

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**AVALIAÇÃO DE UMA ADEGA DOMÉSTICA SOB A
PERSPECTIVA DE DUAS TECNOLOGIAS DE
REFRIGERAÇÃO: COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPORES
E REFRIGERAÇÃO MAGNÉTICA**

SERGIO LUIZ DUTRA

FLORIANÓPOLIS
NOVEMBRO DE 2018

SERGIO LUIZ DUTRA

**AVALIAÇÃO DE UMA ADEGA DOMÉSTICA SOB A PERSPECTIVA DE
DUAS TECNOLOGIAS DE REFRIGERAÇÃO: COMPRESSÃO MECÂNICA
DE VAPORES E REFRIGERAÇÃO MAGNÉTICA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Jader Riso Barbosa Jr.

Co-orientadores: Jaime Andrés Lozano Cadena e
Guilherme Fidelis Peixer

Florianópolis
Novembro de 2018

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

Dutra, Sergio Luiz

Avaliação de uma adega doméstica sob a perspectiva de duas tecnologias de refrigeração: Compressão mecânica de vapores e Refrigeração magnética / Sergio Luiz Dutra ; orientador, Jader Riso Barbosa Jr., coorientador, Jaime Andrés Lozano, coorientador, Guilherme Fidelis Peixer, 2018.

124 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico,
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.


1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeração Magnética. 3. Trocadores de Calor. 4. Gabinete Refrigerado. 5. Regenerador Magnético-Ativo Emulado. I. Barbosa Jr., Jader Riso. II. Lozano, Jaime Andrés. III. Peixer, Guilherme Fidelis IV. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia Mecânica. V. Título.

SERGIO LUIZ DUTRA

**AVALIAÇÃO DE UMA ADEGA DOMÉSTICA SOB A PERSPECTIVA DE DUAS
TECNOLOGIAS DE REFRIGERAÇÃO: COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPORES
E REFRIGERAÇÃO MAGNÉTICA**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico e aprovado em sua forma final pela Comissão Examinadora e pelo Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis - SC, 06 de dezembro de 2018.

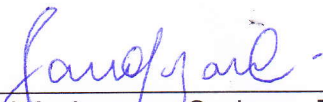


Prof. Carlos Enrique Niño Bohórquez, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

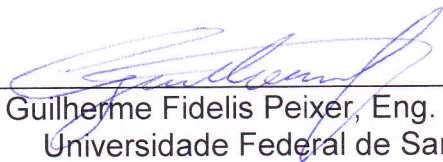
Comissão Examinadora:



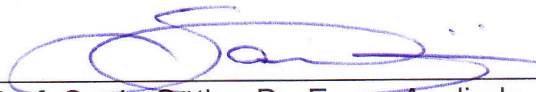
Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D - Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina



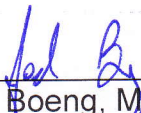
Jaime Andrés Lozano Cadena, Ph.D - Coorientador
Universidade Federal de Santa Catarina



Guilherme Fidelis Peixer, Eng. - Coorientador
Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Saulo Güths, Dr. Eng. - Avaliador
Universidade Federal de Santa Catarina



Joel Boeng, Ms. Eng. - Avaliador
Universidade Federal de Santa Catarina

*Dedico o trabalho aos meus pais, Sergio e Osnilda,
pelo apoio incondicional em todas as etapas da
minha vida. À minha família e amigos pela
inspiração, companherismo e motivação em busca
dos meus sonhos.*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Sergio e Osnila, que sempre me deram carinho, apoio emocional e suporte financeiro durante minha caminhada acadêmica. Agradeço de modo especial à minha mãe, que jamais mediu esforços em, literalmente, me arrancar da cama todos os dias de manhã. Obrigado mãe! Muitas vezes pensei em fraquejar, mas sua determinação me fez perseverar.

Ao Prof. Jader Riso Barbosa Jr. pela orientação deste trabalho e da grande maioria de minhas conquistas acadêmicas. Agradeço também pelos conhecimentos compartilhados e por ter confiado no meu potencial acadêmico desde meus primeiros anos de graduação.

Aos meus Coorientadores, Dr. Jaime Andrés Lozano Cadena e Eng. Guilherme Fidelis Peixer, pelo comprometimento, mentoria e conhecimentos transmitidos durante a execução desse trabalho.

Quero reconhecer a banca examinadora: Eng. Joel Boeng e Prof. Saulo Guths. Agradeço pelo tempo disponibilizado para avaliação do presente trabalho e por suas contribuições.

Agradeço o suporte financeiro fornecido pelo CNPq, Embraco e, em especial, ao Instituto Nacional em Ciência e Tecnologia (INCT) em Refrigeração e Termofísica (Polo).

Gostaria de destacar o grupo PoloMag, do qual sou integrante desde 2015 quando ingressei no Polo. Agradeço à Natália, pelo auxílio no desenvolvimento deste trabalho e pelos conselhos e momentos de descontração compartilhados. Ao meu amigo Alan, meu primeiro Coorientador no grupo, o qual sempre esteve disposto a me aconselhar e com quem compartilhei aprendizados e dificuldades da vida acadêmica e pessoal. Ao Guilherme, que além de Coorientador desse trabalho, tornou-se um grande amigo e conselheiro. À Gislaíne, com quem compartilhei inúmeros conhecimentos e aprendizados. E aos demais membros, Fábio, Victor, Ricardo, Laryssa, Mayara, Joana e Bernardo, vocês compõem um grupo diversificado, referência mundial na área de Refrigeração Magnética.

Sou grato também aos antigos membros do PoloMag. Ao Gusttav, meu colega de graduação, com quem compartilhei conhecimentos e inúmeros momentos de entretenimento. Ao Breno, pelo companherismo nos trabalhos acadêmicos e pelos momentos divertidos proporcionados. Ao Pedroca, pela excelente experiência técnica compartilhada e pela consolidação da nossa amizade oriunda dos tempos do Curso Técnico no IFSC. Aos demais ex-membros Jean, Laroza, Marcelo, Thiago, Manoel e Mário dos quais me recordo com carinho.

Reconheço todos os demais membros do Polo que, de certa forma, participaram da minha trajetória acadêmica. Em especial aos técnicos Jean, Amarelho, João, Bernardo e Jorge e ao Eng. Rodolfo, os quais auxiliaram de maneira efetiva na realização de parte dos experimentos do presente trabalho. Sou grato pela prestatividade do Eng. Joel, sempre disposto e entusiasmado com o andamento do projeto, inclusive disponibilizando trocadores de calor caracterizados em túnel de vento para utilização nesse trabalho.

Não poderia esquecer dos ilustres amigos de graduação, menção especial para Gianluca, Alexandre, Pedro e Yan, com quem compartilhei noites de estudos e diversão, vocês

fizeram e fazem parte de uma das melhores fases da minha vida. Quero agradecer individualmente ao Matheus Cé Machado, grande amigo que a graduação me proporcionou, com quem compartilhei momentos de tensão e apreensão durante a caminhada acadêmica. Mas, sem dúvida, os episódios de diversão e descontração vieram a compensar todo esforço despendido na remoção dos obstáculos. "Com certeza estás na minha lista de amigos para a vida."

Por fim, gostaria de agradecer o meu grupo de amigos da época de ensino médio, Pedro, Duda, Diogo, Juninho, Lina e aos meus primos, Pepi Legal e Alcides, que sempre procuraram entender minhas recusas e ausências às confraternizações por motivos acadêmicos.

Agradeço à todos os meus familiares que de alguma maneira sempre confiaram no meu potencial e depositaram esperanças no meu sucesso acadêmico e profissional.

“Se você quer os acertos, esteja preparado para os erros.” (Carl Yastrzemski)

RESUMO

Ao longo dos últimos anos, alguns protótipos de refrigeração magnética foram desenvolvidos, porém, costuma-se despendar pouca atenção à análise dos trocadores de calor e do compartimento refrigerado. Tais componentes têm grande influência no desempenho termodinâmico do sistema como um todo, impactando na definição dos pontos de operação do regenerador magnético-ativo (RMA) e, conseqüentemente, afetando os valores de capacidade de refrigeração e da diferença de temperatura alcançada entre as fontes do sistema. Em virtude disso, o presente trabalho busca avaliar experimentalmente a interação, promovida através de trocadores de calor, entre um gabinete refrigerado e um RMA emulado por meio de um aparato experimental. Inicialmente, a adega de vinhos doméstica, cujo sistema de refrigeração opera pelo princípio de compressão mecânica de vapores, foi avaliada em termos dos testes de fluxo de calor reverso, com intuito de obter a condutância térmica do global do mesmo, consumo de energia e tempo de *pull-down*. Na sequência, um aparato experimental foi desenvolvido para emular as condições de operação de um RMA, o mesmo condiciona o fluido de transferência de calor para que entre em contato com os trocadores de calor em condições similares ao que seria encontrado em uma aplicação real, rejeitando calor no trocador de calor quente e absorvendo calor no trocador de calor frio. Dois diferentes conjuntos de trocadores de calor e ventilador foram selecionados e analisados experimentalmente em diferentes condições de operação, com intuito de verificar a influência do conjunto no desempenho global do sistema. Os pontos de operação do RMA emulado são condicionados por dois circuitos hidráulicos, onde é possível efetuar controles da temperatura, através dos banhos térmicos, e da vazão mássica de entrada do fluido de trabalho no trocador de calor. Para emular a temperatura da fonte quente em todos os experimentos, conforme orienta a norma IEC 62552 (2015), a temperatura ambiente foi mantida em 25°C (298,15 K). O comportamento do sistema foi analisado em termos da diferença de temperatura observada entre as fontes e da temperatura média atingida no interior do compartimento refrigerado. Os resultados obtidos foram utilizados na validação de um modelo matemático desenvolvido por Peixer et al. (2018), o qual será aplicado na realização do projeto integrado de trocadores de calor e do RMA responsável por refrigerar o gabinete de uma adega de vinhos. As análises indicaram uma concordância satisfatória entre os resultados experimentais e numéricos.

Palavras-chave: Refrigeração Magnética, Trocadores de Calor, Gabinete Refrigerado, Regenerador Magnético-Ativo Emulado.

ABSTRACT

Even though several magnetic refrigerator prototypes have been developed throughout the years, few attention was given to the refrigerated cabinet and the heat exchangers. Such components have a large influence on the thermodynamic performance of the device as they dictate the operating point of the active magnetic regenerator (AMR) in terms of cooling capacity and temperature span. With that in mind, in this work, the performance of a wine storage cabinet and the heat exchangers emulated by an AMR was experimentally evaluated. Firstly, a commercial wine cooler based on mechanical steam compression was evaluated in terms of reverse heat leakage tests, to measure the overall thermal conductance, energy consumption and pull-down time, time to achieve steady state conditions starting in thermal balance with the surrounding. After that, an experimental test apparatus was developed to emulate the operating conditions of the heat transfer fluid that would be provided to the heat exchangers by an hypothetical AMR to refrigerate a cabinet. Two different sets of heat exchangers and fans were designed and evaluated at different operating conditions to understand their influence on the overall system performance. The emulated operating conditions of the AMR are set by two hydraulic circuits that are connected to temperature controlled baths and control the mass flow rate and the temperature of the fluid entering the heat exchangers. To emulate the hot source temperature, in all experiments, the room temperature was maintained at 25°C (298.15 K), as guides the standard IEC 62552 (2015). The performance of the system was evaluated in terms of source temperature span and the average temperature of the refrigerated cabinet. Such temperatures were employed to validate a mathematical model developed by Peixer et al. (2018) to perform the integrated design of the heat exchangers and the AMR that will refrigerate the cabinet. The analyses indicated a satisfactory agreement between the experimental results and the numerical prediction for steady state conditions.

Keywords: Magnetic Refrigeration, Heat Exchangers, Refrigerated Cabinet, Emulating an Active Magnetic Regenerator.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática dos processos que caracterizam um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.	31
Figura 2 – Representação esquemática dos componentes utilizados em um ciclo padrão de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.	32
Figura 3 – Representação dos dois processos fundamentais para caracterização do EMC em um diagrama T-S. Adaptado de Nakashima (2017).	36
Figura 4 – Análise da reversibilidade do efeito magnetocalórico para uma amostra de gadolínio comercial através da magnetização e desmagnetização quase instantâneas. Adaptado de Trevizoli et al. (2012).	38
Figura 5 – Representação em diagrama T-S de um material magnetocalórico submetido ao ciclo termomagnético de Brayton. (TREVIZOLI, 2015) (NAKASHIMA, 2017).	39
Figura 6 – Representação esquemática do ciclo termomagnético regenerativo de Brayton. Adaptado de Barbosa Jr., Lozano e Trevizoli (2014).	40
Figura 7 – Perfis de temperatura axial no RMA. Adaptado de Barbosa Jr., Lozano e Trevizoli (2014).	41
Figura 8 – Modelo esquemático do acoplamento entre RMA, ou AMR em inglês, e trocadores de calor. Adaptado de Calomeno et al. (2016).	42
Figura 9 – Análise da influência do UA dos trocadores de calor na performance do RMA. Adaptado de Calomeno et al. (2016).	43
Figura 10 – Influência do parâmetro εC^* do trocador de calor no desempenho do RMA em termos da capacidade de refrigeração e da diferença de temperatura do regenerador. Adaptado de Peixer et al. (2018).	46
Figura 11 – Análise da capacidade de refrigeração líquida em função da potência consumida pelo ventilador para diferentes trocadores de calor. Adaptado de Peixer et al. (2018).	47
Figura 12 – Adega de vinhos doméstica modelo BZB31AEBNA. Adaptado do Manual do produto.	49
Figura 13 – Diagrama esquemático dos sistemas de refrigeração e controle de temperaturas do produto.	51
Figura 14 – Instrumentação do gabinete durante os testes de caracterização do produto comercial. Vista frontal, à direita, e vista lateral em corte, à esquerda.	52
Figura 15 – Instrumentação do gabinete durante os testes junto ao aparato experimental. Vista frontal, à direita, e vista lateral em corte, à esquerda.	53
Figura 16 – Representação esquemática da câmara de testes (THIESSEN, 2015).	54
Figura 17 – Representação da interpolação para computar o valor do consumo de energia. Adaptado de Thiessen (2015).	57

Figura 18 – Representação esquemática do volume de controle para aplicação do balanço de energia durante os testes de fluxo de calor reverso.	59
Figura 19 – Visão geral do aparato experimental.	62
Figura 20 – Diagrama hidráulico dos circuitos frio e quente do aparato experimental. A Tabela 6 auxilia no entendimento dos componentes dos circuitos.	63
Figura 21 – Comportamento da temperatura média do ar e das garrafas para ambos os compartimentos do gabinete #1, temperatura de referência de 8°C (281,15 K).	72
Figura 22 – Comportamento da temperatura média do ar e da porta para ambos os compartimentos do gabinete #1 em teste sem a presença do carregamento, temperatura de referência de 8°C (281,15 K).	73
Figura 23 – Comportamento da temperatura média do ar e da porta para ambos os compartimentos do gabinete #2 em teste sem a presença do carregamento, temperatura de referência de 8°C (281,15 K).	73
Figura 24 – Leitura dos termostatos dos dois compartimentos do gabinete #1, temperatura de referência de 8°C (281,15 K): (a) teste completo; (b) período de 5 horas em regime cíclico periódico.	74
Figura 25 – Leitura dos termostatos dos dois compartimentos do gabinete #2, temperatura de referência de 8°C (281,15 K): (a) teste completo; (b) período de 5 horas em regime cíclico periódico.	74
Figura 26 – Leitura do consumo de potência do produto e do compressor do gabinete #1, temperatura de referência de 8°C (281,15 K): (a) teste completo; (b) período de 5 horas em regime cíclico periódico.	75
Figura 27 – Leitura do consumo de potência do produto e do compressor do gabinete #2, temperatura de referência de 8°C (281,15 K): (a) teste completo; (b) período de 5 horas em regime cíclico periódico.	75
Figura 28 – Comportamento das temperaturas e da potência consumida durante o teste de <i>pull-down</i> sem carregamento.	78
Figura 29 – Comportamento das temperaturas e da potência consumida durante o teste de <i>pull-down</i> com carregamento.	79
Figura 30 – Comparativo entre os experimentos em RP realizados por dois operadores e a previsão do modelo. (a) Temperatura média do gabinete; (b) Diferença de temperatura entre as fontes.	81
Figura 31 – Comparativo entre os valores da capacidade de refrigeração e da carga térmica total com as previsões do modelo para os testes em RP.	82
Figura 32 – Temperatura média experimental do ar e das garrafas no interior do gabinete nos testes em RT com e sem carregamento.	83
Figura 33 – Capacidade de refrigeração, carga térmica total e as previsões do modelo para os testes em RP com vazão do fluido de transferência de calor de 40 kg/h.	84
Figura 34 – Temperatura média do ar e da superfície interna do gabinete durante os testes com e sem a operação do <i>HHEx</i>	85

Figura 35 – Comparativo entre a previsão do modelo para a temperatura média do ar no interior do gabinete e para os experimentos realizados com o ventilador posicionado a montante e a jusante do <i>CHEx</i>	86
Figura 36 – Distribuição de temperaturas e a temperatura média no interior do gabinete durante os testes com ventilador insuflando e sugando o ar.	87
Figura 37 – Comparativo entre os experimentos em RP realizados para os dois conjuntos trocador de calor e ventilador. (a) Temperatura média do gabinete; (b) Diferença de temperatura entre as fontes.	88
Figura 38 – Comparativo, em termos da capacidade de refrigeração em RP, entre as previsões do modelo e os resultados experimentais para os conjuntos trocador de calor e ventilador analisados.	89
Figura 39 – Comparativo dos testes em RT com e sem carregamento para os dois conjuntos trocador de calor e ventilador analisados.	90
Figura 40 – Fluxograma para cálculo do consumo de energia em regime cíclico periódico.	101
Figura 41 – Fluxograma para cálculo da incerteza expandida do consumo de energia em regime cíclico periódico.	101
Figura 42 – Fluxograma para cálculo da condutância térmica global do gabinete.	102
Figura 43 – Fluxograma para cálculo da incerteza expandida da condutância térmica global do gabinete.	102
Figura 44 – Fluxograma para cálculo da capacidade de refrigeração através do balanço de energia na corrente do fluido de trabalho.	103
Figura 45 – Fluxograma para cálculo da incerteza expandida da capacidade de refrigeração através do balanço de energia na corrente do fluido de trabalho.	103
Figura 46 – Fluxograma para cálculo da carga térmica imposta pelo ambiente externo ao compartimento refrigerado.	103
Figura 47 – Fluxograma para cálculo da incerteza expandida da carga térmica imposta pelo ambiente externo ao compartimento refrigerado.	104
Figura 48 – Determinação do ponto de operação para os dois trocadores de calor operando com o ventilador disponível. (a) C.TAL.015; (b) C.TAL.016 (BOENG, 2018).	106
Figura 49 – <i>UA</i> resultante para os dois trocadores de calor operando com o ventilador disponível. (a) C.TAL.015; (b) C.TAL.016 (BOENG, 2018).	106
Figura 50 – Análise da influência da vazão de fluido de trabalho no desempenho do sistema, trocador C.TAL.015. (a) 40 kg/h; (b) 200 kg/h.	107
Figura 51 – Análise da influência da vazão de fluido de trabalho no desempenho do sistema, trocador C.TAL.016. (a) 40 kg/h; (b) 200 kg/h.	108
Figura 52 – Análise do comportamento aproximado dos trocadores <i>Roll-bond</i> do produto operando com o fluido de trabalho do aparato experimental.	112
Figura 53 – Especificações técnicas do trocador de calor C.TAL.015.	115
Figura 54 – Especificações técnicas do trocador de calor C.TAL.016.	117
Figura 55 – Catálogo do ventilador (BS-fan).	119

Figura 56 – Imagens relativas aos procedimentos das Etapas 1 e 3 para caracterização do produto comercial. (a) Sem carregamento; (b) Com carregamento. . . .	121
Figura 57 – Imagens relativas aos procedimentos da Etapa 2 para caracterização do produto comercial.	121
Figura 58 – Imagens do aparato experimental desenvolvido acoplado ao gabinete refrigerado.	122

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Principais características do produto.	50
Tabela 2 – Parâmetros para realização dos experimentos da Etapa 1 (<i>Baseline</i>).	60
Tabela 3 – Parâmetros para realização dos experimentos da Etapa 2.	60
Tabela 4 – Parâmetros para realização dos experimentos da Etapa 3.	61
Tabela 5 – Incerteza expandida máxima para as principais variáveis envolvidas na caracterização do produto comercial.	61
Tabela 6 – Legenda dos componentes do circuito hidráulico exposto na Figura 20.	63
Tabela 7 – Detalhamento da instrumentação do aparato experimental.	65
Tabela 8 – Principais componentes dos sistema de aquisição de dados.	65
Tabela 9 – Incerteza expandida máxima para as principais variáveis envolvidas nos testes realizados junto ao aparato experimental.	67
Tabela 10 – Parâmetros constantes para os experimentos previstos no plano de testes.	68
Tabela 11 – Parâmetros para realização dos experimentos da etapa de testes preliminares.	69
Tabela 12 – Parâmetros para realização dos experimentos da segunda e terceira etapas dos testes de avaliação do gabinete acoplado ao aparato experimental.	70
Tabela 13 – Consumo de energia para os gabinetes #1 e #2 sem carregamento, temperatura ambiente de 25°C (298,15 K).	76
Tabela 14 – Consumo de energia para o gabinete #1 com carregamento, temperatura ambiente de 25°C (298,15 K).	77
Tabela 15 – Parâmetros experimentais utilizados para obtenção do <i>UA</i> do gabinete #1.	77
Tabela 16 – Parâmetros experimentais utilizados para obtenção do <i>UA</i> do gabinete #2.	77
Tabela 17 – Resultados de condutância térmica global para os gabinetes #1 e #2.	77
Tabela 18 – Resultados da análise termodinâmica para os gabinetes #1 e #2.	79
Tabela 19 – Resultados da análise termodinâmica para os gabinetes #1 e #2 considerando as temperaturas experimentais.	80
Tabela 20 – Variáveis manipuláveis do aparato experimental.	105
Tabela 21 – Componentes disponíveis para diversificação dos testes.	106
Tabela 22 – Matriz de seleção do gabinete para acoplar ao aparato experimental.	110
Tabela 23 – Valores dos parâmetros utilizados para as avaliações da seção de análise térmica.	111

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos

\vec{B}	Densidade de fluxo magnético [T]
C^*	Razão entre as taxas de capacidade térmica
COP_{Carnot}	Coefficiente de performance de Carnot
C_p	Calor específico a pressão constante [J/kgK]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/h]
q_a	Vazão volumétrica de ar [cfm]
\dot{Q}_F^{HEX}	Capacidade de refrigeração [W]
\dot{Q}^{UA}	Carga térmica imposta ao gabinete [W]
S	Entropia [J/K]
T	Temperatura [K]
T_c	Temperatura de Curie [K]
T_{ag}	Temperatura do fluido de trabalho [K]
T_{ar}	Temperatura do ar [K]
U	Incerteza expandida
u	Incerteza combinada
UA	Condutância térmica global [W/K]
UA_{gab}	Condutância térmica global do gabinete [W/K]
\overline{W}	Potência consumida ou dissipada [W]
C	Taxa de capacidade térmica [W/K]
ΔS	Varição de entropia [J/K]
ΔT	Varição de temperatura [K]
ΔT_{ad}	Varição de temperatura adiabática [K]

Letras Gregas

$\eta_{2\text{nd}}$	Eficiência de segunda lei
---------------------	---------------------------

ε Efetividade

Subscritos e Sobrescritos

A-CHEx Relativo ao trocador de calor auxiliar frio

ag Relativo ao fluido de trabalho do circuito frio

agq Relativo ao fluido de trabalho do circuito quente

A-HHEx Relativo ao trocador de calor auxiliar quente

amb Relativo ao ambiente externo

ar Relativo ao ar no interior do gabinete

banho Relativo ao banho térmico

C Relativo ao lado frio do sistema

CE Relativo à temperatura do fluido deixando o RMA no lado frio

CHEx Relativo ao trocador de calor frio

dg Relativo à *dog house*

e entrada

ele Relativo à configuração eletrônica

F Relativo ao lado frio do sistema

gab Relativo ao gabinete

gar Relativo às garrafas

HE Relativo à temperatura do fluido saindo do regenerador no lado quente

H Relativo ao lado quente do sistema

HHEx Relativo ao trocador de calor quente

inf Relativo à localização inferior

máx Relativo ao valor máximo

meio Relativo à localização central

mg Relativo à configuração magnética

mín Relativo ao valor mínimo

Q Relativo ao lado quente do sistema

rede Relativo à rede cristalina

reg Relativo às extremidades do regenerador
span Relativo às fontes do sistema
s saída
sup Relativo à localização superior
sys Relativo ao sistema
v Relativo ao ventilador

Abreviações

A-CHEx Trocador de calor auxiliar frio
A-HHEx Trocador de calor auxiliar quente
CE Consumo de energia
CHEx Trocador de calor frio
COP Coeficiente de performance
EMC Efeito magnetocalórico
HHEx Trocador de calor quente
NUT Número de unidades de transferência
RMA Regenerador magnético-ativo
RP Regime permanente
RT Regime transiente

CONTEÚDO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	Motivação	26
1.2	Objetivos	28
1.3	Estrutura do trabalho	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
2.1	Sistema de refrigeração convencional	31
2.1.1	Caracterização de refrigeradores domésticos	33
2.2	Refrigeração magnética	35
2.2.1	Efeito magnetocalórico (EMC)	35
2.2.2	Regeneradores magnético-ativos (RMAs)	37
2.2.3	Influência dos trocadores de calor no desempenho de refrigeradores magnéticos	40
3	MÉTODO EXPERIMENTAL	49
3.1	Descrição do produto	49
3.1.1	Instrumentação do gabinete	51
3.2	Caracterização da adega de vinhos comercial	53
3.2.1	Câmara de testes	54
3.2.2	Teste de pull-down	55
3.2.3	Teste de consumo de energia	56
3.2.4	Teste de fluxo de calor reverso	58
3.2.5	Análise termodinâmica da adega de vinhos comercial	59
3.2.6	Plano de testes	60
3.3	Acoplamento gabinete e RMA emulado	61
3.3.1	Bancada experimental	61
3.3.2	Procedimento experimental	65
3.3.2.1	Regime permanente (RP)	65
3.3.2.2	Regime transiente (RT)	67
3.3.3	Plano de testes	68
4	RESULTADOS	71
4.1	Caracterização do produto comercial	71
4.1.1	Etapa 1 - <i>Baseline</i>	71
4.1.2	Etapa 2 - Fluxo de calor reverso	76
4.1.3	Etapa 3 - <i>Pull-down</i> sem atuação dos termostatos	78
4.1.4	Análise termodinâmica da adega de vinhos comercial	78
4.2	Acoplamento gabinete e RMA emulado	80
4.2.1	Testes preliminares	81
4.2.2	Testes complementares	83
4.2.2.1	Influência da vazão mássica na determinação de \dot{Q}_F^{HEX}	83

4.2.2.2	Influência da operação do <i>HHEx</i> no comportamento do aparato experimental	84
4.2.2.3	Influência da posição do ventilador no comportamento da temperatura interna do gabinete	85
4.2.3	Comparativo entre os CHEx experimentados	87
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	91
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	93
	BIBLIOGRAFIA	95
	APÊNDICE A INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	99
A.1	Fundamentação teórica	99
A.2	Caracterização do produto comercial	101
A.3	Bancada experimental	102
	APÊNDICE B PLANEJAMENTO DOS TESTES DO APARATO EXPERIMENTAL	105
B.1	Variáveis manipuláveis	105
B.2	Análise das variáveis inerentes ao aparato	107
	APÊNDICE C SELEÇÃO DO GABINETE PARA ACLOPAR AO APARATO EXPERIMENTAL	109
	APÊNDICE D EVAPORADORES DO PRODUTO OPERANDO JUNTO AO APARATO EXPERIMENTAL	111
	APÊNDICE A DESENHO TÉCNICO DO TROCADOR DE CALOR C.TAL.015	115
	ANEXO B DESENHO TÉCNICO DO TROCADOR DE CALOR C.TAL.016	117
	ANEXO C DADOS DO VENTILADOR	119
	ANEXO D IMAGENS DOS PROCEDIMENTOS DE TESTE	121

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração é o processo pelo qual a temperatura de corpos e fluidos pode ser reduzida a valores inferiores ao do ambiente em que estão inseridos. Para isso, calor é absorvido de um local em temperatura mais baixa e rejeitado em outro a uma temperatura mais alta. Os primeiros sistemas artificiais de refrigeração foram produzidos a partir da segunda década do século XIX. Anteriormente, a refrigeração por fontes naturais era o princípio utilizado principalmente para conservação de alimentos. Blocos de gelo eram extraídos de montanhas ou lagos congelados e transportados até as cidades para abastecer os "refrigeradores" da época, chamados de "*Ice-Boxes*"¹ (GOSNEY, 1982).

Os progressos na área de refrigeração possibilitaram um grande avanço tecnológico, tendo impacto no desenvolvimento das indústrias e da sociedade nos últimos séculos. Sistemas de refrigeração são utilizados tanto em aplicações domésticas para conservação de alimentos e condicionamento de ar, quanto para aplicações industriais dos mais variados ramos, como hospitalares e de produtos químicos, por exemplo.

Devido às leis da termodinâmica é necessário que sejam utilizados ciclos termodinâmicos para que tais sistemas sejam factíveis por meio de máquinas térmicas. Os ciclos termodinâmicos que operam com o princípio de compressão e expansão mecânica de fluidos são os mais consolidados e aplicados até os dias atuais. Esses ciclos são embasados na mudança de temperatura observada na compressão ou expansão de um fluido, o que viabiliza rejeição e absorção de calor para dois ambientes em diferentes temperaturas.

Nos dias atuais os refrigeradores deixaram de ser um artigo de luxo e se tornaram uma necessidade. As pesquisas e avanços tecnológicos proporcionaram, ao longo do tempo, uma redução considerável no preço dos mesmos. Além disso, tornou-se possível a otimização da eficiência e a diminuição do consumo energético, tanto para se adequar as condições mais restritivas impostas pelas normas, quanto para atender o requisito do consumidor que visa a economia no consumo de energia elétrica. No entanto, em busca de maiores patamares de eficiência e menor possibilidade de impacto ambiental, a busca por tecnologias emergentes tem sido reforçada.

Ainda com a aplicação dominante dos sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores, nota-se uma crescente busca por diferentes soluções para aplicações residenciais e comerciais. Com isso, nas últimas décadas, as tecnologias alternativas de refrigeração ganharam maior força e incentivos. O crescente anseio pela aplicação de tecnologias alternativas se deve ao fato da grande pressão imposta à utilização dos fluidos refrigerantes empregados nos sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores, os quais são, em sua maioria, inflamáveis ou ofensivos ao meio ambiente tendo impacto sobre a deterioração da camada de ozônio e o agravamento do aquecimento global. Devido a isso, nos últimos anos, a utilização de alguns fluidos refrigerantes acabou sendo banida.

¹ Caixa de gelo, uma espécie de armário de madeira onde os blocos de gelo eram colocados na parte superior e os alimentos na parte inferior, esses eram resfriados através do princípio de convecção natural.

No ramo das tecnologias alternativas de produção de frio, a refrigeração magnética vem se destacando nos últimos tempos como uma das mais prometedoras (NAKASHIMA, 2017). As máquinas térmicas que operam fundamentadas nessa tecnologia tem seu ciclo termodinâmico baseado no efeito magnetocalórico (EMC), o qual é entendido como a resposta térmica apresentada por alguns materiais ao serem expostos a uma variação do campo magnético aplicado.

Um dos principais argumentos para a aplicação da refrigeração magnética está relacionado à reversibilidade apresentada pelo efeito magnetocalórico para os materiais conhecidos. Essa característica apresentada pelo material refrigerante faz com que os sistemas térmicos que empregam o EMC apresentem potencial para operar com alta eficiência energética, mantendo as condições de operação necessárias, em termos de resfriamento, com baixo consumo energético. Em relação ao impacto ambiental, devido à utilização de refrigerantes sólidos, não existe o risco de vazamentos ou contaminação do ambiente. Além disso, existe a possibilidade de reciclagem dos materiais magnéticos, utilizados como refrigerantes e no circuito magnético, ao fim do ciclo de vida do produto (KITANOVSKI et al., 2015). Sendo assim, a aplicação de sistemas de refrigeração magnética se apresenta potencialmente vantajosa tanto do ponto de vista de impacto ambiental quanto em relação à eficiência termodinâmica e, conseqüentemente, ao consumo energético.

1.1 Motivação

A descoberta do EMC, apesar de relatos anteriores, é oficialmente atribuída a Weiss e Piccard que em 1917 observaram variações de temperatura de natureza reversível no níquel (SMITH et al., 2012). Contudo, a utilização desse princípio em sistemas de refrigeração ficou restrita a aplicações em criogenia e obtenção de temperaturas abaixo de 20 K durante seus primeiros estágios de desenvolvimento (PECHARSKY; GSCHNEIDER JR., 1999). Apenas em 1976, após o trabalho pioneiro de Brown, este princípio passou a ser utilizado em aplicações de refrigeração próximas da temperatura ambiente (KITANOVSKI et al., 2015). Tal avanço foi possível após a descoberta do EMC no elemento gadolínio (Gd), o qual apresenta um valor máximo do EMC em torno de 20°C (293,15 K), o que possibilitou a operação de tais sistemas para aplicações de refrigeração próximas à temperatura ambiente, alavancando as pesquisas relacionada à essa tecnologia inovadora.

Em 1982, Barclay e Steyert propuseram uma configuração denominada de regenerador magnético-ativo (RMA), onde o material magnetocalórico era utilizado como refrigerante sólido e matriz regenerativa, sendo atravessado por um escoamento oscilatório de um fluido de trabalho que promovia o contato entre as fontes de calor (BARCLAY; STEYERT, 1982). Tal configuração é largamente utilizada até os dias atuais em protótipos de sistemas de refrigeração magnética. Em seguida, o grande avanço na tecnologia de refrigeração magnetocalórica se deve a descoberta de Pecharsky e Gschneider Jr. (1997), os quais observaram o EMC Gigante no $Gd_5Si_2Ge_2$, despertando maior interesse tanto da indústria quanto da comunidade acadêmica pelos desenvolvimentos e estudos ligados à refrigeração magnética (SMITH et

al., 2012).

Desde aquele momento, estudos foram realizados por mais de 40 grupos de pesquisa ao redor do mundo, com enfoque em desenvolvimento de novos materiais, projeto e análise de circuitos magnéticos, otimização de regeneradores e desenvolvimento de sistemas hidráulicos, tendo resultado em diversos protótipos produzidos globalmente (KITANOVSKI et al., 2015). Mesmo após anos de pesquisa e desenvolvimento em todos os componentes do sistema, a refrigeração magnetocalórica ainda não é comercialmente utilizada, sendo restrita a protótipos em escala laboratorial. Tal desfecho, deve-se ao fato de que os protótipos desenvolvidos até o momento não alcançaram os resultados esperados em termos de desempenho para as aplicações domésticas (LOZANO et al., 2016). Ademais, eles têm tido pouco enfoque nos componentes auxiliares do sistema de refrigeração, em especial trocadores de calor e sua interação principalmente com o compartimento refrigerado, Calomeno et al. (2016) e Peixer et al. (2018) iniciaram estudos com relação a tal relação. Ainda assim, as perdas e o consumo energético nesses componentes muitas vezes são desconsideradas, mesmo representando uma parcela relativamente alta das irreversibilidades em sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor, a qual apesar de ser mais consolidada ainda procura soluções para diminuir tais detrimientos.

No Brasil, destaca-se o grupo de pesquisa em refrigeração magnetocalórica do PoloMag, dos Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Polo, da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), o qual vem realizando pesquisas na área há mais de uma década. Dentre os principais trabalhos desenvolvidos pela equipe estão um protótipo de um sistema de refrigeração magnética do tipo rotativo (LOZANO et al., 2016), um modelo matemático para simulação numérica de RMAs (TREVIZOLI; NAKASHIMA; BARBOSA JR., 2016) e uma bancada para avaliação experimental de RMAs (TREVIZOLI et al., 2016). Atualmente, o grupo trabalha no desenvolvimento de uma adega de vinhos doméstica que opere por meio de um sistema de refrigeração magnética compacto e com um consumo energético comparável ao de uma adega convencional.

O projeto de pesquisa é realizado em parceria com a Embraco e a Embrapii. Foi selecionado uma adega de vinhos referência (*baseline*) no mercado para embasar o projeto da adega magnética. Os requisitos de aplicação da adega magnética demandam que a mesma opere com uma diferença de temperatura de 20 K, com a fonte quente, ambiente externo, em 25°C (298,15 K) e a fonte fria, compartimento refrigerado, em 5°C (278,15 K). Portanto, torna-se necessário conhecer o produto referência, a adega de vinhos comercial, em termos de consumo energético, qualidade do isolamento térmico do gabinete e tempo de *pull-down*, ou seja, é crucial entender o comportamento termodinâmico do produto de um modo geral. Tais informações serão usadas como insumos para o projeto do sistema de refrigeração magnética (RMA, circuito magnético e trocadores de calor), sendo que este deve fornecer a capacidade de refrigeração necessária para que o sistema opere com a diferença de temperatura desejada entre as fontes, mantendo o consumo energético equiparável ao da uma adega de vinhos doméstica referência (*baseline*).

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem o objetivo de avaliar o comportamento do gabinete de uma adega de vinhos doméstica sobre a perspectiva de dois sistemas de refrigeração diferentes. Primeiramente, será caracterizada uma adega de vinhos comercial visando construir uma base de dados acerca do estado da arte desse tipo de produto operando com um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores. Em seguida, o estudo se direciona para a avaliação da influência do conjunto gabinete e trocadores de calor no desempenho de um regenerador magnético-ativo emulado através de uma bancada experimental. Sendo assim, torna-se necessário desenvolver uma análise de possíveis trocadores de calor aplicáveis à soluções de refrigeração por meio da tecnologia de refrigeração magnética.

O estudo aqui realizado visa fomentar, em termos dos requisitos necessários com relação aos trocadores de calor e ao compartimento refrigerado, a condição alvo para o desenvolvimento de adegas de vinhos operando com um sistema de refrigeração magnética. Para isso, uma caracterização *baseline* foi realizada em uma adega de vinhos comercial para entender o que se encontra disponível no mercado. Além disso, esse trabalho busca auxiliar no preenchimento de lacunas existentes na literatura referentes à refrigeração magnética com relação à interface de interação entre os trocadores de calor e o compartimento refrigerado, neste caso o gabinete comercial. Buscam-se ajustes para um modelo numérico analítico desenvolvido por Peixer et al. (2018) que simula, em regime permanente, a interação entre o RMA, trocadores de calor e o compartimento refrigerado e gera uma condição de contorno ao modelo de simulação de RMAs desenvolvido por Trevizoli et al. (2016). Ademais, os resultados obtidos através dos experimentos conduzidos no presente trabalho, também, foram utilizados como insumo para a validação do modelo numérico proposto por Calomeno (2018).

Além disso, as análises aqui desenvolvidas servirão como base na seleção de trocadores de calor aplicáveis a uma adega de vinhos doméstica que irá operar com um sistema de refrigeração magnética. Portanto, busca-se construir uma base sólida de informações acerca da interação entre RMA, trocadores de calor e o compartimento refrigerado que possa servir como documento guia ao projeto de futuros refrigeradores magnéticos.

