fronteira direita da fase sólida:

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.41})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.42})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.43})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} \quad (\text{A.44})$$

$$A_P = +A_L + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.45})$$

Volumes na fronteira esquerda da fase sólida:

$$A_O = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.46})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.47})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.48})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} \quad (\text{A.49})$$

$$A_P = A_O + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.50})$$

Volumes na fronteira superior da fase sólida:

$$A_O = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.51})$$

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.52})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.53})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} \quad (\text{A.54})$$

$$A_P = A_O + A_L + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.55})$$

Na fronteira sólido-fluido, onde ocorre o acoplamento descrito pela Eq. 4.12, a discretização foi realizada conforme a Fig. 55, considerando a mesma temperatura na interface para ambas as fronteiras (Eq. A.56): norte para o fluido, e sul para o sólido, resultando em:

$$T_w(X^*) = \frac{T_s(X^*) - \beta T_f(X^*)}{1 + \beta} \quad (\text{A.56})$$

sendo $T_s(X^*)$ a temperatura do volume de sólido acima da interface e $T_f(X^*)$ a temperatura do fluido no volume abaixo da interface. β é uma relação entre as condutividades e altura dos volumes, dada por:

$$\beta = \frac{k_f \Delta r_s^*}{k_s \Delta r_f^*} \quad (\text{A.57})$$

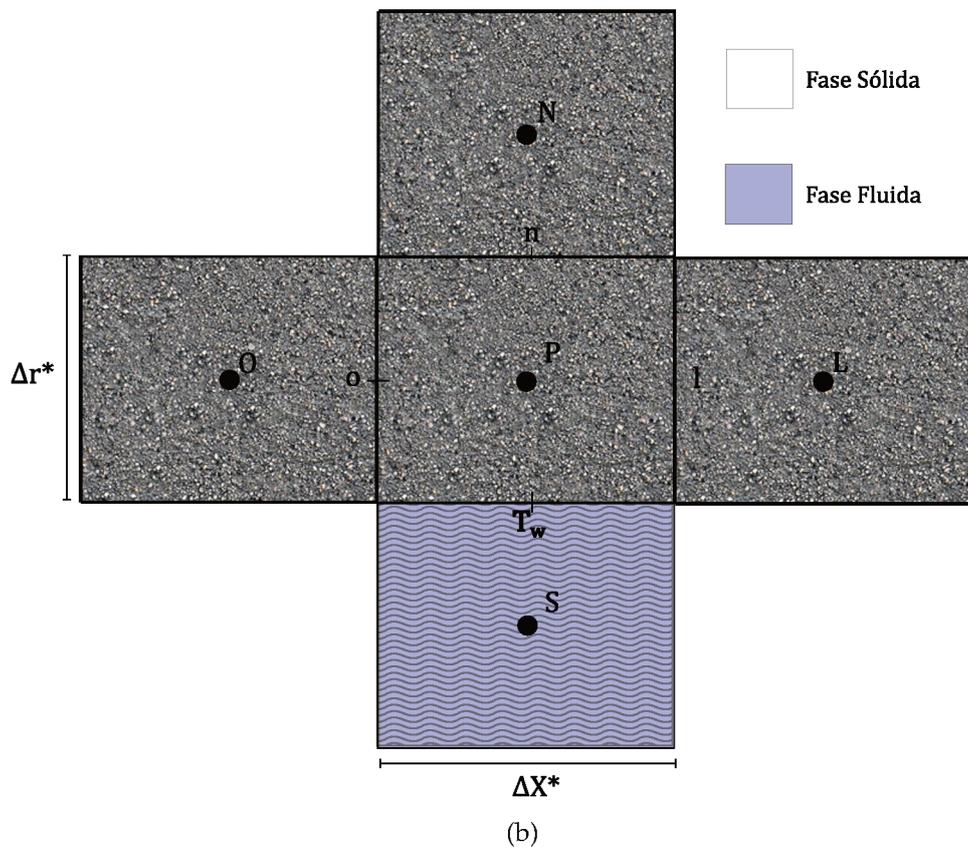
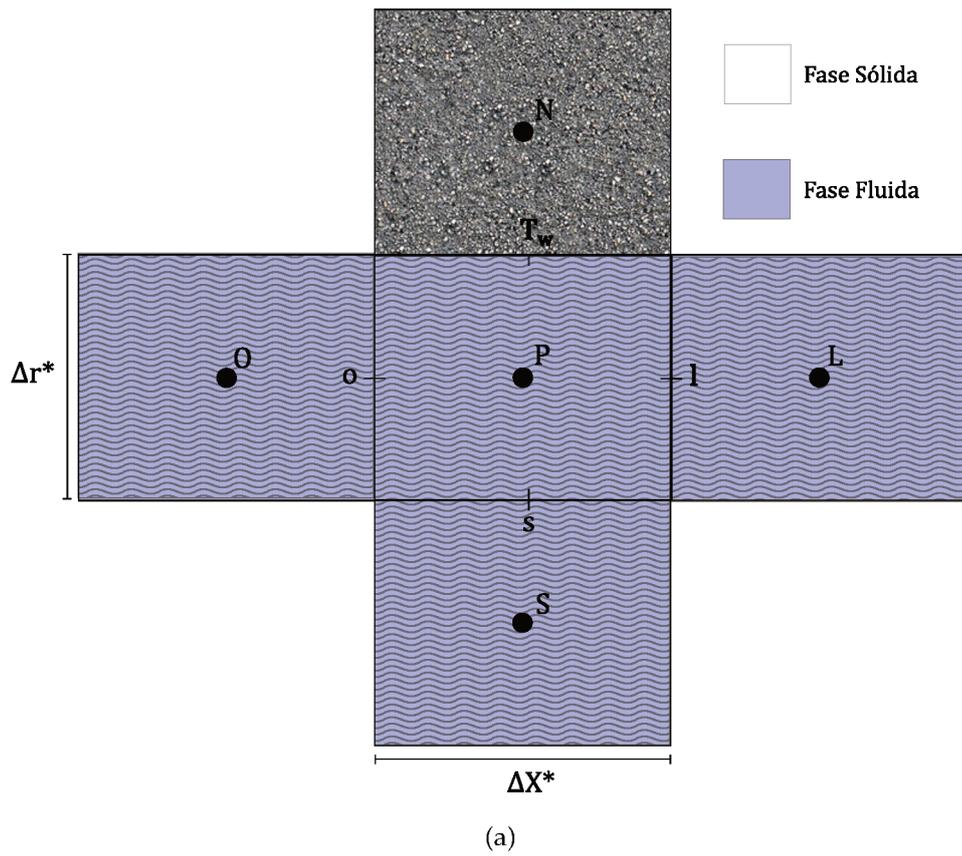


Figura 55 – Discretização para os volumes de (a) fluido e de (b) sólido que compõem o acoplamento do problema térmico do capilar com escoamento oscilatório.

A equação do volume superior do fluido é dada por:

$$A_O = \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r_p^{*2}}{R^{*2}}\right) + \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.58})$$

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.59})$$

$$A_N = \frac{\gamma_f}{1 + \beta} \quad (\text{A.60})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.61})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} \quad (\text{A.62})$$

$$A_P = A_O + A_L + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.63})$$

e a equação do sólido por sua vez, é escrita como:

$$A_O = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.64})$$

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.65})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.66})$$

$$A_S = \frac{\gamma_s}{1 + \frac{1}{\beta}} \quad (\text{A.67})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} \quad (\text{A.68})$$

$$A_P = A_O + A_L + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.69})$$

onde:

$$\gamma_f = \left(\frac{2 + (r^* + \frac{\Delta r_f}{2})}{r^* \Delta r_f^{*2}} \right) \quad \gamma_s = \left(\frac{2 + (r^* + \frac{\Delta r_s}{2})}{r^* \Delta r_s^{*2}} \right) \quad (\text{A.70})$$

Volume superior direito

Para a fase fluida:

$$A_O = \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r_p^{*2}}{R^{*2}}\right) + \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.71})$$

$$A_N = \frac{\gamma_f}{1 + \beta} \quad (\text{A.72})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.73})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} \quad (\text{A.74})$$

$$A_P = A_O + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.75})$$

Para o sólido:

$$A_O = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.76})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.77})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} \quad (\text{A.78})$$

$$A_P = A_O + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.79})$$

Volume superior Esquerdo

Para a fase fluida:

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.80})$$

$$A_N = \frac{\gamma_f}{1 + \beta} \quad (\text{A.81})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.82})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} \quad (\text{A.83})$$

$$A_P = A_O + A_L + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.84})$$

$$A_{\text{presc}} = \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r^{*2}}{R_i^{*2}} \right) + \frac{2}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.85})$$

Para o sólido:

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.86})$$

$$A_S = \frac{r_s^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.87})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} \quad (\text{A.88})$$

$$A_P = A_L + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.89})$$

Volume inferior direito

Para a fase fluida:

$$A_O = \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r_p^{*2}}{R^{*2}} \right) + \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.90})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.91})$$

$$A_P^0 = \frac{fR_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} \quad (\text{A.92})$$

$$A_P = A_O + A_N + A_P^0 \quad (\text{A.93})$$

Para o sólido:

$$A_O = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.94})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.95})$$

$$A_S = \frac{\gamma_s}{1 + \frac{1}{\beta}} \quad (\text{A.96})$$

$$A_P^0 = \frac{f R_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} \quad (\text{A.97})$$

$$A_P = A_O + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.98})$$

Volume inferior esquerdo

Para a fase fluida:

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.99})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.100})$$

$$A_P^0 = \frac{f R_i^2}{\alpha_s \Delta \tau} \quad (\text{A.101})$$

$$A_P = A_O + A_L + A_N + A_P^0 \quad (\text{A.102})$$

$$A_{\text{presc}} = \frac{Pe}{\Delta X^*} \left(1 - \frac{r^{*2}}{R_i^{*2}} \right) + \frac{2}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.103})$$

Para o sólido:

$$A_L = \frac{1}{\Delta X^{*2}} \quad (\text{A.104})$$

$$A_N = \frac{r_n^*}{r_p^* \Delta r^{*2}} \quad (\text{A.105})$$

$$A_S = \frac{\gamma_s}{1 + \frac{1}{\beta}} \quad (\text{A.106})$$

$$A_P^0 = \frac{f R_i^2}{\alpha_f \Delta \tau} \quad (\text{A.107})$$

$$A_P = A_L + A_N + A_S + A_P^0 \quad (\text{A.108})$$

No tratamento do escoamento oscilatório, para que haja inversão do escoamento, as condições de contorno nas fronteiras direita e esquerda do fluido se invertem, implicando numa troca nos valores de A_L pelos de A_O , e vice-versa. Para o efeito do escoamento frio, basta trocar atribuir o valor correto da temperatura de entrada do escoamento a T_{presc} .

Com as equações para cada volume conhecidas, o modelo é capaz de gerar o sistema linear para a solução de ambos os campos de temperatura (tubo capilar e escoamento). Para a solução do sistema linear, optou-se novamente pelo uso da rotina inclusa na biblioteca Scipy. Mais detalhes sobre o método de solução, tolerâncias e critérios de parada podem ser encontrados em sua documentação (VIRTANEN et al., 2020).

APÊNDICE B – FATOR DESMAGNETIZANTE EM REGENERADORES DE MICROCANAIS QUADRADOS

Neste Apêndice é apresentado o método utilizado para a obtenção de uma correlação para o fator desmagnetizante em regeneradores de microcanais quadrados utilizando o software comercial COMSOL e técnicas de ajuste de curvas. A metodologia empregada é semelhante à apresentada na Seção 4.4.2, onde são obtidas correlações para regeneradores de canais triangulares. Novamente a análise é feita em termos da desmagnetização da seção transversal do regenerador, assumindo um regenerador suficientemente longo em relação às suas outras dimensões e portanto, com fator desmagnetizante nulo na direção de seu comprimento.

Da mesma forma que para o regenerador de canais triangulares, o processo de obtenção da correlação de fator desmagnetizante se inicia com a dedução de forma geométrica de uma expressão para porosidade da célula unitária do regenerador de canais quadrados, em que a porosidade ε é controlada pela espessura b da placa que separa os canais.

$$\varepsilon = \frac{L}{2(L + b)} \quad (\text{B.1})$$

$$b = \left(\frac{1}{2\varepsilon} - 1 \right) L \quad (\text{B.2})$$

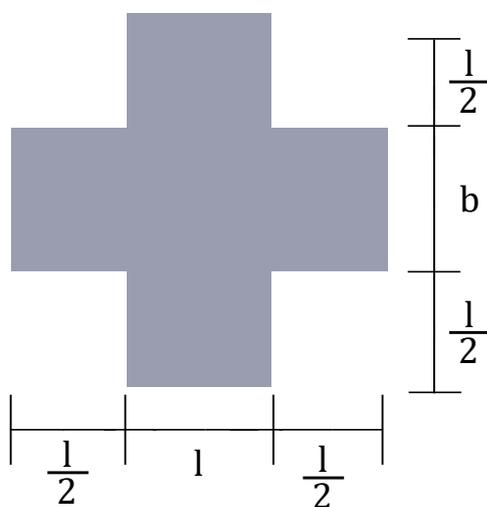


Figura 56 – Célula unitária bidimensional de um regenerador de um regenerador de canais triangulares.

O fator desmagnetizante foi analisado para a geometria da Fig. 56 em uma faixa de porosidades de 0,17 à 0,35; sendo novamente ajustado um polinômio de grau dois para a interpolação neste intervalo, atingindo um $R^2 = 0,9996$ (Fig. 57). A Eq.B.3 mostra a equação que será utilizada no cálculo do fator desmagnetizante no cálculo do fator desmagnetizante pela expressão 4.39 no processo de validação e estimativa de uma função compensação para a geometria de canais quadrados.

$$N_{D,geo} = -2,392\varepsilon^2 + 2,005\varepsilon + 0.143 \quad (B.3)$$

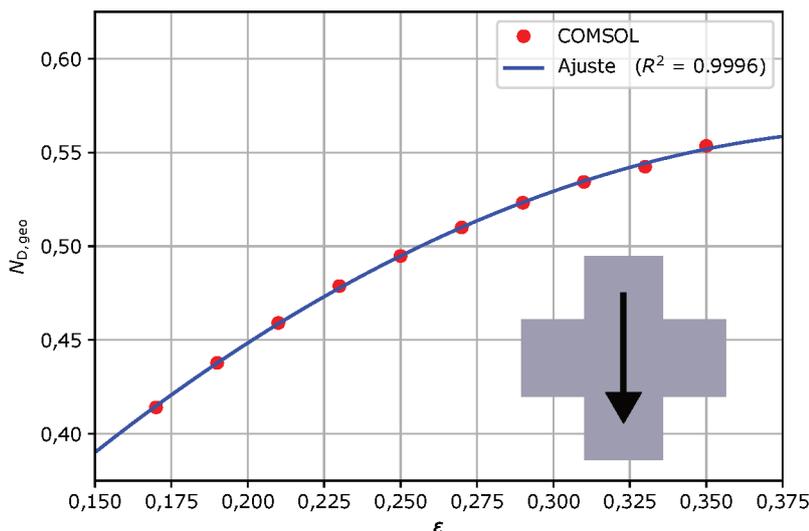


Figura 57 – Ajuste de valores numéricos de $N_{D,geo}$ para canais quadrados por uma curva de segundo grau. No detalhe a célula unitária estudada e a direção e sentido campo magnético aplicado nas simulações.

Para a validação do modelo foram simulados no COMSOL regeneradores com razões de aspecto ($\frac{L_z}{L_y}$) de 0,5; 1,0 e 2,0 com porosidades de 0,17 a 0,35, sendo utilizado a equação de (Referencia) para o cálculo de $N_{D,csg}$. Os resultados do software de multifisica foram comparados com os da correlação de COEY e são apresentados nas Tabs. 21,22 e 23:

Tabela 21 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais quadrados com razão de aspecto de 0,5.

Ra	$N_{D,csg}$	$N_{D,geo}$	$N_{D,modelo}$	$N_{D,comsol}$	Erro (%)
0,500	0,352	0,414	0,363	0,385	5,735
0,500	0,352	0,438	0,369	0,387	4,652
0,500	0,352	0,459	0,375	0,388	3,307
0,500	0,352	0,479	0,381	0,388	1,706
0,500	0,352	0,495	0,388	0,387	0,274
0,500	0,352	0,510	0,395	0,385	2,576
0,500	0,352	0,523	0,402	0,382	5,315
0,500	0,352	0,534	0,409	0,377	8,526
0,500	0,352	0,542	0,415	0,370	12,301
0,500	0,352	0,553	0,423	0,362	16,847

Tabela 22 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais quadrados com razão de aspecto de 1,0.

