

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
BIBLIOTECA UNIVERSITÁRIA**

Guilherme Matias

**DESENVOLVIMENTO DE ESTRATÉGIA DE
CONTROLE PARA COMPRESSOR DE CAPACIDADE
VARIÁVEL E VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA
EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICO**

Florianópolis

2017

Guilherme Matias

**DESENVOLVIMENTO DE ESTRATÉGIA DE
CONTROLE PARA COMPRESSOR DE CAPACIDADE
VARIÁVEL E VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA
EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICO**

Dissertação submetida ao Programa
de Pós-Graduação em Engenharia de
Automação e Sistemas para a obtenção
do Grau de Mestre em Engenharia de
Automação e Sistemas.
Orientador: Alexandre Trofino Neto,
Dr.

Florianópolis

2017

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

Matias, Guilherme

Desenvolvimento de estratégia de controle para compressor de capacidade variável e válvula de expansão eletrônica em um sistema de refrigeração doméstico / Guilherme Matias ; orientador, Alexandre Trofino, 2017.

128 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, , Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

1. Engenharia de Automação e Sistemas. 2. Controle. 3. Refrigeração doméstica. 4. Compressor de velocidade variável. 5. Válvula de expansão eletrônica. I. Trofino, Alexandre. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas. III. Título.

Guilherme Matias

**DESENVOLVIMENTO DE ESTRATÉGIA DE
CONTROLE PARA COMPRESSOR DE CAPACIDADE
VARIÁVEL E VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA
EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICO**

Esta Dissertação foi julgada aprovada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia de Automação e Sistemas”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas.

Florianópolis, 6 de novembro 2017.

Daniel Ferreira Coutinho, Dr.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Automação e
Sistemas

Alexandre Trofino Neto, Dr.
Orientador

Banca Examinadora:

Alexandre Trofino Neto, Dr.
Presidente

César Cataldo Scharlau, Dr.

Cláudio Melo, Ph.D.

Fabio Luis Baldissera, Dr.

Dedicada a Patricia, Lourdes e Virginia.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Alexandre Trofino pela orientação e ao professor Cláudio Melo pela oportunidade de desenvolver o projeto no POLO.

A todos os colaboradores do POLO por todo conhecimento compartilhado, em especial a equipe Controles: Alexsandro "Baixinho" Silveira, Everton Machado, Murilo Vitor, Bruno Verardi, Pedro Brügge-mann, Daniel Seerig e Guilherme "Tché" Senger.

A minha família que me apoia a cada passo, em especial a Lourdes Matias, Luiz Carlos Guzzo e Verginia Rodrigues Matias.

E a minha futura esposa, Patricia Alves Barbosa, que sempre está lá quando preciso.

Quando vierem por você,
eu protegerei seu nome,
eu responderei suas questões,
eu sentirei sua dor.

(Chancelor Johnathan Bennett)

RESUMO

Esta dissertação apresenta o desenvolvimento de duas estratégias de controle para um sistema de refrigeração doméstico dotado de compressor de capacidade variável e válvula de expansão eletrônica. Um protótipo foi criado com a adaptação de um refrigerador doméstico, incluindo tal compressor e válvula, para o desenvolvimento das estratégias de controle. As duas estratégias utilizam um controlador proporcional integral (PI) para ajustar a rotação do compressor baseado na temperatura do compartimento do sistema, e diferem no controlador utilizado para ajustar a fração de abertura da válvula, sendo um deles um controlador PI que se baseia no grau de superaquecimento do evaporador, e o outro uma lógica de controle baseada na técnica *Maximum Power Point Tracker* (MPPT) que utiliza como variável de controle a potência do compressor que é fornecida pelo inversor. Para as duas estratégias desenvolvidas são realizados testes importantes para a análise de suas performances em termos de refrigeração e então estas técnicas são comparadas entre si. A comparação entre as duas estratégias é favorável a estratégia PI que utiliza sensores de temperatura adicionais para medir o grau de superaquecimento, e que com isso consegue ter um desempenho em relação ao consumo energético aproximadamente 5% menor e regimes transitórios mais comportados.