Visando alcançar o objetivo geral são propostos os seguintes objetivos específicos:

- Caracterizar uma adega de vinhos doméstica comercial, segundo as recomendações da norma IEC 62552 (2015), através de testes de consumo de energia, de tempo de *pull-down* e da condutância térmica global do gabinete;
- Desenvolver uma bancada experimental que seja capaz de emular a operação de um RMA em diferentes pontos de operação;
- Acoplar a bancada experimental ao gabinete comercial e realizar testes de desempenho para diferentes conjuntos de trocadores de calor e ventiladores;
- Validar experimentalmente um modelo térmico desenvolvido por Peixer et al. (2018), o qual simula o comportamento do sistema gabinete e trocadores de calor para aplicações

de refrigeração magnética;

- Construir mapas de desempenho para conjuntos de trocadores de calor e ventiladores vinculados a um RMA emulado, com intuito de verificar o comportamento físico dos mesmos em contato com um gabinete real.

1.3 Estrutura do trabalho

O presente trabalho é dividido em cinco capítulos. O Capítulo 2 - *Revisão Bibliográfica* - busca elucidar a evolução e a importância dos testes de caracterização de refrigeradores comerciais, também são introduzidos os principais conceitos e fundamentos da refrigeração magnética. Apresenta-se o efeito magnetocalórico, os regeneradores magnético-ativos e a importância do estudo da influência dos trocadores de calor e do gabinete no desempenho de refrigeradores magnéticos. O Capítulo 3 - *Método Experimental* - apresenta a instrumentação do gabinete para os testes de caracterização tanto do produto comercial quanto do acoplamento com o regenerador magnético-ativo emulado. Além disso, faz-se uma descrição das características da adega de vinhos comercial, são apresentados a metodologia experimental para os testes de caracterização do produto comercial e o plano de testes referente. Ainda nesse capítulo, o aparato experimental desenvolvido para emular o regenerador magnético-ativo é exposto, bem como o procedimento experimental e o respectivo plano de testes.

No Capítulo 4 - *Resultados* - apresenta-se os desfechos dos experimentos de caracterização do produto comercial, bem como uma análise termodinâmica do comportamento do mesmo. Ainda, são apresentados os resultados dos testes de caracterização do gabinete comercial acoplado ao aparato experimental desenvolvido e a validação do modelo proposto por Peixer et al. (2018). Por fim, no Capítulo 5 - *Considerações Finais* - são apresentadas as principais contribuições do presente trabalho para os desenvolvimentos no campo da refrigeração magnética e possíveis abordagens para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem por finalidade apresentar e familiarizar o leitor com conceitos utilizados ao longo do presente trabalho. Inicialmente, apresenta-se a tecnologia mais empregada na confecção de sistemas de refrigeração, os sistemas que operam segundo os ciclos de compressão mecânica de vapores. Além disso, faz-se uma descrição de trabalhos que realizaram testes de caracterização e avaliação do desempenho termodinâmico de refrigeradores que operam por meio desse ciclo termodinâmico, e que foram tomados como guias para o presente trabalho.

Em seguida, apresenta-se o efeito magnetocalórico (EMC), base da refrigeração magnética, justificando a utilização dos regeneradores magnético-ativos (RMA) em refrigeradores magnéticos para soluções em torno da temperatura ambiente. Ademais, o leitor é situado em relação ao estado da arte em relação aos estudos reportados sobre a influência dos trocadores de calor no desempenho desses sistemas.

2.1 Sistema de refrigeração convencional

Existem diferentes maneiras de produzir frio artificialmente, mas quando se trata de refrigeração doméstica a grande maioria dos equipamentos opera segundo o ciclo de compressão mecânica de vapores (ESPÍNDOLA, 2017). A Figura 1 apresenta, em um diagrama Temperatura e Entropia (T-S), o ciclo ideal para os sistemas que operam por compressão mecânica de vapores, o qual é composto por quatro processos:

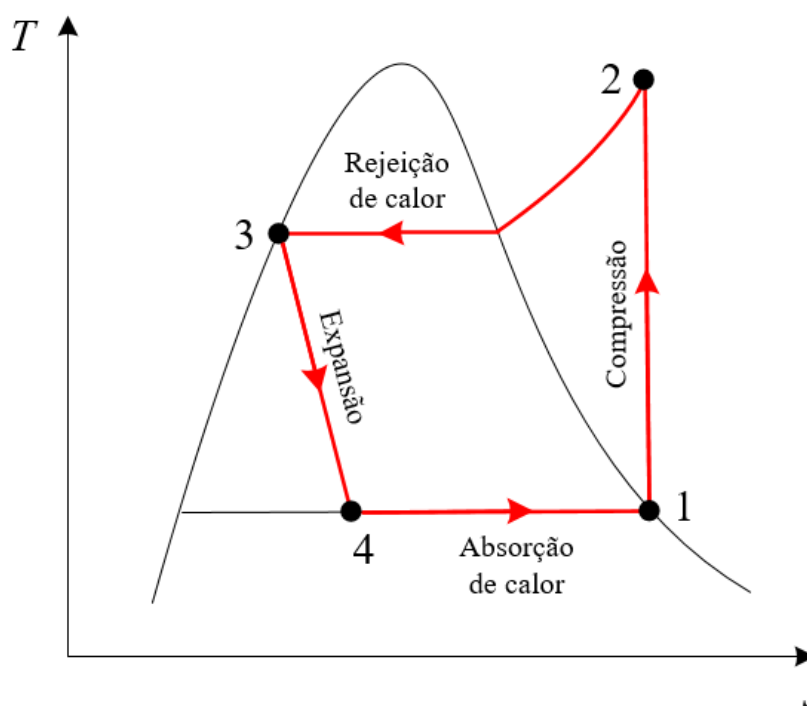


Figura 1 – Representação esquemática dos processos que caracterizam um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

- 1-2: Elevação da pressão através da compressão isentrópica;
- 2-3: Rejeição de calor ao ambiente externo a pressão constante;
- 3-4: Redução da pressão através de um dispositivo de expansão;
- 4-1: Absorção de calor do ambiente refrigerado a pressão constante.

No entanto, em refrigeradores reais, os processos se distanciam dos apresentados devido, principalmente, às irreversibilidades presentes nos componentes do sistema. O atrito durante o processo de compressão e a queda de pressão (perda de carga) ao longo das tubulações são exemplos das irreversibilidades encontradas.

A Figura 2 apresenta, esquematicamente, os componentes utilizados por um ciclo padrão de compressão mecânica de vapores. O compressor e o dispositivo de expansão são encarregados de assegurar as pressões de condensação e evaporação, respectivamente. O compressor promove a circulação do fluido refrigerante, convertendo energia elétrica em trabalho de fluxo. O condensador é responsável por condensar o vapor de fluido refrigerante a alta pressão vindo do compressor através da rejeição de calor para o ambiente externo. O dispositivo de expansão, na maioria das vezes um tubo capilar, estrangula o escoamento proveniente do condensador trazendo-o da pressão de condensação até a pressão de evaporação. Por fim, o fluido adentra no evaporador, a baixa pressão, e absorve calor do ambiente a ser refrigerado por meio do processo de evaporação, em seguida o fluido volta ao compressor, reiniciando o ciclo.

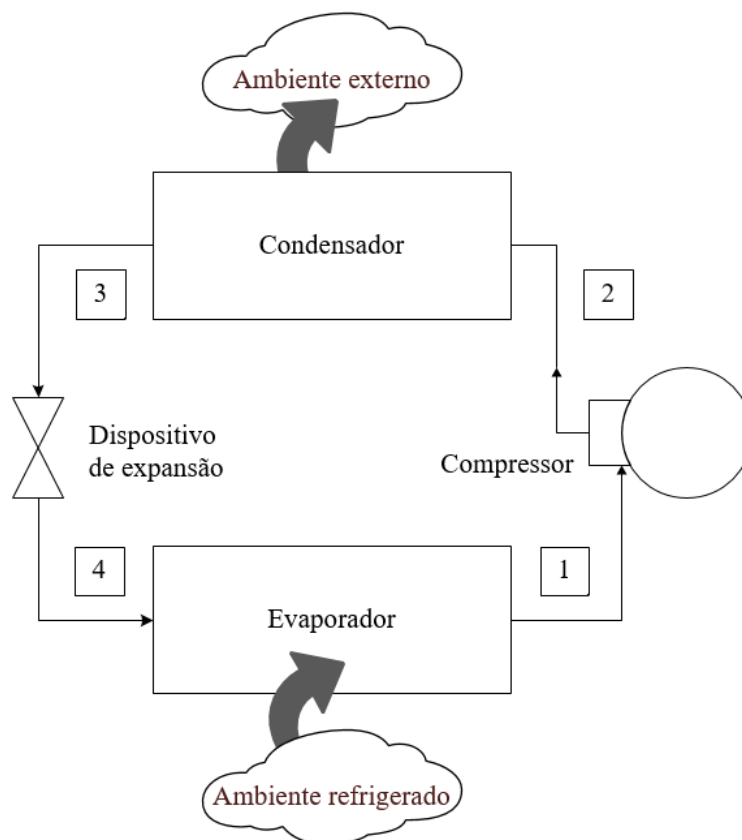


Figura 2 – Representação esquemática dos componentes utilizados em um ciclo padrão de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

Desde 1930, quando surgiram os primeiros sistemas hermeticamente selados e foi criada a configuração que é utilizada na maioria dos refrigeradores contemporâneos, inúmeras

propostas de aperfeiçoamento dos componentes do sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores foram apresentadas. Portanto, torna-se necessário analisar de forma comparativa o desempenho destes sistemas antes e depois de possíveis alterações. Ao longo dos anos, a fim de caracterizar os produtos, foram desenvolvidas normas e testes padrões de laboratório para auxiliar a análise comparativa dos possíveis ganhos de performance do sistema como um todo e de componentes específicos.

2.1.1 Caracterização de refrigeradores domésticos

Desde sua inauguração, em 1982, o Polo tem se destacado através de pesquisas de excelência e inovações em relação à refrigeração. Atualmente, são desenvolvidos estudos relacionados à refrigeração convencional e novas tecnologias de refrigeração, além de outras frentes de estudo. Durante as mais de três décadas de existência do Polo, foram desenvolvidos inúmeros trabalhos relacionados ao estudo de aperfeiçoamentos e caracterizações de produtos comerciais, seja de maneira independente ou em parceria com empresas privadas. Sendo assim, vários trabalhos relacionados à caracterização de refrigeradores domésticos poderiam ser aqui citados, mas serão apresentados de forma cronológica apenas os que auxiliaram de maneira efetiva para a elaboração e realização dos testes de caracterização da adega de vinhos comercial aqui estudada.

Gonçalves, Melo e Vieira (2000) desenvolveram uma metodologia inovadora para determinação da transferência de calor através das paredes de refrigeradores. Trata-se de um modelo analítico, em regime permanente, onde se aplica a conservação da energia no volume de controle de interesse com intuito de determinar a condutância térmica global (UA) do gabinete. A metodologia proposta foi validada através de resultados experimentais dos testes de condutância térmica global do gabinete, também chamados de *testes de fluxo de calor reverso*. O procedimento experimental consiste em manter o compartimento refrigerado a uma temperatura superior à do ambiente externo com auxílio de resistências elétricas, fazendo com que a energia (calor) flua de dentro para fora do gabinete. Quantifica-se as temperaturas dos ambientes interno e externo e através da associação de resistências térmicas é possível determinar o UA do gabinete.

Logo depois, Hermes et al. (2009) apresentaram uma metodologia simplificada para prever o consumo de energia de refrigeradores em regime permanente. A metodologia proposta foi validada por meio de experimentos realizados de acordo com a norma ANSI/AHAM (2004) apresentando erros da ordem de $\pm 5\%$. O teste de consumo de energia em regime permanente prevê que o excesso de capacidade de refrigeração do sistema seja compensado pela dissipação de calor através de resistências elétricas posicionadas no interior dos compartimentos refrigerados. Nesses experimentos as temperaturas internas são gerenciadas através de controladores PID (Proporcional- Integral-Derivativo) que atuam controlando as resistências. O termostato do produto é desativado e caso o mesmo conte com um *dampner* ele deve ser desativado, fazendo com que o compressor trabalhe de maneira ininterrupta.

Em seguida, Boeng (2012) sugeriu uma metodologia para a seleção do par tubo capilar e carga de fluido refrigerante buscando maximizar o desempenho de refrigeradores domés-

ticos. A análise do consumo de energia em regime permanente, proposta por Hermes et al. (2009), foi utilizada para viabilizar a comparação entre as diferentes condições testadas devido à grande agilidade que o procedimento proporciona, diminuindo consideravelmente o tempo total dos testes. Além disso, para determinação do consumo de energia em regime permanente foi necessária a determinação da carga térmica imposta pelo meio externo ao compartimento refrigerado, atrelada ao *UA* do gabinete. Para isso, o autor utilizou-se da metodologia de Gonçalves, Melo e Vieira (2000) para obtenção da condutância térmica global do gabinete estudado.

Pouco depois, Hermes, Melo e Knabben (2013) ampliaram os estudos com relação ao método experimental de determinação do consumo de energia em regime permanente proposto por Hermes et al. (2009). Nesse trabalho, os autores fazem um levantamento das normas, referentes a refrigeradores, vigentes em diversos países evidenciando suas particularidades e o tempo necessário para realização dos testes. O procedimento proposto, além de demandar menor período de tempo para sua realização, tem como vantagem, em relação aos testes normalizados, a possibilidade do cômputo de parâmetros de projeto importantes, como a carga térmica, a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance (*COP*) do sistema. Além disso, os resultados apresentaram um desvio em torno de 5% em relação aos obtidos durante os testes cíclicos realizados de acordo com a norma ISO 15502 (2005), valores que apresentam a mesma ordem de grandeza das incertezas de medição observadas. Ressalta-se que a intenção dos autores não é a substituição dos testes normalizados, uma vez que eles são necessários para certificação e aprovação do produto perante a mercados específicos, mas a possibilidade de diminuição da quantidade de testes normalizados realizados ao longo do processo de desenvolvimento do produto. Pode-se empregar o método proposto nos estágios iniciais de desenvolvimento, na realização de análises comparativas de desempenho para agilizar o processo, e efetuar os testes normalizados apenas nas fases finais de projeto.

Thiessen (2015) realizou uma análise, por meio de caracterização experimental, da utilização de painéis de isolamento a vácuo como uma alternativa para o isolamento térmico de refrigeradores. A análise comparativa foi realizada por meio dos testes de fluxo de calor reverso (GONÇALVES; MELO; VIEIRA, 2000) e consumo de energia em regime cíclico. No entanto, a fim de contornar as desvantagens e dificuldades dos testes normalizados, foi proposta uma metodologia similar para a realização dos testes comparativos de consumo de energia em regime cíclico. Para reduzir o tempo de teste, resolveu-se utilizar um intervalo de integração de cinco horas e não 24 horas como prevêm as normas, considerando apenas ciclos completos de liga-desliga do compressor após o sistema ter atingido um regime transiente periódico de operação. Não são considerados degelos e não são utilizados pacotes de *tylose*¹ no interior do compartimento refrigerado como a norma prevê. A autora propõe quatro critérios, que devem ser alcançados, para determinação da condição de regime estável e então viabilizar a comparação entre os testes. Uma das principais conclusões é que os testes de fluxo de calor reverso não apresentam resultados comparativos satisfatórios quando

¹ Substância artificial com calor específico similar ao da carne.

utilizados para caracterizar refrigeradores cujas paredes contam com isolamento térmico heterogêneo, uma vez que uma das premissas para realização de tal teste é a presença de um isolamento térmico homogêneo.

Espíndola (2017) apresentou um estudo teórico-experimental sobre o desempenho de refrigeradores domésticos equipados com condensadores do tipo *hot-wall*. Foram produzidos refrigeradores com diferentes configurações de condensadores, neles foram variados o tipo de fita adesiva, o diâmetro do tubo, e o comprimento e o posicionamento do condensador. Realizaram-se testes de desempenho em regime permanente, como o de fluxo de calor reverso proposto por Gonçalves, Melo e Vieira (2000), e em regime cíclico de operação como o de consumo de energia em operação cíclica, segundo a metodologia proposta por Thiessen (2015).

Marcon (2017) realizou um estudo experimental da otimização do desempenho de um refrigerador doméstico, tipo *built-in*, de acordo com o procedimento de testes de consumo de energia proposto pela norma IEC 62552 (2013). O autor propôs modificações no produto com intuito de obter uma melhora no desempenho energético do mesmo. Para cada modificação realizada foram efetuados testes de consumo de energia para verificar possíveis melhorias. As modificações propostas, de maneira cumulativa, refletiram diretamente no consumo de energia do produto, o qual apresentou uma redução de cerca de 13% quando comparado à configuração original. A fim de comparar o comportamento transiente do produto na sua configuração de fábrica (*baseline*), com aquele apresentado após sofrer as modificações propostas, o autor realizou um teste de decaimento de temperaturas, comumente chamado de teste de *pull-down*.

Verifica-se que testes como os de fluxo de calor reverso, consumo de energia e *pull-down* são comumente utilizados para analisar o desempenho de produtos e orientar os desenvolvimentos em sistemas de refrigeração. Como visto nos trabalhos citados, são empregados tanto para comparação entre produtos, como caracterização e verificação de melhorias em um mesmo produto. Sendo assim, alguns deles serão aplicados no presente trabalho para caracterização e comparação de dois exemplares de uma adega de vinhos comercial.

2.2 Refrigeração magnética

A presente seção busca abordar, de forma sucinta e informativa, os princípios básicos da refrigeração magnética. Faz-se um breve apanhado sobre o efeito magnetocalórico (EMC) e justifica-se a utilização de regeneradores magnético-ativos (RMAs). Por fim, fundamenta-se a necessidade da pesquisa em relação à interação entre trocadores de calor, gabinete refrigerado e RMAs.

2.2.1 Efeito magnetocalórico (EMC)

O efeito magnetocalórico é um fenômeno termo-magnético intrínseco a todos os materiais magnéticos, no qual a variação da densidade de fluxo magnético aplicado ao material resulta na variação da parcela magnética da entropia total do mesmo. Este fenômeno ocorre

devido ao acoplamento entre a sub-estrutura magnética do material com o campo magnético, ocasionando alteração em parte da entropia do mesmo (PECHARSKY; GSCHNEIDER JR., 1999).

A entropia total de alguns materiais magnéticos, segundo Tishin e Spichkin (2003), pode ser expressa em três parcelas, como mostra a Equação (2.1). As parcelas referentes às contribuições da rede cristalina (S_{rede}) e eletrônica (S_{ele}) apresentam dependência da temperatura, enquanto a parcela magnética (S_{mg}) é dependente tanto da temperatura quanto do campo magnético aplicado (\vec{B}). Sendo assim, a entropia total (S) depende tanto do campo magnético (\vec{B}) quanto da temperatura (T).

$$S(T, \vec{B}) = S_{rede}(T) + S_{ele}(T) + S_{mg}(T, \vec{B}) \quad (2.1)$$

Dois processos termodinâmicos fundamentais são capazes de descrever o EMC, como mostrado na Figura 3. Em ambos os processos, parte-se de uma condição inicial (S_0, T_0, B_0) e é aplicado um campo magnético externo ao material, sendo em um dos processos o material mantido sob condições isotérmicas, enquanto no outro o mesmo é mantido sob condições adiabáticas. No primeiro, sob condições isotérmicas, tem-se que as parcelas ΔS_{rede} e ΔS_{ele} são nulas, portanto a variação da entropia total do material é resultado da variação de ΔS_{mg} , como mostrado abaixo:

$$\Delta S(T, \vec{B}) = \Delta S_{rede}(T) + \Delta S_{ele}(T) + \Delta S_{mg}(T, \vec{B}) \quad (2.2)$$

$$\Delta S(T, \vec{B}) = \Delta S_{mg}(T, \vec{B}) \quad (2.3)$$

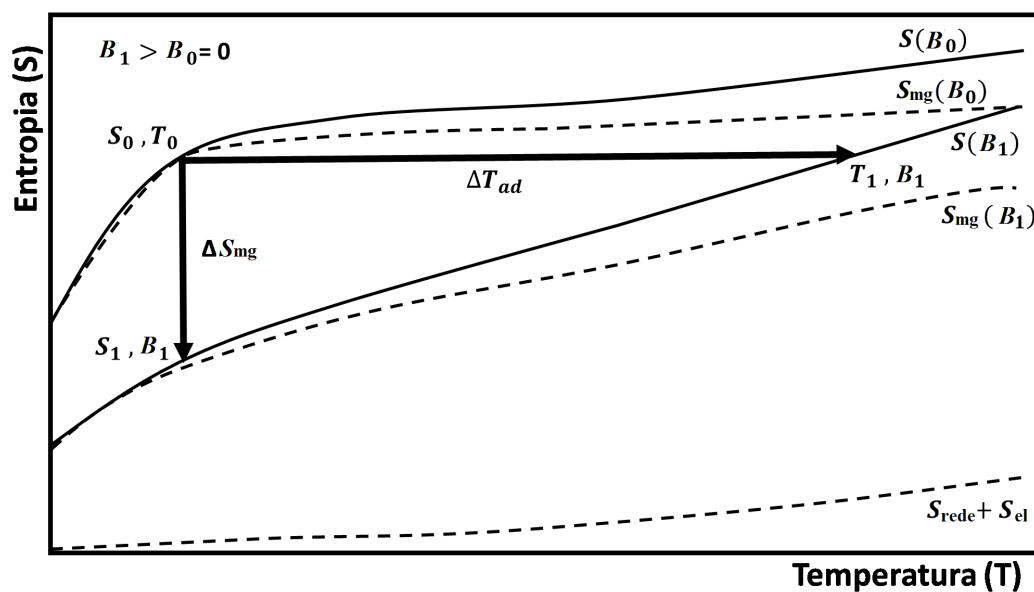


Figura 3 – Representação dos dois processos fundamentais para caracterização do EMC em um diagrama T-S. Adaptado de Nakashima (2017).

O resultado final (S_1, T_0, B_1), é uma variação tanto da entropia quanto do campo magnético observado pelo material, o processo só é possível caso haja transferência de calor. A

transferência de calor é expressa na forma de rejeição de calor quando o material é magnetizado, uma vez que ΔS_{mg} e por consequência ΔS são negativos para materiais ferromagnéticos. A desmagnetização do material resulta em absorção de calor por parte do mesmo.

O segundo processo, sob condições adiabáticas e denominado variação adiabática de temperatura (ΔT_{ad}), é dado pela variação do campo magnético a partir da condição inicial mantendo a entropia constante, resultando em um aumento da temperatura de T_0 até o valor de T_1 . Neste processo a variação de entropia total é nula, como segue:

$$0 = \Delta S_{\text{rede}}(T) + \Delta S_{\text{ele}}(T) + \Delta S_{\text{mg}}(T, \vec{B}) \quad (2.4)$$

$$\Delta S_{\text{rede}}(T) + \Delta S_{\text{ele}}(T) = -\Delta S_{\text{mg}}(T, \vec{B}) \quad (2.5)$$

Como visto, no processo de magnetização ΔS_{mg} é negativa o que resulta, obrigatoriamente, na soma ΔS_{rede} e ΔS_{ele} positivos o que só é possível caso ocorra um aumento na temperatura do material, sendo um estado final dado por S_0 , T_1 e B_1 . Quando na desmagnetização, ΔS_{mg} é positiva, o que resulta na soma ΔS_{rede} e ΔS_{ele} negativos, apenas possível se o material apresentar uma redução de temperatura.

Sabe-se que todos os materiais magnéticos apresentam o EMC, mas o mesmo só pode ser denominado magnetocalórico ao manifestar um efeito perceptível (LOZANO, 2015). O gadolínio (Gd) por sua vez apresenta valor máximo do EMC, usualmente, entre 17 e 24°C (290,15 e 297,15 K) (KITANOVSKI et al., 2015). A temperatura ao redor da qual o valor máximo do EMC é observado é denominada Temperatura de Curie (T_c) e corresponde à temperatura de transição de fase magnética do material. A proximidade da T_c do gadolínio com a temperatura ambiente o torna apto à utilização em aplicações de refrigeração magnética próximas à temperatura ambiente.

Possivelmente as duas características mais relevantes do EMC estão atreladas à reversibilidade e à baixa magnitude do efeito. Trevizoli et al. (2012) realizaram experimentos para medir, de forma direta, a variação de temperatura adiabática para os processos de magnetização e desmagnetização de uma amostra de gadolínio comercial, como mostrado na Figura 4. Nota-se que a variação de temperatura tanto na magnetização quanto na desmagnetização é equivalente, evidenciando a reversibilidade do EMC. Além disso, verifica-se a baixa magnitude do mesmo, pouco menos de 4 K para um campo magnético aplicado de 1,65 T (Tesla).

2.2.2 Regeneradores magnético-ativos (RMAs)

Sistemas de refrigeração magnética podem operar através de diferentes ciclos termodinâmicos, e.g. Carnot, Brayton ou Ericsson (KITANOVSKI et al., 2015). Todavia, em função da baixa intensidade do EMC (vide Figura 4), torna-se inviável a aplicação de ciclos termo-magnéticos convencionais para produção de frio através da aplicação dos materiais disponíveis nos dias atuais. Portanto, recorre-se a ciclos termodinâmicos onde se tem a aplicação do princípio de regeneração térmica, dando origem ao chamado regenerador

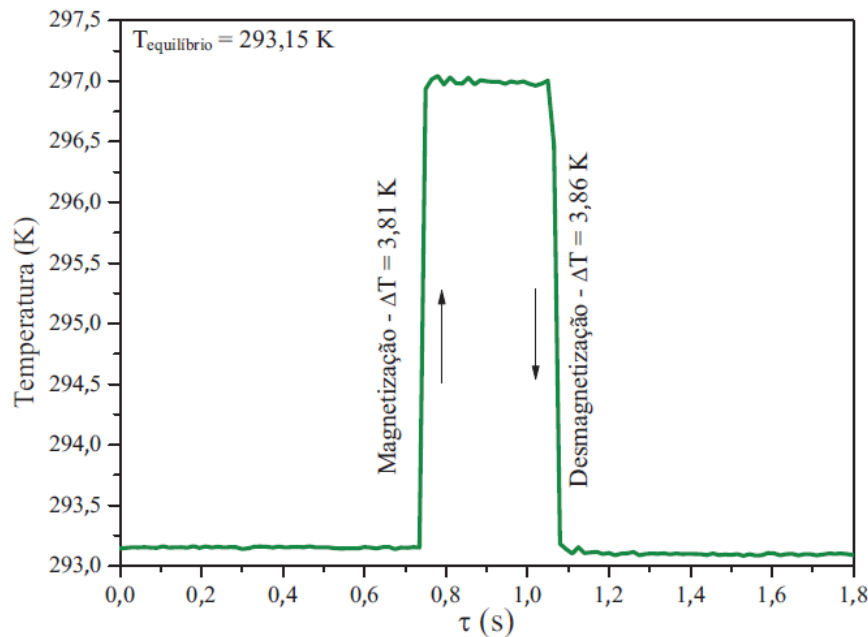


Figura 4 – Análise da reversibilidade do efeito magnetocalórico para uma amostra de gado-línio comercial através da magnetização e desmagnetização quase instantâneas. Adaptado de Trevizoli et al. (2012).

magnético-ativo (RMA) (BARCLAY; STEYERT, 1982). Trata-se de uma configuração onde o material magnetocalórico é disposto na forma de um meio poroso, usualmente composto por esferas. O mesmo age como refrigerante e como matriz regenerativa, utiliza-se um fluido de transferência de calor para promover a troca térmica entre o RMA e as fontes de calor, sendo a fonte fria o compartimento a ser refrigerado e a fonte quente o ambiente externo.

Os RMAs operam, geralmente, segundo o ciclo termomagnético de Brayton, apresentado no diagrama Temperatura e Entropia (T-S) da Figura 5. Este ciclo é composto por duas etapas de variação de campo magnético sob condições adiabáticas e outras duas onde ocorre o escoamento do fluido de transferência de calor proporcionando a troca de calor sob campo magnético fixo.

A Figura 6 apresenta uma representação esquemática das etapas que compõe o ciclo termomagnético de Brayton, o qual pode ser descrito pelos seguintes quatro estágios (ROWE et al., 2005):

(i) *Magnetização adiabática*: através do aumento do campo magnético aplicado à matriz de maneira adiabática, a entropia total do material magnético se mantém constante. Assim, como mostrado anteriormente, a diminuição de entropia magnética (ΔS_{mg}) devido à variação do campo magnético é compensada pelo aumento das parcelas de entropia relacionadas à rede cristalina (ΔS_{rede}) e à eletrônica (ΔS_{ele}), resultando em um aumento de temperatura do material que compõe o meio poroso.

(ii) *Escoamento frio*: após o processo de magnetização adiabática, o campo magnético é mantido constante, o fluido proveniente do trocador de calor frio escoar através da matriz porosa absorvendo calor e, conseqüentemente, promovendo uma redução da temperatura do material magnetocalórico e um aumento na temperatura do fluido. Tal troca térmica possibilita a rejeição de calor por meio do fluido de trabalho no trocador de calor quente,

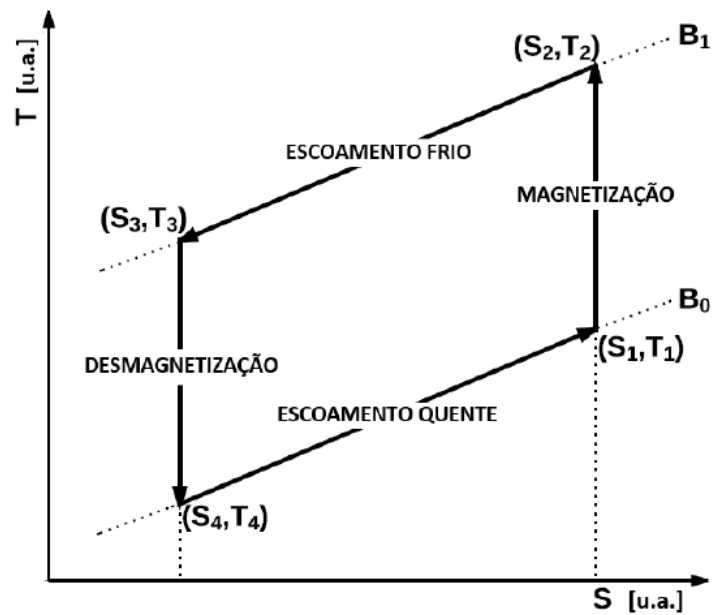


Figura 5 – Representação em diagrama T-S de um material magnetocalórico submetido ao ciclo termomagnético de Brayton. (TREVIZOLI, 2015) (NAKASHIMA, 2017).

uma vez que este deixa a matriz porosa com uma temperatura superior à da fonte quente.

(iii) *Desmagnetização adiabática*: posteriormente ao escoamento quente, reduz-se o campo magnético aplicado ao material, e de maneira inversa à etapa de magnetização adiabática, o material tem sua temperatura reduzida. Assim, o meio poroso que teve sua temperatura reduzida durante o escoamento frio através da rejeição de calor para o fluido de trabalho, apresenta uma nova queda de temperatura devido à diminuição do campo magnético aplicado.

(iv) *Escoamento quente*: finalmente, mantendo o campo magnético constante, fluido proveniente do trocador de calor quente atravessa a matriz porosa cedendo calor e, consequentemente, aumentando a temperatura do material magnetocalórico. Essa troca térmica promove uma diminuição na temperatura do fluido o que possibilita que o mesmo absorva calor no trocador de calor frio, gerando uma capacidade de refrigeração, uma vez que sua temperatura é menor do que a temperatura observada na fonte fria.

Visto o ciclo termomagnético proposto para possibilitar a operação de um sistema de refrigeração magnética, pode-se anunciar os principais subsistemas que compõem os protótipos reportados na literatura. Tem-se cinco subsistemas básicos: *RMAs*, explicado anteriormente; *trocadores de calor*, os quais promovem a troca térmica entre o fluido de transferência de calor oriundo do RMA e as fontes de calor; *circuito magnético*, o qual tem por finalidade promover as variações do campo magnético aplicado ao material magnetocalórico; *circuito hidráulico*, o qual tem por finalidade gerenciar o escoamento oscilatório do fluido de transferência de calor em relação ao RMA, promovendo o contato deste com os trocadores de calor; e o *circuito de sincronização entre os circuitos magnético e hidráulico*, o qual tem a finalidade de garantir o sincronismo temporal entre a variação do campo magnético aplicado e a respectiva direção de escoamento do fluido de transferência de calor ao longo do RMA.

Ao longo dos anos os estudos relacionados à utilização da refrigeração magnética para

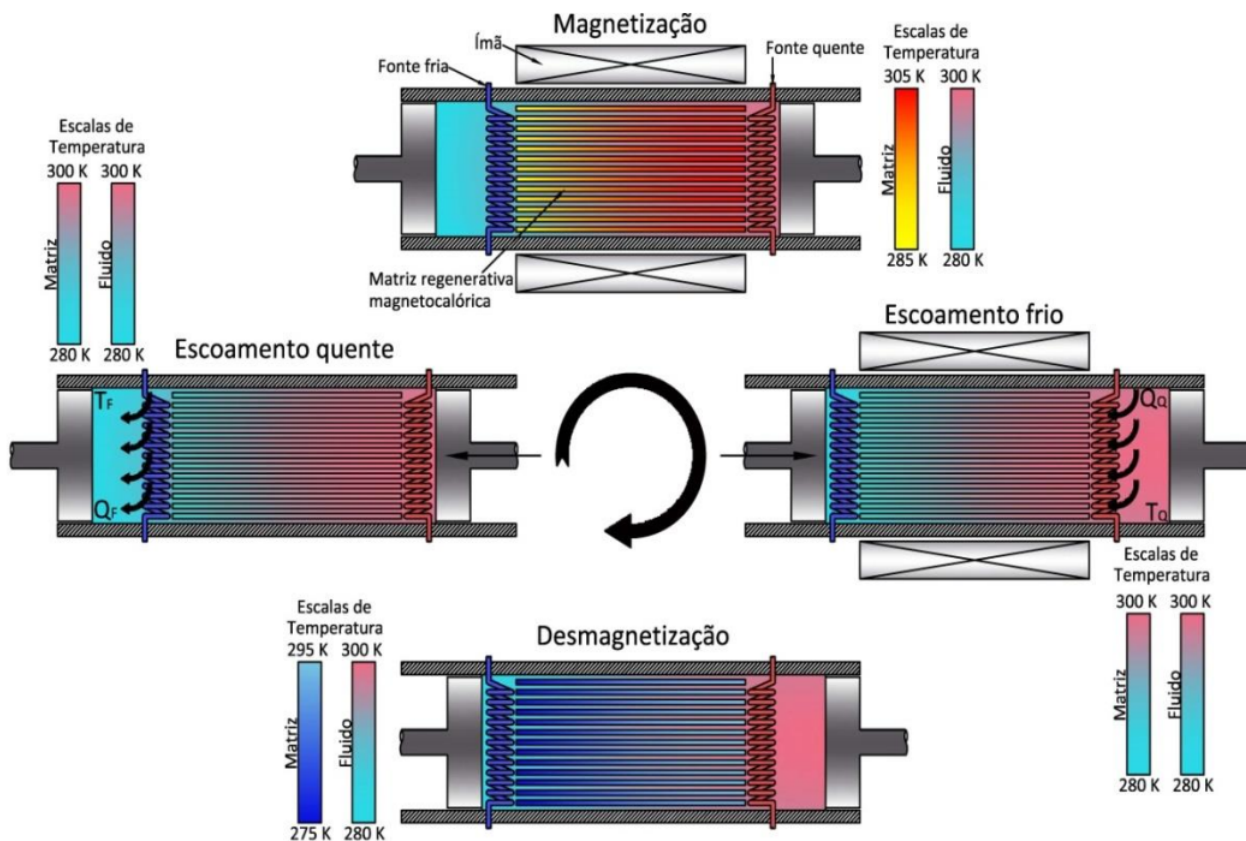


Figura 6 – Representação esquemática do ciclo termomagnético regenerativo de Brayton. Adaptado de Barbosa Jr., Lozano e Trevizoli (2014).

aplicações próximas à temperatura ambiente têm se intensificado com o desenvolvimento de diversos protótipos ao redor do mundo. Além disso, pode-se encontrar estudos relacionados especificamente aos subsistemas que compõem um refrigerador magnético. Tais estudos foram e são estimulados pela necessidade de tentar tornar a tecnologia mais eficiente e competitiva, além da busca por solucionar adversidades encontradas nos protótipos já desenvolvidos. Uma das principais limitações da tecnologia até o momento tem sido conciliar capacidades de refrigeração aceitáveis com diferenças de temperaturas entre as fontes usualmente utilizadas em refrigeradores comerciais, dando origem ao principal *trade-off* de projeto enfrentado pelos desenvolvedores da área.

A maioria dos protótipos desenvolvidos emula a interação térmica entre o RMA e as fontes através de trocadores de calor idealizados. Tal comportamento é possibilitado através da utilização de banhos térmicos e resistências elétricas. Visto isso, sabe-se que quando se trata do acoplamento entre as fontes quente e fria e o RMA, o qual é realizado pelos trocadores de calor, existe uma lacuna na literatura com relação à esse tipo de análise.

2.2.3 Influência dos trocadores de calor no desempenho de refrigeradores magnéticos

Devido ao exposto anteriormente, com respeito à influência dos trocadores de calor no desempenho termodinâmico de sistemas de refrigeração em geral e, conseqüentemente, em sistemas de refrigeração magnetocalórica, foram pesquisados trabalhos que abordem

entre as fontes, variando o UA dos trocadores de calor quente e frio.

A Figura 8 expõe esquematicamente a discretização realizada no modelo proposto por Calomeno et al. (2016), o qual faz a conexão entre o RMA e os trocadores de calor por meio das temperaturas de entrada e saída dos mesmos.

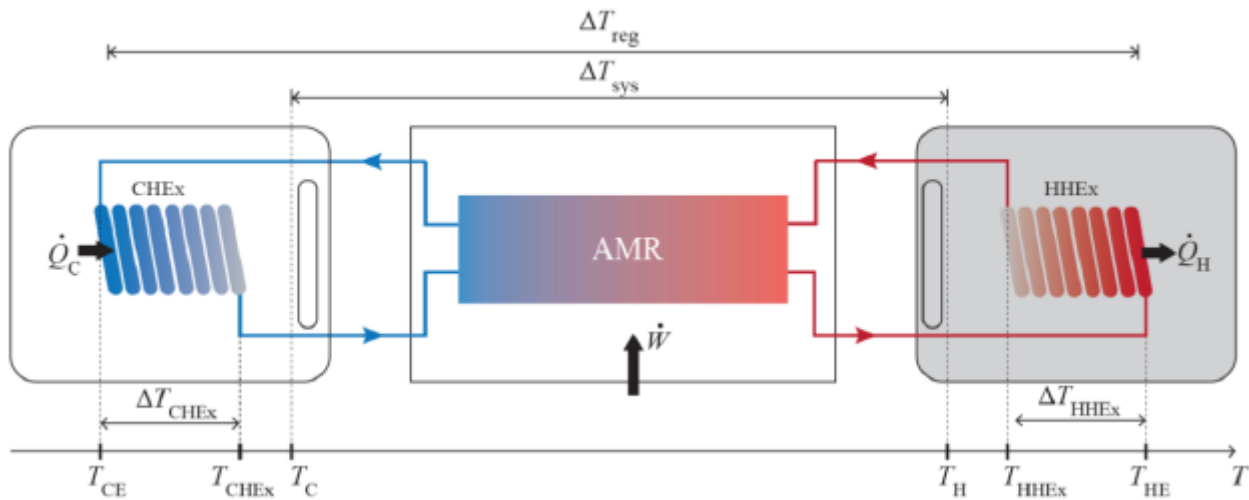


Figura 8 – Modelo esquemático do acoplamento entre RMA, ou AMR em inglês, e trocadores de calor. Adaptado de Calomeno et al. (2016).