Ra	$N_{D,csg}$	$N_{D,geo}$	$N_{D,modelo}$	$N_{D,comsol}$	Erro (%)	
0,17	1,000	0,500	0,414	0,485	0,508	4,459
0,19	1,000	0,500	0,438	0,488	0,507	3,667
0,21	1,000	0,500	0,459	0,491	0,505	2,663
0,23	1,000	0,500	0,479	0,495	0,502	1,448
0,25	1,000	0,500	0,495	0,499	0,498	0,078
0,27	1,000	0,500	0,510	0,503	0,493	1,867
0,29	1,000	0,500	0,523	0,507	0,487	4,011
0,31	1,000	0,500	0,534	0,511	0,479	6,538
0,33	1,000	0,500	0,542	0,514	0,469	9,513
0,35	1,000	0,500	0,553	0,519	0,459	13,097

Tabela 23 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador de canais quadrados com razão de aspecto de 2,0.

Ra	$N_{D,csg}$	$N_{D,geo}$	$N_{D,modelo}$	$N_{D,comsol}$	Erro (%)
2,000	0,648	0,414	0,608	0,631	3,657
2,000	0,648	0,438	0,608	0,627	3,036
2,000	0,648	0,459	0,608	0,622	2,234
2,000	0,648	0,479	0,609	0,617	1,254
2,000	0,648	0,495	0,610	0,610	0,014
2,000	0,648	0,510	0,611	0,602	1,454
2,000	0,648	0,523	0,612	0,593	3,223
2,000	0,648	0,534	0,613	0,582	5,315
2,000	0,648	0,542	0,613	0,569	7,781
2,000	0,648	0,553	0,615	0,555	10,764

A análise de erros absolutos foi realizada para os regeneradores testados (Tab. 24), e novamente observou-se que o erro absoluto é função única da porosidade, sendo novamente adicionado uma função compensação à correlação. Foi ajustado um polinômio de segundo grau via mínimos (Eq. B.4) quadrados com um coeficiente $R^2 = 0.9999$ (Fig. 58 (a)).

Tabela 24 – Erro absoluto entre COMSOL e a correlação de Coey em regeneradores de canais quadrados.

ε	Ra=0,5	Ra=1,0	Ra=2,0
0,170	0,022	0,023	0,023
0,190	0,018	0,019	0,019
0,210	0,013	0,013	0,014
0,230	0,007	0,007	0,008
0,250	-0,001	0,000	0,000
0,270	-0,010	-0,009	-0,009
0,290	-0,020	-0,020	-0,019
0,310	-0,032	-0,031	-0,031
0,330	-0,045	-0,045	-0,044
0,350	-0,061	-0,060	-0,060

$$F_c = -1,743\varepsilon^2 + 0,451\varepsilon - 0,004 \quad (\text{B.4})$$

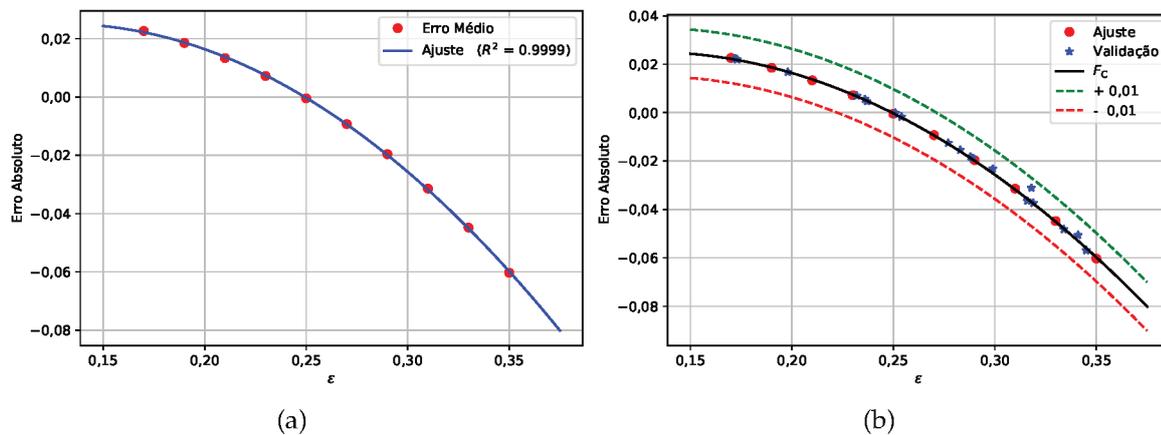


Figura 58 – (a) Ajuste da função compensação em um polinômio de grau dois com coeficiente de mínimos quadrados $R^2 = 0,9999$. (b) Comparação entre função compensação e os pontos gerados aleatoriamente para validação.

Para validação da correlação ajustada à canais quadrados, foram gerados aleatoriamente 20 regeneradores com porosidades variando de 0,17 a 0,35 e razões de aspecto de 0,5 a 2,0. Estes regeneradores foram simulados utilizando o COMSOL, sendo o erro absoluto entre software e correlação comparado com o previsto pela função compensação (Fig. 58(b)). Os valores de porosidade, razão de aspecto, e fatores desmagnetização calculados e simulados são apresentados na Tab. 25, bem como os valores numéricos do erro absoluto e da função compensação, e o erro percentual entre COMSOL e correlação corrigida.

O erro percentual máximo encontrado foi de 1,1% e o erro absoluto se manteve menor que $\pm 0,01$, sendo ambos considerados satisfatórios para o cálculo do campo desmagnetizante no interior do RMA nas simulações de testes ativos.

O correlação adaptada apresentou comportamento satisfatório para ambas as geometrias de canais equacionadas, seus desvios em relação ao modelo são uma fonte mínima de erro dentro do modelo numérico que as acopla. As razões para esse desvio fogem do escopo deste trabalho e não serão abordadas nesta dissertação.

Tabela 25 – Comparação entre os resultados obtidos via COMSOL e o resultados do modelo de meio poroso para um regenerador com razão de aspecto de 2,0.

ε	Ra	$N_{D,geo}$	$N_{D,csg}$	$N_{D,Modelo}$	$N_{D,COMSOL}$	F_c	Erro(abs)	Erro(%)
0,232	1,450	0,479	0,581	0,558	0,565	0,007	0,007	0,040
0,237	0,969	0,484	0,493	0,491	0,496	0,005	0,005	0,055
0,289	1,822	0,523	0,629	0,598	0,579	-0,019	-0,019	0,082
0,316	0,799	0,538	0,451	0,478	0,442	-0,036	-0,036	0,199
0,299	0,954	0,529	0,490	0,501	0,478	-0,025	-0,023	0,364
0,198	0,937	0,446	0,486	0,478	0,495	0,017	0,017	0,024
0,345	1,467	0,550	0,584	0,572	0,515	-0,056	-0,057	0,205
0,173	0,644	0,418	0,404	0,407	0,429	0,022	0,022	0,044
0,318	1,272	0,539	0,553	0,548	0,517	-0,037	-0,031	1,101
0,319	1,612	0,539	0,604	0,583	0,546	-0,038	-0,037	0,027
0,254	1,536	0,498	0,593	0,569	0,567	-0,002	-0,002	0,030
0,251	1,278	0,496	0,554	0,539	0,539	-0,001	0,000	0,054
0,251	1,467	0,496	0,584	0,562	0,561	-0,001	0,000	0,098
0,236	1,809	0,483	0,628	0,593	0,599	0,005	0,006	0,047
0,288	1,927	0,522	0,640	0,606	0,588	-0,019	-0,018	0,084
0,341	0,818	0,549	0,456	0,487	0,437	-0,053	-0,051	0,532
0,334	1,643	0,546	0,608	0,587	0,539	-0,048	-0,048	0,074
0,283	1,878	0,519	0,635	0,602	0,587	-0,016	-0,015	0,092
0,277	1,668	0,515	0,611	0,584	0,572	-0,013	-0,012	0,060
0,172	0,961	0,417	0,491	0,478	0,501	0,022	0,022	0,072

APÊNDICE C – CONJUNTOS DE REGENERADORES DE ALUMÍNIO

Neste apêndice são apresentadas as dimensões dos conjuntos de placas de alumínio projetadas para a caracterização termo-hidráulica de regeneradores em geometrias de microcanais.

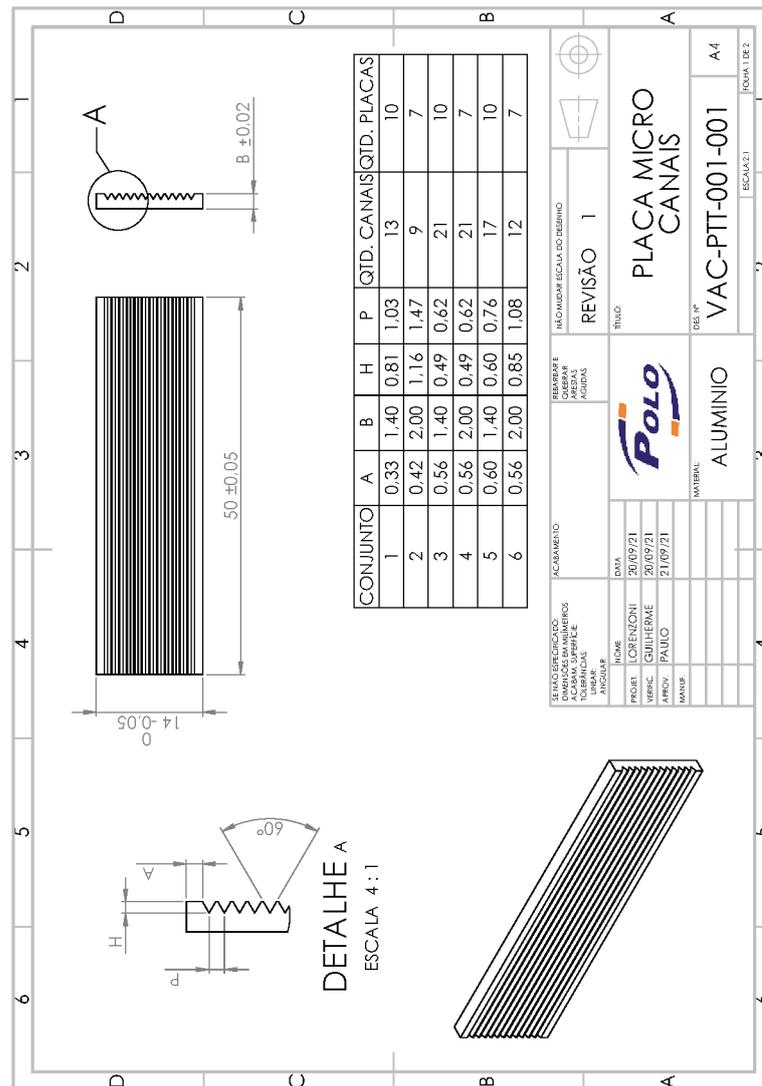


Figura 59 – Desenho técnico dos conjuntos de placas de alumínio utilizadas na montagem dos regeneradores ATC020 e ATC018.

APÊNDICE D – MEDIÇÕES DE *NTU* VIA MÉTODO *Single-Blow* NOS REGENERADORES DE MICROCANAIS TRIANGULARES

Neste apêndice serão apresentados os resultados da aplicação do método *single-blow* nos regeneradores com geometria de microcanais tanto em alumínio, quanto em ligas de La-Fe-Si. Os resultados foram separados em termos do regenerador testado, sendo apresentadas as temperaturas utilizadas nos banhos, que atuaram como máximo e mínimo nos ensaios, bem como a faixa de vazões testada.

D.1 Regeneradores de Alumínio

D.1.1 Regenerador ATC020

Nesta seção serão apresentados os resultados dos testes de *single-blow* no regenerador ATC020, sendo eles realizados em ensaios de aquecimento do corpo de prova com temperaturas de alta e de baixa de 30 °C e 15 °C , respectivamente e com vazões nominais de 20 kg/h à 50 kg/h. Os resultados são agrupados na forma de quatro gráficos por ensaio, a figura (a) apresenta o sinal adquirido pelo aparato experimental durante o ensaio de *single-blow*, a figura (b) apresenta o sinal tratado com o filtro de Savitzky-Golay, a figura (c) apresenta valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes *NTUs* testados numericamente e por fim, a figura (d) apresenta a comparação direta entre o perfil de temperatura obtido experimentalmente na descarga com perfil obtido com o *NTU* selecionado pelo modelo numérico (Figs. de 60 à 65).

D.2 Regeneradores em La-Fe-Si

D.2.1 Regenerador LTC050

Nesta seção serão apresentados os resultados dos testes de *single-blow* no regenerador LTC050, sendo eles realizados em ensaios de aquecimento do corpo de prova com temperaturas de alta e de baixa de 37 °C e 27 °C , respectivamente e com vazões nominais de 20 kg/h à 80 kg/h. Os resultados são agrupados na forma de quatro gráficos por ensaio, a figura (a) apresenta o sinal adquirido pelo aparato experimental durante o ensaio de *single-blow*, a figura (b) apresenta o sinal tratado com o filtro de Savitzky-Golay, a figura (c) apresenta valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes *NTUs* testados numericamente e por fim, a figura (d) apresenta a comparação direta entre o perfil de temperatura obtido experimentalmente na descarga com perfil obtido com o *NTU* selecionado pelo modelo numérico (Figs. 66 à 79).

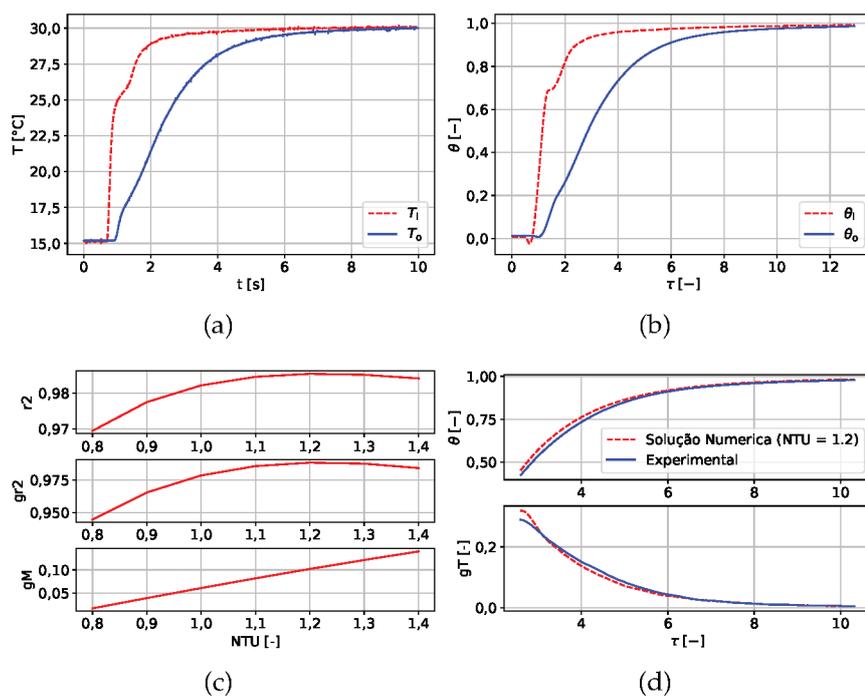


Figura 60 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=1,2$).