Palavras-chave: Controle. Refrigeração doméstica. Compressor de velocidade variável. Válvula de expansão eletrônica.

ABSTRACT

This dissertation presents the development of two control strategies for a household refrigeration system equipped with variable capacity compressor and electronic expansion valve. A prototype was created with the adaptation of a household refrigerator, including such a compressor and valve, for the development of control strategies. Both strategies use a proportional–integral (PI) controller to adjust the compressor’s rotation speed based on the temperature of the system’s compartment and differ for the controller used to adjust the valve’s opening fraction, one of which is a PI controller that is based on the evaporator’s superheating degree, and the other one is a control logic based on the Maximum Power Point Tracker (MPPT) technique which uses as control variable the compressor’s power that is supplied by the inverter. For the two developed strategies, important tests were performed for analysing their performances in terms of refrigeration, and then these techniques were compared to each other. The comparison between the two strategies is in favor of the PI strategy, which uses additional temperature sensors to measure the superheating degree, and thus achieves a performance of approximately 5% lower energy consumption, and more regular transient regimes.

Keywords: Control. Domestic Refrigeration. Variable Capacity Compressor. Electronic Expansion Valve.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Consumo residencial de energia elétrica (ELETROBRÁS, 2007).....	27
Figura 2	Consumo de energia elétrica por setor no Brasil (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2015).....	28
Figura 3	Etiqueta Nacional de Conservação de Energia (ENCE) e Selo Procel de Economia de Energia (BOENG, 2012).....	29
Figura 4	Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor (SENGER, 2014).	35
Figura 5	Diagrama Temperatura (T) - Entropia (S) para o ciclo ideal de Carnot (POSSAMAI; TODESCAT, 2004).....	36
Figura 6	Diagrama Temperatura (T) - Entropia (S) de um ciclo de refrigeração. (modificado de POSSAMAI e TODESCAT (2004))	37
Figura 7	Refrigerador Brastemp Inverse Ative! - BRE50NR.	52
Figura 8	Conjunto compressor e inversor Embraco VEMX 9C. ...	53
Figura 9	Diagrama do sistema original.	54
Figura 10	Diagrama do sistema com a válvula de expansão eletrônica.	54
Figura 11	Válvula de expansão eletrônica DuNan Microstaq PDA3-B2.....	55
Figura 12	Termopar do tipo T.....	57
Figura 13	Refrigerador e congelador instrumentados com termopares.	57
Figura 14	Interface do programa supervisorio em LabVIEW.	58
Figura 15	Degraus aplicados a rotação do compressor e seu efeito na temperatura medida pelo sensor.....	61
Figura 16	Degraus aplicados a abertura da válvula e seu efeito no grau de superaquecimento.	64
Figura 17	Degraus aplicados a referência do controlador do grau de superaquecimento e seus efeitos no COP.	66
Figura 18	Efeito do limite mínimo de grau de superaquecimento estável.	67
Figura 19	Teste de <i>pull down</i> a 32 °C - Temperaturas e rotação do compressor.	68
Figura 20	Teste de <i>pull down</i> a 32 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.....	69

Figura 21 Teste de <i>pull down</i> a 16 °C - Temperaturas e rotação do compressor.	70
Figura 22 Teste de <i>pull down</i> a 16 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.	71
Figura 23 Teste de rejeição de perturbação a 32 °C - Temperaturas e rotação do compressor.	73
Figura 24 Teste de rejeição de perturbação a 32 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.	74
Figura 25 Teste de rejeição de perturbação a 16 °C - Temperaturas e rotação do compressor.	75
Figura 26 Teste de rejeição de perturbação a 16 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.	76
Figura 27 Teste de degrau na temperatura ambiente - Temperaturas e rotação do compressor.	77
Figura 28 Teste de degrau na temperatura ambiente - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.	78
Figura 29 Teste em regime permanente a 32 °C - Temperaturas e rotação do compressor.	79
Figura 30 Teste em regime permanente a 32 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.	80
Figura 32 Teste em regime permanente a 16 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.	82
Figura 33 Consumo energético a 32 °C.	83
Figura 34 Consumo energético a 16 °C.	83
Figura 35 Teste de rejeição de perturbação - Temperaturas e rotação do compressor.	85
Figura 36 Teste de rejeição de perturbação - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.	86
Figura 37 Teste em regime permanente - Temperaturas e rotação do compressor.	87
Figura 38 Teste em regime permanente - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.	88
Figura 39 Consumo energético.	89
Figura 40 Alternativa ao desligamento do compressor - Temperatura e rotação do compressor.	90
Figura 41 Alternativa ao desligamento do compressor - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.	91