Tanto na proposta de Calomeno et al. (2016) quanto na de Engelbrecht (2004) o fluido de trabalho dava origem à corrente de menor capacidade térmica, ou seja, era considerado que essa corrente alcançava maior diferença de temperatura em relação à corrente de ar durante a troca térmica no trocador de calor. No entanto, trata-se de uma hipótese que deve ser verificada posteriormente.

Através da Figura 8 pode-se entender melhor a interação entre o RMA e os ambientes externo e refrigerado por meio dos trocadores de calor quente (HHEx) e frio (CHEx), respectivamente. Além disso, pode-se elucidar alguns parâmetros característicos de refrigeradores magnéticos. O ΔT_{reg} , diferença de temperatura observada pela matriz regenerativa, resulta na máxima diferença de temperatura do sistema e é dada pela diferença entre T_{HE} e T_{CE} , temperatura do fluido deixando o regenerador no lado quente do RMA durante o escoamento frio e temperatura do fluido deixando o lado frio do RMA durante o escoamento quente, respectivamente. Além disso, T_{HE} e T_{CE} equivalem às temperaturas de entrada do fluido nos trocadores quente e frio. Por sua vez, o ΔT_{sys} caracteriza a diferença de temperatura mais usual em sistemas de refrigeração, a diferença de temperatura entre as fontes quente (T_H) e fria (T_C). No trocador de calor o fluido de trabalho entra em contato térmico com os ambientes, absorvendo calor (\dot{Q}_C) no lado frio e rejeitando calor (\dot{Q}_H) no lado quente, observando as diferenças de temperaturas de ΔT_{CHEx} e ΔT_{HHEx} , respectivamente. Similarmente ao que foi definido para as temperaturas do fluido deixando o RMA em ambos os escoamentos, define-se para as temperaturas do fluido deixando o trocador de calor e adentrando no RMA. Sendo assim, a temperatura que o fluido deixa o trocador quente (T_{HHEx}) é considerada a temperatura de entrada do mesmo no RMA durante o escoamento quente, o mesmo acontece no escoamento frio, considera-se que a temperatura que o fluido deixa o trocador de calor

frio (T_{CHEX}) como sendo a de entrada do mesmo no RMA durante o escoamento frio.

Por meio das Equações (2.6) e (2.7) os autores descrevem o acoplamento entre RMA e trocadores de calor frio e quente, respectivamente, as correlações para determinação da efetividade dos trocadores de calor, quente (ε_H) e frio (ε_C), são alteradas conforme o modelo de trocador de calor a ser analisado.

$$T_{\text{CHEX}} = T_{\text{CE}} + \varepsilon_C(T_C - T_{\text{CE}}) \quad (2.6)$$

$$T_{\text{HHEX}} = T_{\text{HE}} - \varepsilon_H(T_{\text{HE}} - T_H) \quad (2.7)$$

Os resultados de Calomeno et al. (2016) comprovaram a relevância que os trocadores de calor exercem em relação ao desempenho de um refrigerador magnético. Como pode ser visto na Figura 9, a qual relaciona a capacidade de refrigeração do sistema (\dot{Q}_C) com a diferença de temperatura entre as fontes (ΔT_{sys}), os diferentes trocadores de calor, representados por diferentes UAs , exercem impacto relevante no comportamento termodinâmico do sistema. Nota-se que quanto menor o UA do trocador de calor mais prejudicada é a performance do sistema, tanto em termos da capacidade de refrigeração quanto em termos da diferença de temperatura entre as fontes.

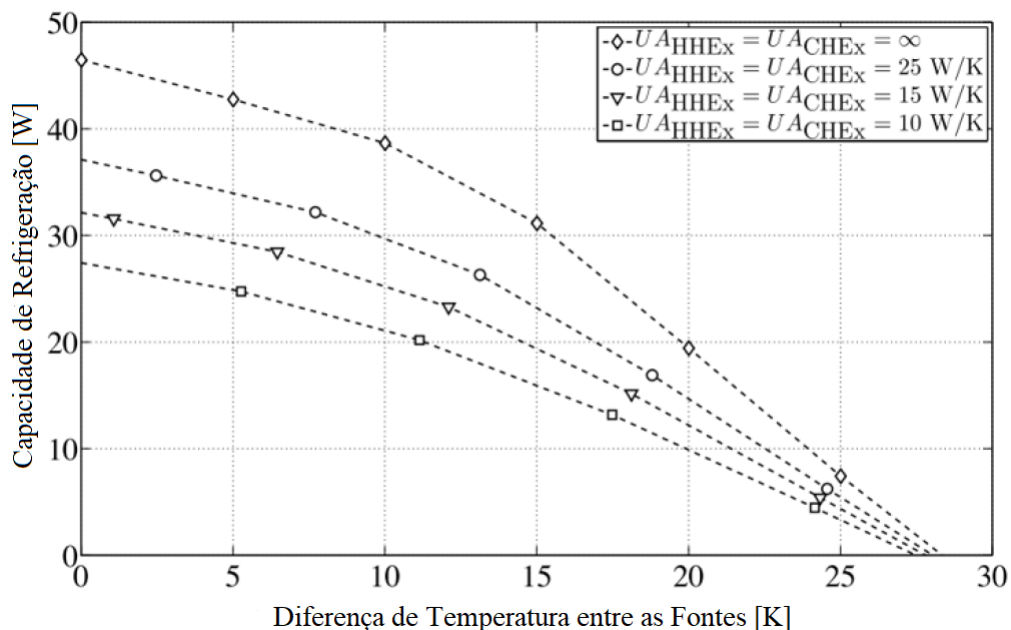


Figura 9 – Análise da influência do UA dos trocadores de calor na performance do RMA. Adaptado de Calomeno et al. (2016).

As análises realizadas por Calomeno et al. (2016) verificaram a influência da condutância térmica global do trocador de calor na performance do RMA, no entanto os autores não se atentam em como esses valores de UA do trocador de calor seriam obtidos. Sendo assim, Bjørk (2016) relatou que os trocadores de calor utilizados em aplicações de compressão mecânica de vapores operam com diferenças de temperaturas da ordem de 10 K, pois o sistema é capaz de fornecer essas condições de operação. No entanto, quando se trata de um RMA se tem um panorama contrário, almeja-se uma pequena diferença de temperatura

nos trocadores de calor, cerca de 2 K. Este requisito pode ser alcançado com o aumento da troca térmica no trocador de calor, através do aumento da área de troca ou dos coeficiente de convecção, utilizando convecção forçada, por exemplo.

Em virtude disso, Peixer et al. (2018) propuseram um modelo analítico, em regime permanente, baseado na conservação da energia aplicada nas correntes do fluido de transferência de calor e do ar em contato com os trocadores de calor frio e quente. O método ε -NUT pode ser utilizado para quantificar a capacidade de refrigeração necessária para refrigerar o gabinete por meio do trocador de calor frio. Adicionalmente, conhecendo a condutância térmica global do gabinete e a potência dissipada pelo ventilador, pode-se determinar a carga térmica imposta pelo ambiente externo ao compartimento refrigerado. Sabe-se que em regime permanente a capacidade de refrigeração e a carga térmica imposta pelo ambiente serão equivalentes. A formulação proposta foi dividida em três equações analíticas fundamentais, como segue:

(i) *Conservação da energia no trocador de calor frio*: a primeira lei da termodinâmica aplicada à um volume de controle com transferência de massa em regime permanente pode ser simplificada por meio da equivalência entre o fluxo de calor, que atravessa as fronteiras do volume de controle, e a variação de entalpia do fluxo de massa que atravessa a fronteira do volume de controle, segundo Van Wylen e Sonntag (1973). A entalpia do fluido, neste caso, pode ser aproximada pelo produto entre o calor específico do fluido a pressão constante e a diferença de temperatura observada entre entrada e saída do mesmo do trocador de calor. No caso em questão, o volume de controle é o próprio trocador de calor. As Equações (2.8) e (2.9) apresentam, respectivamente, a conservação da energia aplicada ao trocador de calor frio, na corrente do fluido de transferência de calor (interno) e na corrente de ar (externo):

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_{ag} c_{p,ag} (T_{ag,s} - T_{ag,e}) \quad (2.8)$$

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_{ar} c_{p,ar} (T_{ar,e} - T_{ar,s}) \quad (2.9)$$

sendo $c_{p,ag}$ e $c_{p,ar}$ os calores específicos do fluido de transferência de calor e do ar, \dot{m} a vazão mássica do fluido de trabalho, Equação (2.8), e do ar do gabinete refrigerado, Equação (2.9). $T_{ag,e}$, $T_{ag,s}$, $T_{ar,e}$ e $T_{ar,s}$ são as temperaturas de entrada e saída do fluido de transferência de calor e do ar no trocador de calor, respectivamente.

(ii) *Método ε -NUT aplicado ao trocador de calor*: aplicando o método proposto ao trocador de calor frio, tem-se:

$$\dot{Q}_F = \varepsilon C_{\min} (T_{ar,e} - T_{ag,e}) = \varepsilon C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (2.10)$$

onde ΔT_{\max} é a máxima diferença de temperatura entre as duas correntes de fluido no trocador de calor, definida como a diferença entre as temperaturas de entrada do ar e do fluido de transferência de calor e C_{\min} a mínima taxa de capacidade térmica entre as duas correntes. No trabalho de Peixer et al. (2018), ao contrário do que propuseram Calomeno et al. (2016), a corrente de ar é considerada como tendo a mínima taxa de capacidade térmica. Tal consideração exerce impacto na determinação do parâmetro ε , efetividade do trocador

de calor, visto que este é geralmente determinado por meio de correlações. Tais correlações são dependentes do modelo, dos parâmetros construtivos e das condições de operação do trocador de calor e podem ser expressas através de dois números adimensionais, o número de unidades de transferência (NUT) e a razão de capacidades (C^*), definidos pelas Equações (2.11) e (2.12), respectivamente.

$$NUT = \frac{UA_s}{C_{\min}} \quad (2.11)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.12)$$

Nas equações anteriores, U é o coeficiente global de transferência de calor, A_s é a área de transferência de calor do trocador de calor, sendo o produto UA_s a condutância térmica global do trocador de calor. C_{\min} e C_{\max} são as taxas de capacidades térmicas das duas correntes de fluido, a de mínima e a de máxima capacidade, respectivamente.

Neste trabalho foram utilizadas as correlações propostas por Wang e Chi (1999) para trocadores de calor tubo-aletados contendo uma e duas fileiras, Equações (2.13) e (2.14), respectivamente, sendo o C_{\min} relativo à corrente de ar.

$$\varepsilon = \frac{[1 - e^{-C^*(1-e^{-NUT})}]}{C^*} \quad (2.13)$$

$$\varepsilon = \frac{[1 - e^{-2KC^*(1+C^*K^2)}]}{C^*} \quad (2.14)$$

O fator K é dependente do número de fileiras que o trocador de calor possui, para o caso de duas fileiras esse fator é dado pela Equação (2.15).

$$K = 1 - e^{-NUT/2} \quad (2.15)$$

(iii) *Carga térmica imposta*: conhecendo a condutância térmica global do gabinete (UA_{gab}) e a potência consumida pelo ventilador (\dot{W}_v), a qual é dissipada no compartimento refrigerado, pode-se determinar a carga térmica imposta ao compartimento refrigerado por meio da Equação (2.16):

$$\dot{Q}_F = UA_{\text{gab}}(T_{\text{amb}} - T_{\text{gab}}) + \dot{W}_v \quad (2.16)$$

onde T_{amb} é a temperatura do ambiente externo e T_{gab} a temperatura média do ar no interior do gabinete, considerada por Peixer et al. (2018) como a média das temperaturas de entrada e saída do ar no trocador de calor frio.

Os resultados numéricos apresentados por Peixer et al. (2018) apontam para uma redução substancial do desempenho do refrigerador magnético com a diminuição do parâmetro εC^* da corrente de fluido no trocador de calor, como mostrado na Figura 10. Verifica-se que quanto menor o parâmetro εC^* do trocador de calor maior a diferença de temperatura que o RMA necessita produzir para manter a capacidade de refrigeração estipulada. Além disso, para uma diferença de temperatura estipulada no RMA, tem-se que a capacidade de

refrigeração tende a diminuir com a diminuição do parâmetro ϵC^* . Como era de se esperar, quanto menor o parâmetro ϵC^* menor será a eficiência global do sistema.

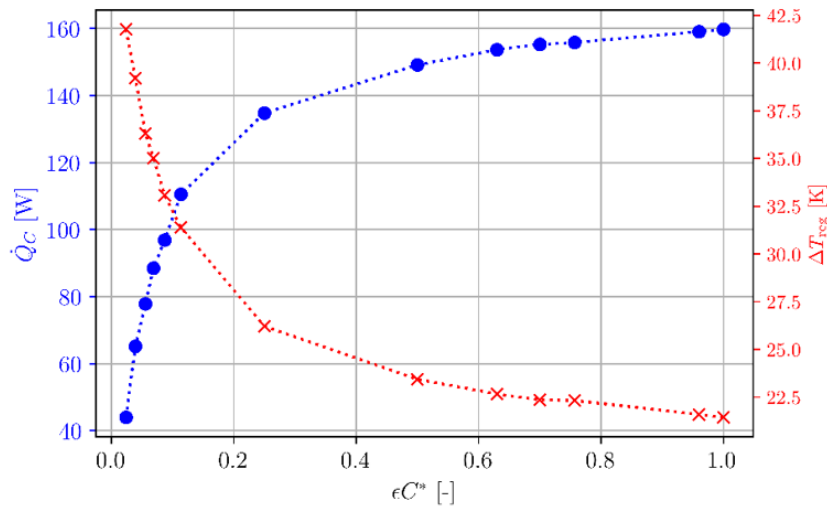


Figura 10 – Influência do parâmetro ϵC^* do trocador de calor no desempenho do RMA em termos da capacidade de refrigeração e da diferença de temperatura do regenerador. Adaptado de Peixer et al. (2018).

Outras análises ainda foram realizadas pelos autores, como o impacto das condições de operação e geometria do trocador de calor no valor tanto da efetividade do trocador de calor quanto na potência consumida pelo ventilador. Além da análise da capacidade de refrigeração líquida em função da potência consumida pelo ventilador apresentada na Figura 11. Os principais resultados apontaram que trocadores com mais densidades de aletas e mais fileiras de tubos apresentam melhores resultados em relação à capacidade de refrigeração líquida, definida como a capacidade de refrigeração gerada pelo RMA menos a potência dissipada pelo ventilador. Quando comparados com trocadores ideais, os melhores resultados atingidos apresentaram uma redução de 36,1% na capacidade de refrigeração, um acréscimo de 48,3% na diferença de temperatura do sistema e um consumo de potência adicional de 10,8 W.

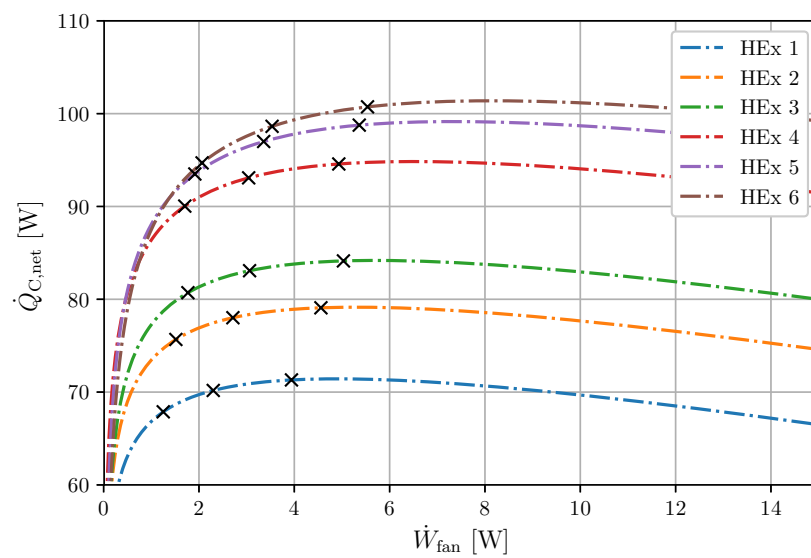


Figura 11 – Análise da capacidade de refrigeração líquida em função da potência consumida pelo ventilador para diferentes trocadores de calor. Adaptado de Peixer et al. (2018).

3 MÉTODO EXPERIMENTAL

O presente capítulo foi dividido em três seções. A primeira seção tem a finalidade de apresentar o produto e suas características relevantes. Além disso, é descrito o método de instrumentação do gabinete, evidenciando os detalhes e as diferenças da disposição dos sensores durante os testes de caracterização do produto comercial para com a disposição durante os testes com o gabinete acoplado à bancada experimental. A segunda seção apresenta os procedimentos experimentais utilizados para caracterização da adega de vinhos comercial em termos de parâmetros de desempenho comumente analisados em sistemas de refrigeração domésticos. Por fim, descreve-se o aparato experimental desenvolvido e o procedimento experimental utilizado para emular as condições de operação de um RMA por meio do mesmo para verificação da integração entre RMA, gabinete refrigerado e conjuntos de trocadores de calor e ventilador.

3.1 Descrição do produto

A adega de vinhos doméstica utilizada no desenvolvimento do presente trabalho é comercializada no Brasil pela empresa Whirlpool S.A., vendido com nome de adega *Gourmand Dual Zone*, com o código BZB31AEBNA. O produto conta com dois compartimentos refrigerados individuais, que podem manter os vinhos em diferentes temperaturas de acordo com a classificação dos mesmos. A Figura 12 apresenta a imagem de divulgação do produto.



Figura 12 – Adega de vinhos doméstica modelo BZB31AEBNA. Adaptado do Manual do produto.

O produto tem capacidade de armazenamento de até trinta e uma garrafas, sendo dez no compartimento superior e outras vinte e uma no compartimento inferior. A temperatura dos compartimentos pode ser estipulada, individualmente, entre 8 e 18°C (281,15 e 291,15 K), com temperatura do ambiente externo de até 38°C (311,15 K). Além disso, a adega conta com uma porta de vidro duplo com intuito de manter a aparência agradável, as principais características técnicas do produto são sintetizadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Principais características do produto.

Características	Valores
Largura [mm]	500
Altura [mm]	970
Profundidade [mm]	595
Faixa de temperatura estipulável [°C]	8 à 18
Temperatura máxima de aplicação [°C]	38
Classificação climática [-]	N
Número de prateleiras [-]	7
Massa [kg]	43
Capacidade de armazenamento [garrafas]	31
Material do isolamento térmico [-]	C-Pentano
Corrente de alimentação [A]	0,75
Frequência de alimentação [Hz]	60
Tensão de alimentação [V]	220

O sistema de refrigeração do produto é baseado no princípio de compressão mecânica de vapores, vide seção 2.1. O produto opera com uma carga de 38 g de R134a como fluido refrigerante, possui um compressor alternativo de velocidade fixa (WAMBAO - ASF51X), um condensador tubo arame com dez passes de tubos e noventa e seis arames, dois evaporadores do tipo *roll-bond*, um para cada compartimento, e dois tubos capilares como dispositivos de expansão. Além disso, dispõe de dois termostatos e duas válvulas solenóides atuados através de um painel de controle com temperatura ajustável, localizado no interior do gabinete entre os compartimentos, funcionando também como divisória entre eles.

A Figura 13 apresenta, esquematicamente, os circuitos de refrigeração e controle do produto. Nota-se que os dispositivos de expansão, neste caso tubos capilares, e a linha de sucção do compressor são colocados em contato para formar um trocador de calor interno, o qual visa garantir vapor superaquecido na sucção do compressor e diminuir o título do fluido refrigerante na entrada do evaporador, possibilitando uma operação segura do compressor com a não ocorrência de golpe de líquido no mesmo, além de aumentar o efeito refrigerante específico, podendo promover um aumento da capacidade de refrigeração do produto (BOENG, 2012). O sistema opera da seguinte maneira, o compressor comprime o fluido refrigerante e o descarrega a alta pressão para o condensador, ao passar pelos tubos do condensador, o fluido rejeita calor ao ambiente externo. Após deixar o condensador, o fluido é encaminhado para duas válvulas solenóides que são gerenciadas pelo sistema de controle de temperaturas do produto, elas restringem ou não a passagem e direcionam o fluido para os tubos capilares conforme a demanda dos compartimentos. Após deixar os tubos capilares o fluido refrigerante adentra aos evaporadores, absorvendo calor do com-

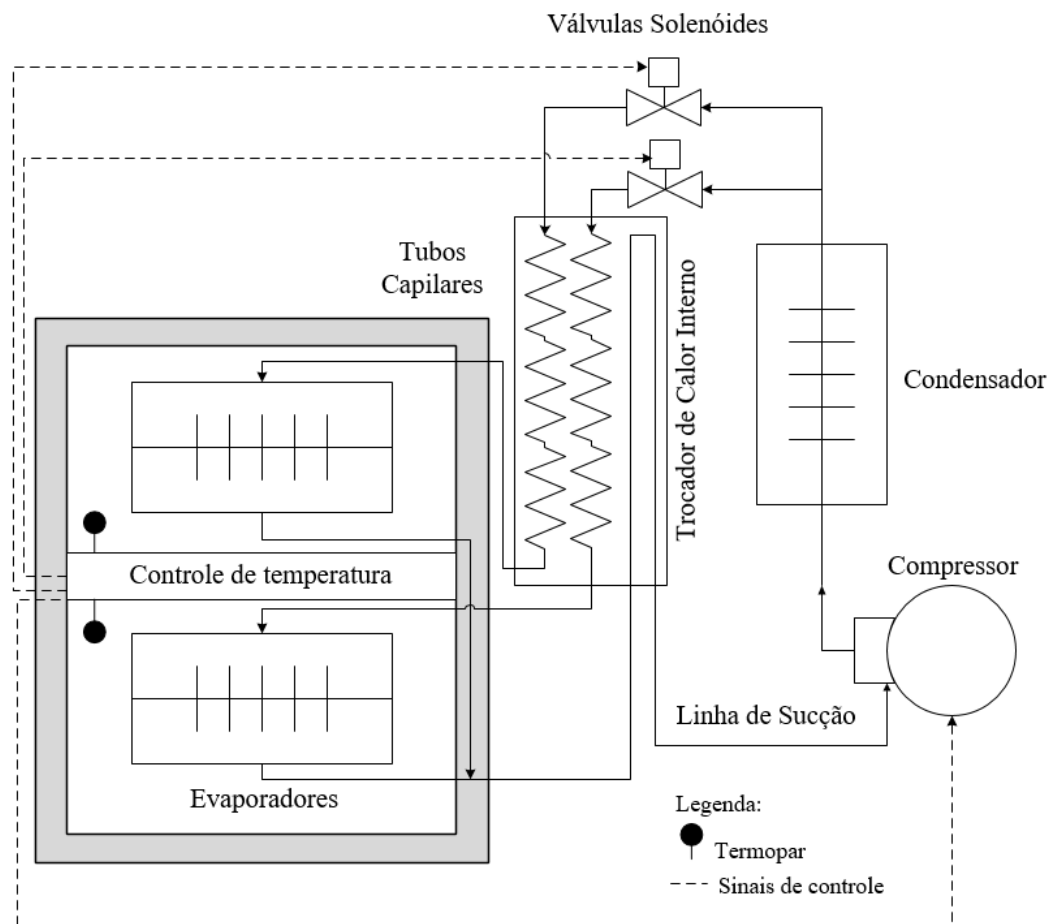


Figura 13 – Diagrama esquemático dos sistemas de refrigeração e controle de temperaturas do produto.

partimento refrigerado. Por fim, na linha de sucção do compressor, o fluido advindo dos dois evaporadores se mistura e é admitido pelo compressor, reiniciando o ciclo. O sistema de refrigeração do produto opera de forma cíclica, procurando manter a temperatura dos compartimentos dentro dos limites estipulados no controle de temperatura.

3.1.1 Instrumentação do gabinete

A subseção atual tem a finalidade de apresentar a instrumentação dos gabinetes durante as duas etapas de análise: a caracterização do produto comercial e o acoplamento com a bancada experimental. Durante ambas as etapas os gabinetes foram instrumentados de acordo com as orientações da norma IEC 62552 (2015). Na caracterização do produto comercial foram analisados dois exemplares do produto, quanto ao acoplamento junto ao aparato experimental apenas um deles foi modificado e utilizado para tais análises.

A Figura 14 apresenta o posicionamento dos termopares utilizados para aferição da temperatura interna dos gabinetes #1 e #2 durante os testes de caracterização do produto comercial. O produto possui dois compartimentos refrigerados, sendo assim para quantificar a temperatura média do compartimento superior é feita a média de dois termopares, já no compartimento inferior são utilizados três. Os termopares utilizados são do tipo T, com incerteza de medição de $\pm 0,2$ K, informada pelo fabricante. Com intuito de aumentar a

inércia térmica, os termopares foram inseridos em cilindros de cobre de 15 mm de diâmetro por 15 mm de altura, os quais tendem a atenuar variações bruscas de temperatura. Dois termopares de superfície foram inseridos na porta do produto, um na parte superior e outro na inferior, ambos no centro geométrico, com a finalidade de verificar um possível gradiente de temperatura na direção da porta de vidro.

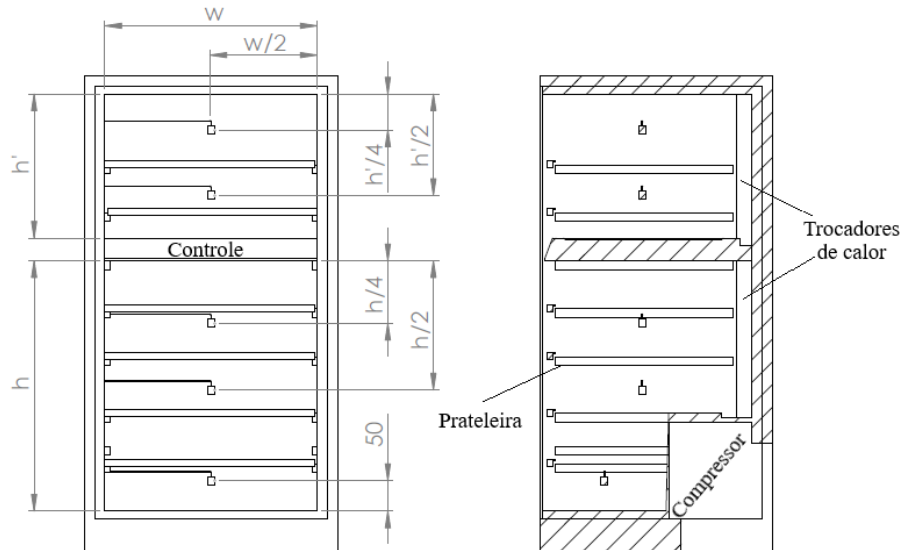


Figura 14 – Instrumentação do gabinete durante os testes de caracterização do produto comercial. Vista frontal, à direita, e vista lateral em corte, à esquerda.

Além disso, na fase de caracterização do produto comercial, o gabinete #1 foi instrumentado com dez termopares de superfície ao longo do circuito de refrigeração do produto. Os dados obtidos com a instrumentação extra não serão abordados no presente trabalho, mas servirão como uma base de dados para análises futuras.

Com intuito de acoplar um dos gabinetes ao aparato experimental, fez-se necessário algumas adaptações na disposição das prateleiras do produto. Durante a adaptação do gabinete #2 para utilização dos trocadores de calor tubo aletados selecionados para o presente trabalho, retirou-se o dispositivo de controle do produto comercial para que o conjunto trocador de calor e ventilador pudesse ser melhor posicionado no interior do compartimento refrigerado, vide Figura 15. Essa decisão foi tomada para manter a capacidade de acomodação de garrafas no interior do gabinete e, principalmente, para que fosse utilizado apenas um trocador de calor. Sendo assim, a instrumentação interna do produto precisou ser modificada, como mostrado na Figura 15. Na etapa de testes com o gabinete acoplado ao RMA emulado, existe apenas um compartimento refrigerado, cuja temperatura média é obtida através da média de três termopares tipo T inseridos em cilindros de cobre. Nesta etapa foram adicionados quatro termopares de superfície (tipo T) na entrada e outros quatro na saída do trocador de calor para monitorar a temperatura de entrada e saída do ar, que são aproximadas pelas médias das quatro respectivas medições. Os termopares de superfície presentes na porta do produto foram mantidos como no procedimento de instrumentação anteriormente mencionado.

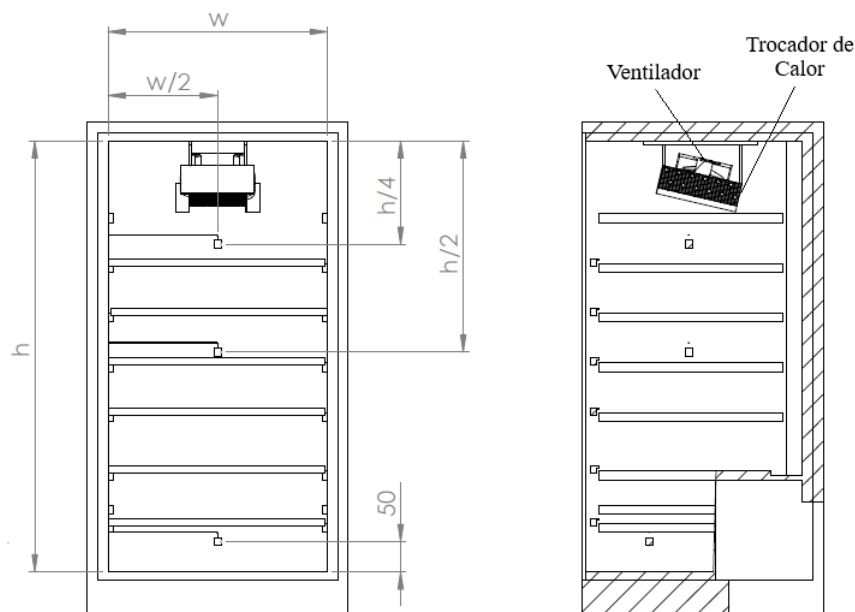


Figura 15 – Instrumentação do gabinete durante os testes junto ao aparato experimental. Vista frontal, à direita, e vista lateral em corte, à esquerda.

Em ambas as etapas, tanto na caracterização do produto comercial quanto nos testes com o gabinete acoplado ao aparato experimental, são realizados testes com a presença de carregamento no interior dos compartimentos refrigerados. O carregamento é imposto através de garrafas de vinho preenchidas com água deionizada, com intuito de simular a inércia térmica do vinho, conforme indicado pela norma IEC 62552 (2015). Toda capacidade de acomodação de trinta e uma garrafas do gabinete é preenchida. Além disso, cada prateleira do produto acomoda uma garrafa instrumentada com um termopar de imersão em seu interior, posicionada no centro da garrafa, aferindo a temperatura do líquido no recipiente durante os testes. A instrumentação para monitoramento da temperatura ambiente, durante ambas as etapas de testes, ficou ao encargo de três termopares, tipo T com cilindros de cobre na extremidade, alocados na frente e nas laterais do produto. Os termopares são posicionados no centro geométrico das respectivas faces, frontal ou laterais, tanto em relação à altura quanto à largura ou profundidade, afastados 300 mm da superfície conforme orienta a norma IEC 62552 (2015).

3.2 Caracterização da adega de vinhos comercial

A caracterização experimental de refrigeradores comerciais é bem difundida na literatura que abrange a área de refrigeração por compressão mecânica de vapores, conforme descrito na Revisão Bibliográfica (Capítulo 2). Testes de fluxo de calor reverso, tempo de *pull-down* e consumo de energia tanto em regime cíclico periódico quanto em regime permanente são comumente realizados para aferição do desempenho termodinâmico de componentes individuais do sistema de refrigeração e do produto como um todo.

Sendo assim, busca-se entender globalmente o comportamento da adega de vinhos comercial para fundamentar uma base de dados com intuito de auxiliar no direcionamento

das futuras pesquisas em tecnologias alternativas de refrigeração, como a refrigeração magnética.

3.2.1 Câmara de testes

Os ensaios de caracterização do produto comercial foram realizados em uma câmara climatizada com temperatura e umidade relativa controladas, a qual foi construída de acordo com a norma ISO 15502 (2005). A câmara de testes é capaz de controlar a temperatura ambiente entre -20 e 60°C ($253,15$ e $333,15$ K), com variação de $\pm 0,5$ K. A umidade relativa pode ser controlada entre 40 e 95% ($\pm 1\%$), com velocidade do ar, na seção de teste, inferior a $0,25$ m/s (ESPÍNDOLA, 2017). A câmara possui dois postos de testes, podendo-se testar dois produtos simultaneamente, sendo composta por um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador), por um arranjo de resistências elétricas e uma bandeja de umidificação.

A Figura 16 expõe esquematicamente a disposição dos componentes no interior da câmara de testes, bem como o comportamento do escoamento de ar ao longo do sistema.

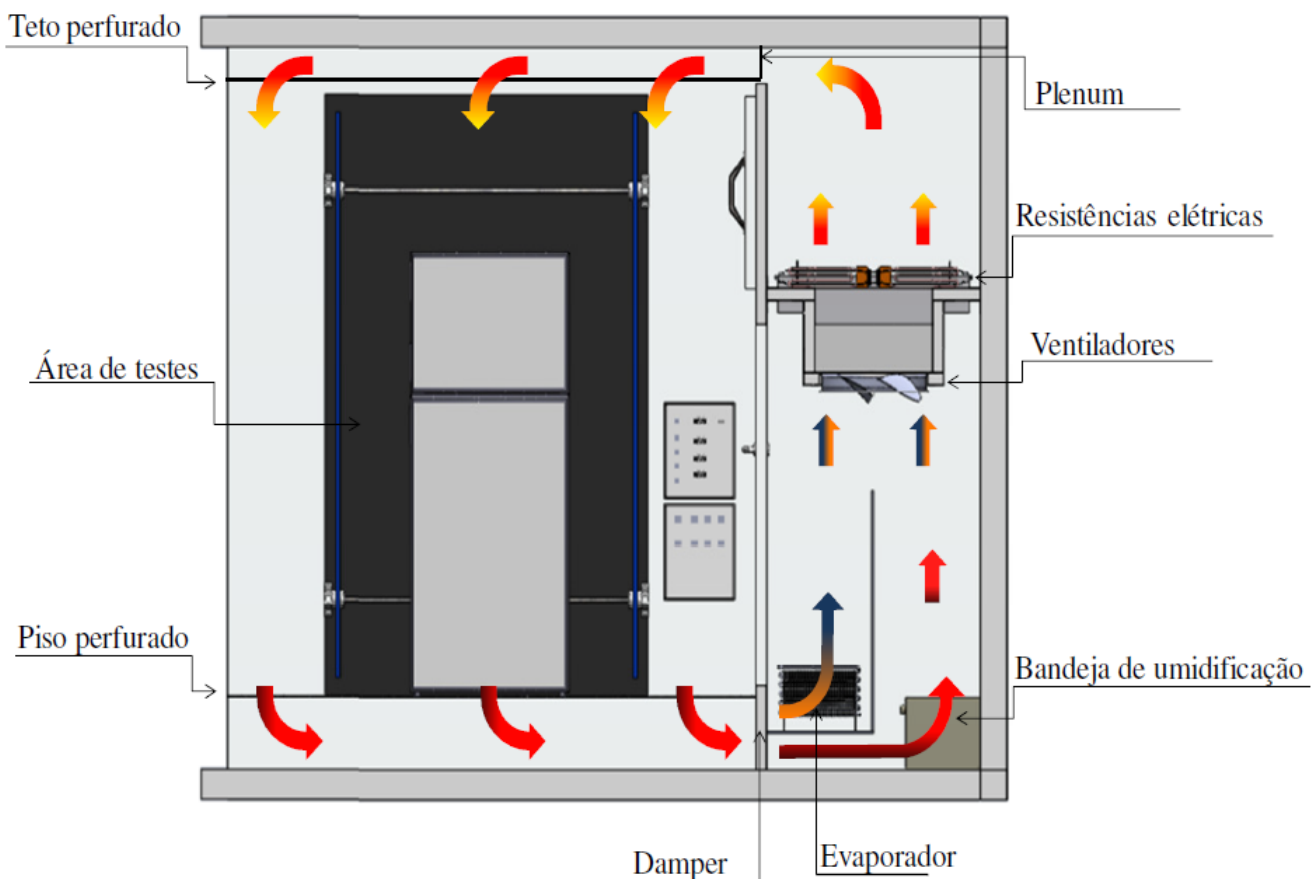


Figura 16 – Representação esquemática da câmara de testes (THIESSSEN, 2015).

O sistema de refrigeração e o banco de resistências elétricas são responsáveis pelo controle da temperatura, enquanto ventiladores e um *damp*er controlam a movimentação do ar. O controle da umidade relativa é feito através da bandeja de umidificação. O sistema de refrigeração e os ventiladores operam de forma ininterrupta, enquanto o monitoramento da temperatura da câmara é realizado por quatro termopares posicionados logo abaixo do

teto perfurado, sendo o controle realizado por um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo) que atua ajustando a potência dissipada pelo banco de resistências. Enquanto isso, a umidade relativa é monitorada por um sensor capacitivo posicionado logo abaixo do teto perfurado no centro geométrico da câmara de testes. Para controle da umidade relativa é empregado outro controlador PID, o qual atua ajustando a potência dissipada pela resistência elétrica submersa na água da bandeja de umidificação.

As grandezas elétricas, tensão e corrente, são medidas através de um transdutor de potência (YOKOGAWA - WT230). A aquisição dos dados advindos dos demais instrumentos de medição, como termopares, é realizada através de um sistema de aquisição (AGILENT - HP34980), enquanto a gravação e monitoramento dos dados experimentais durante os testes ficam ao encargo de um programa desenvolvido na plataforma *LabView*.

3.2.2 Teste de *pull-down*

O teste de abaixamento de temperatura (*pull-down*) consiste no acompanhamento da evolução das pressões, temperaturas e da potência consumida pelo sistema de refrigeração (MARCON, 2017). Com isso, pode-se analisar o comportamento transiente do produto desde o momento em que o compressor é acionado até que seja atingida a condição de regime permanente. O ensaio de abaixamento de temperatura é comumente empregado durante a avaliação de refrigeradores para aplicação doméstica, onde se faz necessário a obtenção da curva característica do sistema (HERMES, 2000).