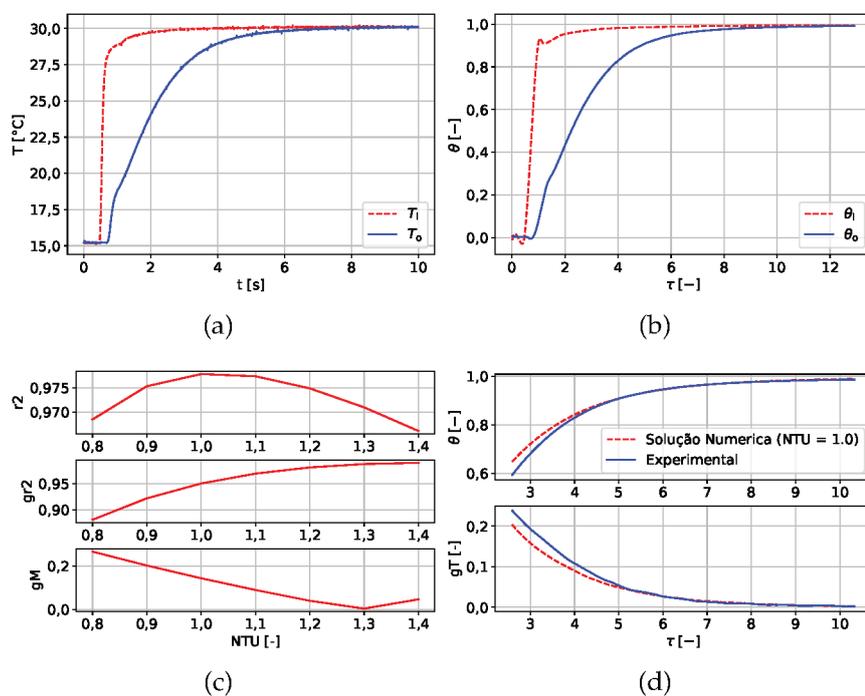


Figura 61 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=1,0$).

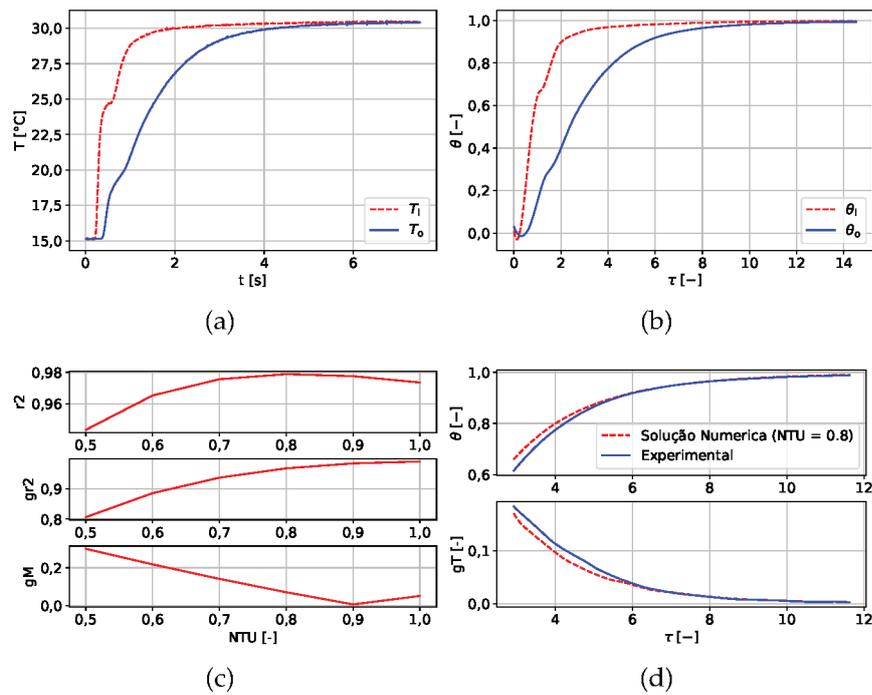


Figura 62 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=0,9$).

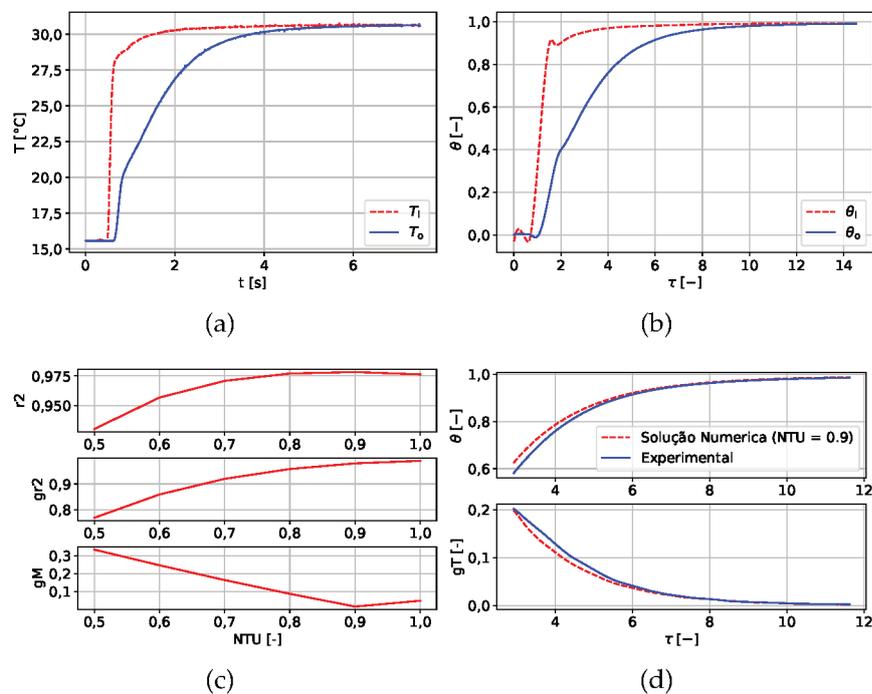


Figura 63 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=0,9$).

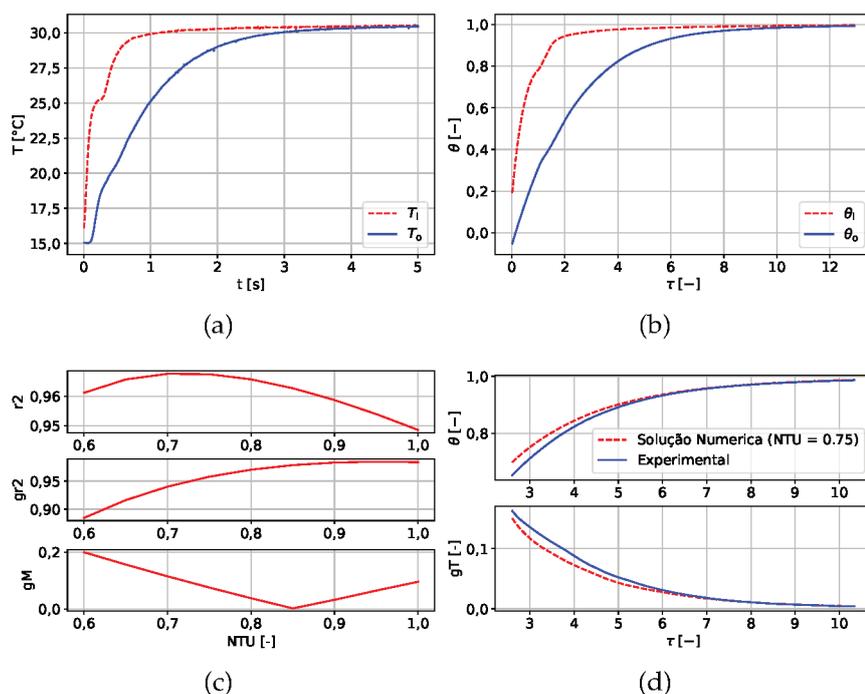


Figura 64 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=0.75$).

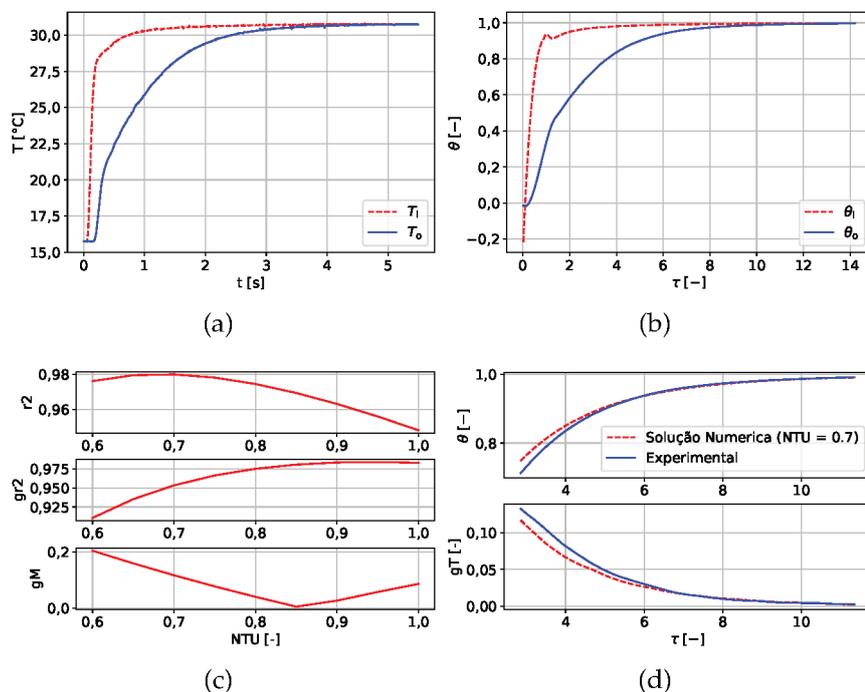


Figura 65 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador ATC020 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=0,7$).

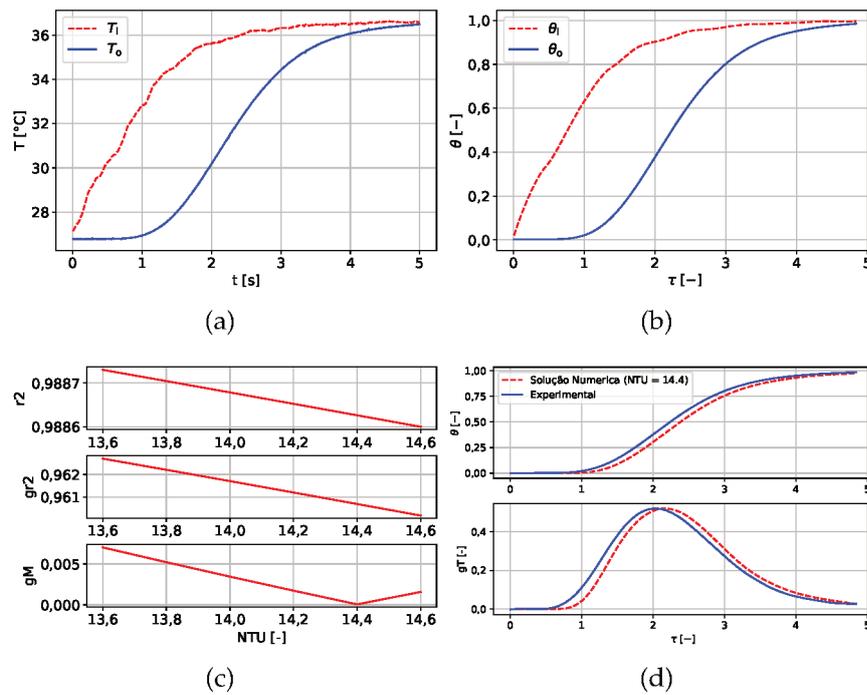


Figura 66 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=14,4$).

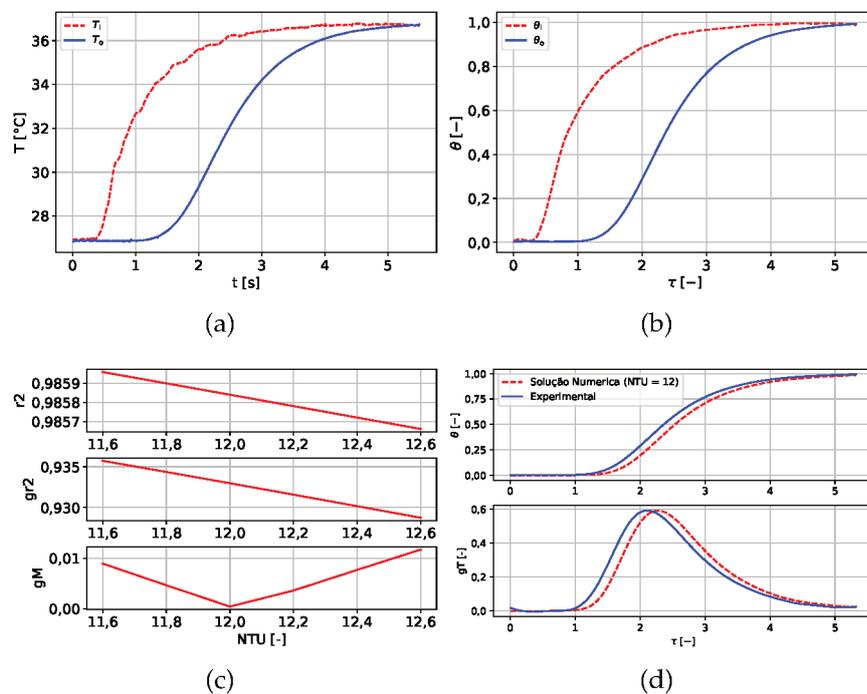


Figura 67 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=12$).

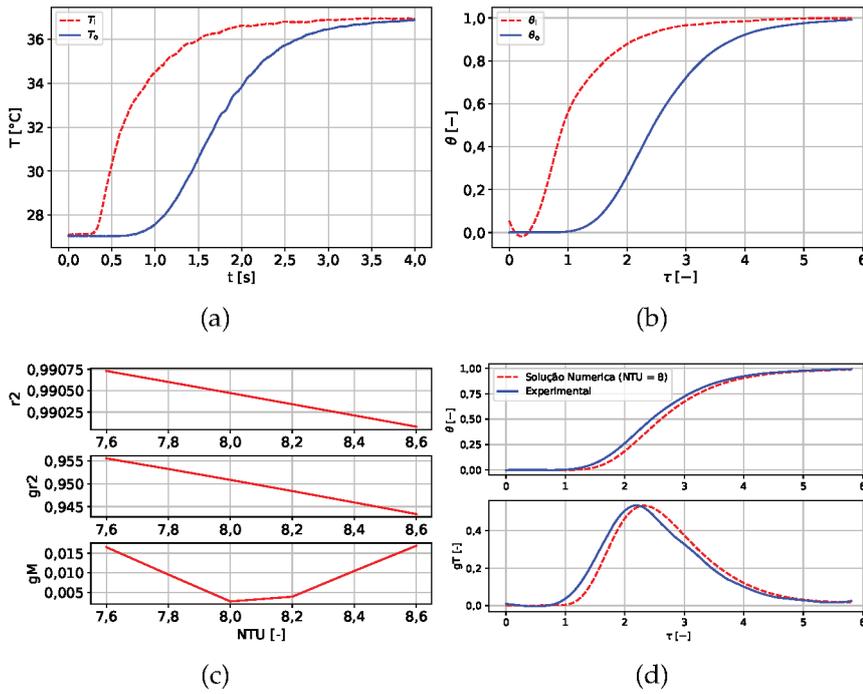


Figura 68 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=8$).

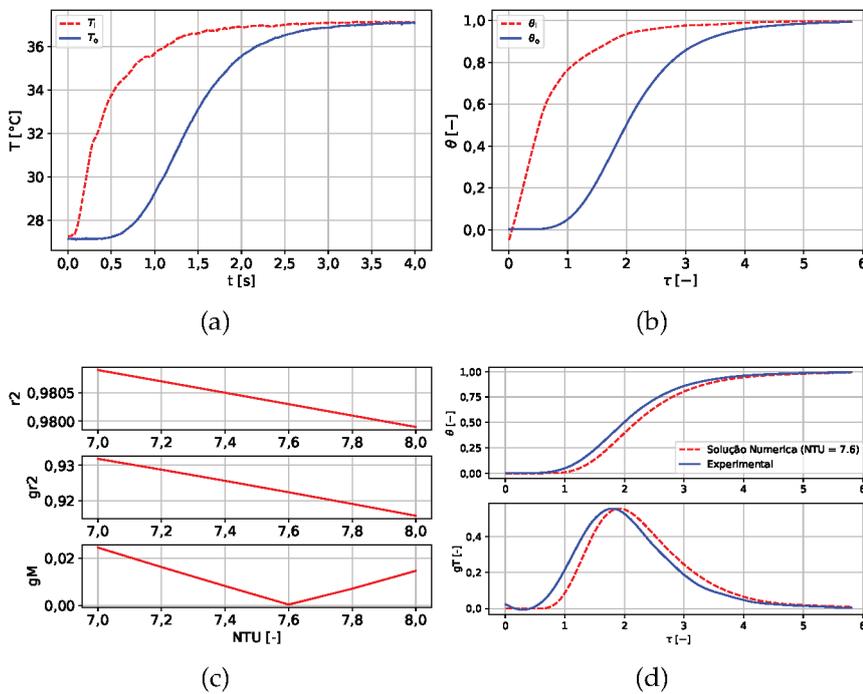


Figura 69 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=7.6$).