Figura 42 COP - Coeficiente de Performance do sistema.	92
Figura 43 Teste de <i>pull down</i> a 32°C - Temperaturas e rotação do compressor.	98
Figura 44 Teste de <i>pull down</i> a 32°C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.	99
Figura 45 Teste de <i>pull down</i> a 16°C - Temperaturas e rotação do compressor.	100
Figura 46 Teste de <i>pull down</i> a 16°C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.	101
Figura 47 Teste de rejeição de perturbação a 32°C - Temperaturas e rotação do compressor.	102
Figura 48 Teste de rejeição de perturbação a 32°C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.	103
Figura 49 Teste de rejeição de perturbação a 16°C - Temperaturas e rotação do compressor.	104
Figura 50 Teste de rejeição de perturbação a 16°C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.	105
Figura 51 Teste de degrau na temperatura ambiente - Temperaturas e rotação do compressor.	106
Figura 52 Teste de degrau na temperatura ambiente - Curva de potência e fração de abertura da válvula.	107
Figura 53 Teste em regime permanente a 32 °C - Temperaturas e rotação do compressor.	108
Figura 54 Teste em regime permanente a 32 °C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.	109
Figura 55 Teste em regime permanente a 16 °C - Temperaturas e rotação do compressor.	110
Figura 56 Teste em regime permanente a 16 °C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.	111
Figura 57 Consumo energético do sistema a 32 °C.	112
Figura 58 Consumo energético do sistema a 16 °C.	112
Figura 59 Teste de rejeição de perturbação - Temperaturas e rotação do compressor.	113
Figura 60 Teste de rejeição de perturbação - Curva de potência e fração de abertura da válvula.	114
Figura 61 Gráfico de barras com o consumo energético dos quatro testes realizados.	116

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Tabela resumo da lógica principal.....	96
Tabela 2	Resultado dos testes em regime permanente.....	116
Tabela 3	Resultado dos testes de pull down	117
Tabela 4	Resultado dos testes de rejeição de perturbação.....	118

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFC	Clorofluorcarboneto
COP	<i>Coefficient of Performance</i> - Coeficiente de Performance
ENCE	Etiqueta Nacional de Conservação de Energia
MEMS	<i>Microelectromechanical Systems</i> - Sistemas microeletromecânicos
MPPT	<i>Maximum Power Point Tracker</i> - Rastreador do ponto máximo de potência
NTC	<i>Negative Temperature Coefficient</i> - Coeficiente de temperatura negativa
PI	Proporcional Integral
PWM	<i>Pulse-Width Modulation</i> - Modulação por largura de pulso
SISO	<i>Single Input Single Output</i> - Uma entrada uma saída, mono-variável

LISTA DE SÍMBOLOS

Q_C	Calor rejeitado no condensador
Q_E	Calor absorvido no evaporador
P	Pressão
W	Trabalho
T	Temperatura
S	Entropia
T_C	Temperatura de condensação
T_E	Temperatura de evaporação
T_{amb}	Temperatura ambiente
T_{ref}	Temperatura de referência
T_{ff}	Temperatura no refrigerador (fresh food)
T_{fz}	Temperatura no congelador (freezer)
G_{VCC}	Planta da malha temperatura/rotação
C_{VCC}	Controlador da malha temperatura/rotação
G_{EEV}	Planta da malha grau de superaquecimento/abertura da válvula
C_{EEV}	Controlador da malha grau de superaquecimento/abertura da válvula