Os testes de *pull-down* realizados tiveram a condição de "*regime permanente*", momento em que é finalizado, definida de duas maneiras distintas. A primeira maneira, denominada de regime transiente periódico, ou regime permanente cíclico, é obtida a partir do momento que a temperatura no interior do gabinete passa a oscilar em torno de uma temperatura média. O regime oscilatório da temperatura se deve aos ciclos de liga e desliga do compressor do produto. Para a primeira condição de determinação do regime permanente não são realizadas alterações na lógica de controle, ou seja, o mesmo opera de acordo com os parâmetros de fábrica. Contudo, na segunda maneira é necessário que a lógica de controle do produto seja alterada ou manipulada para que a leitura do sensor de monitoramento da temperatura interna do produto seja diferente, a fim de não permitir a operação cíclica do compressor, o qual opera de maneira ininterrupta. Nesse procedimento o teste é encerrado a partir do momento em que a temperatura interna do produto passa a não mais apresentar decaimento, o que indica que a carga térmica imposta pelo meio externo é equivalente à capacidade de refrigeração do sistema e a temperatura interna apresenta um patamar de estabilização.

A segunda condição, na qual o controle é burlado, pode ser entendida como uma maneira indireta de quantificar o quão superdimensionado é o sistema de refrigeração do produto. Sabe-se que os fabricantes costumam informar uma temperatura mínima de operação passível de ser alcançada em cada refrigerador, portanto para os produtos em análise, essa temperatura deve ser inferior à temperatura mínima aceitável no controle (8°C ou $281,15\text{ K}$), visto que os sistemas são projetados de maneira superdimensionada. Neste

trabalho, os dois procedimentos citados foram utilizados a fim de caracterizar os produtos em análise. Os dois principais parâmetros obtidos com esses testes são o tempo de *pull-down*¹ e a temperatura alcançada ao fim do teste. A primeira definição foi utilizada para fins de análise e comparação entre os gabinetes #1 e #2, enquanto a segunda definição foi aplicada apenas ao gabinete #1.

Durante esses testes, o produto é posicionado no interior da câmara climatizada, mantido desligado e com a porta aberta, para atingir uma condição de equilíbrio térmico com o ambiente. Após a condição de equilíbrio térmico ser atingida, a porta é fechada e o sistema de refrigeração acionado. O término do teste se dá quando alguma das condições de regime permanente anteriormente citadas for atingida. A norma IEC 62552 (2015) orienta, para refrigeradores domésticos, condições para os testes de *pull-down* de acordo com a classificação climática do produto. São estipuladas temperaturas tanto para o ambiente externo, quanto para a temperatura interna que o produto deve apresentar ao término do procedimento, no entanto, quando se tratam de adegas de vinhos domésticas a norma não especifica nenhum valor. Sendo assim, estipulou-se a temperatura ambiente em 25°C (298,15 K), devido ao produto possuir classificação climática N².

3.2.3 Teste de consumo de energia

O consumo de energia de um sistema de refrigeração é o principal parâmetro para quantificar o desempenho termodinâmico de um refrigerador (THIESSEN, 2015). No Brasil, adota-se a norma internacional ISO 15502 (2005), mas diferentes normas são utilizadas ao redor do mundo, elas apresentam procedimentos de testes similares, diferenciados por pequenas particularidades. Em geral, o refrigerador é testado de acordo com a classificação climática, índice que depende da região onde será comercializado. Para isso, os testes são realizados com a temperatura ambiente de 25°C (298,15 K) para regiões sub-tropicais (Classe N) e 32°C (305,15 K) para regiões tropicais (Classe T). De acordo com essas normas, o produto deve ser testado por um período de no mínimo 24 horas, considerando uma quantidade inteira de ciclos de operação do compressor, além de incluir ao menos dois processos de degelo. Além disso, para refrigeradores que possuem congelador, esse deve ser preenchido com pacotes de *tylose*. Os testes realizados através das orientações da norma são demasiadamente demorados, em virtude disso o procedimento de testes proposto por Thiessen (2015) foi aqui empregado, visando diminuir o tempo de testes, uma vez que existe a intenção de utilizar os testes de consumo de energia para efeito comparativo entre os dois exemplares do produto. Sabe-se que outras metodologias poderiam ser empregadas para o cômputo do consumo de energia como exposto na Seção 2.1.1, no entanto, o procedimento escolhido foi considerado menos invasivo e mais prático para as análises aqui realizadas.

O procedimento proposto por Thiessen (2015) orienta que sejam desconsiderados os processos de degelo e que o congelador não seja carregado com pacotes de *tylose*. Além disso, o cômputo do consumo de energia é realizado durante um período de cerca de 5

¹ Tempo necessário para que o produto atinja a condição de regime permanente.

² Aplicáveis em ambientes com temperatura variando entre 16 e 32°C (289,15 e 305,15 K).

horas, considerando sempre ciclos completos do compressor após a obtenção de um regime cíclico periódico. As normas estipulam as temperaturas que devem ser mantidas no interior dos compartimentos refrigerados de acordo com a classificação climática do produto. Porém, é difícil manter a temperatura no interior dos compartimentos exatamente igual às esperadas. A fim de evitar essa dificuldade, são realizados dois testes: um com temperaturas abaixo dos valores de referência (CE^-) e outro com temperaturas acima dos valores de referência (CE^+). Após a realização dos testes, o consumo de energia em regime cíclico (CE_R), para a temperatura desejada, é obtido através da interpolação linear dos valores obtidos para os testes com temperaturas acima e abaixo da referência, vide Figura 17.

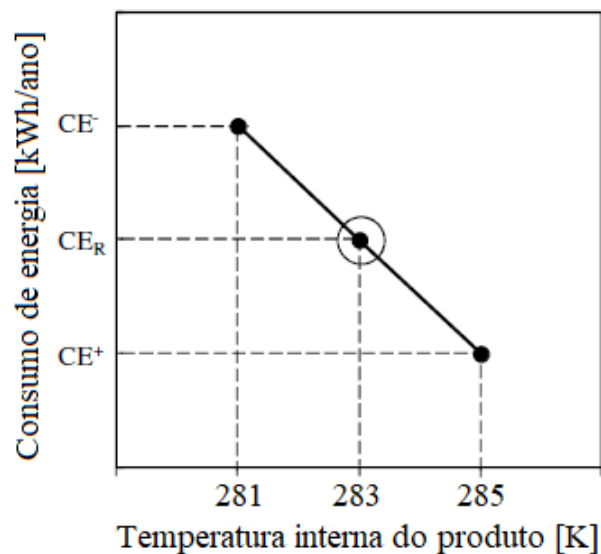


Figura 17 – Representação da interpolação para computar o valor do consumo de energia. Adaptado de Thiessen (2015).

A norma IEC 62552 (2015) apresenta algumas considerações para os testes com adegas de vinho, a qual estabelece que os testes de consumo de energia devem ser realizados para uma temperatura de no mínimo 12°C (285,15 K). Aqui os testes foram realizados para as temperaturas de 8°C (281,15 K) e 12°C (285,15 K) estipuladas no controle, buscando um valor de consumo de energia para a temperatura de 10°C (283,15 K). A interpolação é realizada com os valores de temperatura experimentais médios apresentados no interior dos compartimentos, visto que os mesmos são independentes. Sendo assim, são realizadas duas interpolações, uma para cada compartimento. Ao fim, o consumo de energia é o valor médio dos dois valores interpolados para cada compartimento à 10°C (283,15 K).

Esses testes são subsequentes aos testes de *pull-down* (Seção 3.2.2), visto que os testes de consumo de energia em regime cíclico periódico são iniciados após os testes de decaimento de temperatura realizados segundo a primeira condição de regime permanente apresentada. Esta estratégia faz com que o tempo seja otimizado e auxilia no melhor entendimento do produto, visto que o mesmo é analisado durante um maior tempo de operação ininterrupta.

3.2.4 Teste de fluxo de calor reverso

O consumo de energia de um refrigerador é definido em grande parte pela carga térmica imposta pela transferência de calor através das suas paredes externas (GONÇALVES; MELO; VIEIRA, 2000). Sendo assim, pode-se inferir que a qualidade do isolamento térmico do produto é de fundamental importância para sua performance energética do mesmo.

A fim de tornar mensurável a qualidade do isolamento térmico de refrigeradores, Gonçalves, Melo e Vieira (2000) propuseram um procedimento de testes intitulado de *teste de fluxo de calor reverso*. O teste consiste em quantificar, de maneira indireta, a condutância térmica global (UA) do gabinete. Para tal, o refrigerador - a adega de vinhos doméstica - é posicionado no interior da câmara climatizada e equipado com resistências elétricas, essas devem ser cuidadosamente posicionadas para minimizar a estratificação de temperaturas no interior do compartimento refrigerado. Caso seja necessário, podem ser adicionados ventiladores para auxiliar na homogeneização da temperatura no interior dos compartimentos.

Durante o procedimento de teste, o sistema de refrigeração do produto é mantido desligado, as resistências elétricas são acionadas e monitoradas através de controladores PID que ajustam a temperatura no interior dos compartimentos para valores acima da temperatura do ambiente externo. Após atingir a condição de regime permanente, as temperaturas médias dos compartimentos refrigerados e do ambiente externo são computadas, bem como a potência dissipada pelas resistências elétricas e pelo ventilador, caso seja utilizado. Com isso, aplica-se a conservação da energia ao volume de controle mostrado na Figura 18, caso específico para dois compartimentos, o qual resulta na formulação que segue:

$$UA_{\text{sup}}(\bar{T}_{\text{sup}} - \bar{T}_{\text{amb}}) + UA_{\text{inf}}(\bar{T}_{\text{inf}} - \bar{T}_{\text{amb}}) = \bar{W}_{\text{sup}} + \bar{W}_{\text{inf}} \quad (3.1)$$

onde UA_{sup} , UA_{inf} , \bar{W}_{sup} e \bar{W}_{inf} são a condutância térmica global e a potência dissipada pelas resistências nos compartimentos superior e inferior, respectivamente. \bar{T}_{sup} , \bar{T}_{inf} e \bar{T}_{amb} representam as temperaturas médias, no tempo e espaço durante pouco mais de 5 minutos, dos compartimentos superior e inferior e do ambiente externo, respectivamente.

Com exceção da condutância térmica global (UA) dos compartimentos, as demais grandezas apresentadas na Equação (3.1) são diretamente mensuradas. Consequentemente, tem-se duas incógnitas e uma única equação. Portanto, faz-se necessário a realização de no mínimo dois testes, cujos parâmetros mensuráveis sejam linearmente independentes, para determinação de UA_{sup} e UA_{inf} através do método dos mínimos quadrados (ESPÍNDOLA, 2017). Com intuito de diminuir as incertezas dos resultados foram propostas quatro combinações diferentes para a temperatura dos compartimentos do produto, resultando em quatro testes linearmente independentes para a obtenção das incógnitas anteriormente mencionadas. Salienta-se que as temperaturas dos compartimentos são parâmetros suficientes para determinação das condições para esse tipo de teste, uma vez que a potência dissipada pelas resistências é uma consequência da mesma.

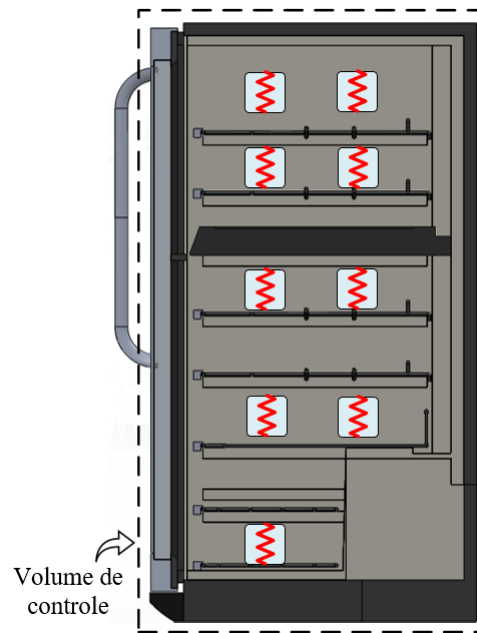


Figura 18 – Representação esquemática do volume de controle para aplicação do balanço de energia durante os testes de fluxo de calor reverso.

3.2.5 Análise termodinâmica da adega de vinhos comercial

Com o intuito de realizar, de forma aproximada, uma análise termodinâmica do desempenho do produto, é proposto aqui uma análise em termos do coeficiente de performance (COP) e da eficiência de segunda lei (η_{2nd}), parâmetros comumente utilizados para análise de sistemas de refrigeração.

Segundo Gosney (1982), a eficiência de um sistema de refrigeração é dada pela razão entre o efeito líquido produzido (resfriamento) e a quantidade de energia despendida para produzi-lo. Neste caso, a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_F) e a potência elétrica consumida (\dot{W}), respectivamente. A Equação (3.2) define o COP para um sistema de refrigeração.

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} \quad (3.2)$$

No presente trabalho, para as análises dessa etapa, a capacidade de refrigeração é definida como sendo equivalente à carga térmica imposta pelo ambiente externo aos compartimentos refrigerados, tal que:

$$\dot{Q}_F = UA_{sup}(\bar{T}_{amb} - \bar{T}_{sup}) + UA_{inf}(\bar{T}_{amb} - \bar{T}_{inf}) \quad (3.3)$$

A potência elétrica (\dot{W}) é definida como a potência média consumida em cerca de 5 horas durante o regime cíclico periódico, considerando ciclos completos de liga-desliga do compressor.

O máximo COP possível para um sistema de refrigeração é dado pelo ciclo de Carnot, e definido pela Equação (3.4):

$$COP_{Carnot} = \frac{\bar{T}_F}{\bar{T}_Q - \bar{T}_F} \quad (3.4)$$

onde, \bar{T}_F e \bar{T}_Q correspondem às temperaturas das fontes fria e quente, respectivamente. Definindo o COP_{Carnot} , pode-se apresentar a definição para eficiência de segunda lei do sistema, Equação (3.5), dada como uma razão entre o COP do produto e o COP_{Carnot} .

$$\eta_{2nd} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (3.5)$$

3.2.6 Plano de testes

O plano de testes para os procedimentos de caracterização do produto comercial foi dividido em três grandes grupos. Inicialmente, são realizados os testes de *pull-down* sem alteração do controle do produto seguido dos testes de consumo de energia em regime cíclico periódico, essa etapa foi denominada Etapa 1 (*Baseline*), onde se tem a intenção de verificar o comportamento do produto em operação. Posteriormente, são efetuados os testes de fluxo de calor reverso para quantificar a condutância térmica global do gabinete, Etapa 2. Por fim, os testes de *pull-down* com manipulação do controle de temperaturas do produto, Etapa 3, visam verificar a menor temperatura atingida no interior do gabinete para uma condição ininterrupta do sistema de refrigeração. Salienta-se que, a câmara de testes utilizada no presente trabalho possui dois postos, permitindo a realização dos experimentos nos dois gabinetes, #1 e #2, simultaneamente, quando necessário.

Após a instrumentação de ambos os gabinetes os testes experimentais puderam ser iniciados. A Tabela 2 compreende os testes da Etapa 1 (*Baseline*), testes de *pull-down* sem alteração do controle de temperatura do produto e consumo de energia em regime cíclico periódico. Sendo que, serão efetuados testes sem carregamento para ambos os gabinetes e testes com carregamento (garrafas de vinho) apenas para o gabinete #1.

Tabela 2 – Parâmetros para realização dos experimentos da Etapa 1 (*Baseline*).

Teste	1	2	3	4
Temperatura do compartimento superior [°C]	8	12	8	12
Temperatura do compartimento inferior [°C]	8	12	8	12
Carregamento [-]	Não	Não	Sim	Sim
Gabinete [-]	1 e 2	1 e 2	1	1

Na Etapa 2, são realizados quatro testes em ambos os gabinetes. Durante esses testes a temperatura ambiente é mantida em 20°C (293,15 K) e a umidade relativa em 50%, nos testes das demais etapas apenas a temperatura ambiente é alterada para 25°C (298,15 K). As temperaturas estipuladas para os testes de fluxo de calor reverso, Etapa 2, estão expostas na Tabela 3.

Tabela 3 – Parâmetros para realização dos experimentos da Etapa 2.

Teste	1	2	3	4
Temperatura do compartimento superior [°C]	50	60	50	60
Temperatura do compartimento inferior [°C]	35	40	50	50

Por fim, na Etapa 3, testes de *pull-down* após manipulação do controle de temperaturas do produto, foram realizados dois testes (vide Tabela 4), um com e outro sem carregamento, apenas o gabinete #1 foi analisado.

Tabela 4 – Parâmetros para realização dos experimentos da Etapa 3.

Teste	1	2
Gabinete [-]	1	1
Carregamento [-]	Sem	Com

A Tabela 5 apresenta os valores máximos obtidos para as incertezas expandidas das variáveis envolvidas no procedimento de caracterização do produto comercial. As mesmas foram calculadas assumindo uma distribuição normal do erro, com fator de abrangência de 98%. A metodologia para o cálculo das respectivas incertezas se encontra exposto no Apêndice A.

Tabela 5 – Incerteza expandida máxima para as principais variáveis envolvidas na caracterização do produto comercial.

Parâmetros	Incerteza Máxima
Temperatura ambiente [°C]	0,12
Temperatura do compartimento superior [°C]	0,14
Temperatura do compartimento inferior [°C]	0,12
Temperatura das garrafas do compartimento superior [°C]	0,14
Temperatura das garrafas do compartimento inferior [°C]	0,10
Condutância térmica global do gabinete [W/K]	0,08
Consumo de energia em regime cíclico periódico [kWh/ano]	4

3.3 Acoplamento gabinete e RMA emulado

A interação entre RMA, trocadores de calor e compartimento refrigerado ainda não é difundida na literatura relacionada à refrigeração magnética. Comumente aproximações são realizadas, tanto em trabalhos numéricos quanto experimentais, principalmente considerando trocadores de calor idealizados ($UA \rightarrow \infty$). Com isso, buscando avaliar a interação entre os três subsistemas, anteriormente mencionados, são desenvolvidos neste trabalho metodologia e aparato experimentais com intuito de verificar o desempenho de um gabinete refrigerado³, interagindo por meio do conjunto trocador de calor e ventilador com um RMA emulado através de uma bancada experimental.

3.3.1 Bancada experimental

A Figura 19 apresenta uma visão geral do aparato experimental desenvolvido para emular as condições de operação de um RMA. O mesmo conta com dois circuitos hidráulicos

³ Foi utilizado um dos gabinetes da adega de vinhos comercial previamente caracterizada, cujo procedimento de seleção se encontra no Apêndice C.

semelhantes: linhas quente e fria, responsáveis por emular o comportamento do fluido de transferência de calor que deixa o RMA (hipotético) durante os escoamentos frio e quente, respectivamente. Os componentes dos circuitos hidráulicos foram selecionados para que o sistema fosse capaz de emular as faixas de temperatura e vazões mássicas comumente utilizadas em RMAs de pequeno porte, designados para soluções de refrigeração em torno da temperatura ambiente com diferença de temperatura entre as fontes em torno de 20 K.

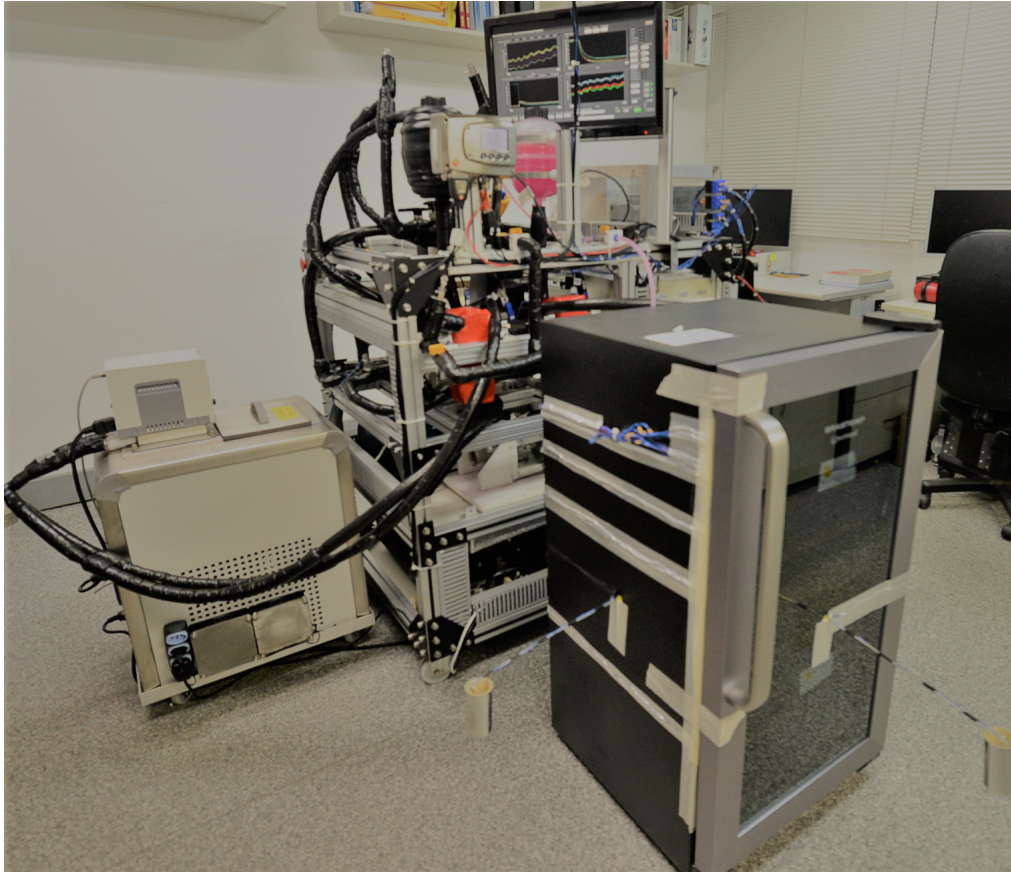


Figura 19 – Visão geral do aparato experimental.

O fluido de transferência de calor, proveniente dos dois circuitos hidráulicos do aparato experimental interage com o gabinete refrigerado e com o ambiente externo por meio dos trocadores de calor frio e quente, respectivamente. Com intuito de auxiliar no entendimento da operação dos circuitos, a Figura 20 apresenta um diagrama da composição dos circuitos hidráulicos do aparato experimental, a legenda dos componentes não especificados pode ser vista na Tabela 6.

O fluido de transferência de calor utilizado é uma mistura, em volume 80/20, de água deionizada e anticongelante automotivo a base de etilenoglicol e aditivos anticorrosivos. O escoamento, em cada um dos circuitos hidráulicos é garantido por uma bomba de palhetas rotativas (PROCON - 113E080F31BA) acionada por um motor elétrico (WEG - W22). A válvula de alívio proporcional (SWAGELOK - SS-RL3M4-F4) garante a integridade do sistema contra picos de pressão na linha, direcionando o fluido de transferência de calor novamente ao reservatório. A frequência de operação da bomba de palhetas é mantida constante através de um inversor de frequência (WEG - CFW08) que gerencia a rotação do motor elétrico. A vazão mássica do fluido que percorre o trocador de calor é controlada através de uma

válvula de restrição variável (SWAGELOK - SS-31RS4-G) posicionada em uma das linhas de desvio. O controle é feito através da variação da restrição na linha de desvio, quanto maior a restrição imposta maior a vazão mássica resultante no circuito principal e, consequentemente, no trocador de calor. Válvulas de retenção simples, unidirecionais, são adicionadas nas linhas de desvio do sistema com a finalidade de garantir o fluxo unidirecional nesses ramos do circuito. Com intuito de facilitar a operação e manutenção do circuito hidráulico, válvulas registro de esfera são estrategicamente posicionadas ao longo das linhas quente e fria do aparato experimental.

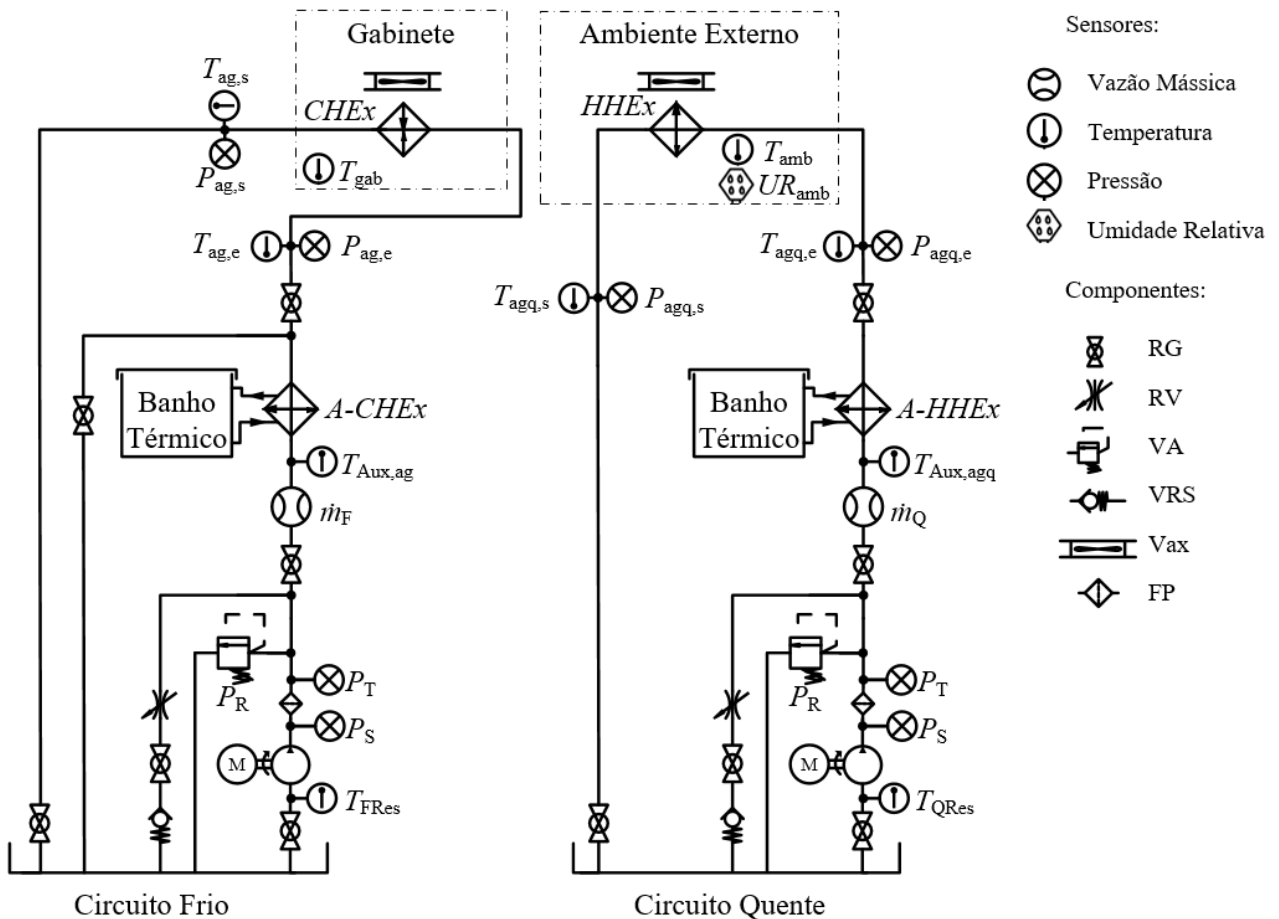


Figura 20 – Diagrama hidráulico dos circuitos frio e quente do aparato experimental. A Tabela 6 auxilia no entendimento dos componentes dos circuitos.

Tabela 6 – Legenda dos componentes do circuito hidráulico exposto na Figura 20.

Código	Descrição
RG	Registro de esfera
RV	Restrição variável (reduzora de vazão)
VA	Válvula limitadora de pressão de simples estágio (alívio)
VRS	Válvula de retenção simples com mola
VAX	Ventilador axial
FP	Filtro de particulados

Trocadores de calor de placas paralelas (*A-CHEX* e *A-HHEX*) são utilizados para promover a troca térmica entre os banhos térmicos (THERMO SCIENTIFIC - SC150-A40, na linha fria e QUIMIS - Q214M2, na linha quente) e o fluido de transferência de calor dos

dois circuitos hidráulicos do aparato. Com isso, torna-se possível controlar a temperatura de entrada do fluido de trabalho nos trocadores de calor principais, do tipo tubo-aletados, os quais interagem com as fontes fria e quente. As condições de entrada, temperatura ($T_{ag,e}$ e $T_{ag,q,e}$) e vazão (\dot{m}_F e \dot{m}_Q), do fluido de trabalho nos trocadores de calor principais, $CHEx$ para o circuito frio e $HHEX$ para o quente, emulam o comportamento do fluido que deixa o RMA durante os escoamentos quente e frio, respectivamente. Ventiladores axiais são acoplados ao $CHEx$ e ao $HHEX$ com intuito de aumentar o coeficiente de transferência de calor da corrente de ar, como consequência a variação de temperatura nessa corrente tende a diminuir, fato que é desejado principalmente para o trocador de calor frio, o que impacta diretamente na temperatura interna do gabinete. Os ventiladores são acionados por uma fonte externa (ICEL - PS-7000), sendo os parâmetros de operação, tensão e corrente, ajustados de acordo com as recomendações nominais do fabricante.

Para permitir a realização dos testes de regime transiente, comparados a um *pull-down*, tem-se uma linha de desvio adicional a jusante do $A-CHEx$ a qual é utilizada com a finalidade de equalizar a temperatura do fluido de trabalho do circuito frio antes da interação térmica deste com o compartimento refrigerado através do $CHEx$. Sabe-se que esse procedimento não é representativo da operação de um RMA em uma condição de abaixamento de temperatura, visto que os perfis as temperaturas do RMA ao longo do tempo são dependentes da temperatura de retorno do fluido. Porém, esse procedimento de teste teve como principal objetivo a validação do modelo matemático proposto por Calomeno (2018).

Como observado na Figura 20, cada circuito do aparato experimental ainda conta com um filtro de particulados (SWAGELOK - SS-6F-40) posicionado na saída da bomba de palhetas, entre dois transdutores de pressão (OMEGA - PX309-300psia), para evitar a contaminação do sistema. Além disso, outro par de transdutores de pressão, modelo idêntico aos anteriores, é responsável por quantificar a queda de pressão imposta pelos trocadores de calor principais, picos de pressão e possíveis vazamentos podem também ser observados através do monitoramento das pressões ao longo dos circuitos hidráulicos. Termopares calibrados, tipo T (OMEGA - TMQSS-062G-6), realizam medições de temperatura ao longo dos circuitos, permitindo a avaliação de temperaturas e diferenças de temperaturas que impactam em parâmetros relevantes à operação do aparato. Medidores de vazão do tipo Coriolis (SIEMENS - MASS 2100 DI3) quantificam a vazão mássica de fluido de trabalho que percorre o circuito principal.

Os parâmetros característicos do ambiente externo, temperatura e a umidade relativa, são monitorados através de transdutores de temperatura (termopares tipo T) e umidade relativa (TESTO - 6681/6610). A temperatura do ambiente externo é controlada através de um condicionador de ar (LG - SPLIT INVERTER 22000 Btu/h) com valor de temperatura ajustado pelo operador.

A Tabela 7 apresenta um compilado dos instrumentos de medição mencionados anteriormente. A leitura dos sinais oriundos dos instrumentos de medição referentes ao circuito hidráulico do aparato e das temperaturas referentes ao gabinete e ao ambiente externo é realizada por dois módulos distintos. Esses são parte de um sistema de aquisição comercial

(NATIONAL INSTRUMENTS) conectado à um computador equipado com um *software* de aquisição compatível (LABVIEW 2010), onde as variáveis fornecidas pelos transdutores podem ser visualizadas graficamente e salvas em arquivos de dados para análise subsequente. Os detalhes referentes ao sistema de aquisição são apresentados na Tabela 8.

Tabela 7 – Detalhamento da instrumentação do aparato experimental.

Sensor	Fabricante	Modelo	Incerteza
Termopar	Omega	TMQSS-062G-6	0,15 - 0,17°C (Calibração)
Transdutor de pressão	Omega	PX309-300 psia	0,05 bar (Catálogo)
Medidor de vazão	Siemens	Mass 2100 DI3	0,017 kg/h (Calibração)
Transdutor de umidade	Testo	6681/6610	1,0 % (Catálogo)

Tabela 8 – Principais componentes dos sistema de aquisição de dados.

Componente	Modelo
Chassi	SCXI - 1000 (4 slots)
Placa	NI PCI-6259
Módulo de aquisição (aparato)	SCXI - 1102B/1303 (32 canais)
Módulo de aquisição (gabinete)	SCXI - 1102/1303 (32 canais)

3.3.2 Procedimento experimental

Após realizada a montagem do aparato experimental, fez-se necessário a elaboração de um procedimento de testes para garantir a padronização dos mesmos, tanto para a condição de regime permanente (RP) quando para o regime transiente (RT). Bem como a definição das métricas a serem calculadas no pós-processamento.

Ambos os procedimentos de teste iniciam com a verificação do nível de fluido nos reservatórios, a realização do auto-ajuste do medidor de vazão do tipo coriolis e a verificação da tensão e corrente nominais para o acionamento do ventilador. Além disso, o computador é ligado junto com o sistema de aquisição de dados e se faz uma certificação geral do funcionamento dos sensores através do *software* de aquisição e monitoramento. Em seguida, a posição de fixação dos conjuntos trocadores de calor e ventilador é verificada.

3.3.2.1 Regime permanente (RP)

Logo após os processos iniciais, quanto se trata de um teste de RP, certifica-se de que a porta do gabinete se encontra devidamente fechada e todas as válvulas de registro do sistema estão abertas. Em seguida, o motor do circuito frio e, se necessário, o do circuito quente são acionados e após o transiente de partida, a válvula de registro localizada na bifurcação após o A-CHEX (vide Figura 20) é fechada. A vazão mássica no CHEX é controlada através da válvula de restrição variável. O banho térmico é acionado, com um *set-up* de temperatura previamente estipulado de acordo com a temperatura que se deseja obter na entrada do trocador de calor principal.

Durante a estabilização térmica, tanto do banho térmico quanto do fluido de transferência de calor do aparato, torna-se necessário monitorar e ajustar a vazão mássica do fluido de transferência de calor, através da válvula de restrição variável, e a temperatura do ambiente externo, por meio de ajustes no condicionador de ar da sala. Eventualmente, podem ser necessários ajustes finos da temperatura estipulada no banho térmico para atingir a condição da temperatura de teste necessária.

Após o aparato atingir a condição de testes desejada, o *software* de aquisição e monitoramento verifica cinco condições necessárias, as quais devem ser satisfeitas por 25 minutos, para que os dados referente ao teste em questão possam ser adquiridos. O desvio padrão de cada uma das cinco condições é calculado a cada cinco minutos e comparado com a incerteza relacionada a devida medição, caso o desvio padrão de todas as cinco condições seja inferior à respectiva incerteza, um contador é acionado. Na próxima verificação, caso a condição se mantenha, o contador é incrementado e se alguma das condições não for repetidamente verificada o contador zera e o procedimento reinicia. Ou seja, o teste só pode ser salvo quando as cinco condições forem estabelecidas de maneira ininterrupta durante 25 minutos.

As condições necessárias, anteriormente mencionadas, são relacionadas às três medições da temperatura do ar no interior do compartimento refrigerado (vide Figura 15) e às diferenças de temperatura observados nos trocadores de calor auxiliar (*A-CHEX*) e principal (*CHEX*). Salienta-se que essas verificações são realizadas apenas para o circuito frio do aparato experimental, uma vez que o grande intuito dos testes em RP é a validação do modelo de Peixer et al. (2018). Quanto ao circuito quente, este foi montado especialmente para verificação da influência de uma possível carga térmica adicional introduzida ao compartimento refrigerado.

Tendo sido satisfeito o requisito padrão que define o regime permanente, o teste pode então ser salvo, a taxa de aquisição utilizada durante os experimentos em RP é de 1 kHz, com tempo de aquisição de cinco minutos. No pós-processamento, as variáveis diretamente medidas são obtidas através de seu valor médio durante o teste. As métricas de interesse dos experimentos em RP são a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_F^{HEX}), a carga térmica imposta pelo ambiente ao compartimento refrigerado (\dot{Q}^{UA}), a temperatura média do compartimento refrigerado (T_{gab}) e a diferença de temperatura entre as fontes (ΔT_{span}).

A capacidade de refrigeração, definida pela Equação (3.6), é calculada através do balanço de energia na corrente de fluido de transferência de calor no trocador de calor principal (*CHEX*).

$$\dot{Q}_F^{HEX} = \dot{m}_F C_{p,F} (T_{ag,s} - T_{ag,e}) \quad (3.6)$$

Na Equação (3.6), \dot{m}_F e $C_{p,F}$ são a vazão mássica e o calor específico a pressão constante do fluido de transferência de calor no circuito frio, enquanto $T_{ag,e}$ e $T_{ag,s}$ são as temperaturas de entrada e saída do mesmo no *CHEX*, vide Figura 20.

A carga térmica imposta pelo ambiente ao compartimento refrigerado, definida pela Equação (3.7), é obtida por meio da determinação da quantidade de calor que infiltra no compartimento refrigerado. Essa é calculada através do produto entre a diferença de tempe-

ratura entre as fontes quente (T_{amb}) e fria (T_{gab}) e a condutância térmica global do gabinete (UA_{gab}). T_{amb} e T_{gab} são obtidos através da temperatura média dos termopares posicionados no exterior e no interior do gabinete, como mencionado na seção 3.1.1. Assim, a diferença de temperatura entre as fontes, Equação (3.8), também fica definida.

$$\dot{Q}^{UA} = UA_{gab}(T_{amb} - T_{gab}) \quad (3.7)$$

$$\Delta T_{span} = T_{amb} - T_{gab} \quad (3.8)$$

A incerteza máxima relacionada a cada uma das métricas anteriormente mencionadas pode ser verificada na Tabela 9, o Apêndice A contém o procedimento detalhado para o cálculo das respectivas incertezas.

Tabela 9 – Incerteza expandida máxima para as principais variáveis envolvidas nos testes realizados junto ao aparato experimental.

Parâmetros	Incerteza Máxima
Temperatura ambiente [°C]	0,12
Temperatura do gabinete [°C]	0,10
Diferença de temperatura entre fontes [°C]	0,16
Capacidade de refrigeração [W]	34
Carga térmica imposta pelo ambiente [W]	3

3.3.2.2 Regime transiente (RT)

Depois da realização dos procedimentos iniciais, comuns aos procedimentos em RP e RT, quando se trata de um teste em RT é necessário que a porta do gabinete permaneça aberta antes do início dos testes, a intenção é que ao iniciar o procedimento o mesmo esteja em equilíbrio térmico com o ambiente. Quando o procedimento, em RT, é realizado com a adição do carregamento as garrafas precisam respeitar a mesma condição de equilíbrio térmico com o ambiente externo para que o teste possa ser iniciado. Antes de acionar o motor elétrico da bomba do circuito frio, é necessário que todas as válvulas de registros estejam abertas, com exceção das duas que permitem o escoamento no *CHEX*, as quais devem ser mantidas fechadas para que o fluido seja direcionado ao reservatório após deixar o *A-CHEX*. Salienta-se que o circuito quente não é utilizado durante os testes em RT.

O motor elétrico da bomba do circuito frio é acionado e a vazão no circuito é inicialmente estipulada através da válvula de restrição variável. O banho térmico do circuito frio é acionado com uma temperatura de operação pré-definida através dos resultados obtidos nos testes em RP. Após a estabilização das temperaturas, tanto do banho térmico quanto do fluido do circuito frio do aparato, garantida através das mesmas condições expostas para o teste em RP, os dados podem começar a ser adquiridos a uma taxa de aquisição de 1 Hz. Os dados são adquiridos durante um tempo inicial, entre 5 e 10 minutos, com a porta do produto aberta e sem a interação do fluido de trabalho com o *CHEX* para que possa ser verificada, no pós-processamento, a condição de equilíbrio térmico anteriormente citada.