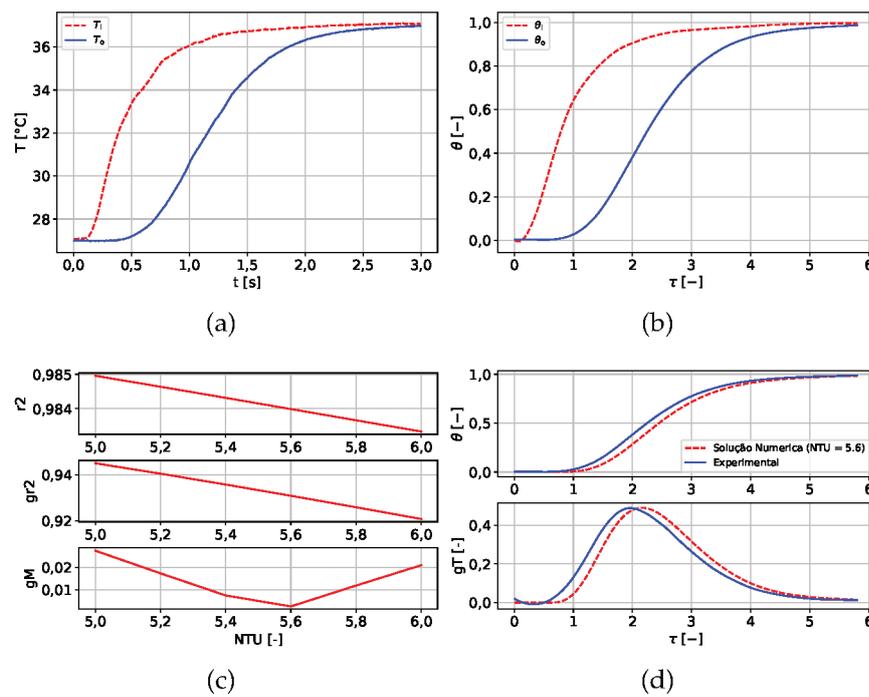


Figura 70 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de $r2$, $gr2$ e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=5,6$).

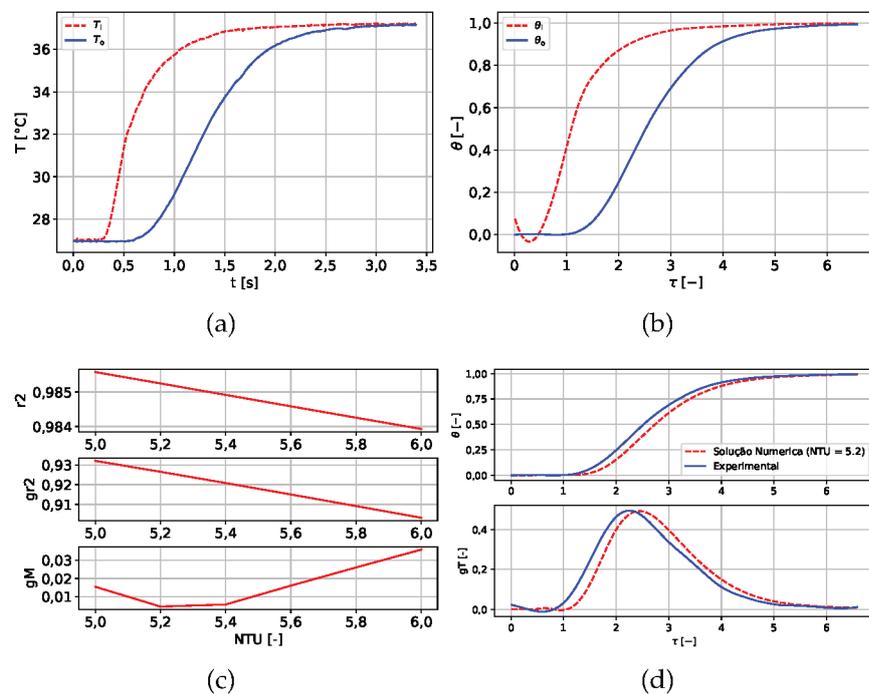


Figura 71 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de $r2$, $gr2$ e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=5,2$).

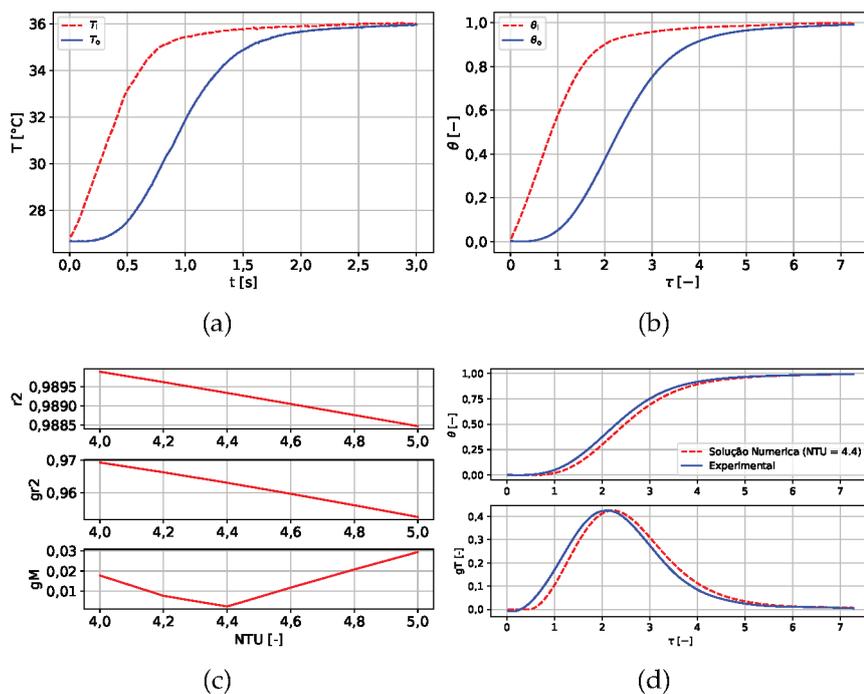


Figura 72 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 50 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=4,4$).

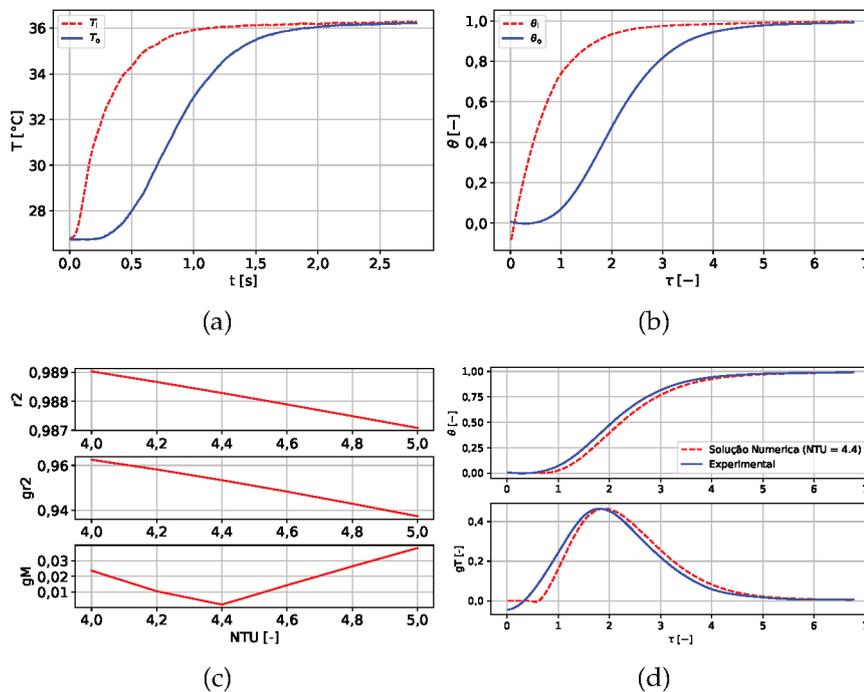


Figura 73 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 50 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=4,4$).

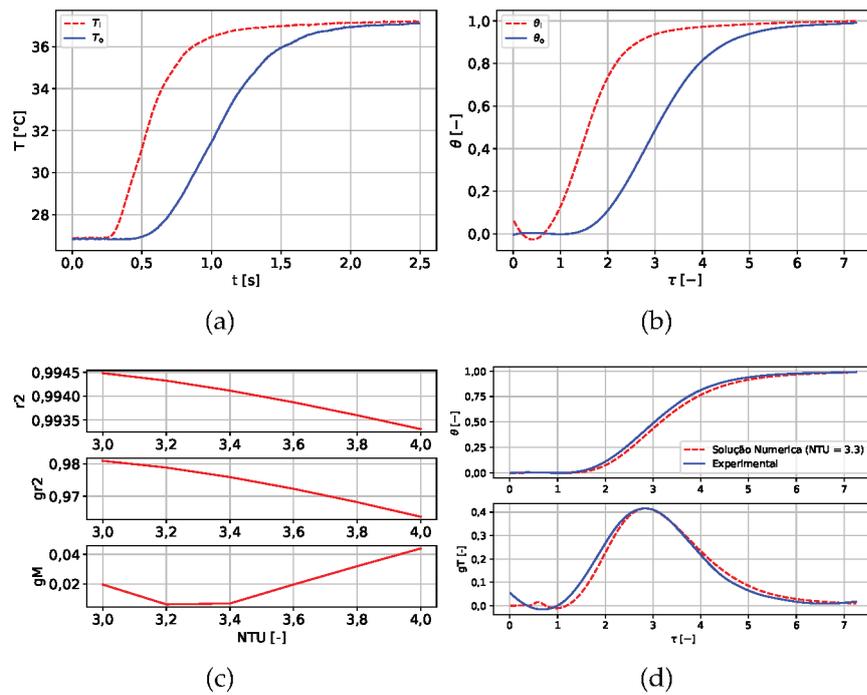


Figura 74 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=3,3$).

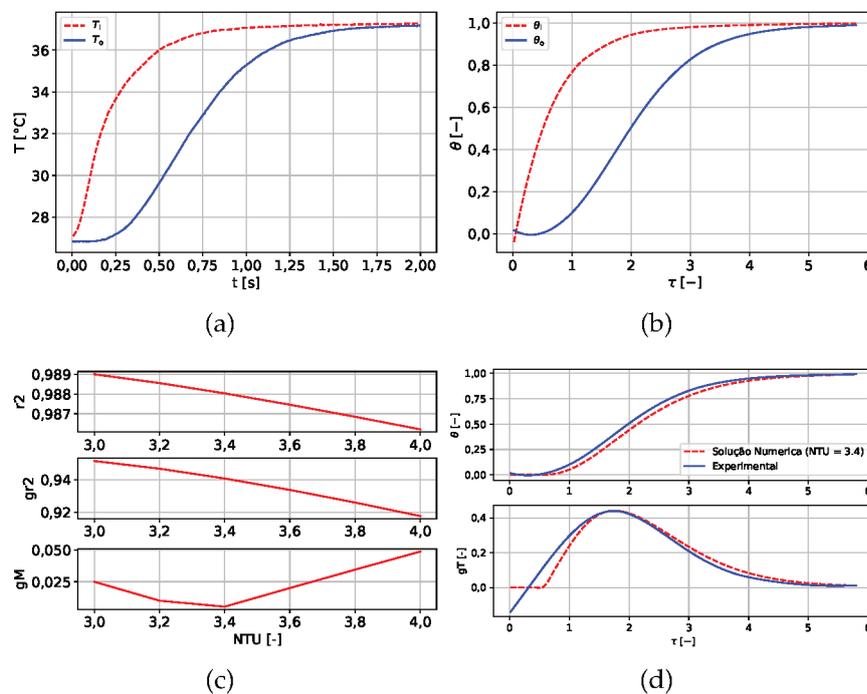


Figura 75 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=3,4$).

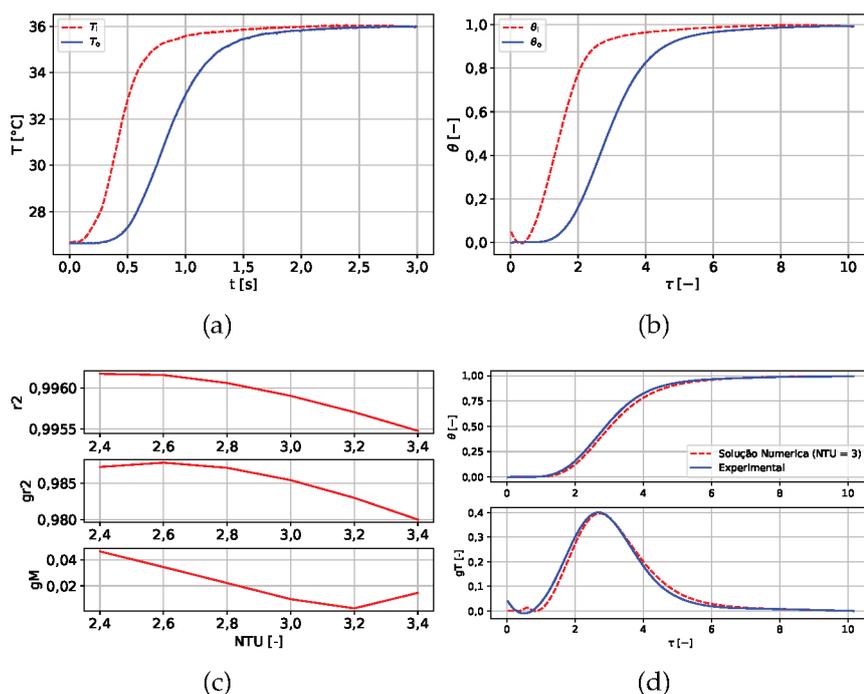


Figura 76 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 70 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=32$).

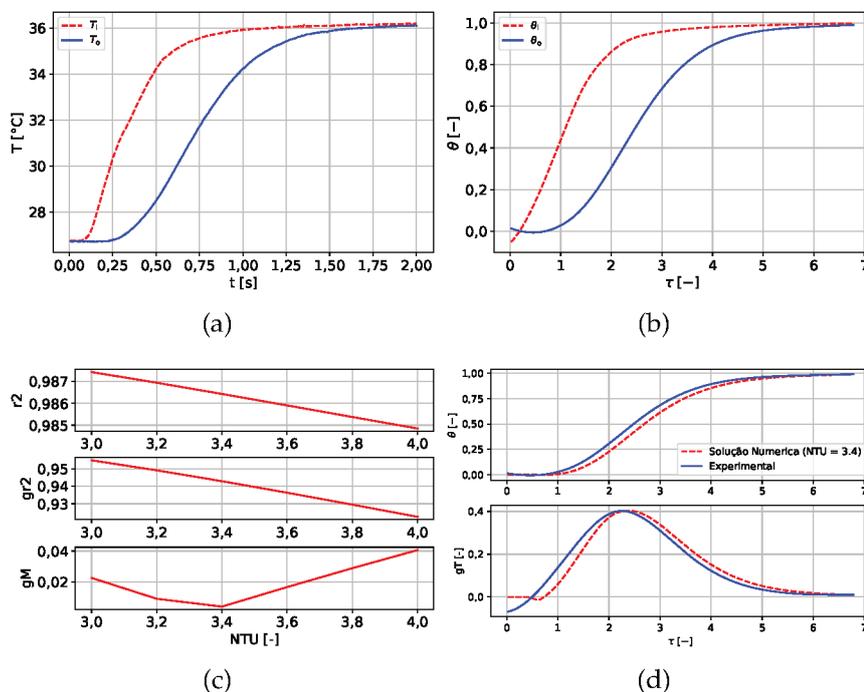


Figura 77 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 70 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=3,4$).