SUMÁRIO

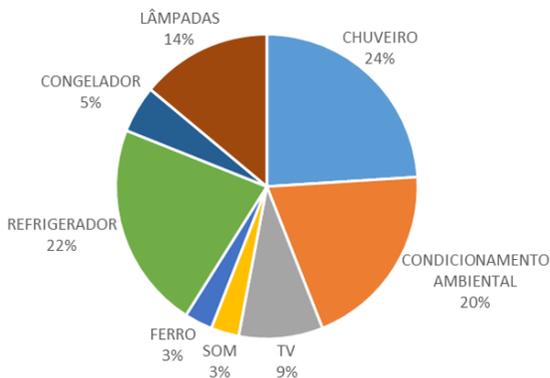
1	INTRODUÇÃO	27
1.1	OBJETIVOS	30
1.1.1	Objetivo Geral	30
1.1.2	Objetivos Específicos	30
1.2	ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO	31
2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	33
2.1	ASPECTO HISTÓRICO	33
2.2	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO ME- CÂNICA DE VAPOR	34
2.3	DISPOSITIVOS VARIÁVEIS EM UM SISTEMA DE RE- FRIGERAÇÃO	38
2.3.1	Compressores de capacidade variável	38
2.3.2	Válvulas de expansão eletrônica	39
2.3.3	Outros dispositivos do sistema de refrigeração do- méstico	40
2.4	CONTROLE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR SEUS DISPOSITIVOS	41
2.4.1	Controle pelo compressor de capacidade variável ..	41
2.4.2	Controle pela válvula de expansão eletrônica	43
2.4.3	Controle pelo compressor de capacidade variável e pela válvula de expansão eletrônica	46
2.4.4	Controle por outros dispositivos	51
2.5	APARATO EXPERIMENTAL	52
2.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O CAPÍTULO	57
3	CONTROLE DA TEMPERATURA DO COM- PARTIMENTO E DO GRAU DE SUPERAQUE- CIMENTO	59
3.1	ABORDAGEM CLÁSSICA E HÍBRIDA	59
3.2	ABORDAGEM CLÁSSICA: PI	60
3.2.1	Controle da temperatura do compartimento pela rotação do compressor	60
3.2.1.1	Identificação do sistema	60
3.2.1.2	Desenvolvimento do controle	62
3.2.2	Controle do grau de superaquecimento pela aber- tura da válvula	63
3.2.2.1	Identificação do sistema	63
3.2.2.2	Desenvolvimento do controle	64

3.2.2.3	Escolha da referência	65
3.2.3	Resultados experimentais	66
3.2.3.1	<i>Pull down</i>	68
3.2.3.2	Rejeição de perturbação	72
3.2.3.3	Regime permanente	76
3.3	ABORDAGEM HÍBRIDA: PI E ON-OFF	80
3.3.1	Controlador on-off	81
3.3.2	Resultados experimentais	84
3.3.2.1	Rejeição de Perturbação	84
3.3.2.2	Regime permanente	86
3.4	ALTERNATIVA AO DESLIGAMENTO DO COMPRES- SOR UTILIZANDO O CONTROLADOR PI	89
3.4.1	Resultados experimentais	89
3.5	CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O CAPÍTULO	92
4	CONTROLE DA VÁLVULA DE EXPANSÃO E- LETRÔNICA UTILIZANDO VARIÁVEIS VIN- DAS DO INVERSOR	93
4.1	MPPT	93
4.2	DESENVOLVIMENTO DA LÓGICA DE CONTROLE ..	94
4.2.1	Lógica principal	94
4.2.2	Lógica adicional - Perturbação	96
4.2.3	Lógica adicional - <i>On-off</i>	97
4.3	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	97
4.3.1	<i>Pull down</i>	97
4.3.2	Rejeição de Perturbação	102
4.3.3	Regime permanente	108
4.3.4	<i>On-off</i>	112
4.3.4.1	Rejeição de Perturbação	113
4.4	COMPARAÇÃO ENTRE AS ESTRATÉGIAS DE CON- TROLE DESENVOLVIDAS	115
4.5	CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O CAPÍTULO	119
5	CONCLUSÃO	121
5.1	ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS	122
5.2	PERSPECTIVAS PARA TRABALHOS FUTUROS	123
	REFERÊNCIAS	125