Após o tempo de aquisição inicial, a porta do produto e a válvula de registro que permite o retorno do fluido do *A-CHEx* ao reservatório são fechadas, as válvulas de registro localizadas a montante e jusante do *CHEx* são abertas e o ventilador é acionado. Durante o teste é necessário que a vazão mássica do fluido de transferência de calor e a temperatura ambiente sejam monitoradas e ajustadas, a primeira através da válvula de restrição variável e a segunda através do condicionador de ar da sala. A aquisição de dados no procedimento em RT é finalizada pelo operador após a temperatura de interesse ser atingida no interior do gabinete ou após ser estabelecido o RP. As métricas de interesse dos testes em RT são as temperaturas médias do ar no interior do gabinete (T_{gab}) e das garrafas (T_{gar}).

3.3.3 Plano de testes

O plano de testes elaborado para levantamento dos dados referentes ao desempenho do gabinete comercial acoplado ao aparato experimental foi dividido da seguinte forma: inicialmente, são realizados testes preliminares para adaptação dos operadores com o aparato e a verificação de possíveis irregularidades na operação do mesmo. Em seguida, os outros dois grupos de experimentos são relacionados aos testes em RT e RP para dois trocadores de calor distintos, respectivamente.

Antes de expor o plano de testes, cabe ressaltar que alguns parâmetros foram estipulados pelos outros desenvolvedores do grupo PoloMag por meio de análises numéricas do RMA para operar a adega megnética, uma vez que os estudos específicos nas demais áreas convergem para valores ótimos ou aceitáveis para tais parâmetros. O modelo desenvolvido por Peixer et al. (2018), descrito na Seção 2.2.3, é utilizado para orientação dos parâmetros a serem variados na operação do aparato. O Apêndice B apresenta o procedimento de utilização do modelo para obtenção dos parâmetros de testes e seus intervalos de análise. Além disso, apresenta-se uma análise das variáveis que realmente apresentam impacto significativo no desempenho do conjunto. A principal verificação é que a vazão mássica do circuito frio (\dot{m}_F) tem pouca influência na temperatura final do gabinete. Portanto, deu-se prioridade para a variação da temperatura de entrada do fluido de trabalho no *CHEx* ($T_{\text{ag,e}}$).

Alguns parâmetros foram mantidos constantes durante as três etapas de experimentos previstas, ou por terem faixas especificadas pela norma como é o caso da umidade relativa e da temperatura ambiente, ou por terem sido fornecidas pelos outros desenvolvedores do grupo. A Tabela 10 apresenta os parâmetros constantes e a faixa de variação permissível durante os experimentos.

Tabela 10 – Parâmetros constantes para os experimentos previstos no plano de testes.

Parâmetro	Valores admissíveis
Temperatura ambiente [°C]	25 ± 1
Umidade relativa [%]	55 ± 15
Vazão mássica do fluido de trabalho [kg/h]	150 ± 1

Com isso, os testes preliminares puderem ser previstos. Nessa etapa foi utilizado o trocador de calor C.TAL.015 (vide Anexo A) junto do ventilador BS-fan (vide Anexo C).

Foram realizados dez testes preliminares, os quais foram repetidos por cada um dos dois operadores do aparato experimental, com intuito de verificar a sensibilidade do aparato ao operador, familiarizar os mesmos com o procedimento de testes e para detecção de possíveis melhorias no sistema.

A Tabela 11 apresenta os parâmetros utilizados para realização dos testes preliminares. Para os testes em RP, a temperatura do banho (T_{banho}) é ajustada para atingir a temperatura de entrada do trocador de calor ($T_{\text{ag,e}}$) desejada, como já mencionado anteriormente. Mas nos testes em RT, a temperatura estipulada no controlador do banho térmico interfere no desempenho do aparato, uma vez que o comportamento do mesmo será afetado em termos da capacidade de refrigeração entregue pelo sistema de refrigeração, interferindo assim no tempo de *pull-down*. Portanto, para os testes preliminares em RT a temperatura do banho foi mantida constante, a partir daquela obtida nos experimentos em RP, para evitar a interferência do mesmo no desempenho do aparato.

Tabela 11 – Parâmetros para realização dos experimentos da etapa de testes preliminares.

Teste	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{ag,e}}$ [°C]	5	3	1	0	-1	-3	-5	-7	-	-
T_{banho} [°C]	-	-	-	-	-	-	-	-	-2	-2
Regime de operação [-]	RP	RP	RP	RP	RP	RP	RP	RP	RT	RT
Carregamento [-]	Sem	Sem	Sem	Sem	Sem	Sem	Sem	Sem	Sem	Com

Os oito experimentos, em RP, previstos na Tabela 11 foram repetidos para verificação da interferência da operação do circuito quente no desempenho do aparato experimental. O trocador de calor quente (*HHEX*) foi posicionado na casa de máquinas do produto e a temperatura de operação do circuito foi estipulada em 40°C (313,15 K) através do banho térmico do mesmo, com a mesma vazão de operação do circuito frio.

A segunda etapa, após o reconhecimento do aparato experimental por meio dos operadores, conta com os testes definitivos para avaliação do aparato experimental, visto que após conhecimento do aparato as chances de equívocos são menores. Nessa etapa, ainda utilizou-se o trocador de calor C.TAL.015 junto do ventilador BS-fan. Foram realizados sete testes em RP e dois em RT, a Tabela 12 sintetiza os parâmetros estipulados para realização dos testes da segunda etapa de avaliação do aparato experimental acoplado ao gabinete. Os testes em RT continuaram obedecendo a mesma lógica evidenciada na etapa anterior, com respeito à influência do *set-point* do banho térmico. Por fim, na terceira etapa, os experimentos realizados na segunda etapa foram repetidos para o trocador de calor C.TAL.016 (vide Anexo B) junto do mesmo ventilador utilizado nos experimentos anteriores.

Com o exposto no presente capítulo, tem-se a descrição dos aparatos, do procedimento e da metodologia experimental utilizados para caracterização tanto da adega de vinhos operando com o sistema de compressão mecânica de vapores, quanto com o sistema de refrigeração magnética emulado através da bancada experimental desenvolvida neste trabalho.

4 RESULTADOS

O presente capítulo está dividido em duas grandes seções: a primeira delas referente aos resultados experimentais da caracterização do produto comercial e a segunda relacionada à integração do gabinete, por meio dos trocadores de calor e do ventilador, ao RMA emulado. Inicialmente, serão apresentados os resultados da caracterização da adega de vinhos comercial e as análises envolvidas. Por fim, apresentam-se os resultados obtidos com o gabinete selecionado¹ e os trocadores de calor acoplados ao aparato experimental emulando o comportamento de um RMA.

4.1 Caracterização do produto comercial

A apresentação dos resultados referentes à caracterização do produto comercial foi disposta de acordo com as etapas previstas no plano de testes descrito na seção 3.2.6. Portanto, inicialmente expõe-se o comportamento da temperatura média dos compartimentos refrigerados para os dois gabinetes ao longo do tempo e os resultados do consumo de energia em regime cíclico. Na segunda etapa são apresentados os resultados obtidos nos experimentos de fluxo de calor reverso para ambos os gabinetes. Em seguida, a terceira etapa mostra o comportamento do sistema no teste de decaimento de temperaturas (*pull-down*) após a alteração nos sensores de temperatura do produto. Por fim é realizada uma análise termodinâmica aproximada para os produtos, bem como a escolha do gabinete para o acoplamento junto à bancada experimental.

4.1.1 Etapa 1 - Baseline

A primeira etapa dos experimentos para caracterização dos gabinetes convencionais é de suma importância para a compreensão do funcionamento do produto, os mesmos serão comparados em termos do consumo de energia em regime cíclico permanente e em relação à capacidade de controlar a temperatura do compartimento refrigerado em concordância com aquela estipulada em seu controlador.

A Figura 21 apresenta o comportamento da temperatura média do ar e das garrafas em ambos os compartimentos do gabinete #1, para uma temperatura do controle estipulada em 8°C (281,15 K). Nota-se que o tempo para que o compressor entre em operação cíclica é de pouco mais de 4 horas. Como a temperatura do ar ainda não havia atingido valores próximos ao estipulado no controle do produto, é possível que a adega de vinhos doméstica possua algum dispositivo de segurança que force o compressor a iniciar a operação cíclica após determinado tempo ou após exceder um valor limite para a temperatura do mesmo. As duas opções citadas são comumente empregadas para segurança de sistemas de refrigeração de produtos comerciais (SILVEIRA, 2018).

¹ O método de seleção é exposto no Apêndice C.

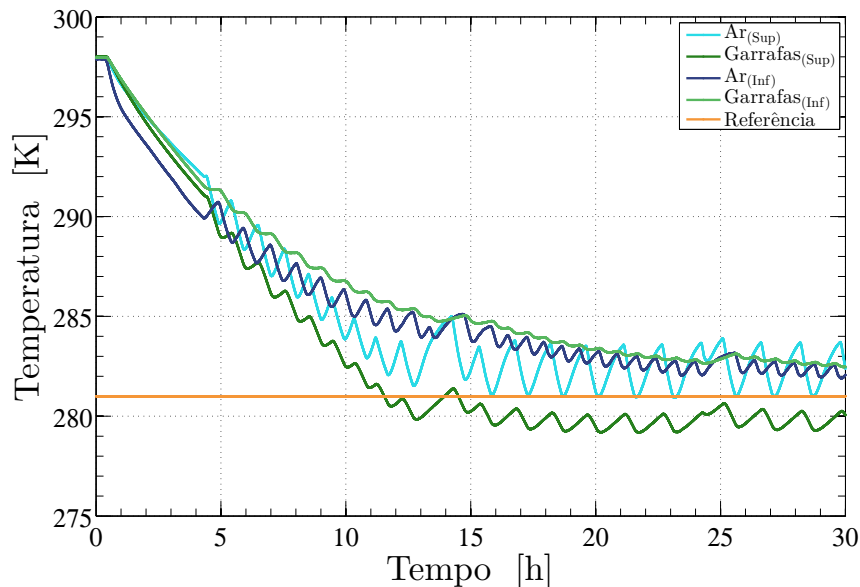


Figura 21 – Comportamento da temperatura média do ar e das garrafas para ambos os compartimentos do gabinete #1, temperatura de referência de 8°C (281,15 K).

Analisando a Figura 21 é possível notar que o comportamento cíclico periódico das temperaturas tem início em momentos diferentes para cada um dos compartimentos, sendo de aproximadamente 15 e 26 horas para os compartimentos superior e inferior, respectivamente. Este comportamento pode ser explicado devido ao maior volume a ser refrigerado no compartimento inferior, bem como a maior quantidade de garrafas que o mesmo comporta. Nota-se que a temperatura das garrafas no compartimento superior apresenta um valor menor do que a temperatura média do ar no mesmo compartimento, o que parece fisicamente não consistente, no entanto, acredita-se que tal comportamento se deve ao posicionamento dos termopares no presente compartimento.

As Figuras 22 e 23 expõem o comportamento da temperatura média do ar e da porta para os compartimentos refrigerados dos produtos #1 e #2, respectivamente, bem como a temperatura estipulada no controle do respectivo produto durante os testes sem a presença do carregamento. Neste caso, os dois compartimentos, superior e inferior, tiveram o controle de temperaturas ajustado para 8°C (281,15 K). Pode-se notar a existência de um gradiente de temperatura, na direção paralela às garrafas, relacionado à presença da porta de vidro.

Para os testes sem a adição do carregamento os dois gabinetes apresentam aproximadamente o mesmo tempo de *pull-down*, pouco mais de 1 hora. Analisando as Figuras 22 e 23 é possível notar, após estabelecido o regime cíclico periódico, uma mudança da amplitude dos valores máximos das temperaturas. Tal comportamento deve-se à realização do processo de degelo do produto, processo que tende a se repetir de maneira periódica sendo o período dependente das temperaturas de operação e da presença ou não do carregamento no interior dos compartimentos. Comparando os dois produtos é possível verificar uma diferença no tempo em que acontece o primeiro processo de degelo, cerca de 10 e 12 horas para os gabinetes #1 e #2, respectivamente. No entanto, nota-se que a frequência de degelo é aproximadamente igual, cerca de 13 horas para essa condição de operação.

Explorando as Figuras 22 e 23 é possível verificar uma diferença na capacidade dos

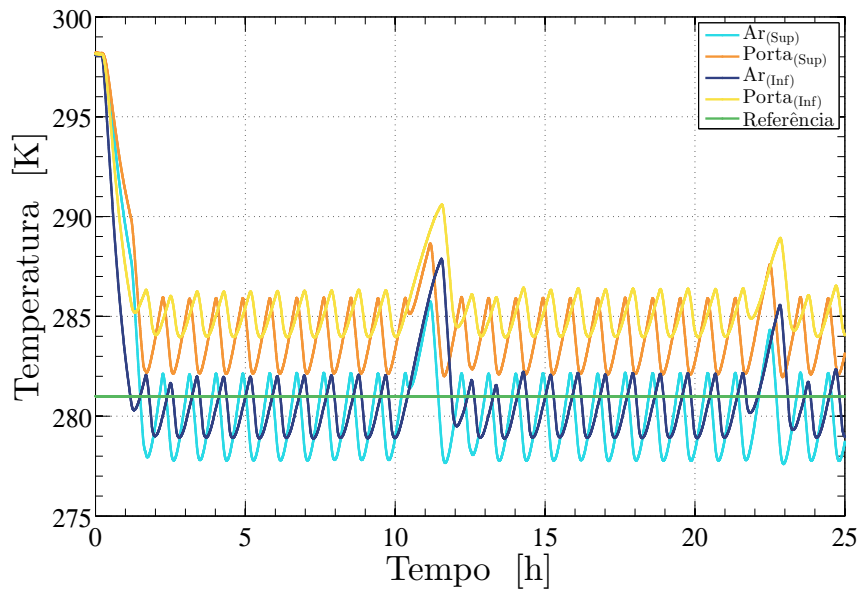


Figura 22 – Comportamento da temperatura média do ar e da porta para ambos os compartimentos do gabinete #1 em teste sem a presença do carregamento, temperatura de referência de 8°C (281,15 K).

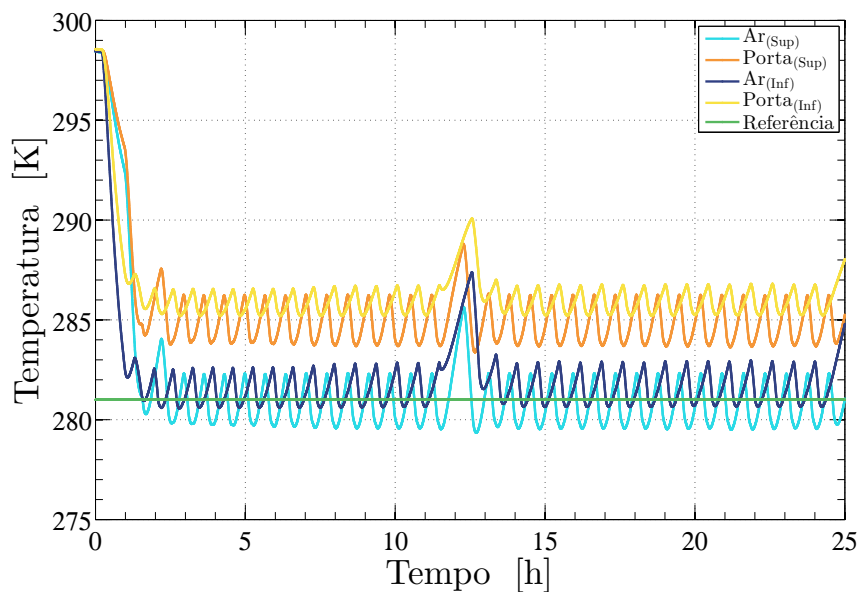


Figura 23 – Comportamento da temperatura média do ar e da porta para ambos os compartimentos do gabinete #2 em teste sem a presença do carregamento, temperatura de referência de 8°C (281,15 K).

produtos em manter a temperatura média dos compartimentos em torno da temperatura estipulada. O gabinete #2 apresenta um melhor desempenho em relação a este requisito, visto que as amplitudes da variação da temperatura média apresentada ao longo do tempo são menores do que as verificadas no gabinete #1. Sendo assim, acredita-se que exista alguma diferença na atuação do sistema de controle em relação ao sistema de refrigeração de ambos os produtos, podendo ser oriunda de uma variação da fabricação dos termostatos.

A fim de verificar a possível causa para a discrepância de cerca de 2 K para a temperatura média dos compartimentos do gabinete #1, relatada anteriormente e de posse de medições de temperaturas próximas aos termostatos do produto foram geradas as Figuras 24 e 25,

as quais mostram o comportamento da temperatura próximo aos termostatos dos dois compartimentos dos respectivos produtos. Analisando a Figura 24, referente ao gabinete #1, é possível observar uma maior amplitude para a leitura da temperatura do termostato do compartimento superior, fato que não ocorre quando a Figura 25, referente ao gabinete #2, é analisada. No entanto, percebe-se que o valor máximo que as temperaturas atingem é o mesmo em ambos os compartimentos dos dois produtos.

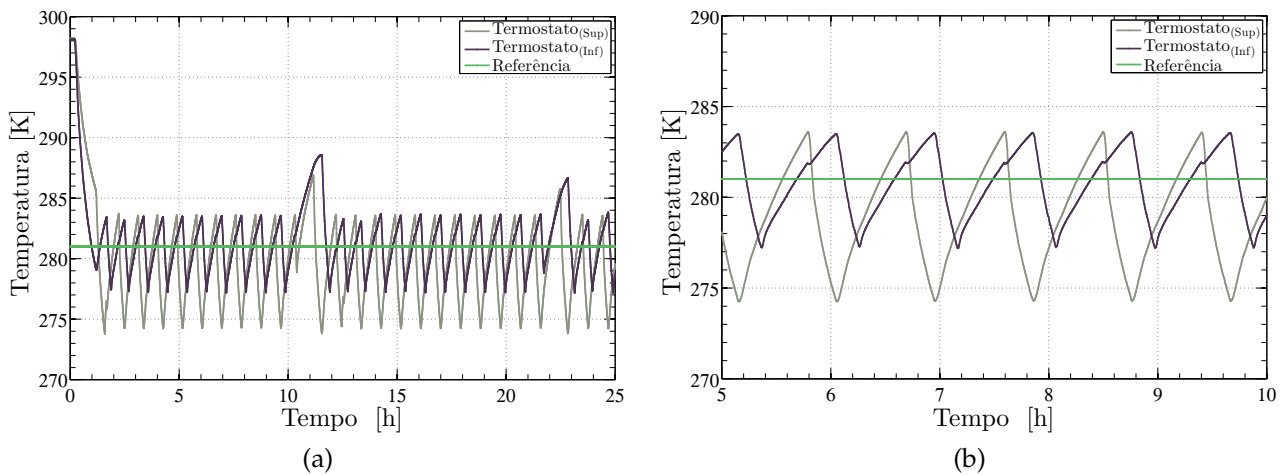


Figura 24 – Leitura dos termostatos dos dois compartimentos do gabinete #1, temperatura de referência de 8°C ($281,15\text{ K}$): (a) teste completo; (b) período de 5 horas em regime cíclico periódico.

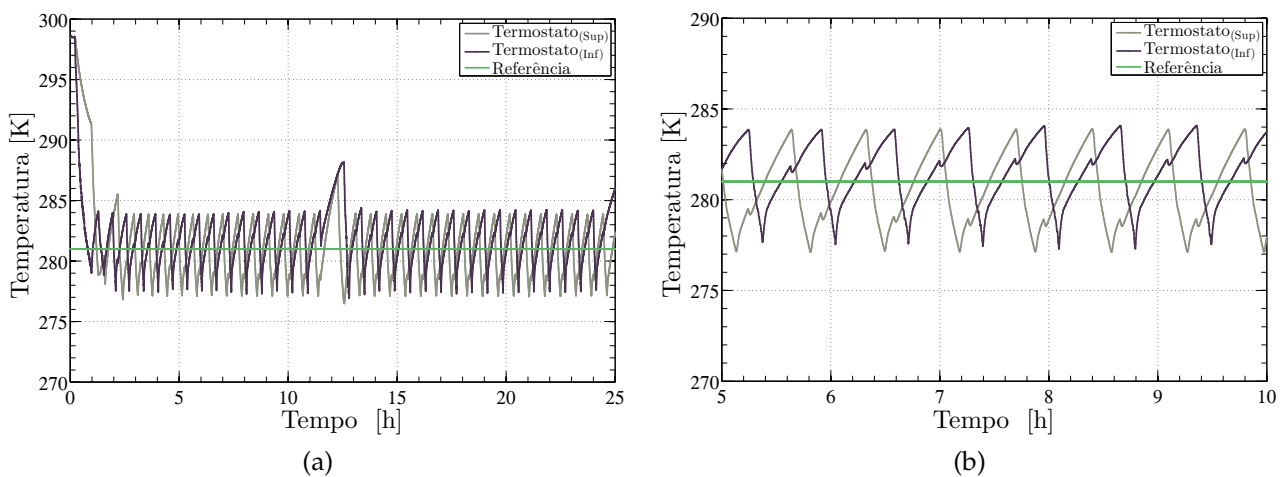


Figura 25 – Leitura dos termostatos dos dois compartimentos do gabinete #2, temperatura de referência de 8°C ($281,15\text{ K}$): (a) teste completo; (b) período de 5 horas em regime cíclico periódico.

Explorando as Figuras 26 e 27, referentes ao consumo de potência do compressor e do produto, pode-se verificar, quando analisado um mesmo intervalo de tempo, que para o gabinete #1 (Figura 26 (b)) o sistema de refrigeração permanece por mais tempo ligado e apresenta um menor número de ciclos de liga-desliga do compressor do que o gabinete #2 (Figura 27 (b)). Além disso, pode-se concluir que o consumo do produto é, em grande parte, devido ao consumo do compressor.

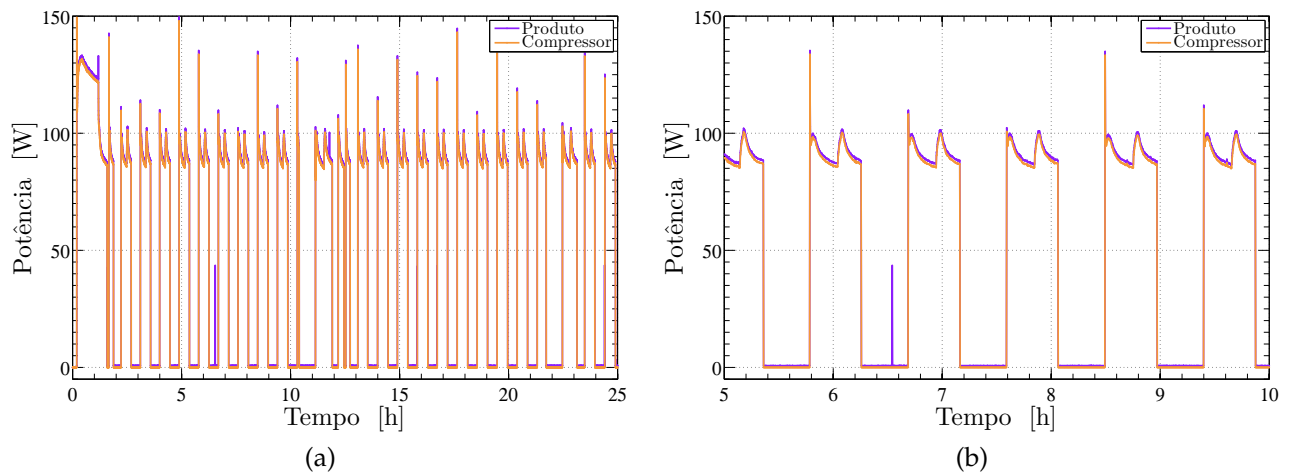


Figura 26 – Leitura do consumo de potência do produto e do compressor do gabinete #1, temperatura de referência de 8°C (281, 15 K): (a) teste completo; (b) período de 5 horas em regime cíclico periódico.

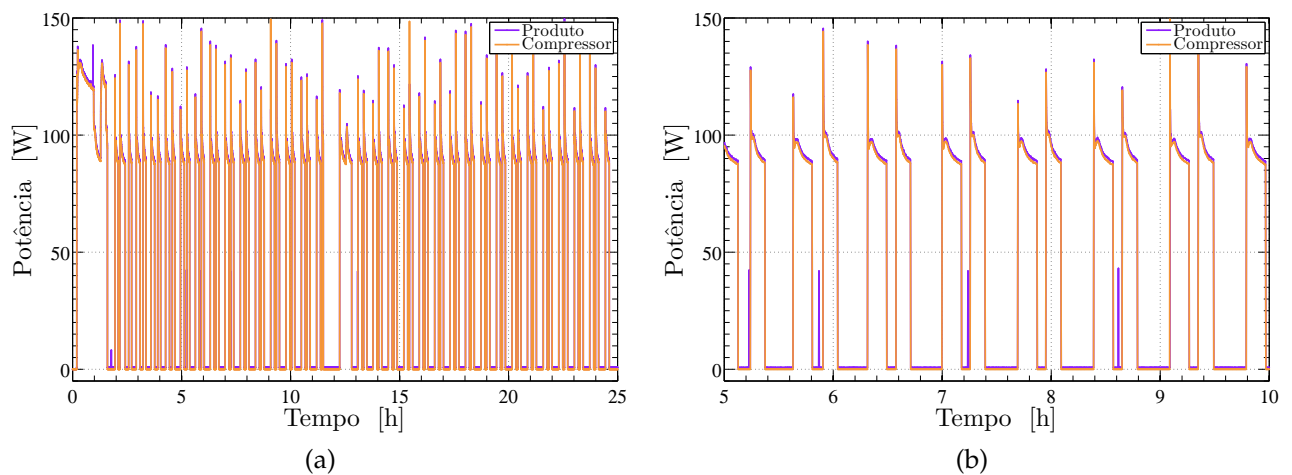


Figura 27 – Leitura do consumo de potência do produto e do compressor do gabinete #2, temperatura de referência de 8°C (281, 15 K): (a) teste completo; (b) período de 5 horas em regime cíclico periódico.

Finalmente, conclui-se que o termostato do compartimento superior do gabinete #1 desaciona o compressor apenas quando a temperatura desse compartimento é menor do que 2°C (275,15 K). Porém, logo em seguida a temperatura do compartimento inferior atinge cerca de 11°C (284,15 K), fazendo com que o compressor seja acionado, ou seja, o compressor é desacionado por parte do compartimento superior e imediatamente acionado pelo compartimento inferior. Fato este que não ocorre quando analisamos o gabinete #2, o qual tem a temperatura de ambos os compartimentos oscilando com a mesma amplitude, entre 11 e 4°C (284,15 e 277,15 K), o que gera ciclos de liga-desliga do compressor mais bem comportados em relação aos extremos de temperatura em cada compartimento. Devido ao exposto, pode-se afirmar que o gabinete #2 tem um controle mais acurado da temperatura dos compartimentos.

Salienta-se que foram apresentados resultados gráficos apenas para condição de temperatura do controle estipulada em 8°C (281, 15 K), porém testes semelhantes foram realizados

para a temperatura do controle estipulada em 12°C (285, 15 K) e o comportamento geral dos testes obedece as mesmas tendências mostradas.

Todos os testes da respectiva etapa foram realizados mantendo a temperatura ambiente em 25°C (298,15 K). A Tabela 13 apresenta os resultados para os testes de consumo de energia para ambos os gabinetes, sem a presença do carregamento.

Tabela 13 – Consumo de energia para os gabinetes #1 e #2 sem carregamento, temperatura ambiente de 25°C (298,15 K).

Teste	1	2	3	4
Gabinete	#1	#1	#2	#2
Temperatura estipulada [°C]	8	12	8	12
Temperatura média do compartimento superior [°C]	7,0	11,0	7,8	11,9
Temperatura média do compartimento inferior [°C]	7,4	11,4	8,4	11,7
Consumo de energia [kWh/ano]	453	300	366	299

Interpolando-se linearmente os resultados para a temperatura de 10°C (283, 15 K) e extrapolando o consumo para um período anual são obtidos os valores de 344 e 334 kWh/ano para os gabinetes #1 e #2, respectivamente. Salienta-se que o teste é conduzido sem abertura da porta do produto. Nota-se que o gabinete #1 apresenta um consumo de energia ligeiramente maior do que o gabinete #2 para uma mesma condição de operação, o que pode ser inerente à diferença da atuação do controle de temperaturas no processo de liga-desliga do compressor.

De acordo com a norma IEC 62552 (2015) o consumo de energia para esta categoria de produto não deve exceder o valor de 175 kWh/ano. Sendo assim, mesmo os testes não tendo sido realizados totalmente conforme a norma de refrigeradores, pode-se inferir que ambos os produtos não a satisfazem em relação à esse requisito.

A Tabela 14 apresenta os resultados do consumo de energia em regime cíclico periódico para o gabinete #1 com a presença do carregamento, como na análise anterior o período de análise foi de 5 horas após a obtenção de um regime cíclico periódico de temperaturas. Interpolando linearmente os dados se tem o consumo de energia extrapolado de 333 kWh/ano, referente à temperatura de 10°C (283, 15 K). Os resultados de consumo de energia obtidos, com ou sem a presença do carregamento, levam em consideração os dados adquiridos após a obtenção de um regime cíclico periódico das temperaturas dos compartimentos e não apenas do compressor. O menor valor de consumo de energia obtido na presença do carregamento se deve à inércia térmica adicionada, pelo líquido no interior das garrafas, ao compartimento refrigerado. Sendo assim, como os testes são analisados durante um mesmo período de tempo, o compressor permanece por menos tempo ligado quando há a presença do carregamento.

4.1.2 Etapa 2 - Fluxo de calor reverso

A segunda etapa de caracterização do produto comercial visa determinar o valor da condutância térmica global (UA) de ambos os gabinetes através dos testes de fluxo de calor reverso. A condutância térmica global é determinada com auxílio do método dos mínimos

Tabela 14 – Consumo de energia para o gabinete #1 com carregamento, temperatura ambiente de 25°C (298,15 K).

Teste	1	2
Gabinete	#1	#1
Temperatura estipulada [°C]	8	12
Temperatura média do compartimento superior [°C]	9,2	12,9
Temperatura média do compartimento inferior [°C]	9,0	12,6
Consumo de energia [kWh/ano]	353	279

quadrados (vide 3.2.4) utilizando os dados expostos nas Tabelas 15 e 16 referentes aos gabinetes #1 e #2, respectivamente.

Tabela 15 – Parâmetros experimentais utilizados para obtenção do UA do gabinete #1.

Teste	1	2	3	4
Temperatura do compartimento superior [°C]	49,9	60,7	50,0	59,2
Temperatura do compartimento inferior [°C]	35,1	38,9	50,1	49,9
Temperatura ambiente [°C]	20,9	21,1	21,0	21,2
Potência dissipada no compartimento superior [W]	23,6	31,6	18,0	28,8
Potência dissipada no compartimento inferior [W]	11,3	13,5	31,9	28,9

Tabela 16 – Parâmetros experimentais utilizados para obtenção do UA do gabinete #2.

Teste	1	2	3	4
Temperatura do compartimento superior [°C]	50,0	61,0	50,1	58,7
Temperatura do compartimento inferior [°C]	34,9	39,6	50,1	50,1
Temperatura ambiente [°C]	20,7	21,9	21,0	21,0
Potência dissipada no compartimento superior [W]	9,8	12,6	31,0	28,2
Potência dissipada no compartimento inferior [W]	24,6	35,4	19,3	29,3

Com isso, obteve-se os valores de condutância térmica global mostrados na Tabela 17 para os dois compartimentos de ambos os produtos. A incerteza de medição para a condutância térmica global dos gabinetes foi estimada como mostrado no Apêndice A e esta exposta na Tabela 5. Por fim, apresenta-se o valor aproximado para o que seria um UA global do produto, o qual é obtido através da soma do UA dos respectivos compartimentos. Nota-se que os dois produtos tem um isolamento térmico similar, visto que ambos possuem uma condutância térmica de aproximadamente 1,75 W/K.

Tabela 17 – Resultados de condutância térmica global para os gabinetes #1 e #2.

Gabinete	#1	#2
UA do compartimento superior [W/K]	0,66	0,69
UA do compartimento inferior [W/K]	1,09	1,05
UA estimado para o produto [W/K]	1,75	1,74

4.1.3 Etapa 3 - Pull-down sem atuação dos termostatos

A última etapa de caracterização do produto comercial compreende os testes de abaixamento de temperatura sem a atuação dos termostatos. Esses testes foram realizados apenas para o gabinete #1, com e sem a presença do carregamento. A Figura 28 apresenta os resultados para o teste sem a presença do carregamento. Pode-se verificar um comportamento assintótico das temperaturas médias dos compartimentos (Figura 28 (a)). Além disso, é possível aferir que o compartimento inferior, possivelmente, tem prioridade por parte da atuação do controle, atingindo cerca de 1°C ($274,15\text{ K}$), enquanto o compartimento superior é capaz de atingir cerca de 8°C ($281,15\text{ K}$) durante um mesmo período de tempo.

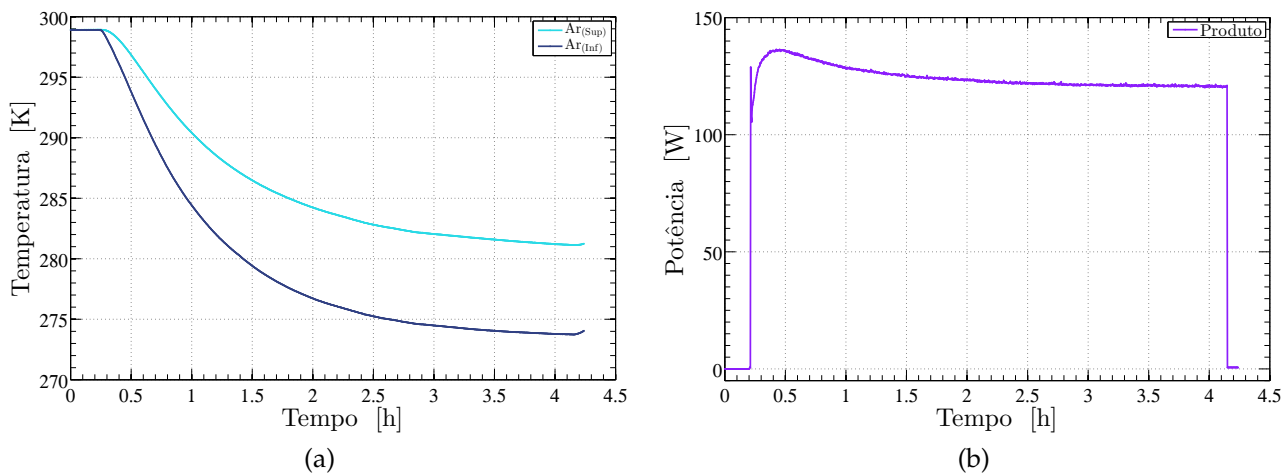


Figura 28 – Comportamento das temperaturas e da potência consumida durante o teste de *pull-down* sem carregamento.

Torna-se importante salientar que ambos os testes apresentados nessa seção foram interrompidos devido ao desligamento do compressor após pouco mais de 4 horas de teste, fato que já havia sido verificado durante os testes da Seção 4.1.1 com carregamento.

A Figura 29 apresenta o comportamento das variáveis de interesse durante o teste de *pull-down* com carregamento. Nota-se que durante o tempo de análise as temperaturas ainda não tendem a um comportamento assintótico. Uma vez que o carregamento impõe maior inércia térmica ao compartimento refrigerado. Novamente, é possível verificar que o compartimento inferior consegue atingir menores temperaturas do que o superior. Comparando as Figuras 28 (b) e 29 (b), referente à potência consumida pelo produto durante os testes com e sem carregamento, é possível notar uma diferença no consumo de energia por parte do compressor.

4.1.4 Análise termodinâmica da adega de vinhos comercial

Nessa seção são apresentados os resultados da análise termodinâmica dos gabinetes comerciais com base no exposto na Seção 3.2.5. Os resultados exibidos são referentes aos testes com a temperatura do controle estipulada em 8°C ($281,15\text{ K}$) para ambos os compar-

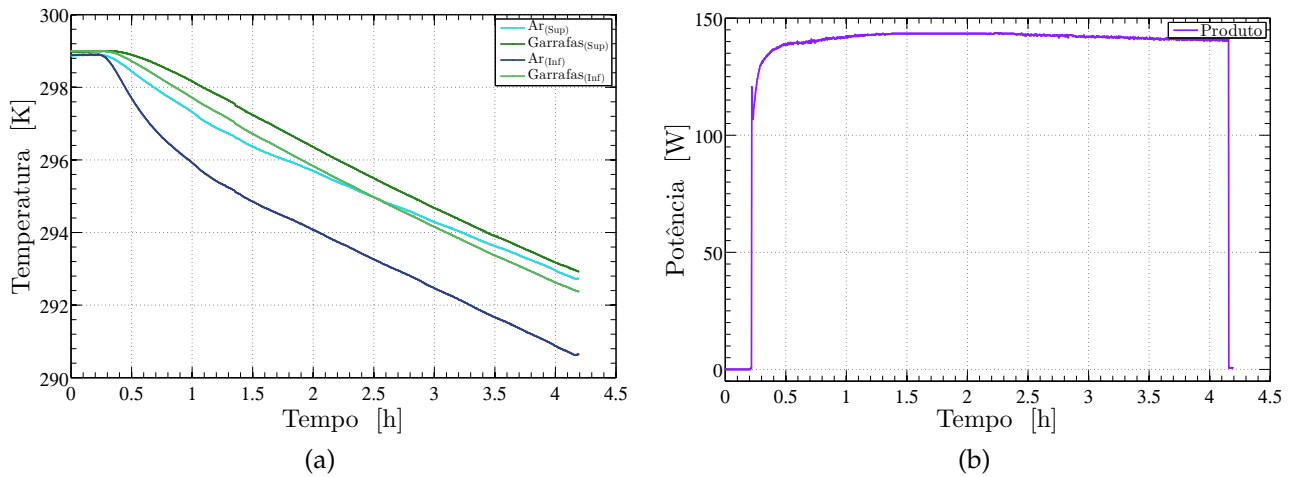


Figura 29 – Comportamento das temperaturas e da potência consumida durante o teste de *pull-down* com carregamento.

timentos dos dois produtos. Inicialmente, de maneira aproximada, tem-se uma capacidade de refrigeração (\dot{Q}_F) de cerca de 30 W, como segue:

$$\dot{Q}_F = UA_{\text{gab}}(\bar{T}_{\text{amb}} - \bar{T}_{\text{gab}}) = 1,75\text{W/K} * 17\text{K} = 29,75\text{W} \quad (4.1)$$

considerando a temperatura média dos compartimentos sendo a estipulada no controle e a temperatura média ambiente em 25°C (298,15 K), para as condições anteriormente citadas, tem-se um COP_{Carnot} de 16,53. A Tabela 18 apresenta os resultados de potência média, COP do produto e $\eta_{2\text{nd}}$ para os gabinetes #1 e #2 sem carregamento e para o gabinete #1 com carregamento. O gabinete #2 tem um consumo de potência menor do que o gabinete #1 para a mesma temperatura indicada no controle, o que faz com que esse apresente um melhor desempenho termodinâmico do ponto de vista da presente análise.

Tabela 18 – Resultados da análise termodinâmica para os gabinetes #1 e #2.