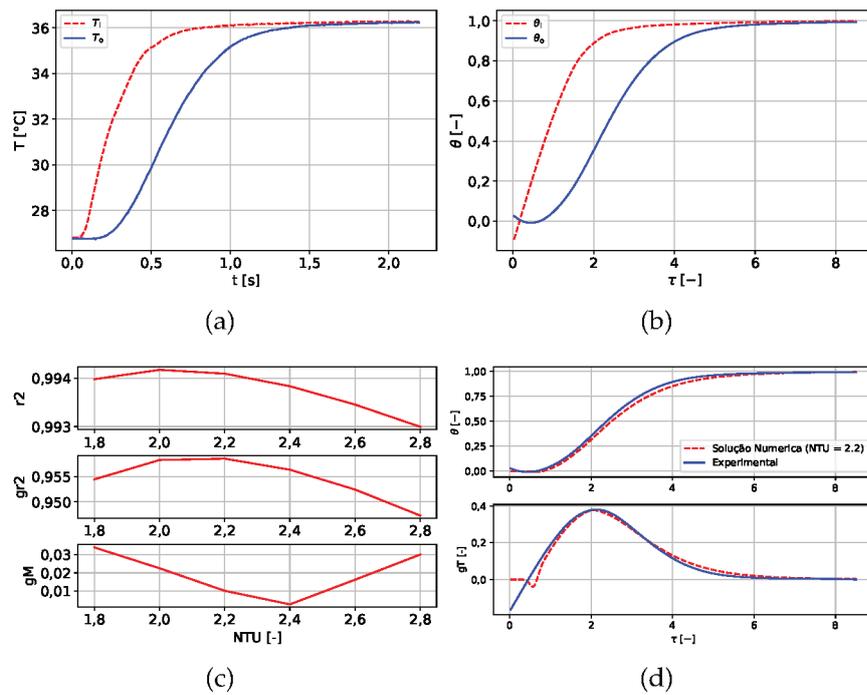


Figura 78 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=2,2$).

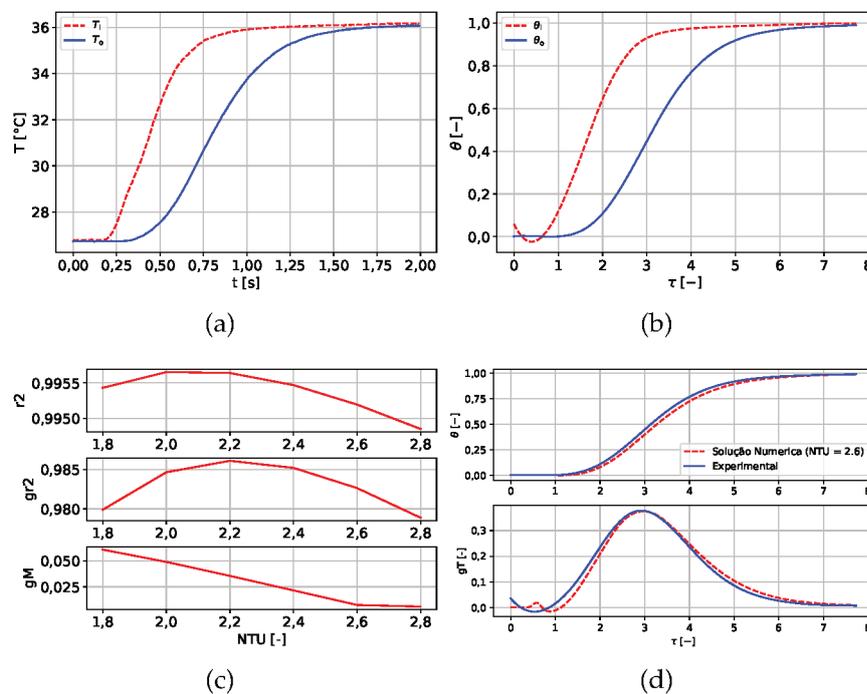


Figura 79 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTC050 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=2,6$).

D.2.2 Regenerador LTD081

Nesta seção serão apresentados os resultados dos testes de *single-blow* no regenerador LTD081, sendo eles realizados em ensaios de resfriamento do corpo de prova com temperaturas de alta e de baixa de 14 °C e 5 °C , respectivamente e com vazões nominais de 20 kg/h à 80 kg/h. Os resultados são agrupados na forma de quatro gráficos por ensaio, a figura (a) apresenta o sinal adquirido pelo aparato experimental durante o ensaio de *single-blow*, a figura (b) apresenta o sinal tratado com o filtro de Savitzky-Golay, a figura (c) apresenta valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$ testados numericamente e por fim, a figura (d) apresenta a comparação direta entre o perfil de temperatura obtido experimentalmente na descarga com perfil obtido com o NTU selecionado pelo modelo numérico (Figs. de 80 à 87).

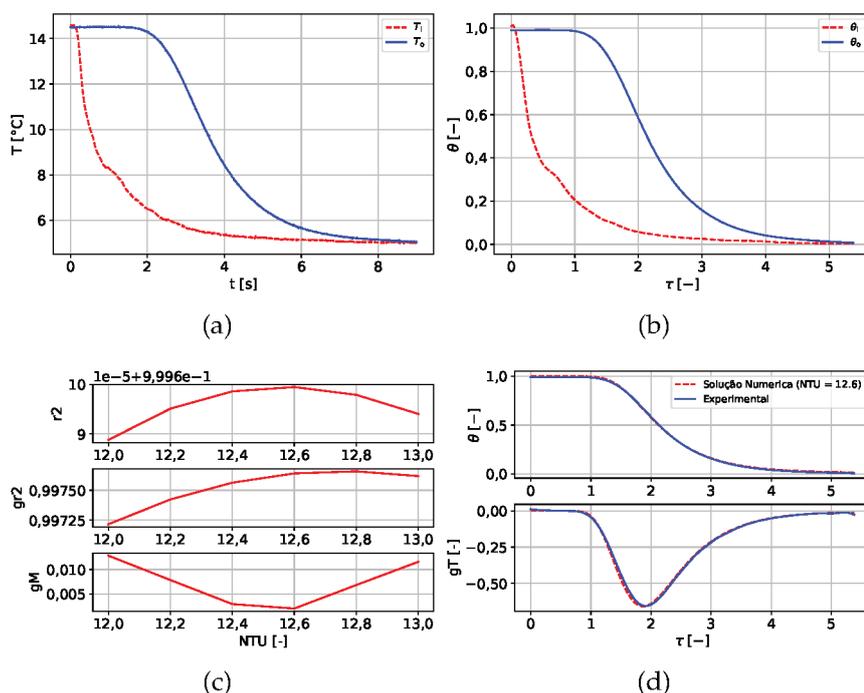


Figura 80 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=12,6$).

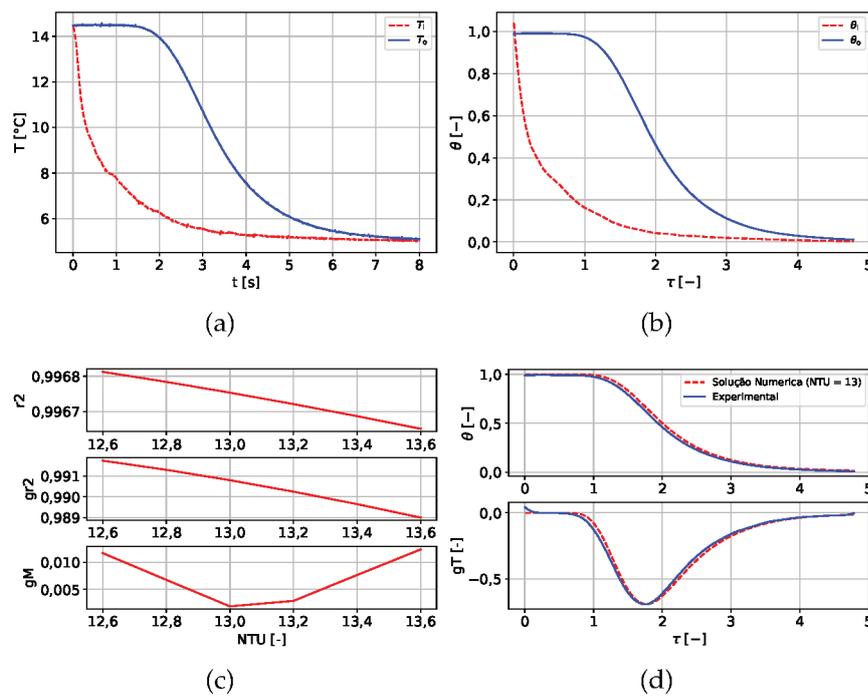


Figura 81 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de $r2$, $gr2$ e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=13$).

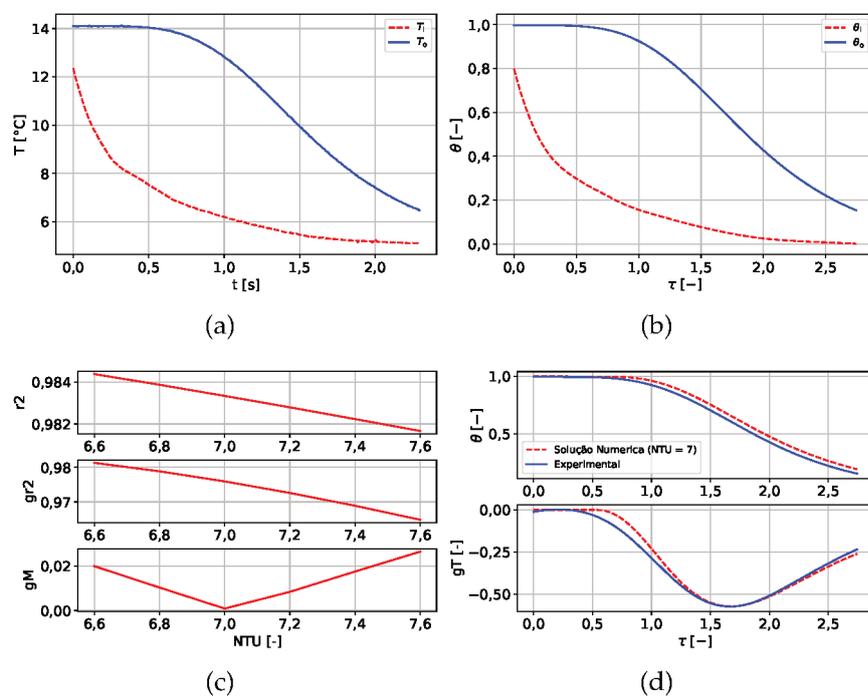


Figura 82 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de $r2$, $gr2$ e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=7$).

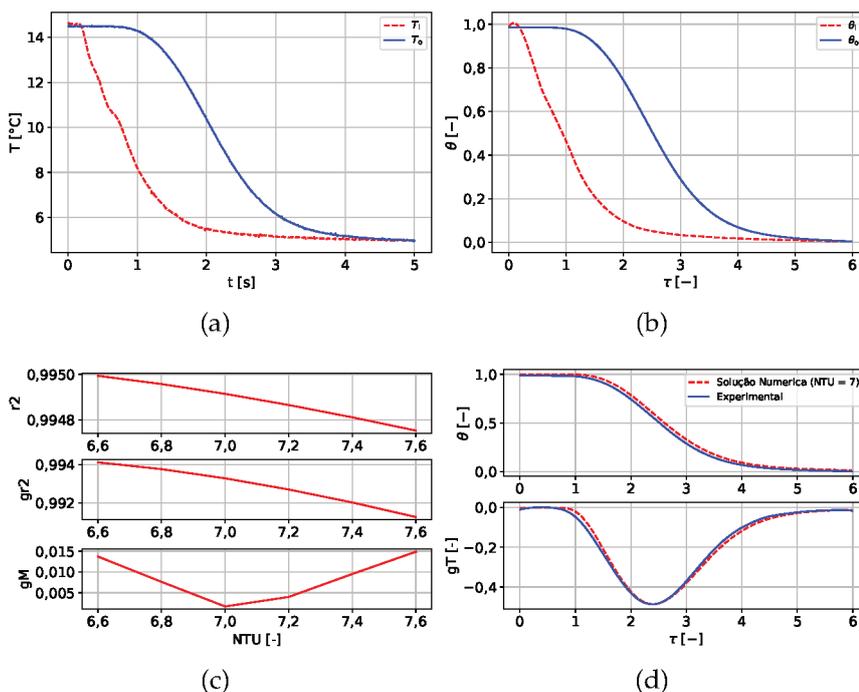


Figura 83 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=7$).

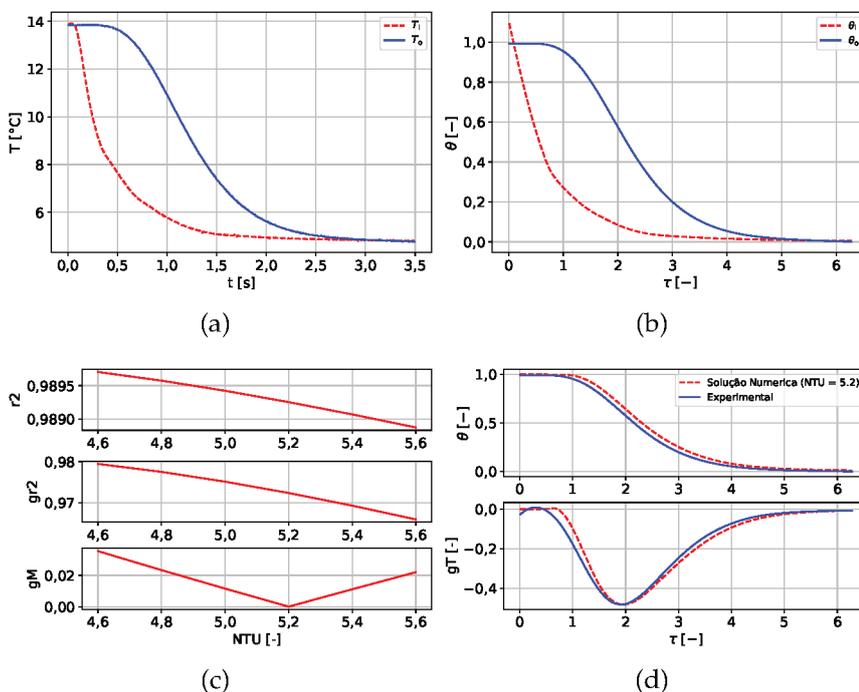


Figura 84 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=5,2$).

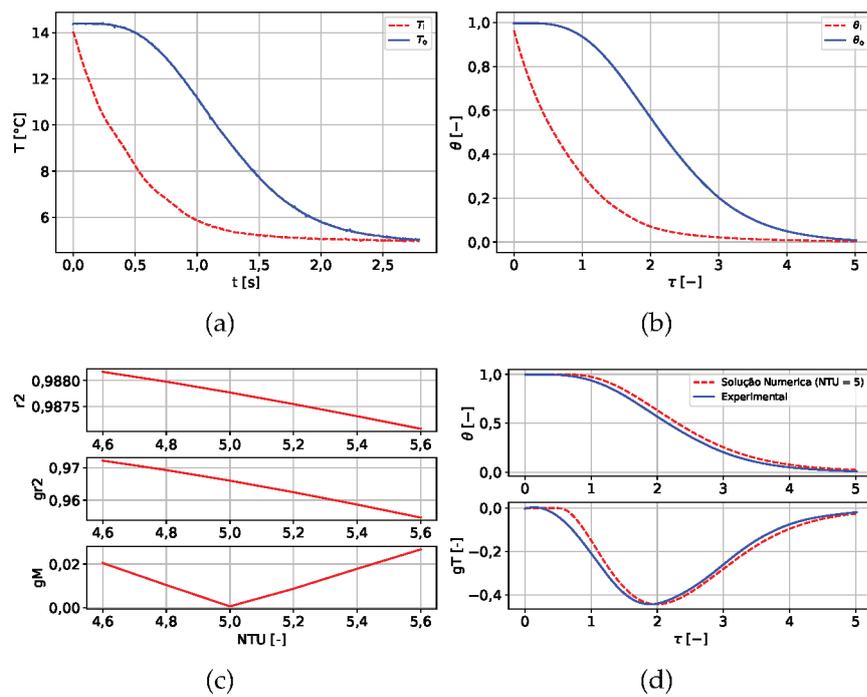


Figura 85 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=5$).