Carregamento	Sem		Com
Gabinete	#1	#2	#1
Potência média consumida [W]	47,99	43,09	47,16
Coefficiente de performance [-]	0,63	0,70	0,64
Eficiência de segunda lei [%]	3,81	4,23	3,87

No entanto, uma vez que as temperaturas experimentais são conhecidas e apresentam variações com relação ao estipulado no controle do produto, faz-se uma segunda análise com base nas temperaturas experimentais. Agora, a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_F) é obtida pela soma da parcela referente a cada compartimento, como mostrado na Equação (3.3). Além disso, para definição do COP_{Carnot} é utilizada a temperatura média dos dois compartimentos como a temperatura da fonte fria, \bar{T}_F na Equação (3.4). A Tabela 19 apresenta os valores médios da temperatura experimental observada nos compartimentos de ambos os gabinetes, bem como a potência média consumida durante cerca de 5 horas de testes em regime cíclico periódico contendo ciclos completos de liga-desliga do compressor. Sendo assim, com os valores de UA dos compartimentos apresentados na Tabela 17 é possível obter a capacidade

de refrigeração para cada compartimento e para o produto e, por fim, determinar o coeficiente de performance e a eficiência de segunda lei, mostrados também na Tabela 19.

Tabela 19 – Resultados da análise termodinâmica para os gabinetes #1 e #2 considerando as temperaturas experimentais.

Carregamento Gabinete	Sem		Com
	#1	#2	#1
Temperatura média do compartimento superior [°C]	7,0	7,8	9,2
Temperatura média do compartimento inferior [°C]	7,4	8,4	9,0
Potência média consumida [W]	47,99	43,09	47,16
Capacidade de refrigeração [W]	31,15	29,38	27,96
Coeficiente de performance [-]	0,65	0,68	0,59
Coeficiente de performance de Carnot [-]	15,70	16,59	17,69
Eficiência de segunda lei [%]	4,13	4,11	3,35

Nota-se que a menor temperatura experimental atingida pelo gabinete #1, para a mesma condição estipulada no controle, é oriunda da maior capacidade de refrigeração apresentada, o que tende a um consumo energético maior, como observado. No entanto, em termos de COP e η_{2nd} ambos os produtos apresentaram resultados próximos quando as temperaturas experimentais são levadas em consideração na análise.

Por fim, torna-se necessário eleger um dos gabinetes para ser acoplado ao aparato experimental, o método e as justificativas de seleção estão expostos no Apêndice C. Apresenta-se o gabinete #2 como o escolhido para integração com o aparato experimental desenvolvido para emular a operação de um RMA.

4.2 Acoplamento gabinete e RMA emulado

A apresentação dos resultados relacionados ao gabinete acoplado ao RMA emulado se encontra disposta de acordo com as etapas previstas no planejamento de testes descrito na Seção 3.3.3. Análises adicionais foram realizadas devido a questionamentos que surgiram durante a execução dos testes preliminares. Apenas a análise referente à possibilidade de utilização dos evaporadores do produto comercial atuando como os trocadores frios acoplados ao aparato experimental se encontra explicada em detalhe no Apêndice D, os demais resultados das análises adicionais estão dispostos na presente seção.

Portanto, essa seção se encontra dividida da seguinte maneira: primeiramente, apresenta-se os resultados relacionados aos testes preliminares previstos no plano de testes. Em seguida, expõe-se os experimentos complementares, os quais não estavam previstos no plano de teste e foram propostos para verificações adicionais. Por fim, são apresentados os experimentos comparativos relacionados aos dois conjuntos trocador de calor e ventilador analisados no presente trabalho.

4.2.1 Testes preliminares

A etapa inicial é fundamental para a adequação dos operadores ao comportamento do aparato e para a posterior validação do modelo analítico proposto por Peixer et al. (2018), uma vez que possíveis adequações no aparato ou modelo podem ser verificadas nessa etapa. As análises do comportamento do acoplamento entre o gabinete e o RMA emulado serão realizadas em função das métricas expostas na Seção 3.3.2.

A Figura 30 apresenta os resultados numéricos e experimentais, obtidos por dois operadores diferentes, para a temperatura média do gabinete (a) e para a diferença de temperatura entre as fontes (b) durante os testes preliminares em RP. Os resultados apresentam uma boa concordância, tanto em relação aos diferentes operadores quanto em relação às previsões do modelo. A incerteza nas medições tanto de T_{gab} quanto de ΔT_{span} são inferiores a 0,2 K, como pode ser verificado na Tabela 9.

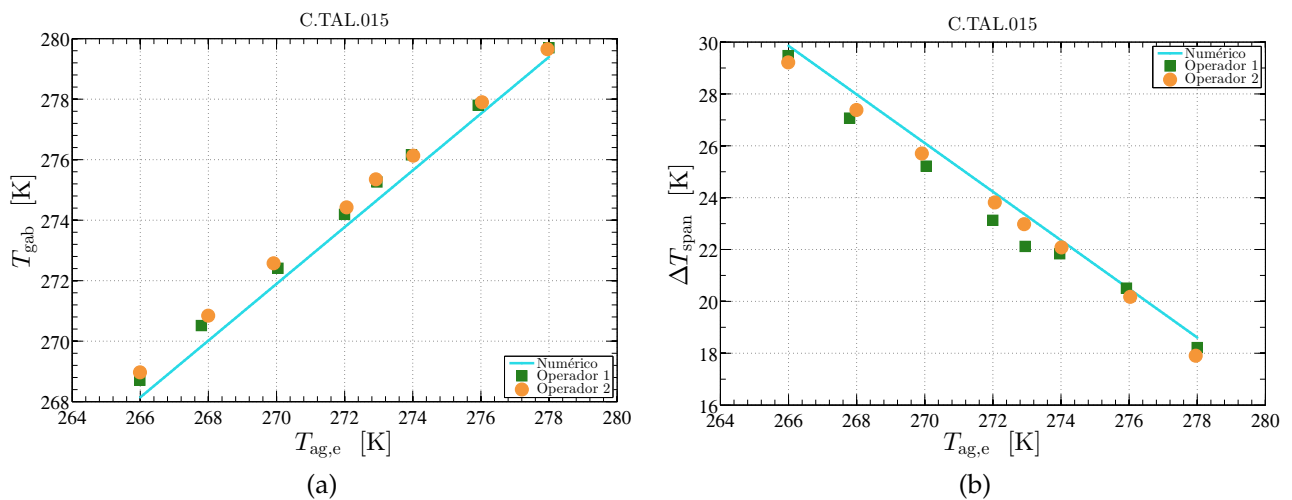


Figura 30 – Comparativo entre os experimentos em RP realizados por dois operadores e a previsão do modelo. (a) Temperatura média do gabinete; (b) Diferença de temperatura entre as fontes.

Além disso, nota-se que a medida que a temperatura de entrada do fluido de transferência de calor no *CHEx* diminui a discrepância entre os resultados experimentais e as previsões do modelo tendem a apresentar um leve aumento, fato este que possivelmente está relacionado à estratificação de temperaturas no interior do compartimento refrigerado. A estratificação no sentido vertical variou no intervalo de 0,5 à 0,8 K durante esta etapa de teste. Além disso, a estratificação na direção da porta de vidro do gabinete tende a aumentar pois a porta troca mais calor com o meio quanto maior for a diferença de temperatura entre os ambientes externo e interno. Tais fatos não conseguem ser previstos pelo modelo analítico, pois no modelo a temperatura do gabinete é simplesmente a temperatura média do ar a montante e a jusante do *CHEx*.

Um comparativo entre os valores experimentais para a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_F^{HEX}), a carga térmica imposta pelo ambiente externo (\dot{Q}^{UA}) acrescida da potência dissipada pelo ventilador² e o valor previsto pelo modelo para essas grandezas, que em RP

² Esta associação será mencionada como *carga térmica total*, a partir desse momento

devem ser similares, é apresentado na Figura 31. Nota-se que a incerteza de \dot{Q}_F^{HEX} é da ordem de 34 W (vide Tabela 9 e Apêndice A) cerca de 100% do valor calculado através dos dados experimentais em alguns pontos do gráfico. O valor elevado da incerteza está associado à baixa diferença entre as temperaturas de entrada ($T_{\text{ag,e}}$) e saída ($T_{\text{ag,s}}$) do fluido de transferência de calor no *CHEX*, apresentando variações da ordem de 0,5 K, sendo que a incerteza de cada termopar é da ordem de 0,2 K. Portanto, o valor medido é da ordem de grandeza da incerteza do instrumento de medição, o que pode acarretar em valores de incertezas grandes como verificado. O valor da carga térmica total, além de apresentar uma incerteza máxima de valor expressivamente menor, 3 W, é bem representado pelo modelo analítico, pelo fato da incerteza dos termopares não ser dominante como ocorre no cálculo de \dot{Q}_F^{HEX} .

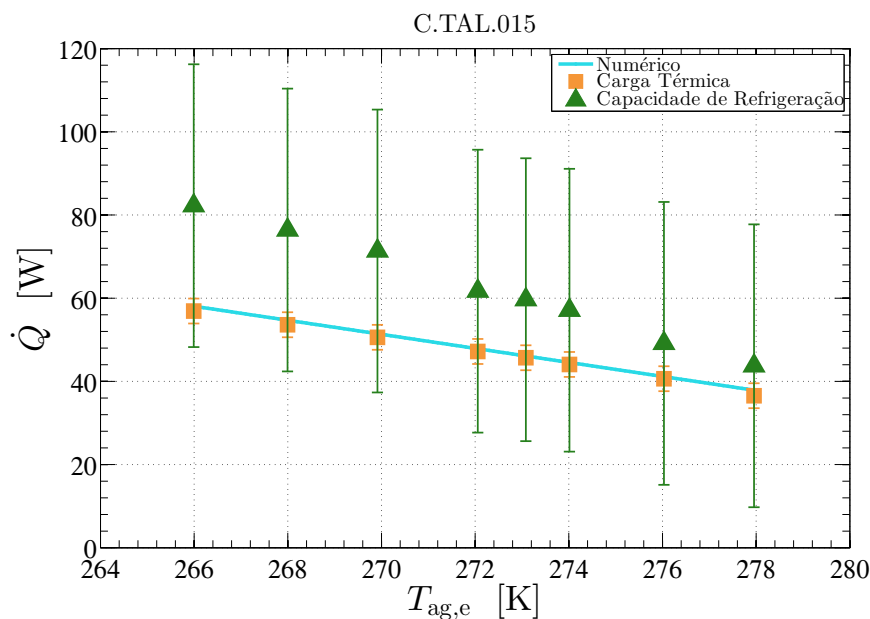


Figura 31 – Comparativo entre os valores da capacidade de refrigeração e da carga térmica total com as previsões do modelo para os testes em RP.

Além disso, percebe-se que quanto menor a temperatura de operação do aparato experimental, maior a discrepância entre os valores de \dot{Q}_F^{HEX} e as previsões do modelo, enquanto que a carga térmica total tem uma boa previsão durante toda faixa de temperaturas experimentadas. O fato da discrepância dos valores experimentais de \dot{Q}_F^{HEX} aumentar com a diminuição da temperatura de operação do aparato decorre, em certa parte, do maior gradiente de temperatura entre o fluido no interior da tubulação e o ambiente externo, uma vez que os termopares que mensuram $T_{\text{ag,e}}$ e $T_{\text{ag,s}}$ não se encontram posicionados imediatamente na entrada e saída do trocador de calor. Os mesmos estão situados no interior da estrutura da bancada experimental, foram assim dispostos para preservar sua integridade, evitando possíveis choques e danos. Sendo assim, mesmo com o devido isolamento térmico das tubulações, é plausível que a diferença entre \dot{Q}_F^{HEX} e a previsão do modelo tenda a aumentar com a diminuição da temperatura de operação do aparato experimental.

A Figura 32 apresenta o comportamento da temperatura média do compartimento refrigerado durante os testes em RT com e sem a presença do carregamento. Em ambos os experimentos, com e sem carregamento, antes do início do teste $T_{\text{ag,e}}$ foi estipulada

segundo o mesmo *setup* de temperatura no banho térmico. Como esperado, sem a presença do carregamento a inércia térmica do compartimento refrigerado é menor e o ar no interior do gabinete atinge a temperatura desejada mais rapidamente. Em pouco mais de 30 minutos a temperatura interna alcançou o valor meta de 5°C (278,15 K). Nos testes com carregamento, após 9 horas do início do teste o ar no interior do gabinete atingiu o valor meta de 5°C (278,15 K), enquanto a temperatura média das garrafas alcançou 6°C (279,15 K) no mesmo intervalo de tempo. Nota-se que as curvas ainda apresentam um potencial de decaimento, e é usual que os sistemas de refrigeração sejam superdimensionados para que o tempo de *pull-down* seja diminuído, sendo o excesso de capacidade de refrigeração gerenciado através de um controlador. Como o objetivo do trabalho é atingir determinada temperatura e, posteriormente, comparar os diferentes conjuntos trocador de calor e ventilador os testes são encerrados quando o valor meta é alcançado. Sabe-se que para as condições de RT experimentadas, quando o equilíbrio térmico com o ambiente externo fosse estabelecido, a temperatura média do compartimento atingiria valores menores, mas tal avaliação não faz parte do escopo deste trabalho.

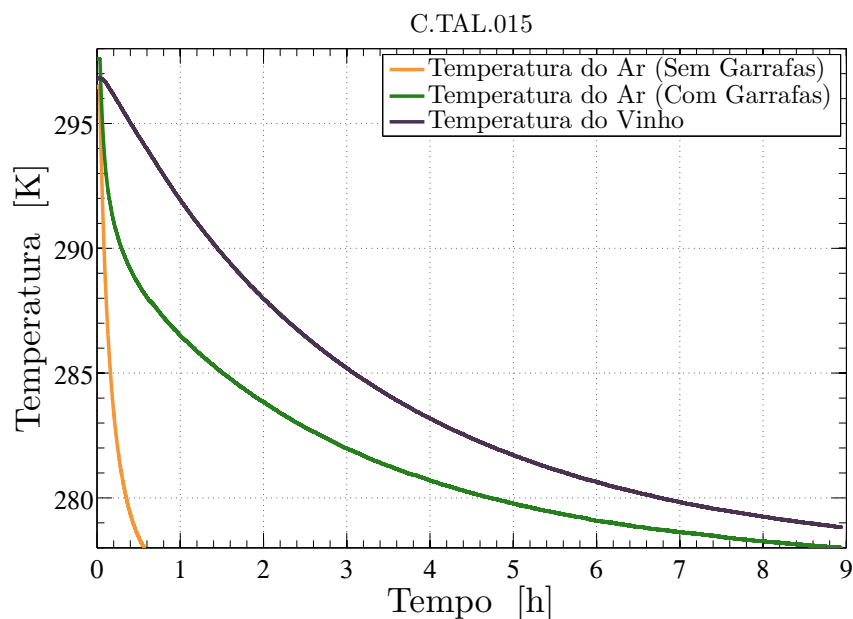


Figura 32 – Temperatura média experimental do ar e das garrafas no interior do gabinete nos testes em RT com e sem carregamento.

4.2.2 Testes complementares

Em virtude de questionamentos que surgiram durante a execução dos testes preliminares, foram propostos alguns experimentos de verificação adicionais, os quais serão aqui apresentados.

4.2.2.1 Influência da vazão mássica na determinação de \dot{Q}_F^{Hex}

A fim de tentar diminuir a discrepância entre os valores experimentais de \dot{Q}_F^{Hex} e da carga térmica total, ou seja, diminuir o erro propagado do termopar, foi proposto uma

diminuição da vazão mássica do fluido de transferência de calor, o que faz com que a diferença de temperatura entre entrada e saída do fluido no trocador de calor tenda a aumentar. O objetivo é que a diferença de temperatura na corrente de fluido de transferência de calor aumente para que a incerteza não seja mais próxima da ordem de grandeza do mensurando, para tentar aproximar os valores da capacidade de refrigeração e da carga térmica total experimentais, com intuito de validar a hipótese de similaridade entre os dois em RP. A mínima vazão mássica para uma operação segura do aparato experimental foi de 40 kg/h, no entanto, para tal vazão as diferenças de temperatura se mostraram da ordem de 1 K o que ainda não é satisfatório para validação da hipótese. Por fim, visando a integridade dos componentes do aparato, o mesmo não foi submetido à experimentos com vazão mássica inferior. Os resultados de \dot{Q}_F^{HEX} e da carga térmica total obtidos para a vazão de 40 kg/h apresentaram um comportamento semelhante aos obtidos para a vazão de 150 kg/h, como pode ser verificado na Figura 33. Vale salientar que para os testes na condição de vazão mássica reduzida a temperatura interna do gabinete, em RP, apresentou um aumento, visto que, para uma mesma temperatura estipulada no banho térmico, a capacidade de refrigeração entregue pelo aparato é menor do que nos testes com vazão de 150 kg/h.

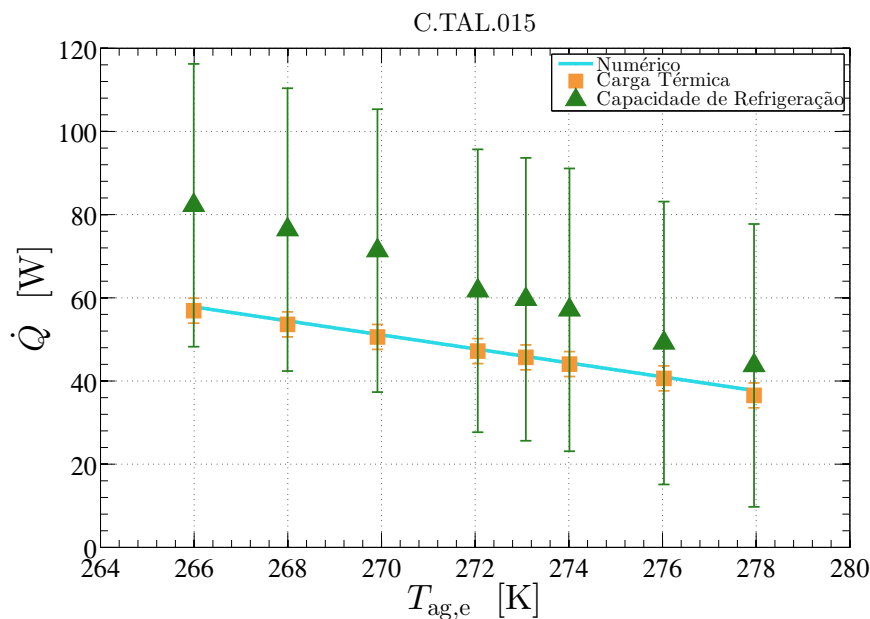


Figura 33 – Capacidade de refrigeração, carga térmica total e as previsões do modelo para os testes em RP com vazão do fluido de transferência de calor de 40 kg/h.

Como os valores da carga térmica total são bem representados pelo modelo e menos suscetíveis às incertezas de medição, decidiu-se expandir a ideia de que em RP os valores da capacidade de refrigeração e da carga térmica total são similares e considerar apenas o valor experimental da carga térmica total para comparação com a previsão do modelo analítico nas análises posteriores.

4.2.2.2 Influência da operação do HHEX no comportamento do aparato experimental

Com intuito de verificar a influência da operação do trocador de calor quente na carga térmica imposta ao compartimento refrigerado, foi proposto a realização de testes em RP

para analisar o impacto do mesmo na temperatura média do ar no interior do gabinete. O conjunto *HHEX* e ventilador foi inserido na casa de máquinas do gabinete, onde, no produto comercial, é posicionado o compressor e as válvulas solenóides. Adicionou-se dois termopares de superfície na parte interna do gabinete logo acima da localização do *HHEX*, cuja média das medições origina a variável denominada T_{dg} , visando quantificar um possível aumento da temperatura da superfície durante os testes com o circuito quente operando. A Figura 34 apresenta os resultados experimentais para a temperatura média do gabinete e da superfície interna acima da posição do *HHEX*.

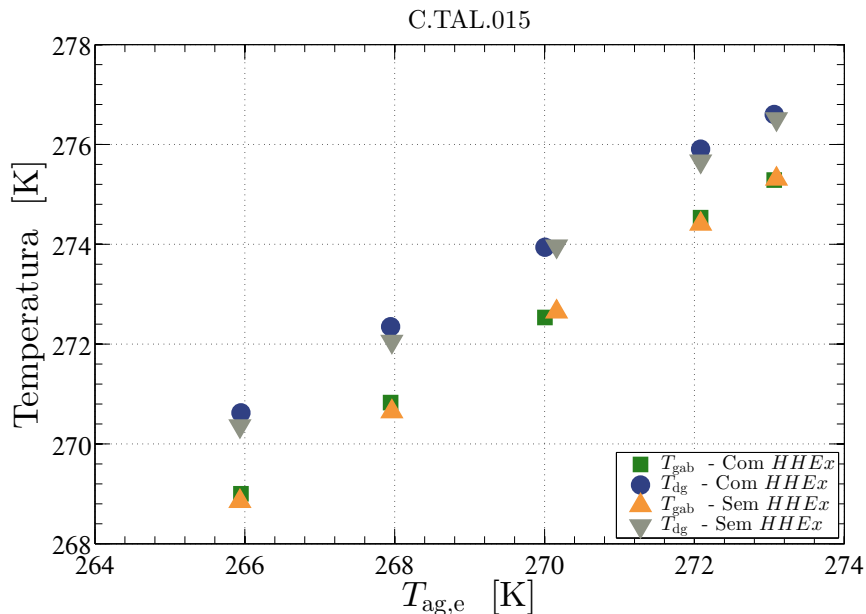


Figura 34 – Temperatura média do ar e da superfície interna do gabinete durante os testes com e sem a operação do *HHEX*.

Observando a Figura 34, nota-se que T_{dg} apresenta pequena alteração entre as duas condições testadas, da ordem de no máximo 0,5 K, pouco mais do que a incerteza de medição dessa grandeza. O que, de fato, não é impactante quando a temperatura interna do gabinete é analisada. Percebe-se que T_{gab} não apresenta alteração considerável, uma vez que os pequenos desvios são da ordem da incerteza da medição do mensurando, o que nos leva a crer que a pequena carga térmica imposta pelo *HHEX* ao compartimento refrigerado, que faz com que T_{dg} apresente uma sutil elevação, não seja relevante quando a análise é realizada em relação à T_{gab} . Tal comportamento ocorre pelo fato de se ter um volume de ar para promover a dissipação da pequena carga térmica adicional. Portanto, visando simplificar a realização dos testes posteriores, o circuito quente será mantido inoperante, pelo fato de não desempenhar impacto relevante nas métricas em análise no presente trabalho.

4.2.2.3 Influência da posição do ventilador no comportamento da temperatura interna do gabinete

Nos experimentos cujos resultados foram apresentados anteriormente, o ventilador foi posicionado no sentido de insuflar o ar na direção do trocador de calor frio, ou seja, o mesmo foi alocado a montante do *CHEX*. Durante uma reunião de acompanhamento do trabalho surgiu a ideia da verificação do impacto que o posicionamento do ventilador apresenta

no desempenho global do aparato experimental. Para isso, o ventilador foi posicionado a jusante do *CHEx* e uma nova série de testes em RP foi realizada. A Figura 35 apresenta os resultados dos experimentos, sem a presença do carregamento, com o ventilador insuflando e succionando, bem como o resultado do modelo analítico.

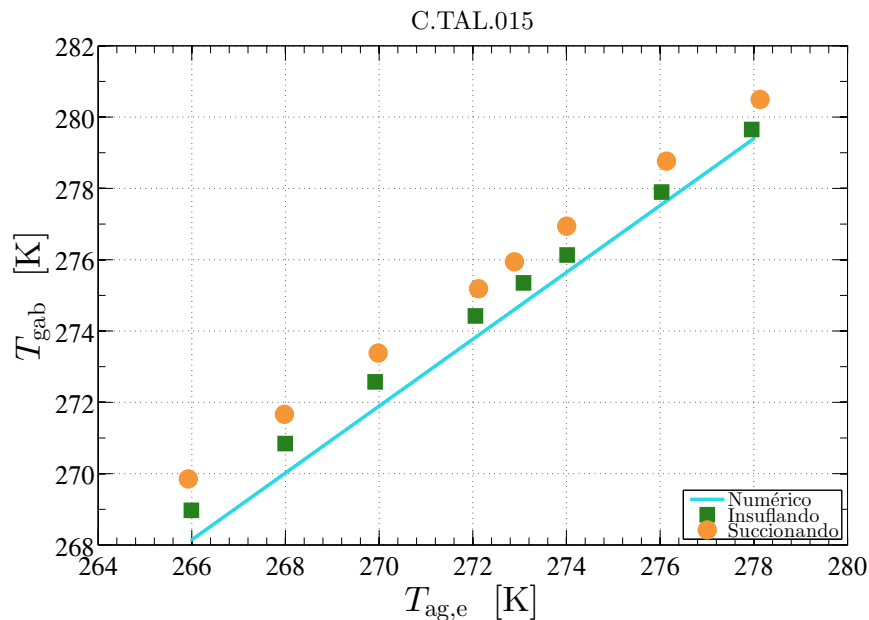


Figura 35 – Comparativo entre a previsão do modelo para a temperatura média do ar no interior do gabinete e para os experimentos realizados com o ventilador posicionado a montante e a jusante do *CHEx*.

Verifica-se que o posicionamento do ventilador a jusante do *CHEx* pode acarretar em aumentos em T_{gab} entre 0,5 e 1,0 K em RP. Segundo Boeng e Demétrio (2018), geralmente os resultados de simulações apontam que o posicionamento do ventilador a jusante do trocador de calor apresenta melhores resultados, uma vez que a área do trocador de calor tende a ser melhor aproveitada devido à maior organização do escoamento ao longo das aletas do mesmo. Tratando-se de produtos comerciais, uma vez que o princípio utilizado no trocador de calor frio é convecção forçada, existe um componente responsável pelo direcionamento, distribuição e organização do escoamento de ar no interior do produto, o *plenum*. Nestes casos, a melhora ocasionada pelo posicionamento do ventilador succionando o ar se deve ao melhor aproveitamento da área do trocador de calor aliado à otimização do direcionamento e da distribuição das correntes de ar no interior do gabinete. O gabinete comercial, utilizado no presente trabalho, foi projetado para operar com trocadores de calor de convecção natural e possui uma disposição estrutural que visa satisfazer esse tipo de solução para troca térmica entre o sistema de refrigeração e o ambiente refrigerado. Ao adaptar o gabinete comercial para operar com um trocador de calor que opera com convecção forçada era previsto que, por não ter uma configuração estrutural propícia, a homogeneidade da temperatura interna pudesse ser prejudicada tanto pela má distribuição dos escoamentos quanto pela carga térmica adicional dissipada pelo ventilador no interior do gabinete.

A Figura 36 apresenta a comparação entre os valores de temperatura observados pelos três termopares posicionados no interior do gabinete e a temperatura média do gabinete

durante os experimentos com o ventilador insuflando e succionando o ar com relação ao *CHEx*.

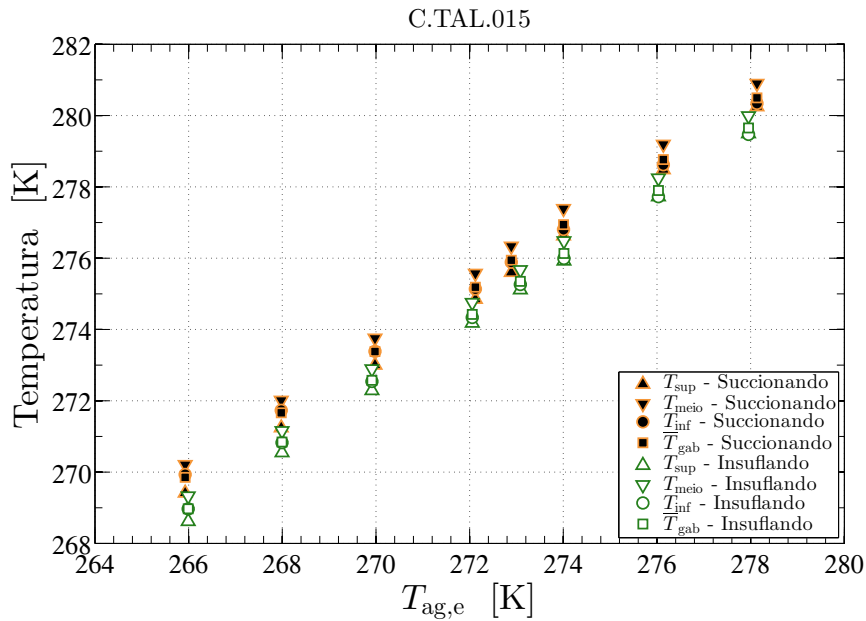


Figura 36 – Distribuição de temperaturas e a temperatura média no interior do gabinete durante os testes com ventilador insuflando e sugando o ar.

Pode-se notar que para todos os experimentos, tanto os valores de temperatura média do gabinete quanto das temperaturas nas posições específicas foram superiores quando o ventilador foi posicionado a jusante do *CHEx*. No entanto, o valor de máxima estratificação tende a ser semelhante para a maioria dos casos. Possivelmente, o melhor desempenho apresentado pelo aparato experimental quando o ventilador está a montante do *CHEx* é oriundo da maior capacidade de refrigeração apresentada, resultando em uma T_{gab} menor. Acredita-se que este comportamento possa ser explicado pelo fato de que, quando a montante, a carga térmica dissipada pelo ventilador é direcionada pela corrente de ar para o *CHEx* o que aumenta a taxa de calor trocado, diminuindo a temperatura com que o ar deixa o *CHEx*. Na configuração oposta, a jusante, a carga térmica dissipada pelo ventilador é direcionada ao compartimento refrigerado pela corrente de ar que deixa o *CHEx*. Portanto, na configuração com o ventilador posicionado a montante a rejeição da carga térmica dissipada pelo mesmo é potencializada.

4.2.3 Comparativo entre os *CHEx* experimentados

As duas últimas etapas previstas no plano de testes relativo ao RMA emulado foram condensadas na presente subseção de resultados. Por terem sido realizados os mesmos experimentos, em RP e RT, para os dois conjuntos *CHEx* e ventilador disponíveis os resultados serão apresentados comparativamente. O intuito da apresentação comparativa é verificar as eventuais diferenças e implicações causadas pelo *CHEx* no comportamento do sistema, principalmente em relação à temperatura resultante no interior do compartimento refrigerado.

Inicialmente, apresenta-se os resultados dos experimentos em RP, comparando os dados experimentais para os dois conjuntos testados com as previsões do modelo de Peixer et al. (2018). Por fim, apresenta-se os resultados dos testes em RT para os dois conjuntos testados, para os procedimentos realizados com e sem a presença do carregamento no interior do gabinete.

A Figura 37 apresenta os resultados comparativos para a temperatura média no interior do compartimento refrigerado e para a diferença de temperatura entre as fontes. Percebe-se uma boa concordância entre as previsões do modelo analítico para com os resultados experimentais em ambos os conjuntos analisados. Existe um pequeno desvio entre as previsões do modelo e os resultados experimentais obtidos para o C.TAL.015 (2 fileiras), esse desvio apresenta um aumento com a diminuição da temperatura de entrada do fluido de transferência de calor no trocador de calor, este fato não ocorre quando trata-se do C.TAL.016 (1 fileira). Verificou-se que a estratificação de temperaturas no interior do gabinete foi maior quando o C.TAL.015 foi utilizado, tendo um valor médio de 0,7 K, e apresentando valores crescentes com a diminuição de $T_{ag,e}$. Enquanto que com a utilização do C.TAL.016, a estratificação apresentou valores de cerca de 0,4 K em toda a faixa experimentada. Devido ao modelo analítico não considerar a distribuição de temperaturas no interior do compartimento refrigerado para prever a temperatura do gabinete, a maior estratificação apresentada quando o C.TAL.015 é utilizado pode ser uma das possíveis causas dos maiores desvios apresentados. No entanto, mesmo com essa pequena discrepância, o modelo consegue prever de maneira satisfatória o comportamento real do acoplamento entre o aparato experimental e o gabinete.

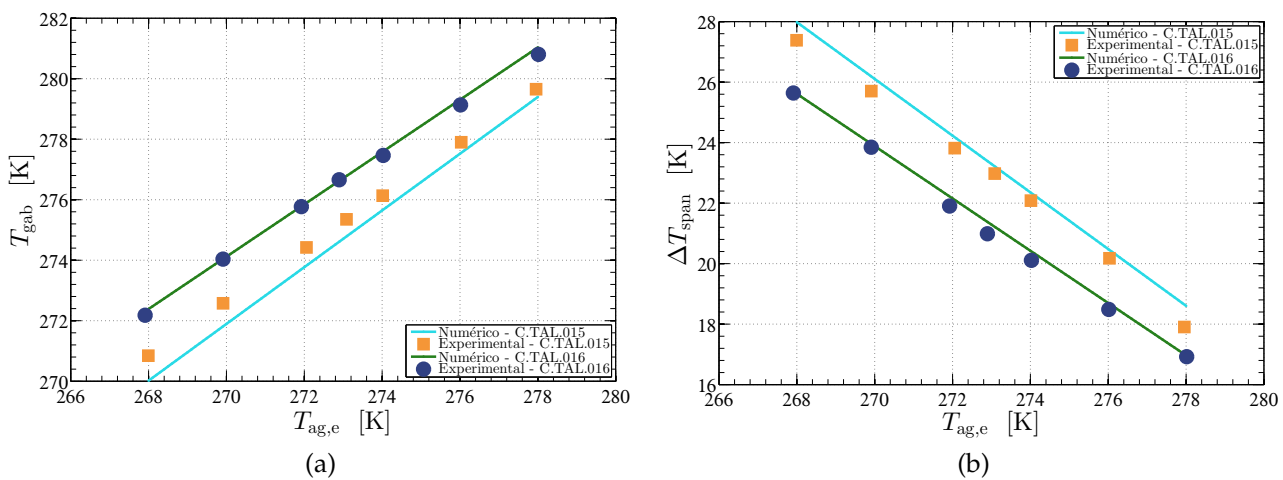


Figura 37 – Comparativo entre os experimentos em RP realizados para os dois conjuntos trocador de calor e ventilador. (a) Temperatura média do gabinete; (b) Diferença de temperatura entre as fontes.

Nota-se que, mantendo $T_{ag,e}$ constante, devido à menor área de troca do trocador de calor de uma fileira (C.TAL.016), a temperatura média observada no interior do compartimento refrigerado é maior em relação à observada quando o trocador de calor de duas fileiras (C.TAL.015) é utilizado. Esse comportamento pode ser explicado através da diferença de UA apresentada pelos dois conjuntos, cerca de 23 W/K para o C.TAL.015 e 12 W/K para o C.TAL.016. O que impacta diretamente no NUT , visto que a vazão volumétrica da

corrente de ar é próxima para os dois conjuntos, 60 cfm para o C.TAL.015 e 63 cfm para o C.TAL.016, vide Figuras 48 e 49 no Apêndice B. Consequentemente, a efetividade do conjunto é também impactada, o que implica em uma diferença considerável na taxa de troca de calor observada.

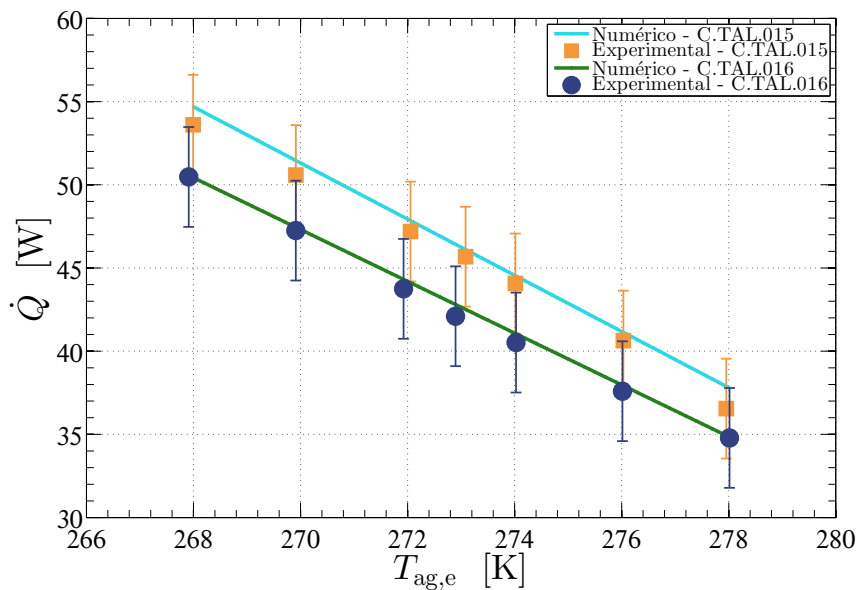


Figura 38 – Comparativo, em termos da capacidade de refrigeração em RP, entre as previsões do modelo e os resultados experimentais para os conjuntos trocador de calor e ventilador analisados.

Em relação à capacidade de refrigeração em RP, expressa aqui pela carga térmica total, Figura 38, ambos os conjuntos experimentados apresentam boa concordância em relação às previsões do modelo. Percebe-se que o modelo consegue prever de maneira satisfatória a tendência da curva de capacidade de refrigeração em função de $T_{ag,e}$, existem pequenas discrepâncias em alguns pontos das curvas, principalmente para o C.TAL.015, no entanto, os valores se encontram dentro da faixa de incerteza de medição do mensurando.

Tratando-se do comportamento em RT do aparato experimental acoplado ao gabinete, Figura 39, percebe-se que em função da maior capacidade de refrigeração entregue pelo C.TAL.015 em relação ao C.TAL.016, para um mesmo período de tempo o primeiro proporciona menores temperaturas em ambas as condições, com e sem a presença do carregamento. Para os testes sem a presença do carregamento, o tempo para que a temperatura média do gabinete atingisse 5°C (278,15 K) foi de cerca de 30 minutos para o C.TAL.015 e 1 hora para o C.TAL.016.