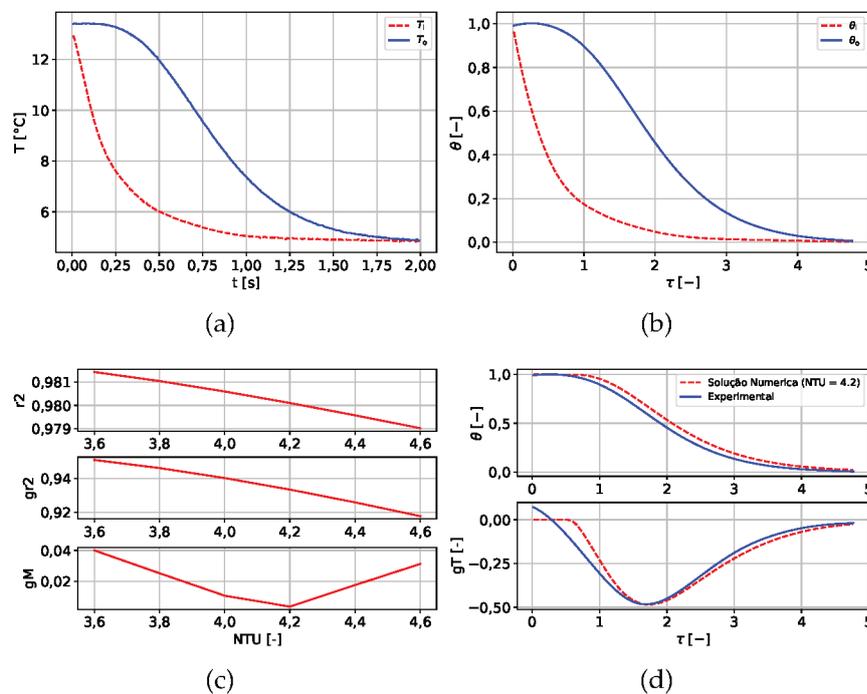


Figura 86 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 1 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=4,2$).

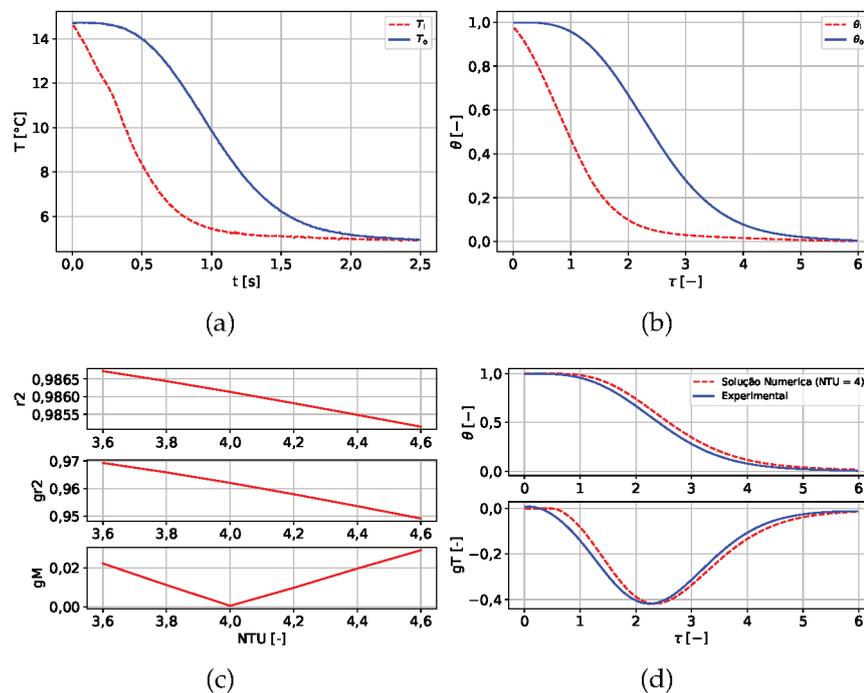


Figura 87 – Resultados do ensaio de *single-blow* número 2 para o regenerador LTD081 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=4$).

APÊNDICE E – MEDIÇÕES DE NTU VIA MÉTODO DE *Single-Blow* EM REGENERADOR DE ESFERAS

Neste apêndice são apresentados os resultados obtidos em ensaios de *single-blow* no regenerador SSF154. Foram realizados testes com vazões nominais de 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 e 90 kg/h; com temperaturas de 15 °C e 30 °C para as temperaturas dos banho de baixa e alta temperatura, respectivamente. Para a comparação entre perfis experimentais e solução numérica foi utilizado o método do gradiente máximo (gM), por este se adaptar melhor a defasagem entre os sinais. Portanto, a melhor solução é tida como a de menor gM nos casos apresentados a seguir:

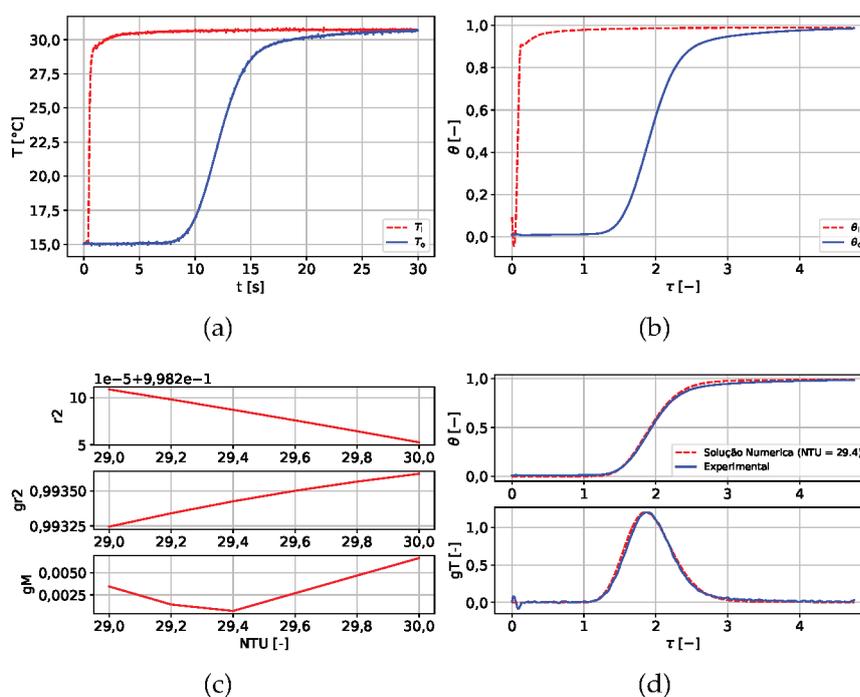


Figura 88 – Resultados do ensaio de *single-blow* para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 10 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica para o NTU selecionado ($NTU=29,4$).

Os resultados das medições de NTU e seus equivalentes em número de Nusselt são apresentados na Tab. 26

Os resultados de número de Nusselt regredidos foram então comparados com a correlação de WAKAO e KAGUEI (1982) para escoamentos em leitos de esferas. A comparação torna evidente que o NTU real medido via *single-blow* inclui efeitos que prejudicam a transferência de calor e por consequência a afastam dos valores da correlação. Para mais justa

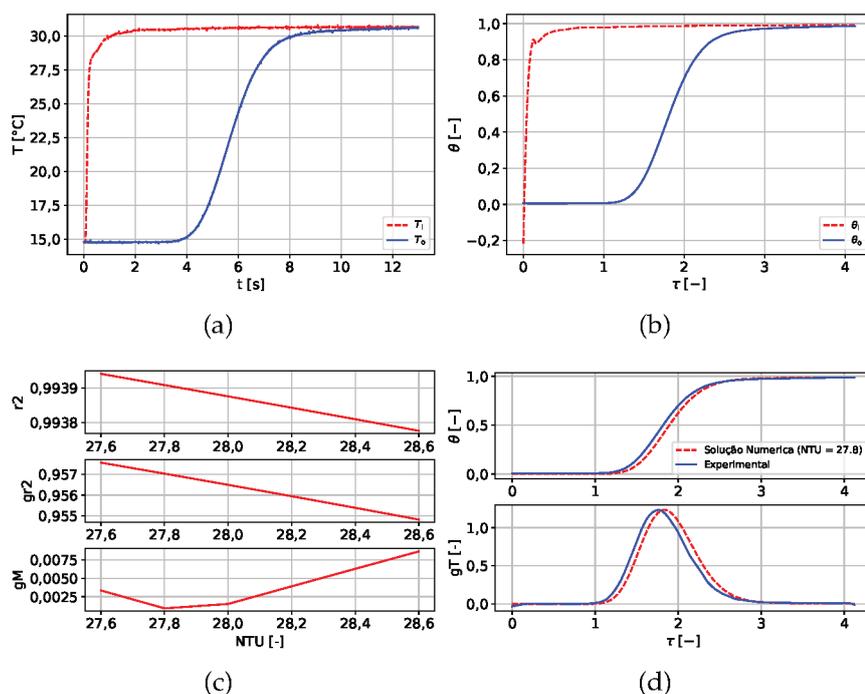


Figura 89 – Resultados do ensaio de *single-blow* para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 20 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=27,8$).

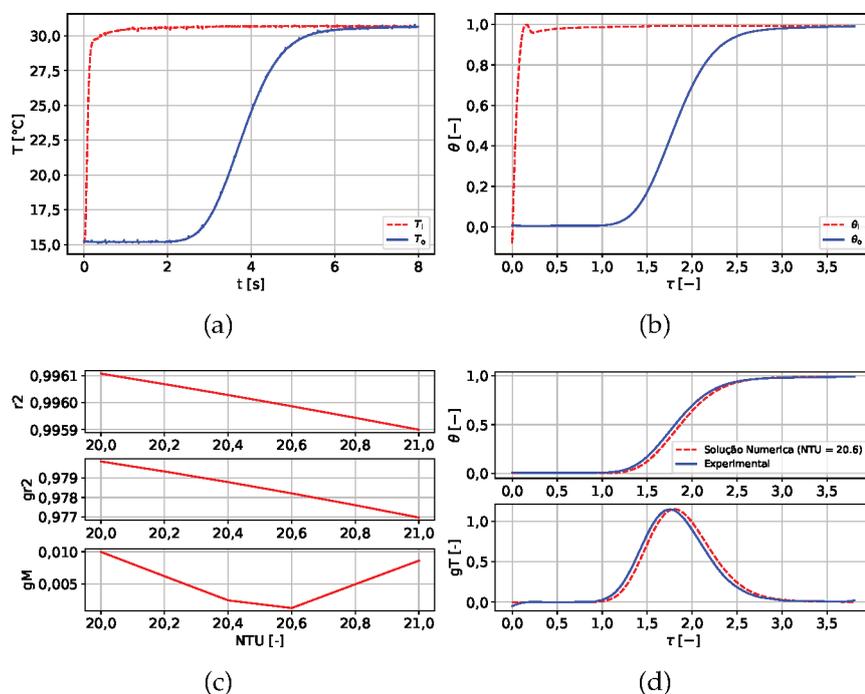


Figura 90 – Resultados do ensaio de *single-blow* para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 30 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=20,6$).

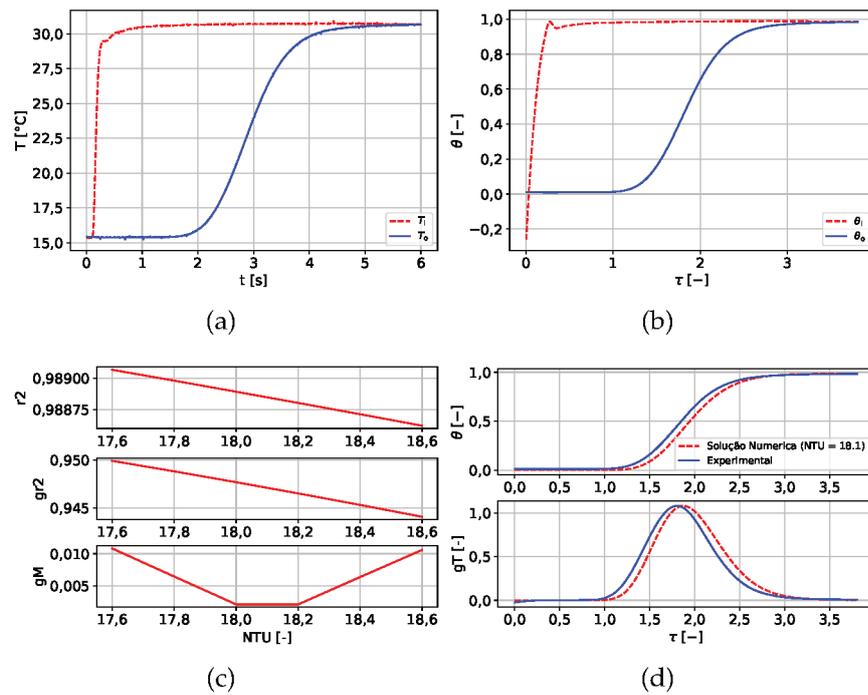


Figura 91 – Resultados do ensaio de *single-blow* para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 40 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=18,1$).

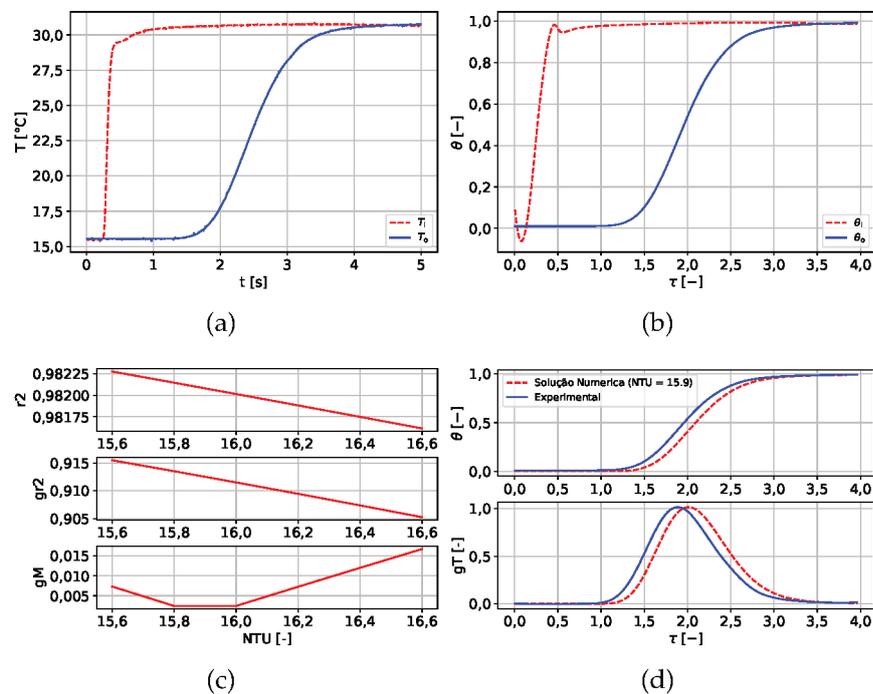


Figura 92 – Resultados do ensaio de *single-blow* para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 50 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=15,9$).

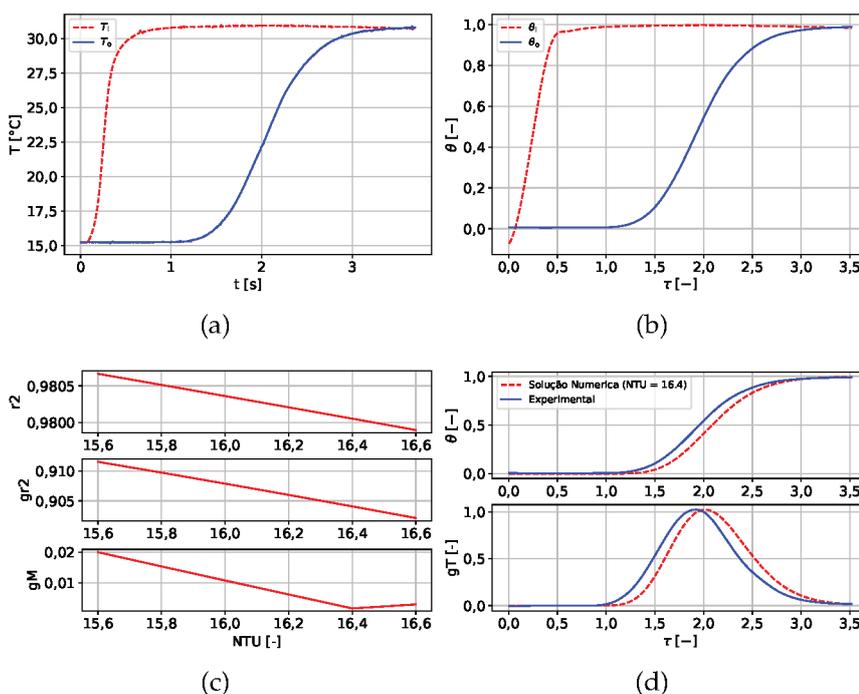


Figura 93 – Resultados do ensaio de *single-blow* para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 60 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=16,4$).