Em relação aos experimentos comparativos em RT com a presença do carregamento, quando utilizado o C.TAL.015 a temperatura média no interior do gabinete atingiu 5°C (278,15 K) em cerca de 9 horas de teste, apresentando uma temperatura média do líquido no interior das garrafas de 6°C (279,15 K). Com relação ao mesmo período de tempo, o C.TAL.016 proporcionou uma temperatura média do compartimento refrigerado de pouco menos de 7°C (280,15 K) e uma temperatura média do líquido no interior das garrafas de cerca de 8°C (281,15 K). Nota-se que tanto para a condição com carregamento, quando sem o mesmo, as curvas comparativas apresentam as mesmas tendências para a temperatura

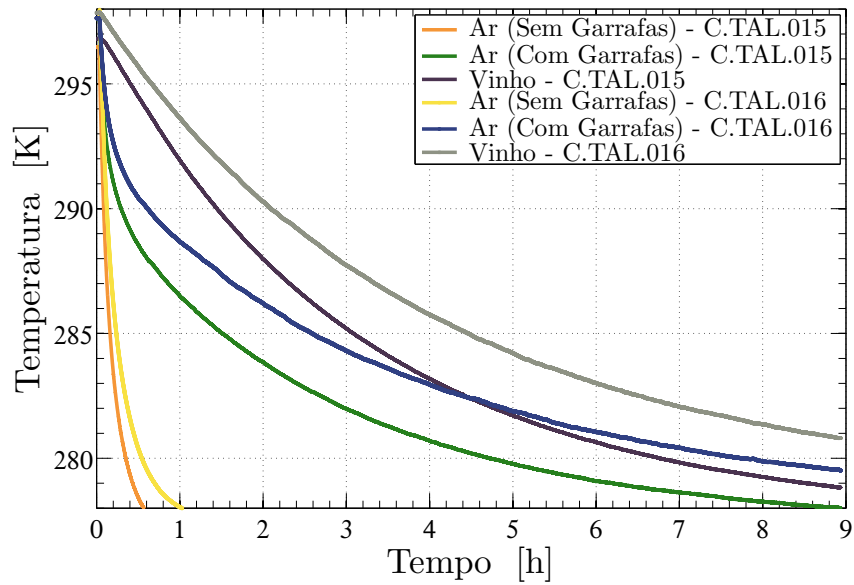


Figura 39 – Comparativo dos testes em RT com e sem carregamento para os dois conjuntos trocador de calor e ventilador analisados.

interna do compartimento refrigerado e para a temperatura média do líquido no interior das garrafas.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho teve como principal objetivo caracterizar o comportamento de uma adega de vinhos doméstica sobre o ponto de vista de duas tecnologias de refrigeração distintas: uma delas baseada no sistema compressão mecânica de vapores e a outra em um refrigerador magnético emulado através de um aparato experimental. A caracterização do produto operando com o sistema de refrigeração original, compressão mecânica de vapores, foi realizada através de procedimentos experimentais comumente utilizados para análise de refrigeradores comerciais. Quanto à caracterização por meio da tecnologia de refrigeração magnética foi possibilitada pela utilização de conjuntos trocadores de calor e ventilador para promoverem a interação entre o compartimento refrigerado e o RMA emulado, nesta etapa os procedimentos experimentais foram realizados em concordância com aqueles da etapa anterior.

Foram caracterizados dois exemplares da adega de vinhos doméstica, comercializada pela Whirlpool S.A., Brastemp, modelo: *Gourmand Dual Zone* de código BZB31AEBNA, a qual possui dois compartimentos refrigerados com temperaturas de operação entre 8 e 18°C (281,15 e 291,15 K) estipuladas individualmente. A adega opera segundo um sistema convencional de refrigeração, compressão mecânica de vapores e possui porta de vidro duplo. As duas adegas foram comparadas em termos do consumo de energia em operação cíclica, tendo o gabinete #1 apresentado um consumo extrapolado de 344 kWh/ano e o gabinete #2 de 334 kWh/ano, ambos os valores interpolados para uma temperatura de operação de 10°C (283,15 K) com a temperatura ambiente de 25°C (298,15 K) segundo orientações da norma IEC 62552 (2015). Durante os testes de *pull-down* seguidos do consumo de energia em regime cíclico, sem presença do carregamento, foi verificada uma discrepância na atuação do controle de temperatura dos dois produtos. O gabinete #2 apresenta um controle de temperaturas com melhor desempenho, visto que consegue manter as amplitudes de oscilação da temperatura média dos compartimentos mais próxima do valor estipulado no controle. Sem a presença do carregamento no interior dos compartimentos, nos testes de *pull-down* sem alteração do controle, o tempo de *pull-down* apresentado, cerca de 1 hora, foi similar para os dois exemplares.

Com relação aos testes de *pull-down* sem alteração do controle seguidos dos testes de consumo de energia em regime cíclico periódico com a presença do carregamento, realizados apenas para o gabinete #1, verificou-se que o tempo para que o produto atinja o regime cíclico periódico é distinto para cada um dos compartimentos, sendo de cerca de 15 e 26 horas para os compartimentos superior e inferior, respectivamente. Ainda sobre os testes com a presença do carregamento, o consumo de energia em regime cíclico periódico para o gabinete #1 foi de 333 kWh/ano. O menor consumo se deve ao fato da inércia térmica das garrafas auxiliar na redução da carga térmica em regime transiente periódico e, conseqüentemente, na manutenção da temperatura interna do compartimento em limites aceitáveis durante maior período de tempo, o que implica em menos ciclos liga-desliga do compressor em um

mesmo intervalo de tempo.

Foram realizados experimentos para que os dois gabinetes das adegas fossem caracterizados em função da qualidade do isolamento térmico, através dos testes de fluxo de calor reverso, apresentando uma condutância térmica global de 1,75 W/K. Durante os testes de *pull-down* sem a atuação dos termostatos do produto, realizados para o gabinete #1, foi constatado que o produto possui uma estratégia de segurança para o sistema de refrigeração que não permite a operação do compressor por mais de 4 horas ininterruptas. Em virtude do exposto, sem a presença do carregamento o sistema atingiu um comportamento aproximado de regime permanente, com as curvas de temperatura tendo perfil aparentemente assintótico, nas temperaturas de 1°C (274,15 K) e 8°C (281,15 K) para os compartimentos inferior e superior, respectivamente. Notou-se que o compartimento inferior é priorizado por parte do controle de temperaturas, atingindo temperatura inferior à observada no compartimento superior para um mesmo período de tempo. Quando na presença do carregamento, não foi verificado um comportamento assintótico para as 4 horas de testes pelo fato da maior inércia térmica imposta aos compartimentos refrigerados. Com relação ao desempenho termodinâmico, os produtos apresentam *COP* entre 0,60 e 0,70 e eficiência de segunda de lei da ordem de 4%.

Um aparato experimental capaz de emular as condições de operação de um RMA foi projetado e construído durante a execução desse trabalho. O mesmo foi acoplado ao gabinete comercial caracterizado, como mencionado anteriormente, através de conjuntos de trocador de calor e ventilador para promover a interação entre o RMA e o gabinete a ser refrigerado. O modelo desenvolvido por Peixer et al. (2018) foi utilizado para orientar o planejamento de testes do gabinete acoplado ao aparato experimental e, também, para verificar a possibilidade de utilização dos evaporadores do produto, os quais operam por convecção natural, como os trocadores frios nos testes junto ao aparato experimental. Foi concluído que os evaporadores do produto não seriam capazes de promover a capacidade de refrigeração necessária operando com o fluido de transferência de calor do aparato experimental, uma vez que são desenvolvidos para operar com um fluidos em mudança de fase, ou seja, troca de calor latente.

Durante a realização dos testes preliminares foi verificado que, devido à baixa diferença de temperatura apresentada entre a saída e a entrada do fluido de trabalho no *CHE_x*, o cálculo da capacidade de refrigeração através do balanço de energia na corrente de fluido acarretava em incertezas da mesma ordem de grandeza do próprio mensurando, cerca de 34 W. Com isso, definiu-se que, quando atingida a condição de RP estipulada no *software* de controle, a carga térmica total¹ seria expressa como a capacidade de refrigeração observada, uma vez que a incerteza nesse mensurando é bastante inferior, da ordem de 3 W.

Ainda nos testes preliminares, verificou-se que a operação do trocador de calor quente não representa uma carga térmica adicional relevante ao compartimento refrigerado, visto que o gabinete em estudo conta com um bom isolamento térmico. Além disso, foi testado o impacto do posicionamento do ventilador a montante ou jusante em relação ao *CHE_x*, foram

¹ Carga térmica imposta pelo ambiente externo acrescida da potência dissipada pelo ventilador.

observados aumentos entre 0,5 e 1,0 K no valor da temperatura interna média do gabinete em RP quando o ventilador é posicionado a jusante do *CHEx*. Tal comportamento é oriundo da dissipação da carga térmica do ventilador diretamente no compartimento refrigerado, quando a jusante, ou na direção da área de troca do *CHEx* quando a montante.

Verificou-se boa concordância dos resultados experimentais com as previsões do modelo de Peixer et al. (2018) para a temperatura média no interior do gabinete e para a diferença de temperatura entre as fontes nos experimentos preliminares e nos comparativos entre os conjuntos *CHEx* e ventilador analisados. Durante os experimentos comparativos, devido à maior área de troca de calor apresentada, o C.TAL.015 (2 fileiras) apresentou melhores resultados tanto em RP quanto em RT. Visto que, em RP, para uma mesma temperatura de entrada do fluido no *CHEx* quando o C.TAL.015 foi utilizado se observou uma menor temperatura interna média para o gabinete. Trantando-se dos experimentos em RT, a maior área de troca de calor promove uma maior capacidade de refrigeração, para uma mesma condição de teste, o que faz com que sejam atingidas menores temperaturas em um mesmo período de tempo. No entanto, ambos os conjuntos podem ser aplicados em soluções de refrigeração utilizando RMAs em torno da temperatura ambiente. Caso haja limitação de espaço, possivelmente o C.TAL.016 (1 fileira) pode ser mais usual, por exemplo.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

A fim de aumentar a abrangência do presente trabalho, recomenda-se para trabalhos futuros:

- Buscar uma solução para diminuição da incerteza relacionada ao cálculo da capacidade de refrigeração por meio do balanço de energia na corrente de fluido de trabalho no *CHEx*;
- Avaliar conjuntos trocador de calor e ventilador mais diversificados, abrangendo uma maior faixa de *UAs* e vazões volumétricas da corrente de ar;
- Estudar, numericamente, a distribuição de temperaturas no interior do gabinete, dimensionando um *plenum* adequado com relação à estratificação de temperaturas;
- Acoplar o gabinete comercial junto dos trocadores de calor e de ventiladores à um RMA experimental para verificar a possibilidade de produzir capacidades de refrigeração usuais com diferenças de temperatura entre as fontes admissíveis para as aplicações almejadas;

BIBLIOGRAFIA

- ANSI/AHAM. Energy performance and capacity of household refrigerators, refrigerator-freezers and freezers. In: *American National Standards Institute*. Washington, USA: [s.n.], 2004.
- BARBOSA JR., J. R.; LOZANO, J. A.; TREVIZOLI, P. V. Magnetocaloric refrigeration research at the INCT in Cooling and Thermophysics. In: ABCM. *Proceedings of the ENCIT 2014*. [S.l.], 2014.
- BARCLAY, J. A.; STEYERT, W. A. *Active Magnetic Regenerator*. 1982. United States Patent no. 4332135.
- BJØRK, R. The magnetic properties of the hollow cylindrical ideal remanence magnet. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, v. 416, p. 321 – 324, 2016. ISSN 0304-8853.
- BOENG, J. *Uma Metodologia para a seleção do par tubo capilar: carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos*. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.
- BOENG, J. *Dados de desempenho térmico de trocadores de calor tubo-aleta obtidos em calorímetro de túnel de vento*. Comunicação interna — Polo/UFSC, 2018.
- BOENG, J.; DEMÉTRIO, M. *Esclarecimento sobre estratégias de posicionamento do conjunto trocador de calor de convecção forçada e ventilador em gabinetes comerciais*. Comunicação interna — Polo/UFSC, 2018.
- CALOMENO, R. S. *Modelagem matemática do gabinete e trocadores de calor de uma adega doméstica operada por um refrigerador magnético*. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2018.
- CALOMENO, R. S.; LOZANO, J. A.; TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA JR., J. R. Influence of heat exchangers thermal conductance on the thermodynamic performance of a magnetic refrigerator. In: *Seventh IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Turim, Itália: [s.n.], 2016. p. 123–126.
- ENGELBRECHT, K. *A Numerical Model of an Active Magnetic Regenerator System*. Dissertação (Mestrado) — University of Wisconsin Madison, 2004.
- ESPÍNDOLA, R. da S. *Análise teórico-experimental do desempenho de refrigeradores domésticos com condensadores do tipo Hot-Wall*. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.
- GONÇALVES, J. M.; MELO, C.; VIEIRA, L. A. T. Estudo experimental de um refrigerador No-Frost. parte i: Transferência de calor através das paredes. In: *Primeiro Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*. Natal-RN, Brasil: [s.n.], 2000.
- GONÇALVES JR., A. A.; SOUZA, A. R. de. *Fundamentos de metrologia científica e industrial*. [S.l.]: Editora Manole, 2008.
- GOSNEY, W. B. *Principles of Refrigeration*. [S.l.]: Cambridge University Press, 1982.
- HERMES, C. J.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 50, n. 1, p. 1029–1034, 2013.

HERMES, C. J. L. *Desenvolvimento de modelos matemáticos para simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente*. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2000.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T.; GONÇALVES, J. M. Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation. *Applied Energy*, v. 86, p. 1311–1319, 2009.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; NEGRÃO, C. O. R. A numerical simulation model for plate-type roll-bond evaporators. *Internacional Journal of Refrigeration*, v. 31, p. 335–347, 2008.

IEC 62552. Household refrigerating appliances - characteristics and test methods - part 1: General requirements. In: *International Electrotechnical Commission*. Geneva, Switzerland: [s.n.], 2013.

IEC 62552. Household refrigerating appliances - characteristics and test methods - part 1: General requirements. In: *International Electrotechnical Commission*. Geneva, Switzerland: [s.n.], 2015.

ISO 15502. Household refrigerating appliances - characteristics and test methods. In: *International Organization for Standardization*. Geneva, Switzerland: [s.n.], 2005.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. *Compact Heat Exchangers*. [S.l.]: Kruger, 1994.

KITANOVSKI, A.; PLAZNIK, U.; TUŠEK, J.; POREDOŠ, A. New thermodynamic cycles for magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, v. 37, p. 28–35, 2014.

KITANOVSKI, A.; TUŠEK, J.; TOMC, U.; PLAZNIK, U.; OŽBOLT, M.; POREDOŠ, A. *Magnetocaloric Energy Conversion: From Theory to Applications*. [S.l.]: Springer, 2015.

LOZANO, J. A. *Designing a rotary magnetic refrigerator*. Tese (PhD em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.

LOZANO, J. A.; CAPOVILLA, M. S.; TREVIZOLI, P. V.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R.; BARBOSA JR., J. R. Development of a novel rotary magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 68, p. 187 – 197, 2016. ISSN 0140-7007.

MARCON, A. S. A. *Otimização do desempenho de um refrigerador doméstico do tipo built-in de acordo com a norma global de consumo de energia*. Trabalho de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.

NAKASHIMA, A. T. D. *Avaliação teórica e experimental da influência do perfil temporal do escoamento sobre a performance de um regenerador magnético-ativo*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.

PECHARSKY, V. K.; GSCHNEIDER JR., K. A. Giant magnetocaloric effect in $Gd_5(Si_2Ge_2)$. *Physical Review Letters*, v. 78, n. 1, p. 4494–4497, 1997.

PECHARSKY, V. K.; GSCHNEIDER JR., K. A. Magnetocaloric effect and magnetic refrigeration. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, v. 200, n. 1, p. 44–56, 1999.

PEIXER, G. F.; CALOMENO, R. S.; LANG, G. B.; LOZANO, J. A.; BARBOSA JR, J. R. Integrated design of active magnetic regenerators and heat exchangers for magnetic refrigerators. In: *Eighth IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Darmstadt, Germany: [s.n.], 2018. p. 226–231.

- ROWE, A.; TURA, A.; DIKEOS, J.; CHAHINE, R. Near room temperature magnetic refrigeration. In: *Proceedings in Internacional Green Energy Conference*. Ontario, Canada: [s.n.], 2005.
- SILVEIRA, A. dos S. *Esclarecimento sobre estratégias de controle e segurança para sistemas de refrigeração convencionais*. Comunicação interna — Polo/UFSC, 2018.
- SMITH, A.; BAHL, C. R. H.; 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, 2012.
- THIESSEN, S. *Caracterização experimental de gabinetes refrigerados isolados com painéis de vácuo*. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.
- TISHIN, A. M.; SPICHKIN, Y. I. The magnetocaloric effect and its applications. *IoP Institute of Physics Publishing*, 2003.
- TREVIZOLI, P. V. *Development of thermal regenerators for magnetic cooling applications*. Tese (PhD em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.
- TREVIZOLI, P. V.; NAKASHIMA, A. T.; BARBOSA JR., J. R. Performance evaluation of an active magnetic regenerator for cooling applications – part II: Mathematical modeling and thermal losses. *International Journal of Refrigeration*, v. 72, n. 206-217, 2016.
- TREVIZOLI, P. V.; NAKASHIMA, A. T.; PEIXER, G. F.; BARBOSA JR., J. R. Performance evaluation of an active magnetic regenerator for cooling applications – part I: Experimental analysis and thermodynamic performance. *International Journal of Refrigeration*, v. 72, n. 192-205, 2016.
- TREVIZOLI, P. V.; OLIVEIRA, P.; CANESIN, F. C.; BARBOSA JR., J. R.; FERREIRA, R. Assessment of demagnetization phenomena in the performance of an active magnetic regenerator. *Internacional Journal of Refrigeration*, v. 35, p. 1043–1054, 2012.
- VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. [S.l.]: Edgard Blucher, 1973.
- WANG, C. C.; CHI, K. Y. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part i: new experimental data. *Internacional Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 43, p. 2681–2691, 1999.

APÊNDICE A – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Esse apêndice tem como finalidade demonstrar o procedimento utilizado para obtenção das incertezas relacionadas aos dados experimentais. Inicialmente, faz-se a apresentação das equações gerais utilizadas, bem como a classificação dos tipos de variáveis. Em seguida, são apresentados os procedimentos de cálculo e as respectivas simplificações para determinação das incertezas expandidas, sendo elas referentes aos resultados dos testes de caracterização do produto comercial e da bancada experimental.

A.1 Fundamentação teórica

As incertezas experimentais relacionadas às grandezas analisadas no presente trabalho foram estimadas em conformidade com Gonçalves Jr. e Souza (2008), tomando como base os trabalhos de Boeng (2012) e Thiessen (2015). O resultado de uma medição é dependente da média variável (\bar{x}), a qual se tem associado um desvio-padrão (DP_x) essencial para obtenção da incerteza expandida (U_x), conforme as Equações abaixo:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (\text{A.1})$$

$$DP_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{A.2})$$

$$u_x^2 = u_0^2 + u_s^2 \quad (\text{A.3})$$

$$U_x = k_{st} u_x \quad (\text{A.4})$$

sendo n a quantidade de pontos medidos, k_{st} o coeficiente de Student (assumido como 2,32 para um fator de abrangência de 98%), considerando uma distribuição de erro normal. Além disso, i representa o i -ésimo ponto medido, u_x a incerteza combinada, u_0 a incerteza-padrão referente às observações (Tipo A) e u_s a incerteza referente ao sistema de medição empregado (Tipo B), erros aleatório e sistemático.

A incerteza-padrão relacionada às observações (u_0) pode ser obtida de duas maneiras de acordo com a natureza do mensurando. No caso de uma grandeza variável no tempo, como acontece com a temperatura no interior do produto durante um teste de consumo de energia em regime cíclico periódico, a incerteza-padrão é o próprio desvio-padrão da amostra, Equação (A.2). Quando a grandeza é invariável no tempo, como acontece com a temperatura interna do gabinete nos testes de fluxo de calor reverso e nos testes da

bancada experimental em regime permanente, a incerteza-padrão é estimada conforme a Equação (A.5).

$$u_0 = \frac{DP_x}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.5})$$

A incerteza referente ao sistema de medição utilizado (u_s) é obtida através das curvas de calibração dos instrumentos ou por meio de dados fornecidos pelos fabricantes. Cabe salientar que no presente trabalho serão consideradas apenas as incertezas referentes aos instrumentos de medição, faz-se a hipótese de uma distribuição normal para o valor de incerteza fornecida pelo fabricante, utilizando o mesmo coeficiente de Student apresentado anteriormente. A incerteza referente ao restante da instrumentação pode ser propagada, a fim de considerar a influência do sistema de aquisição como um todo e até da capacidade de processamento do computador utilizado, mas sabe-se que a contribuição dessas parcelas, em relação às parcelas relacionadas aos instrumentos de medição, são pouco relevantes para o resultado da incerteza expandida. Corroborando com o exposto, Gonçalves Jr. e Souza (2008) afirmaram ser uma incerteza de medição *dominante* quando essa é dez vezes mais intensa em relação às outras. Com isso, pode-se desprezar as demais fontes de incerteza sem grandes perdas.

As variáveis de interesse ainda podem ser classificadas em dois grupos distintos, os quais possuem diferentes procedimentos para determinação da incerteza expandida. São eles:

(i) *Variáveis medidas diretamente*: este grupo compreende as variáveis diretamente fornecidas pelos sistemas de medição, como é o caso da temperatura medida por um termopar ou a potência medida por um wattímetro. Neste caso a incerteza expandida (U_x) é calculada de acordo com a Equação (A.4).

(ii) *Variáveis medidas indiretamente*: este grupo compreende as variáveis que necessitam da medição de mais de uma grandeza experimental para sua determinação, ou seja, é necessário a realização de operações matemáticas com as variáveis obtidas diretamente para sua obtenção. O consumo de energia, a condutância térmica global, a capacidade de refrigeração e até mesmo a temperatura média do gabinete são exemplos deste tipo de variável. O cálculo da incerteza para este tipo de variável é feito através de uma expressão geral para propagação de incerteza, como segue:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_p) \rightarrow u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^p \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{A.6})$$

sendo y a variável indiretamente medida de interesse e x_i as variáveis diretamente medidas envolvidas no cálculo de y . A Equação (A.6) é válida quando as grandezas de entrada são não-correlacionadas, combinadas em uma função contínua e derivável, como é o caso das grandezas abordadas no presente trabalho.

A.2 Caracterização do produto comercial

A determinação do consumo de energia em regime cíclico periódico para uma temperatura de referência, neste caso 10°C (283,15 K), é dependente dos consumos de energia determinados em temperaturas acima e abaixo da referência. A Figura 40 expõe o procedimento de cálculo para determinação do consumo de energia em uma temperatura de referência, bem como as variáveis envolvidas e como são obtidas. O processo para propagação das incertezas envolvidas na determinação da incerteza expandida do consumo de energia é exposto na Figura 41.

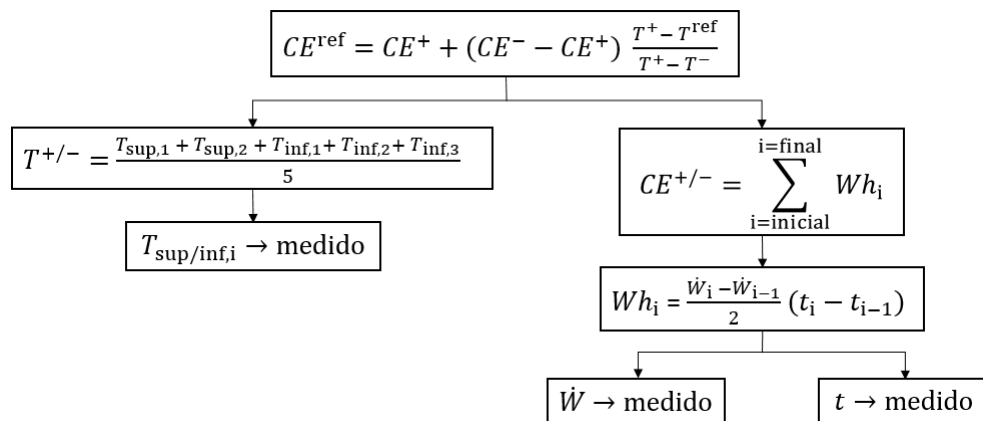


Figura 40 – Fluxograma para cálculo do consumo de energia em regime cíclico periódico.

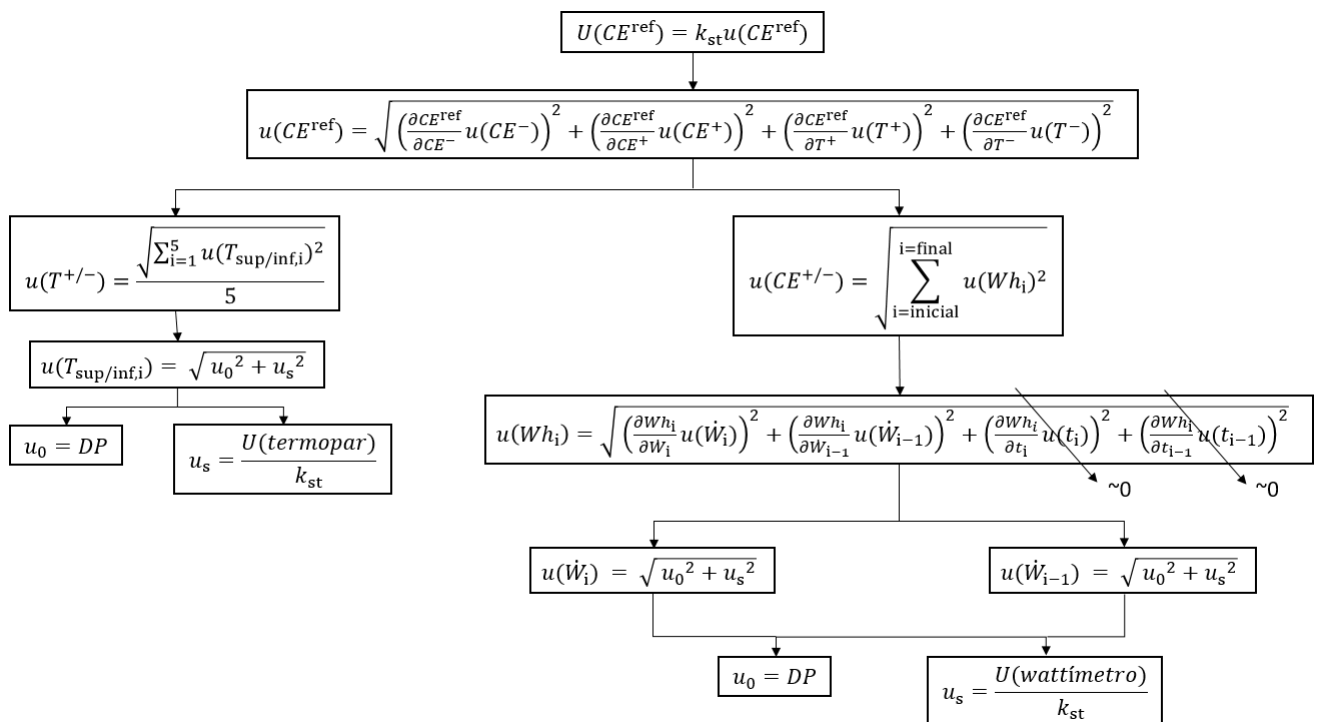


Figura 41 – Fluxograma para cálculo da incerteza expandida do consumo de energia em regime cíclico periódico.

Para obtenção da condutância térmica global do gabinete é necessário que sejam determinadas as condutâncias dos compartimentos superior e inferior. A Figura 42 expõe o

procedimento de cálculo para determinação da condutância térmica global do gabinete, junto das variáveis envolvidas e como são obtidas. O procedimento para propagação das incertezas envolvidas na obtenção da incerteza expandida da condutância térmica global do gabinete é exposto na Figura 43.

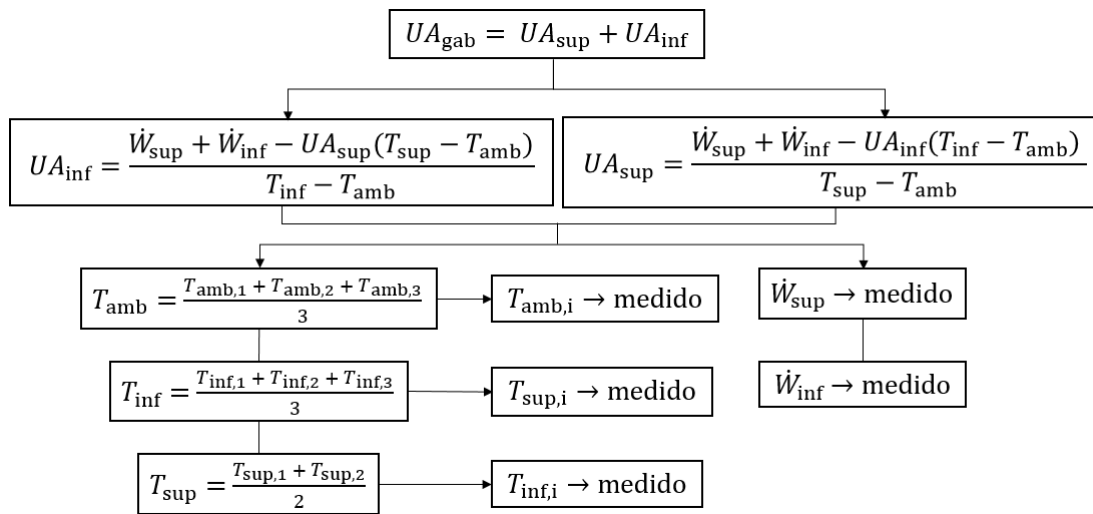


Figura 42 – Fluxograma para cálculo da condutância térmica global do gabinete.

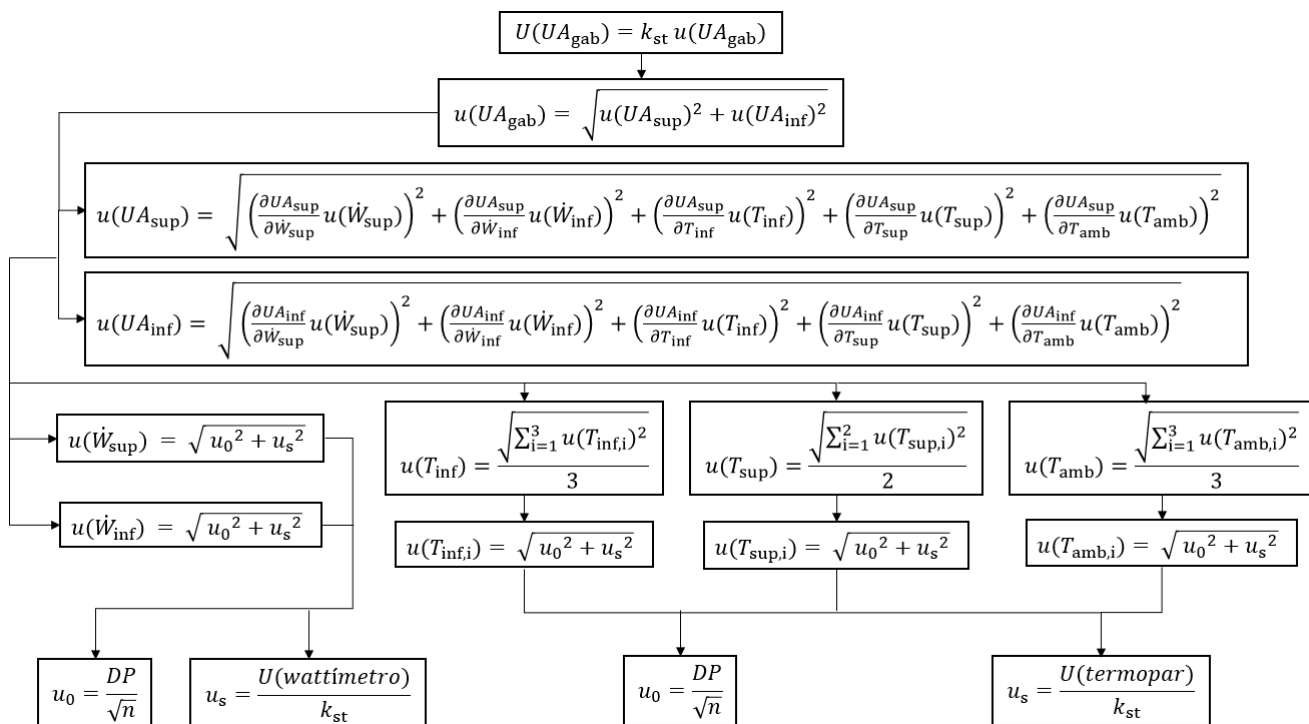


Figura 43 – Fluxograma para cálculo da incerteza expandida da condutância térmica global do gabinete.

A.3 Bancada experimental

Para obtenção das incertezas expandidas relacionadas aos cálculos tanto da capacidade de refrigeração por meio do balanço de energia na corrente do fluido de trabalho (Figura 44),

quanto da carga térmica imposta ao gabinete pelo ambiente externo (Figura 46) é necessário a propagação das incertezas das variáveis diretamente medidas e envolvidas nos cálculos. As Figuras 45 e 47 expõem o procedimento de propagação de incertezas para obtenção da incerteza expandida da capacidade de refrigeração por meio do balanço de energia na corrente do fluido de trabalho e da carga térmica imposta ao gabinete pelo ambiente externo, respectivamente.

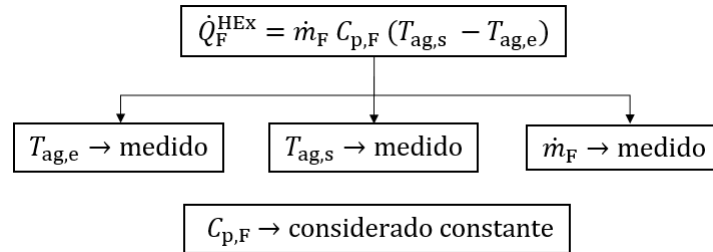


Figura 44 – Fluxograma para cálculo da capacidade de refrigeração através do balanço de energia na corrente do fluido de trabalho.

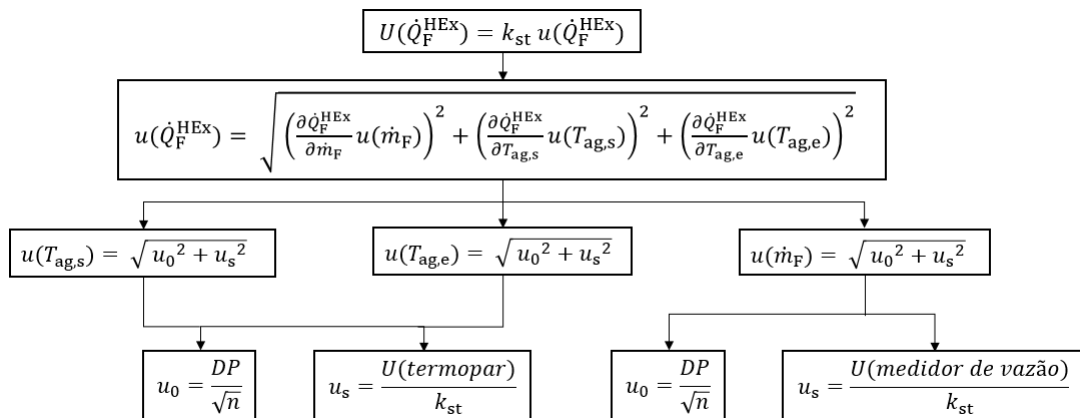


Figura 45 – Fluxograma para cálculo da incerteza expandida da capacidade de refrigeração através do balanço de energia na corrente do fluido de trabalho.

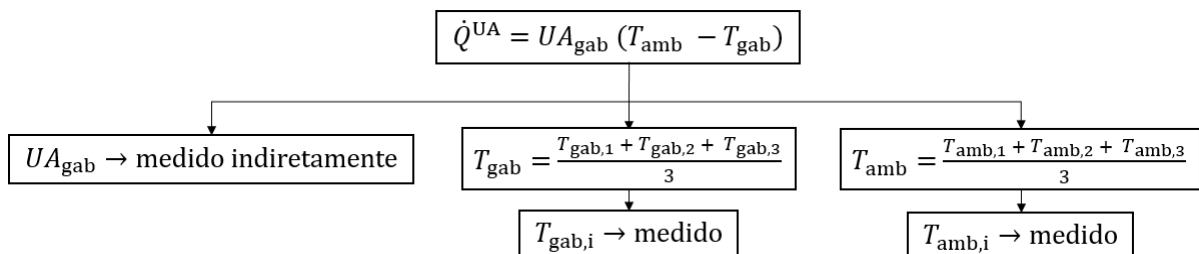


Figura 46 – Fluxograma para cálculo da carga térmica imposta pelo ambiente externo ao compartimento refrigerado.

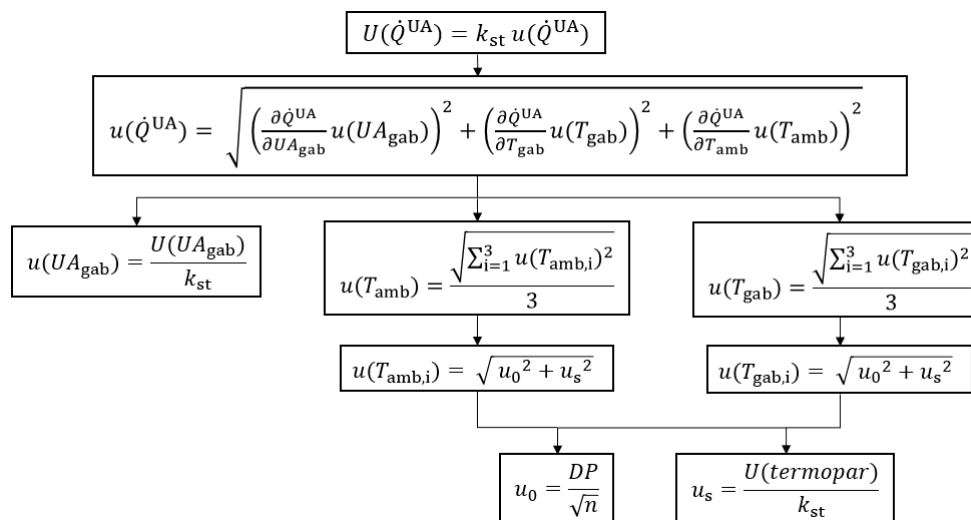


Figura 47 – Fluxograma para cálculo da incerteza expandida da carga térmica imposta pelo ambiente externo ao compartimento refrigerado.

APÊNDICE B – PLANEJAMENTO DOS TESTES DO APARATO EXPERIMENTAL

O presente apêndice tem o objetivo de demonstrar o método utilizado para obtenção do plano de testes do aparato experimental. Inicialmente, faz-se um levantamento das variáveis e parâmetros que podem ser manipuladas ou substituídos. Faz-se a demonstração do procedimento de obtenção das entradas, através do modelo de Peixer et al. (2018), para os testes do protótipo. Em seguida, é feita uma análise, através do modelo, da influência da variação dos parâmetros relacionados ao aparato, respeitando seus limites de operação. Os resultados das análises apresentadas nesse Apêndice foram usados como insumo para determinação do planejamento de testes apresentado na Seção 3.3.3.

B.1 Variáveis manipuláveis

As variáveis possíveis de serem manipuladas, na bancada experimental, estão listadas na Tabela 20. Salienta-se a altura de carga e a vazão da bomba de palhetas excêntricas como um limitante máximo com relação à perda de carga do sistema, sendo o limitante mínimo a integridade do sistema. A temperatura tem como limitante mínimo o ponto de congelamento dos fluidos de transferência de calor do aparato experimental e do banho térmico, sendo seu limitante máximo a faixa de operação do banho térmico.

Tabela 20 – Variáveis manipuláveis do aparato experimental.

Variáveis manipuláveis	Faixa de operação
Vazão mássica do fluido de trabalho [kg/h]	40 à 200
Temperatura de entrada do fluido no trocador de calor [°C]	-18 à 80

Em relação aos componentes a serem caracterizados, tem-se a limitação da disponibilidade de trocadores de calor testados em túnel de vento e ventiladores disponíveis cujos fabricantes fornecem a curva característica, os quais devem respeitar as restrições tanto do aparato experimental quando do gabinete. Foram disponibilizados dois trocadores de calor tubo aletados com as mesmas densidade de aletas (10 aletas/polegada) e área de seção transversal (155 x 111 mm). Um deles conta com duas fileiras de tubos (C.TAL.015) o outro com apenas uma (C.TAL.016), mais especificações podem ser encontradas nos desenhos técnicos expostos nos Anexos A e B, respectivamente. Além dos dois trocadores, tem-se disponível um ventilador (BS-fan) cujo catálogo, exposto no Anexo C, apresenta a curva característica (H - *High*) do mesmo. A Tabela 21 sintetiza as informações relacionadas aos componentes e exemplares disponíveis no laboratório.