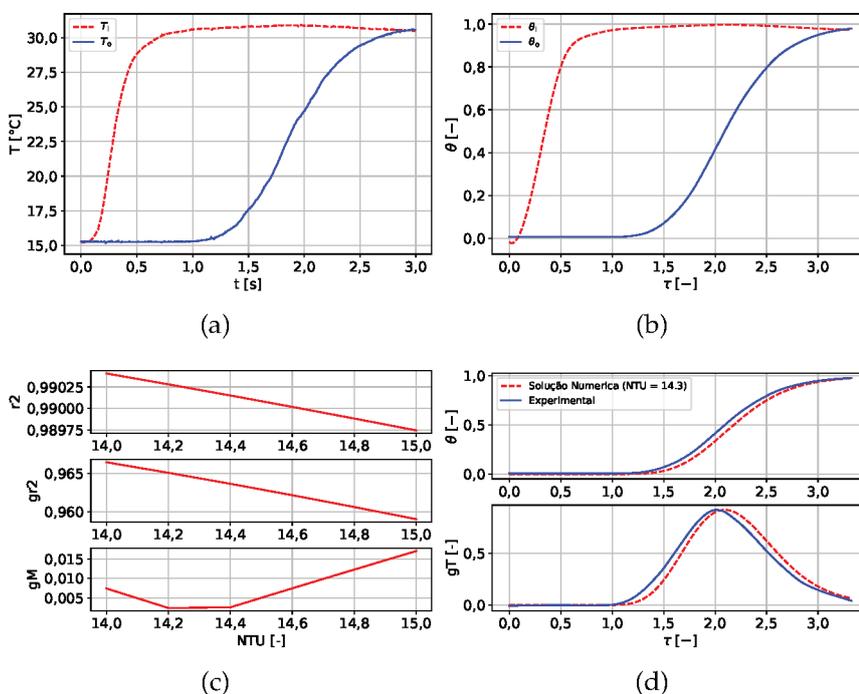


Figura 94 – Resultados do ensaio de *single-blow* para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 70 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=14,3$).

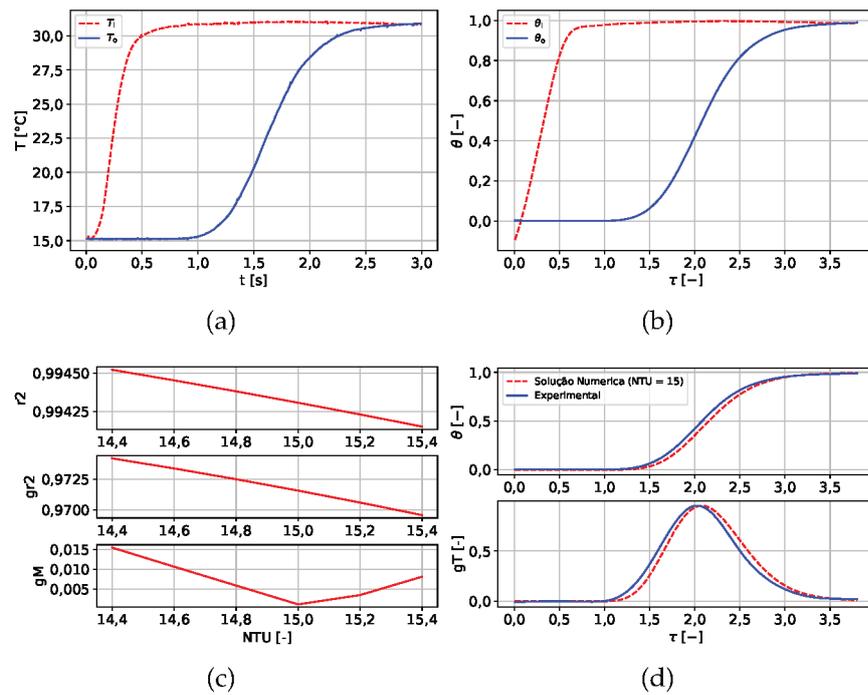


Figura 95 – Resultados do ensaio de *single-blow* para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 80 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=15$).

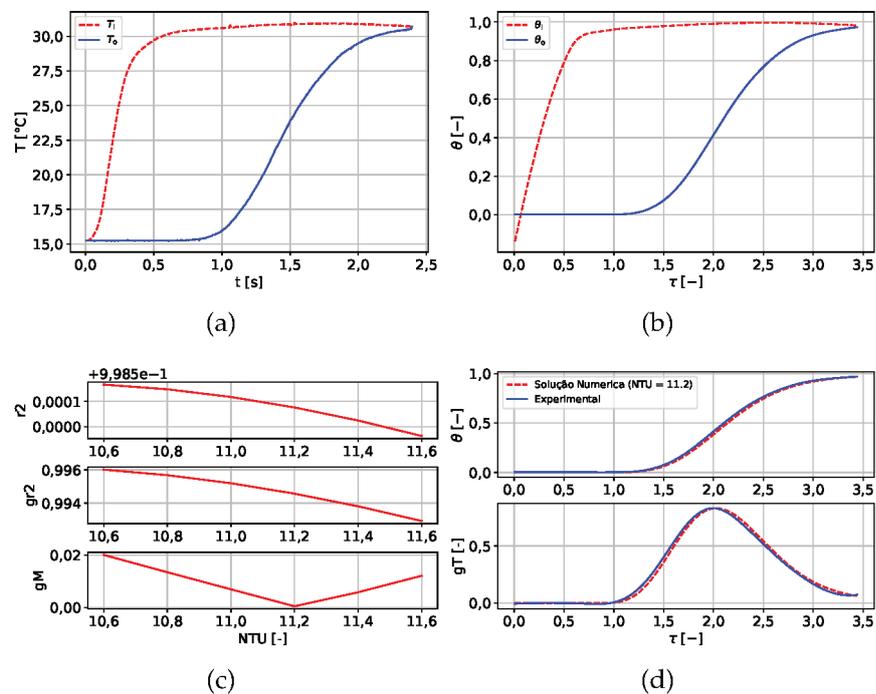


Figura 96 – Resultados do ensaio de *single-blow* para o regenerador SSF154 com vazão nominal de 90 kg/h. Sendo (a) O sinal de temperatura medido na bancada; (b) o sinal adimensionalizado e filtrado de ruídos; (c) Valores de r_2 , gr_2 e gM para diferentes $NTUs$; (d) Comparação entre experimento e solução numérica pra o NTU selecionado ($NTU=11,2$).

Tabela 26 – Valores de NTU medidos pelo método de *single-blow* e seus respectivos números de Nusselt regredidos.

\dot{m} [kg/h]	NTU [-]	Nu [-]
10	29,4	2,47
20	27,8	4,67
30	20,6	5,19
40	18,1	6,08
50	15,9	6,68
60	16,4	8,26
70	14,3	8,41
80	15	10,08
90	11,2	8,47

comparação entre os resultados, foram inclusos os efeitos da dispersão na correlação de WAKAO e KAGUEI (1982) utilizando o modelo proposto por Jeffreson (1972) e adaptado por Nakashima (2022) e utilizando a correlação de Koch e Brady (1985) para o calculo do coeficiente de dispersão. A comparação de resultados é apresentada pela Fig. 97 que evidencia a importância de incluir os efeitos de dispersão no modelo de transferência de calor para regeneradores em leito de esferas.

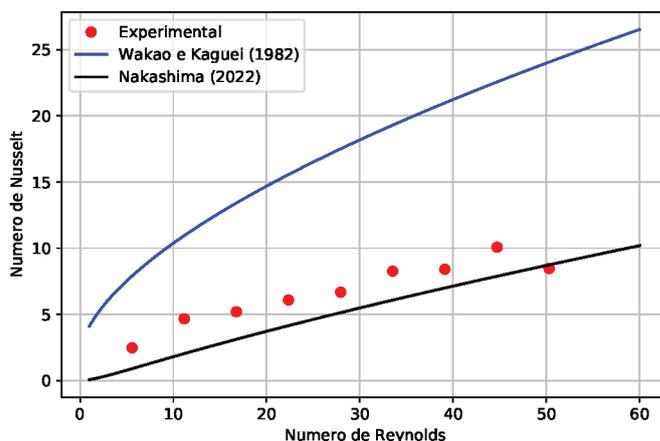


Figura 97 – Comparação entre resultados de número de Nusselt obtidos via *single-blow* no regenerador SSF154, a correlação de WAKAO e KAGUEI (1982) na sua forma original e na forma corrigida utilizando o metodo de Jeffreson (1972) adaptado por Nakashima (2022).

APÊNDICE F – FICHA TÉCNICA DOS BLOCOS DE MICROCANAIS

Neste anexo são apresentadas as fichas técnicas dos blocos de microcanaís utilizados na montagem dos regeneradores LTC050 e LTD081 fornecidas pela Vacuumschmelze.

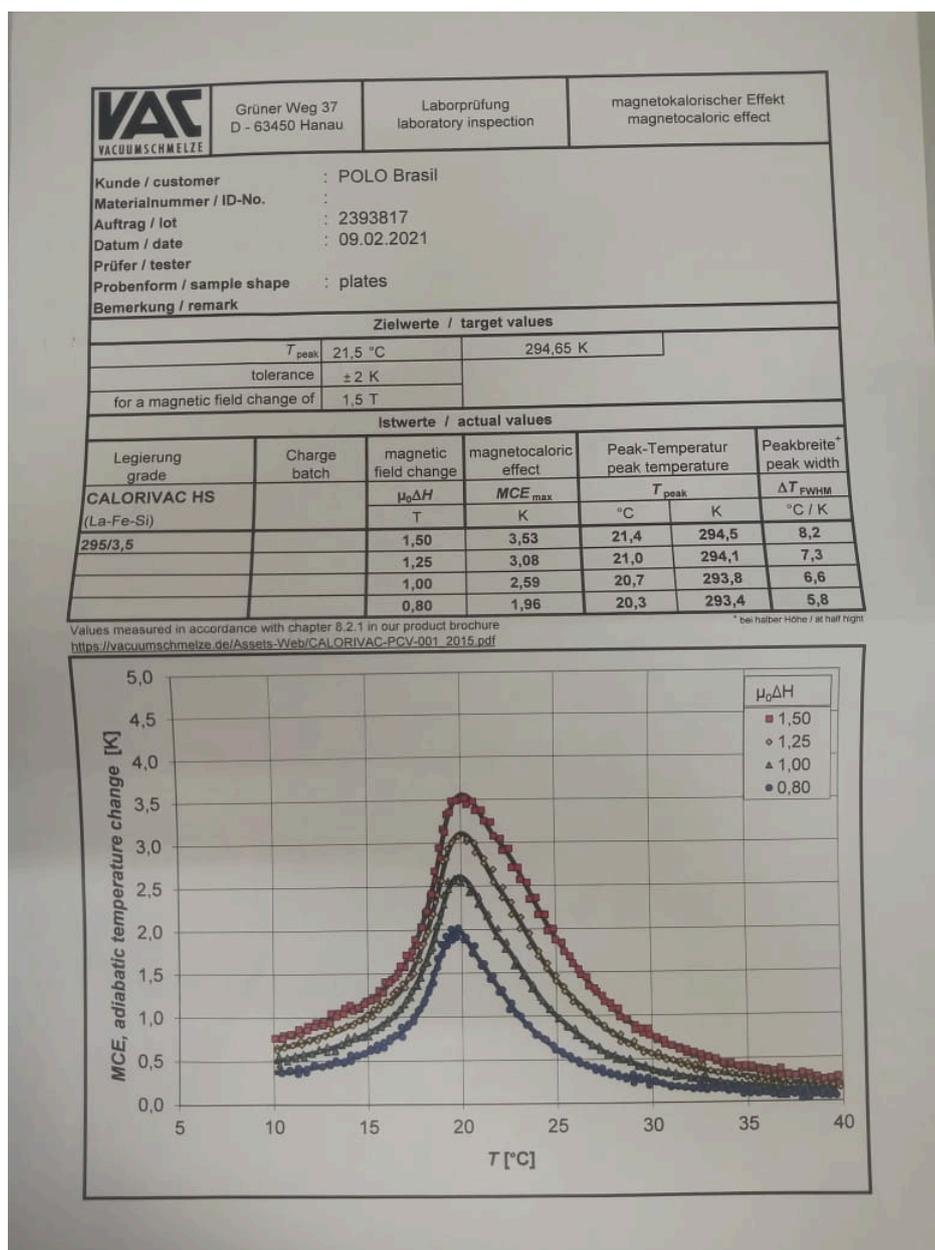


Figura 98 – Ficha técnica dos quatro blocos de $T_{Curie} = 294,5K$ utilizados na montagem do regenerador LTC050

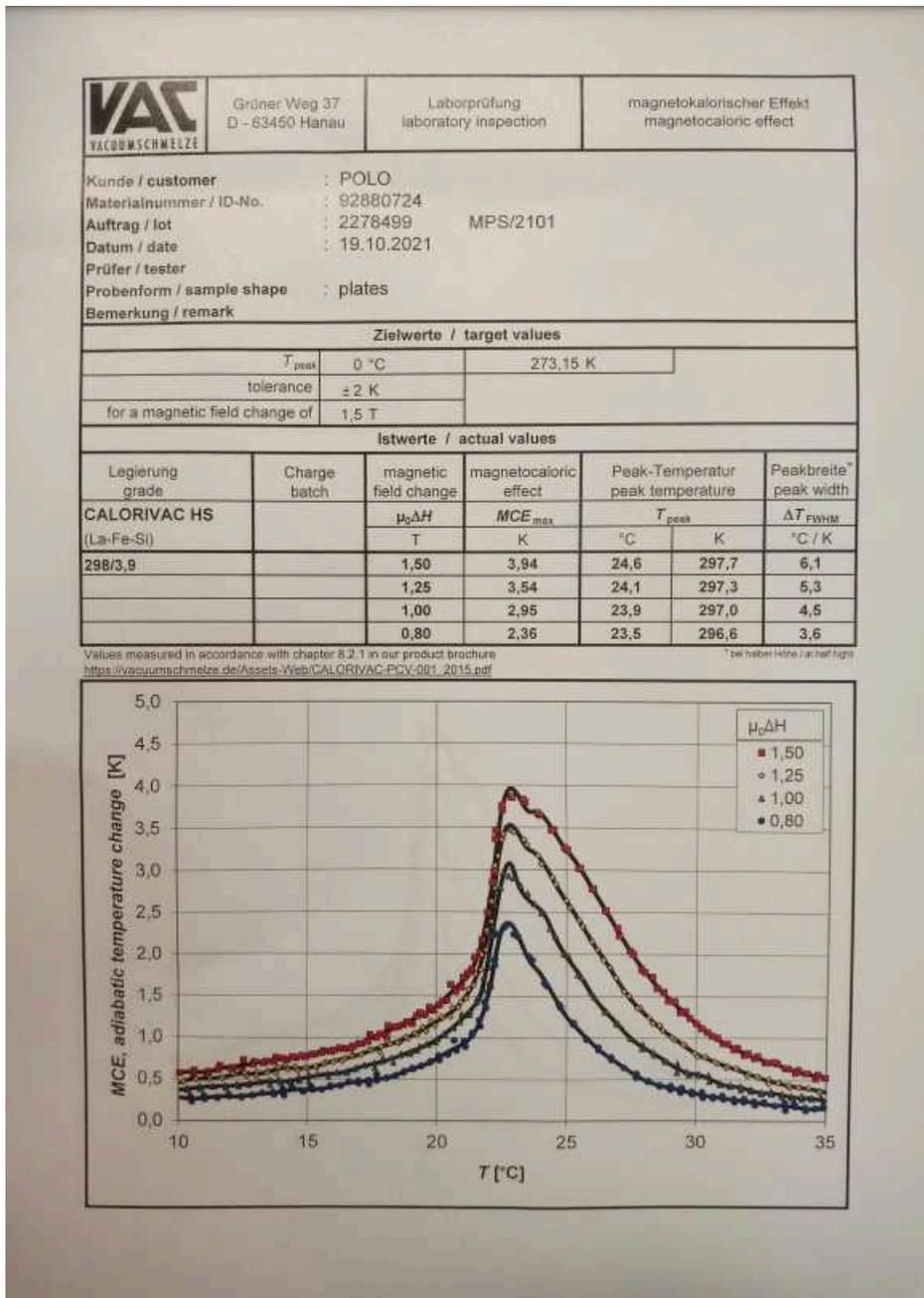


Figura 99 – Ficha técnica do bloco de $T_{Curie} = 297,7K$ utilizados na montagem do regenerador LTD081