Partindo para o modelo, sabe-se que a condutância térmica global do trocador de calor é um parâmetro de entrada do modelo de Peixer et al. (2018). Tal parâmetro é determinado

Tabela 21 – Componentes disponíveis para diversificação dos testes.

Componentes manipuláveis	Limitação
Trocadores de calor	2 exemplares
Ventiladores	1 exemplar

através do ponto de operação resultante do acoplamento do trocador de calor com o ventilador. A determinação do ponto de operação, aproximado, se dá através da intersecção entre a curva de perda de carga externa do trocador de calor e a curva característica do ventilador, Figura 48. Tendo determinado o ponto de operação em termos da vazão volumétrica da corrente de ar (\dot{V}_a), pode-se determinar o UA do trocador de calor, Figura 49. Os dados expostos nas Figuras 48 e 49 foram disponibilizados, junto com os trocadores de calor, pelo grupo de estudo de trocadores de calor do Polo (BOENG, 2018).

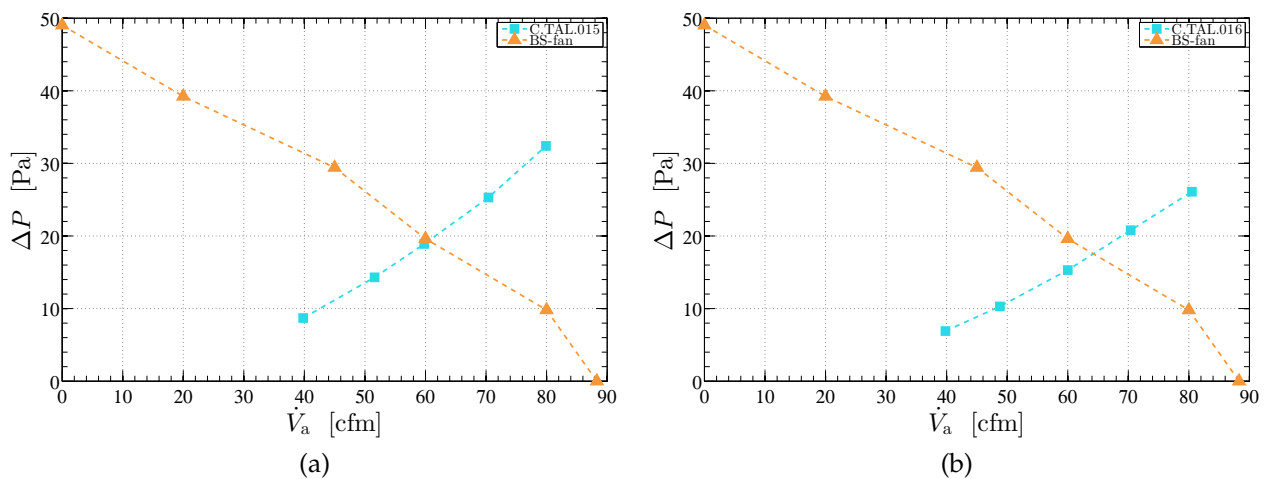


Figura 48 – Determinação do ponto de operação para os dois trocadores de calor operando com o ventilador disponível. (a) C.TAL.015; (b) C.TAL.016 (BOENG, 2018).

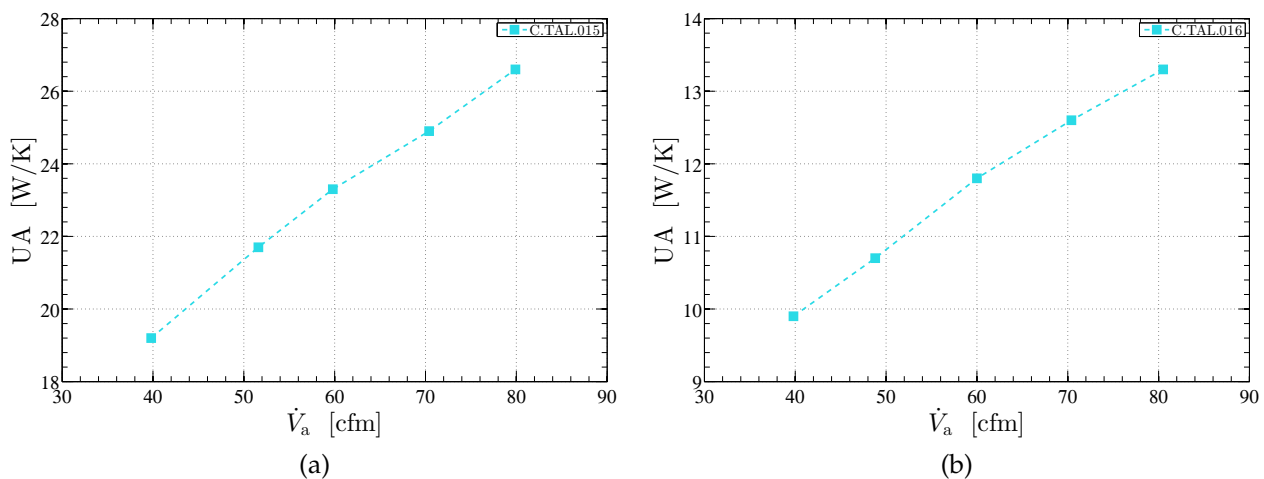


Figura 49 – UA resultante para os dois trocadores de calor operando com o ventilador disponível. (a) C.TAL.015; (b) C.TAL.016 (BOENG, 2018).

B.2 Análise das variáveis inerentes ao aparato

Após determinar o UA do trocador de calor, através do ponto de operação, pode-se alimentar o modelo e verificar como a alteração das variáveis inerentes ao aparato atuam no desempenho do mesmo acoplado ao gabinete. Salienta-se que o procedimento aqui adotado supõe que o modelo é capaz de prever o comportamento do acoplamento entre bancada experimental e gabinete, hipótese que busca-se validar durante o desenvolvimento do presente trabalho.

As variáveis inerentes à bancada experimental são a temperatura de entrada do fluido no trocador de calor ($T_{ag,e}$) e a vazão mássica do fluido de trabalho (\dot{m}_F), ambas tiveram valores desejáveis fornecidos pelos demais desenvolvedores do grupo PoloMag, responsáveis pelos avanços relacionados aos RMAs e à adegas magnética. Com intuito de verificar a necessidade de realização de testes em diferentes condições de operação o modelo foi adequado para ter como parâmetro de entrada uma faixa de temperaturas para uma vazão mássica do fluido de trabalho constante. Com isso, é possível verificar de maneira mais direta a influência dos dois parâmetros em conjunto. As Figuras 50 e 51, (a) e (b), mostram as previsões do modelo de Peixer et al. (2018), vide Seção 2.2.3, para os dois trocadores de calor disponíveis operando com as vazões de 40 e 200 kg/h, respectivamente. Nota-se que a variação da vazão mássica do fluido de trabalho não modifica de maneira expressiva os resultados, afetando em maior grau a temperatura de saída do fluido de trabalho. Contudo, a variação da temperatura de entrada do fluido de trabalho no trocador de calor se mostrou uma variável interessante de ser manipulada. Sendo assim, como o interesse do projeto da adegas magnética é obter 5°C (278,15 K) no interior do gabinete, o plano de teste foi desenvolvido para abranger com segurança este valor meta.

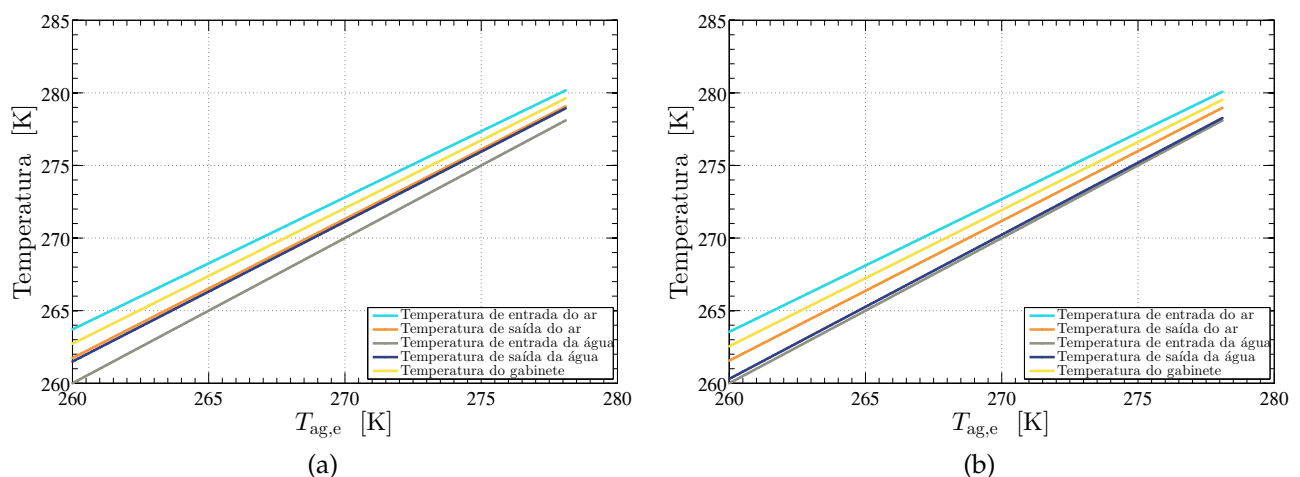


Figura 50 – Análise da influência da vazão de fluido de trabalho no desempenho do sistema, trocador C.TAL.015. (a) 40 kg/h; (b) 200 kg/h.

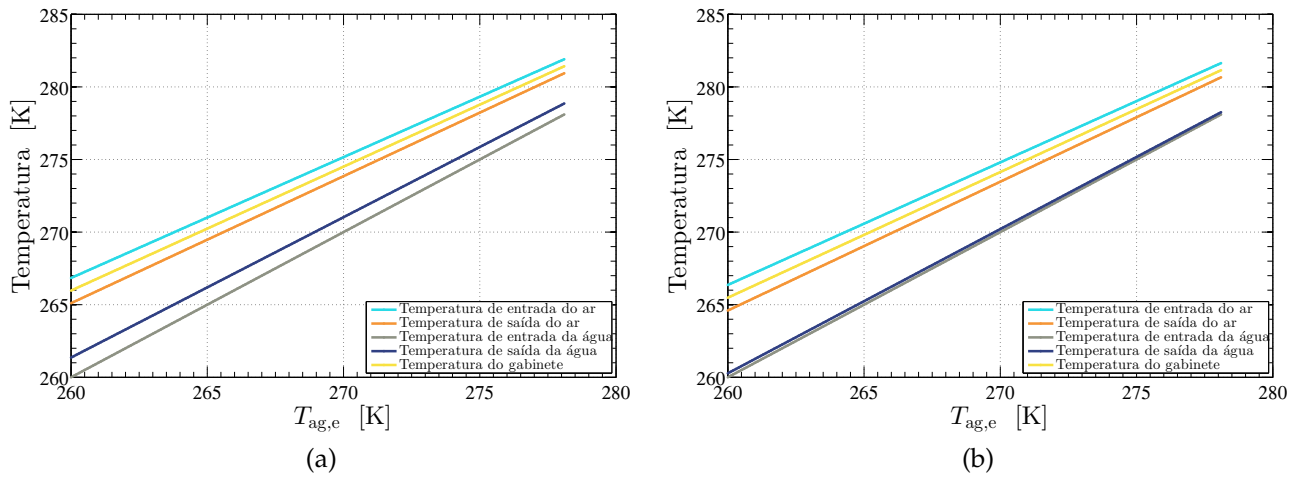


Figura 51 – Análise da influência da vazão de fluido de trabalho no desempenho do sistema, trocador C.TAL.016. (a) 40 kg/h; (b) 200 kg/h.

APÊNDICE C – SELEÇÃO DO GABINETE PARA ACLOPAR AO APARATO EXPERIMENTAL

Neste apêndice tem-se a intenção de demonstrar o procedimento utilizado para seleção de qual gabinete acoplar ao aparato experimental para análise da interação destes com os trocadores de calor selecionados. Tem-se dois gabinetes comerciais distintos disponíveis para realização dos testes junto à bancada experimental, mas apenas um será utilizado para este fim, o outro será mantido com as características originais. Além disso, existe a necessidade da elaboração de um relatório para a empresa comercializadora do produto com detalhes da operação do mesmo. Devido a isso, podem ser solicitados testes adicionais em diferentes condições de operação.

Foram desenvolvidos três critérios de avaliação, os quais serão apresentados junto à relevância a eles atribuída.

(i) *Histórico e detalhamento dos testes realizados (relevância: 2)*: esse critério leva em consideração a quantidade de testes realizados em cada um dos gabinetes, a importância desses testes para a construção do relatório para a empresa, o detalhamento por parte da instrumentação e a possível realização de testes de caracterização futuros. Sendo assim, cabe listar a quantidade de testes já realizados, bem como o detalhamento da instrumentação dos mesmos. O gabinete #1 tem prioridade em ser mantido inalterado. O mesmo possui um maior histórico total de testes, além de possuir maior detalhamento na instrumentação. Foram realizados 13 testes para o gabinete #1 contra 8 do gabinete #2, além de o gabinete #1 estar instrumentado com 18 termopares enquanto o gabinete #2 com apenas 8. O gabinete #1 passou por testes extras, além de possuir 8 termopares de superfície ao longo do seu circuito de refrigeração, os quais não foram utilizados nas análises desse trabalho.

(ii) *Qualidade do Isolamento térmico (relevância: 1)*: a avaliação do presente critério será feita com base nos resultados obtidos nos testes de fluxo de calor reverso (seção 4.1.2) realizados em ambos os gabinetes. Os testes citados servem para obtenção de uma estimativa da qualidade do isolamento térmico do produto, quanto menor o valor da condutância térmica global do gabinete menor será a carga térmica imposta pelo meio externo ao compartimento refrigerado para uma mesma diferença de temperatura entre as fontes. Com relação a este critério ambos os gabinetes apresentaram uma condutância térmica global (UA) próxima de 1,8 W/K. Logo, em relação a este critério os candidatos apresentam desempenho equivalente.

(iii) *Controle de temperaturas do produto (relevância: 1)*: esse critério leva em consideração a capacidade do controle dos gabinetes de manter a temperatura interna dos compartimentos refrigerados em torno da temperatura estipulada. Ou seja, analisa a atuação dos sensores de temperatura (termostatos) do produto com relação ao controle do mesmo, habilitando e desabilitando o compressor. Tal critério é de grande relevância para a empresa, pelo fato de um dos exemplares, gabinete #1, possivelmente possuir alguma discrepância no seu controle de temperaturas. O gabinete #2 tem melhor desempenho do que o gabinete #1, conseguindo

manter a temperatura dos compartimentos mais próxima da temperatura estipulada pelo usuário como relatado na seção 4.1.1. Sendo assim, como existe a possível intenção de investigar a causa do "pior" controle por parte do gabinete #1, o mesmo deve ser mantido inalterado.

Tabela 22 – Matriz de seleção do gabinete para acoplar ao aparato experimental.

Relevância	Critério	Gabinete #1	Gabinete #2
2	(i)	0	-1
1	(ii)	0	0
1	(iii)	0	-1
Soma		0	-3

A Tabela 22 apresenta a matriz de auxílio à tomada de decisão (matriz de Pugh) em relação à qual gabinete acoplar ao aparato experimental. O gabinete #1 é tomado como referência, portanto o gabinete #2 é comparado, com base nos critérios, como sendo superior (1), inferior (-1) ou igual (0). Através da matriz de decisão é possível verificar, com base nos critérios anteriormente mencionados, que o gabinete #2 deve ser utilizado para os testes junto ao aparato experimental.

APÊNDICE D – EVAPORADORES DO PRODUTO OPERANDO JUNTO AO APARATO EXPERIMENTAL

O objetivo do presente apêndice é verificar a possibilidade de utilizar os evaporadores do tipo *Roll-bond* operando como trocadores frios acoplados ao RMA emulado. Na aplicação comercial os evaporadores operam com R134a, fluido refrigerante comumente utilizado em refrigeração comercial. Nessa aplicação o trocador de calor frio opera com fluido bifásico, porém nos testes da bancada experimental o trocador de calor irá operar com um fluido monofásico, uma mistura de água e etilenoglicol. Isso diminui consideravelmente o coeficiente de troca de calor por convecção, fato prejudicial para os refrigeradores magnéticos que são altamente dependentes de trocadores de calor efetivos.

A análise térmica da operação dos trocadores *Roll-bond* acoplados ao aparato experimental é realizada com o auxílio do método analítico proposto por Peixer et al. (2018), exposto na seção 2.2.3. A Tabela 23 apresenta os dados comuns às análises realizadas nesta seção. A vazão mássica da corrente de ar é dependente do princípio de convecção, natural ou forçada, empregado no trocador de calor.

Tabela 23 – Valores dos parâmetros utilizados para as avaliações da seção de análise térmica.

Parâmetros	Valores
Temperatura ambiente [°C]	25
Vazão mássica do fluido de trabalho [kg/h]	150
Calor específico do fluido de trabalho [J/(kg K)]	4148
Calor específico do ar [J/(kg K)]	1005
Condutância térmica global do gabinete [W/K]	1,75

Para determinação da efetividade do trocador de calor utilizou-se a hipótese da validade da Equação (D.1). Tal hipótese é válida quando a taxa de capacidade térmica de uma das correntes tende ao infinito, ou seja a temperatura de uma das correntes de fluido praticamente não varia, como em um processo de mudança de fase. Esta afirmação é plausível pelo fato dos trocadores do produto operarem com o princípio de convecção natural na corrente de ar. Para possibilitar a simulação é necessário conhecer de antemão a condutância térmica global do trocador de calor e a vazão da corrente de ar, para assim determinar o número de unidades de transferência (*NUT*) através da Equação (2.11) e posteriormente determinar a efetividade do trocador de calor.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (D.1)$$

A simulação, para o trocador de calor analisado, foi realizada considerando a condutância térmica global e a vazão de ar estipulada constantes para toda faixa de temperaturas.

Sabe-se que quando o princípio de convecção natural é empregado o UA do trocador de calor e a vazão mássica de ar são bastante dependentes da temperatura. Durante a análise, variou-se a temperatura de entrada da água no trocador de calor com intuito de verificar qual a temperatura de entrada resultaria em uma temperatura do compartimento refrigerado de aproximadamente 5°C ($278,15\text{ K}$).

Hermes, Melo e Negrão (2008) propuseram um modelo numérico para simular o comportamento de trocadores de calor do tipo *roll-bond* utilizados como evaporadores. O modelo foi validado através de dados experimentais de trabalhos anteriores. Os resultados de UA do trocador obtidos no trabalho citado serão aqui utilizados para analisar a viabilidade da utilização do trocador de calor do produto junto à bancada experimental.

Os dados de Hermes, Melo e Negrão (2008), cujas características dos evaporadores *roll-bond* eram próximas às dos utilizados na adega de vinhos doméstica, foram aqui utilizados. Sendo assim, a condutância térmica global do trocador foi considerada $2,5\text{ W/K}$. Para a vazão mássica da corrente de ar se fez uma estimativa de 2 CFM em cada trocador. Para o caso em análise, obteve-se uma efetividade (ϵ) de $0,986$ e uma razão entre as taxas de capacidades térmicas (C^*) de $0,003$.

A Figura 52 mostra os resultados obtidos para os dados anteriormente mencionados. Foram simulados dois trocadores frios, pois o produto conta com dois exemplares que se supõe serem idênticos.

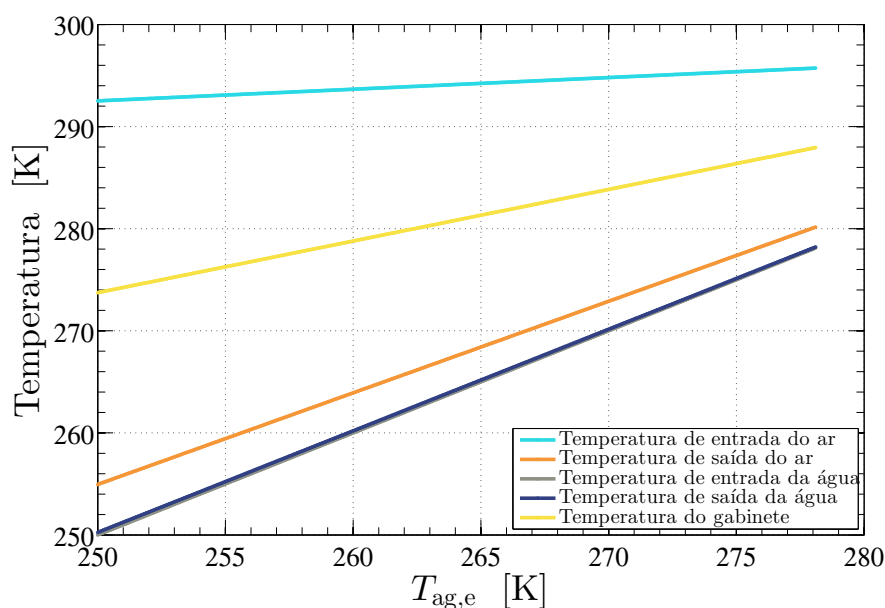


Figura 52 – Análise do comportamento aproximado dos trocadores *Roll-bond* do produto operando com o fluido de trabalho do aparato experimental.

Nota-se que para atingir uma temperatura de cerca de 5°C ($278,15\text{ K}$) é necessário que a água entre no trocador de calor frio à cerca de -15°C ($258,15\text{ K}$), uma temperatura muito baixa para aplicações utilizando RMAs em refrigeradores que operam próximos à temperatura ambiente. Além disso, se verificarmos a diferença de temperatura necessária na corrente de ar para que o sistema opere nesta condição veremos que se torna inaceitável para a aplicação. Essa diferença impossibilitará um controle rigoroso da temperatura interna

do compartimento refrigerado o que inviabilizaria o produto.

Quanto à validade da utilização da correlação, dada pela Equação (D.1), para determinação da efetividade é possível notar que a razão entre as taxas de capacidades térmicas é um valor próximo de zero, além de a temperatura da corrente de água praticamente não variar. Sendo assim, as hipóteses feitas se tornam aceitáveis e transmitem confiabilidade aos resultados. Conclui-se ser inviável a utilização dos trocadores originais do produto junto ao aparato experimental, principalmente pela limitações inerentes às aplicações em refrigeradores magnéticos.

ANEXO A – DESENHO TÉCNICO DO TROCADOR DE CALOR C.TAL.015

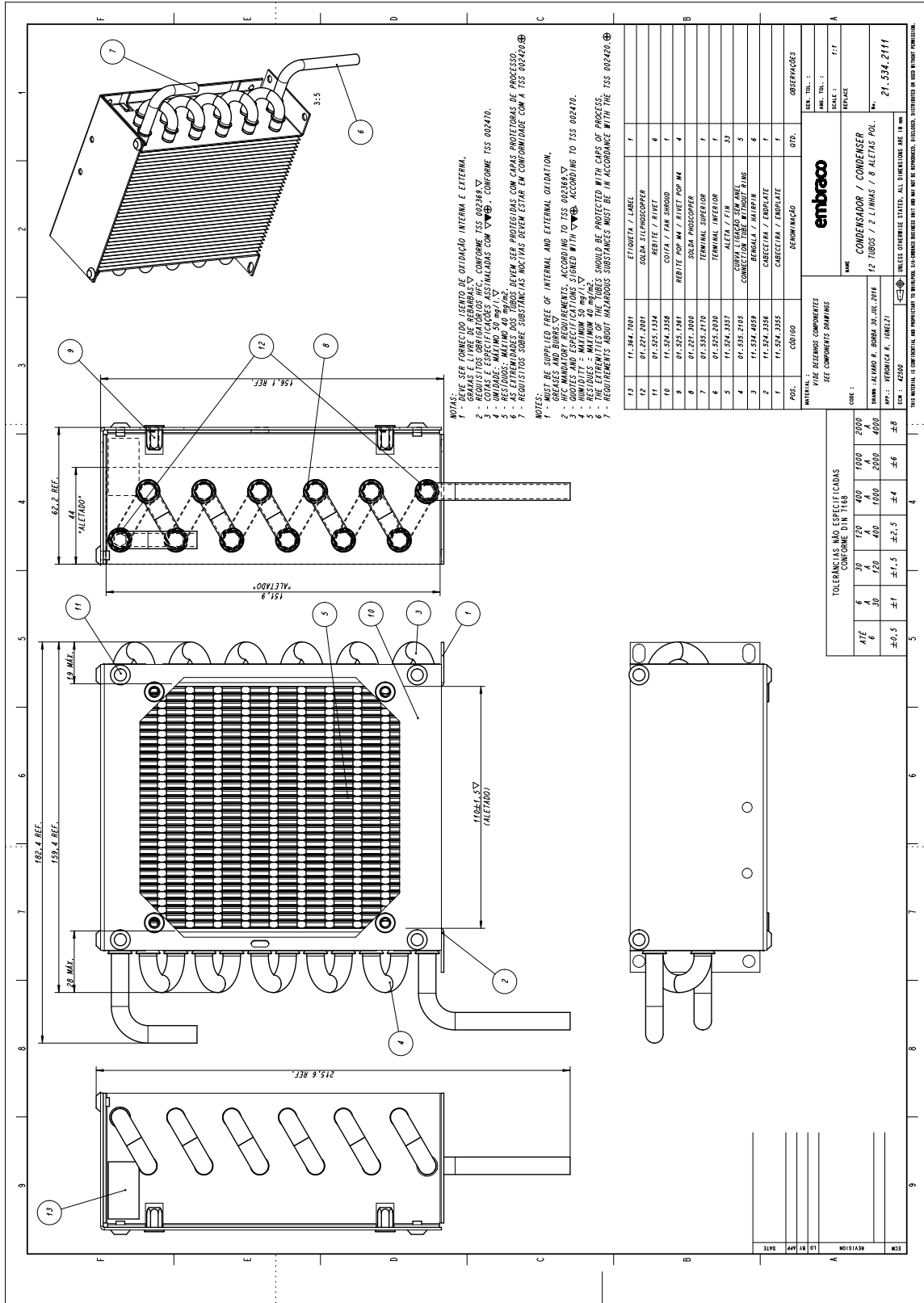



Figura 53 – Especificações técnicas do trocador de calor C.TAL.015.

ANEXO C – DADOS DO VENTILADOR



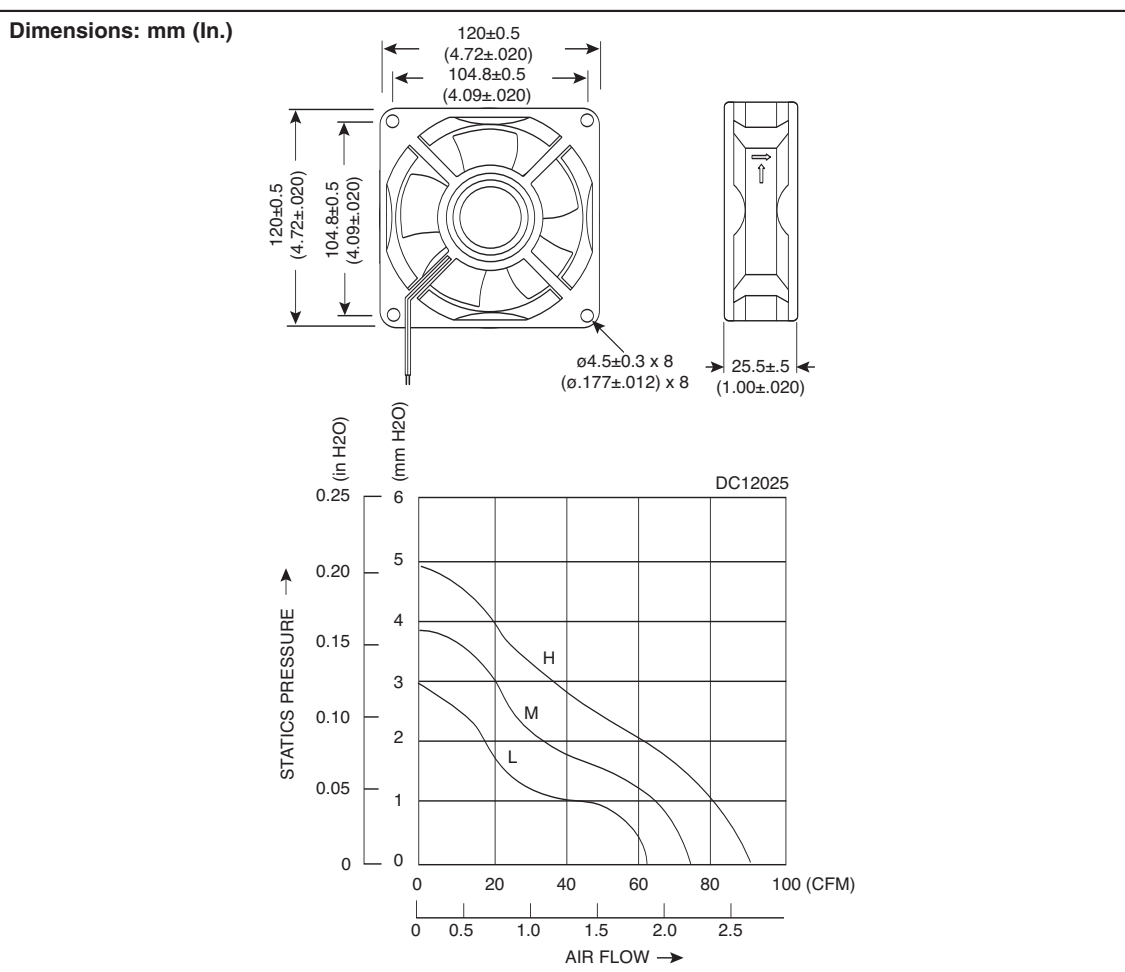
Bi-Sonic

DC Brushless Fan

433-BP1202512H

Date Last Revised: 4-6-05

BI-200025



Electrical Specifications:

- Insulation resistance: 10M Ω min. at 500V DC
- Dielectric strength: 5mA max. at 500V AC 60Hz one min.
- Voltage: 12V DC
- Operating voltage range: 10.2V-13.8V
- Rated current: 0.36A
- Rated input power: 4.32W
- Speed: 3000 r.p.m.
- Max. air flow: 88.30 CFM
- Noise: 50 dB-A

Mechanical Specifications:

- Operating temperature: -30°C to +75°C

Materials:

- Housing: Glass fiber reinforced plastic
- Impeller: PBT are UL 94V-0 rating
- Bearing: Ball

Available from Mouser Electronics

1-800-346-6873

www.mouser.com

Specifications are subject to change without notice. No liability or warranty implied by this information. Environmental compliance based on producer documentation.

Figura 55 – Catálogo do ventilador (BS-fan).

ANEXO D – IMAGENS DOS PROCEDIMENTOS DE TESTE

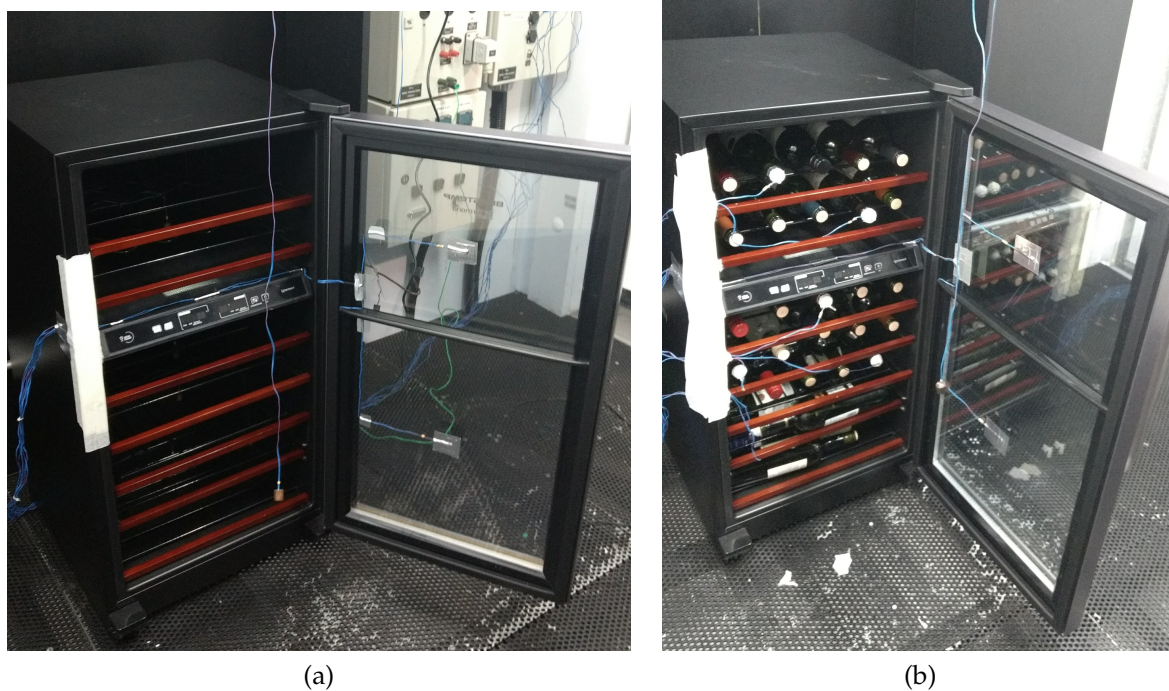
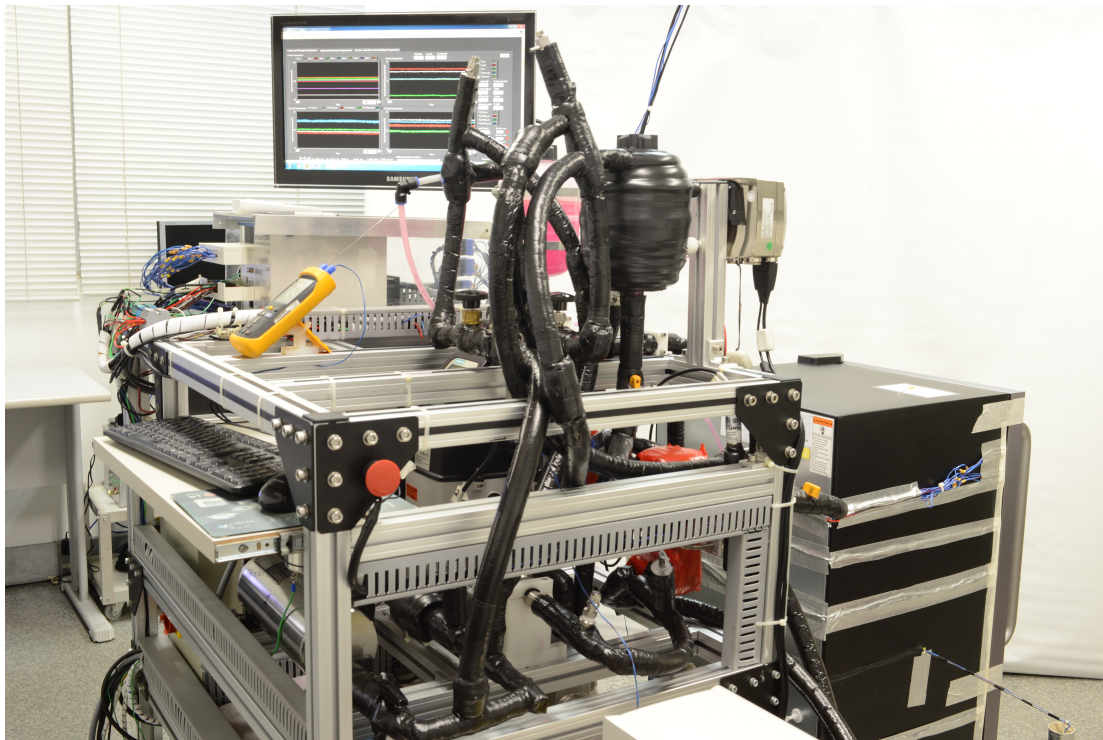


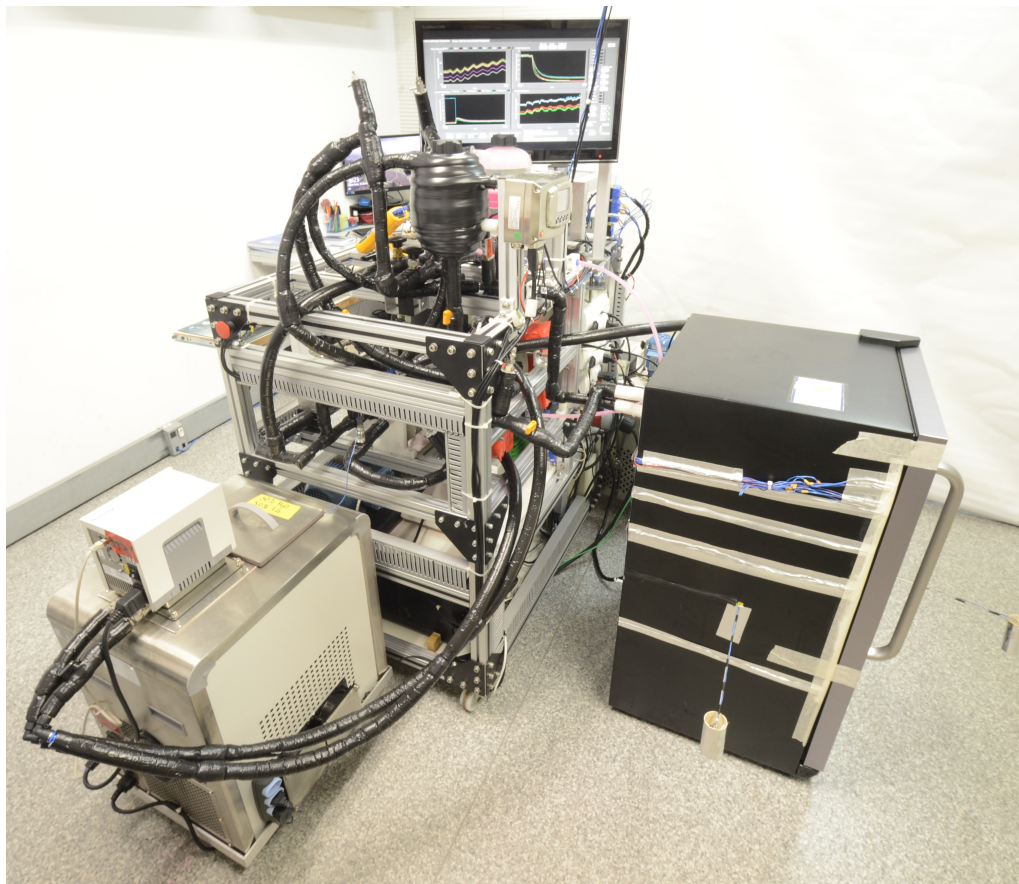
Figura 56 – Imagens relativas aos procedimentos das Etapas 1 e 3 para caracterização do produto comercial. (a) Sem carregamento; (b) Com carregamento.



Figura 57 – Imagens relativas aos procedimentos da Etapa 2 para caracterização do produto comercial.



(a)



(b)

Figura 58 – Imagens do aparato experimental desenvolvido acoplado ao gabinete refrigerado.