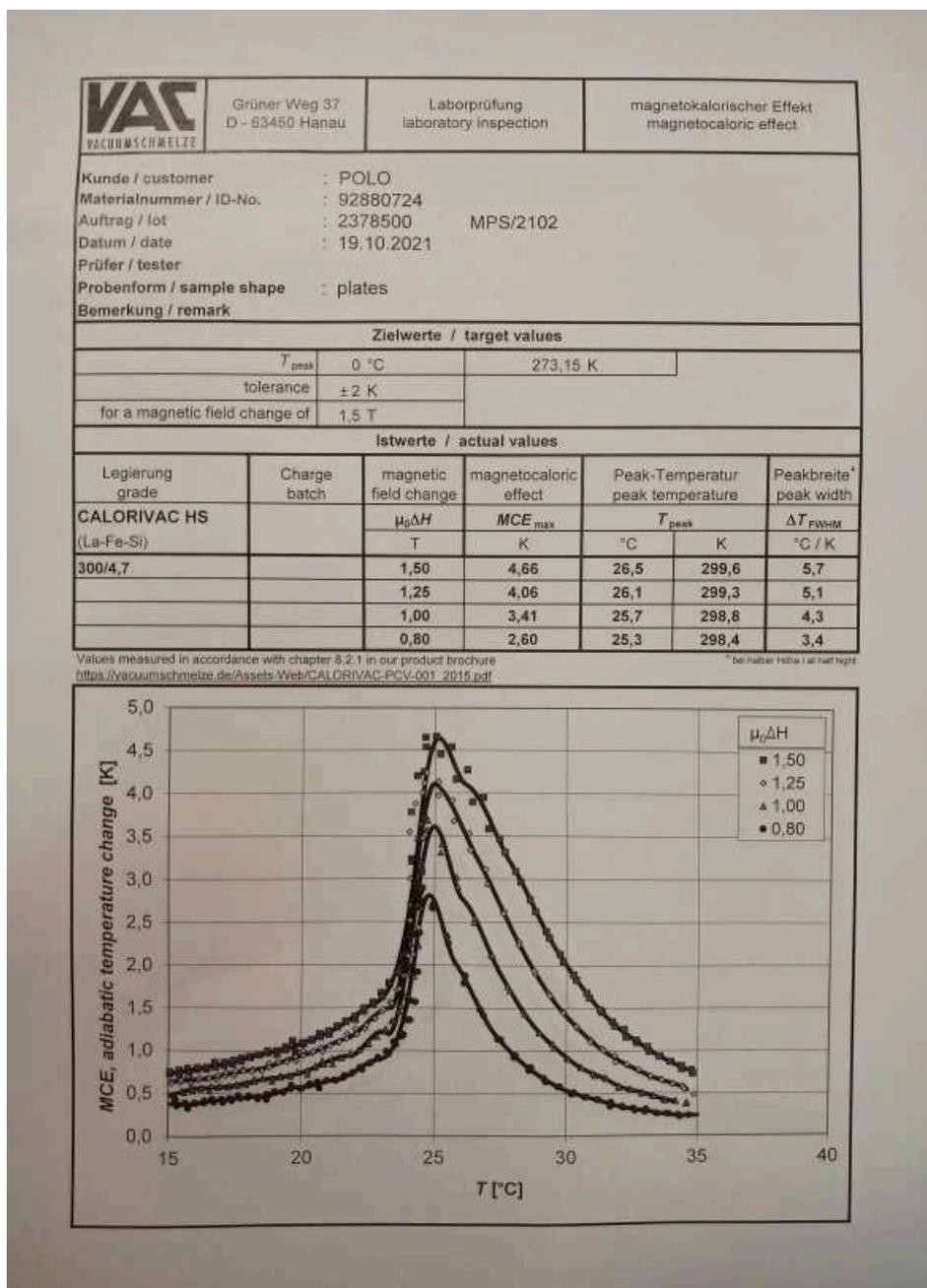


Figura 100 – Ficha técnica do bloco de $T_{Curie} = 299,6K$ utilizados na montagem do regenerador LTD081

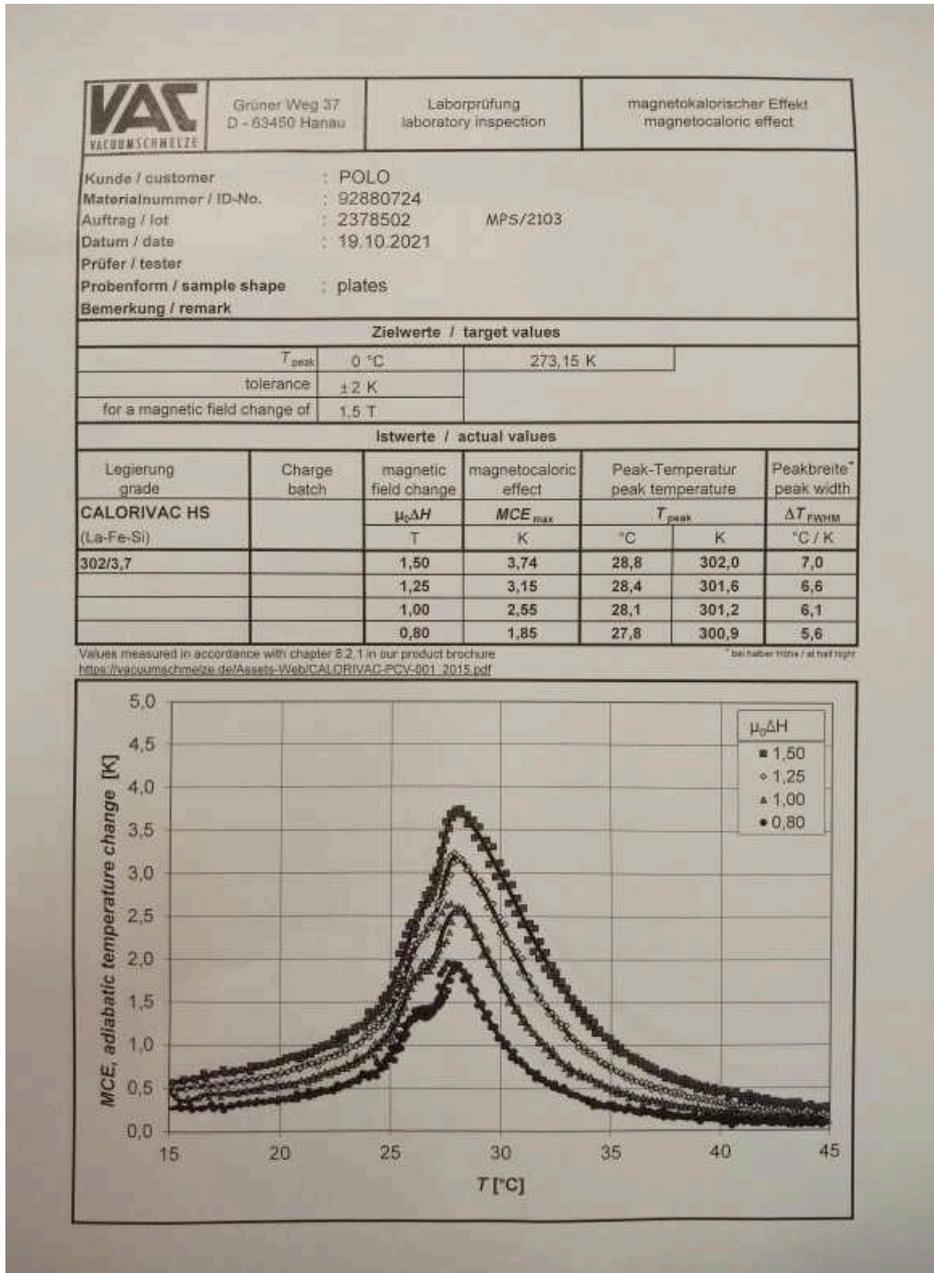


Figura 101 – Ficha técnica do bloco de $T_{Curie} = 302,0K$ utilizados na montagem do regenerador LTD081

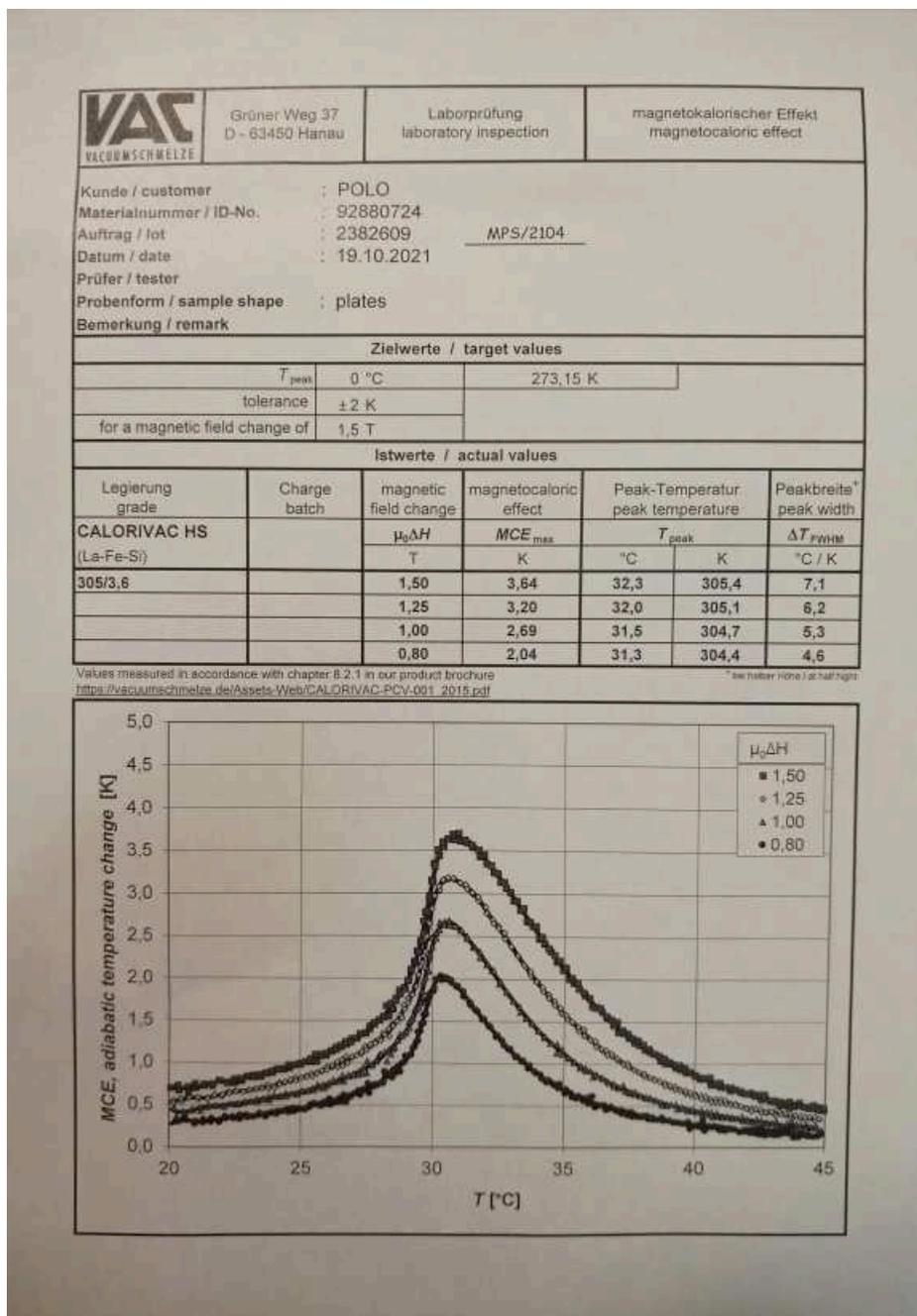
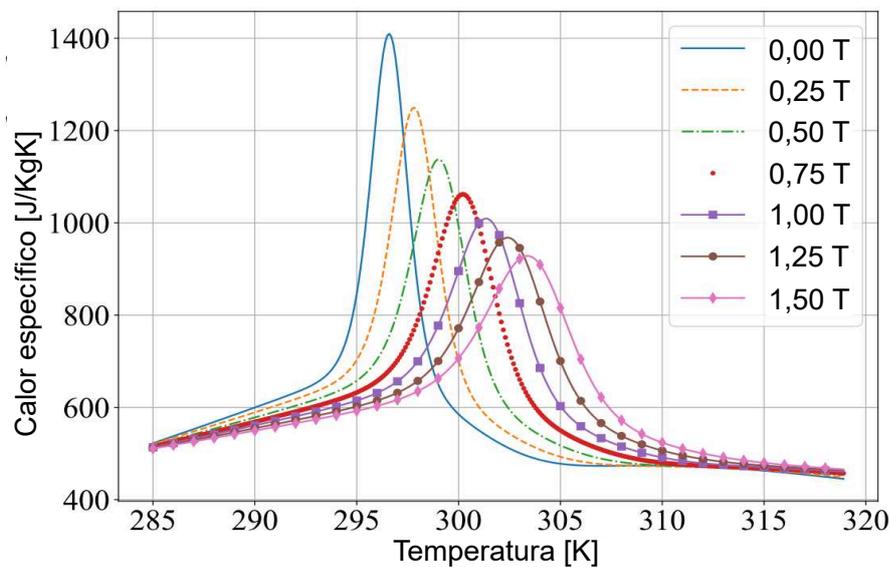


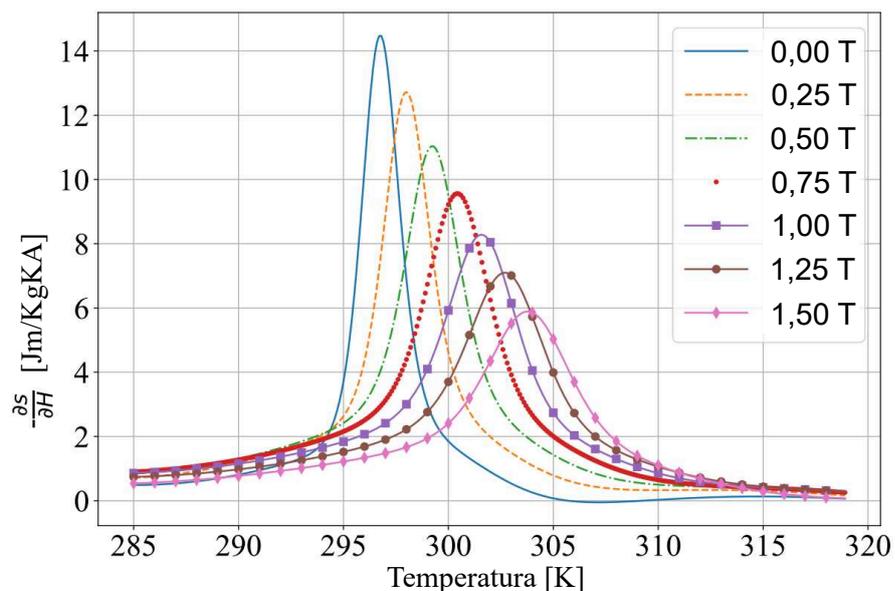
Figura 102 – Ficha técnica do bloco de $T_{Curie} = 305,4K$ utilizados na montagem do regenerador LTD081

APÊNDICE G – PROPRIEDADES DO MATERIAL MAGNETOCALÓRICO

Neste anexo são apresentados as propriedades utilizadas no modelo de RMA, para o cálculo do efeito magnetocalórico utilizando o método *Build-in*. As Figs. 103 (a) e 103 (b) mostram os perfis de calor específico e de $\frac{\partial s}{\partial h}$, respectivamente, para diferentes de temperatura e de indução magnética de um material magnetocalórico semelhante ao material do qual foram fabricados os canais de La-Fe-Si utilizados neste trabalho.



(a)



(b)

Figura 103 – Perfis de (a) Calor específico e de (b) $\frac{\partial s}{\partial H}$ usados no modelo de RMA. Adaptado de Vieira (2020).