1 INTRODUÇÃO

Refrigeradores domésticos e congeladores são responsáveis por 22% e 5% do consumo elétrico de uma residência, respectivamente (Figura 1). Os dois aparelhos juntos correspondem a maior fatia de consumo energético residencial por eletrodomésticos (ELETROBRÁS, 2007), sendo que o setor residencial é responsável por 24,9% do consumo de eletricidade no Brasil (Figura 2), tendo crescido 5,7% de 2013 para 2014 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2015). Com este aumento no setor, medidas para que os eletrodomésticos consumam menos energia são tomadas em forma de normas, que gradativamente ficam mais rígidas, demandando a produção de aparelhos que apresentem um menor consumo.

Figura 1: Consumo residencial de energia elétrica (ELETROBRÁS, 2007).

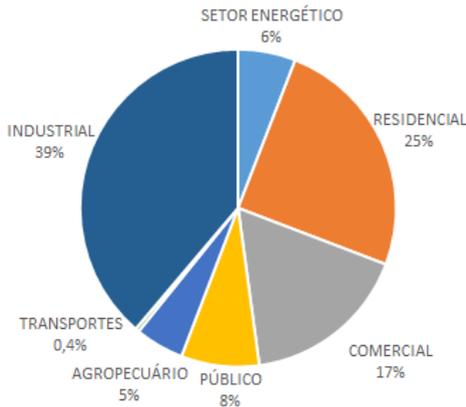


O grande interesse na redução do consumo de energia dos refrigeradores domésticos por parte do setor industrial provém do aumento de rigor das legislações de eficiência energética. Além disso, o aumento no custo da energia elétrica faz com que o consumidor procure aparelhos que tenham maior eficiência energética. Há também um enorme apelo ambiental por produtos mais eficientes, para reduzir o consumo de energia de fontes não-renováveis.

No Brasil o Inmetro é o órgão responsável por fiscalizar e avaliar os eletrodomésticos brasileiros. Há duas medidas informativas para o consumidor em vigor sobre a questão de eficiência energética em eletro-

domésticos, a Etiqueta Nacional de Conservação de Energia (ENCE) e o Selo Procel de Economia de Energia (Figura 3). O Selo Procel indica ao consumidor produtos que apresentam os melhores níveis de eficiência energética, ditados por um valor mínimo de eficiência energética que é necessário ser alcançado pelo produto, o que estimula a fabricação e comercialização de produtos cada vez mais eficientes. A ENCE é uma etiqueta mais informativa, com ela são passadas ao consumidor informações como o consumo de energia mensal do eletrodoméstico, e sua classificação, podendo ser classificado entre A e G, sendo a classificação A reservada aos eletrodomésticos mais eficientes. Estas informações, além de serem encontradas nas etiquetas que são coladas diretamente nos produtos, podem ser consultadas via internet.

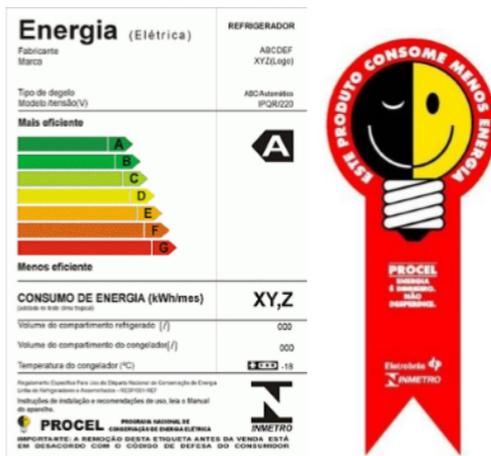
Figura 2: Consumo de energia elétrica por setor no Brasil (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2015).



No caso dos refrigeradores e congeladores existem diferentes classificações de acordo com seus tipos. A classificação da ENCE para o conjunto de modelos mais comuns no mercado, e onde está compreendido o modelo utilizado neste trabalho (combinado de refrigerador e congelador *frost-free* - que realiza degelo - com ciclopentano como agente de expansão da espuma) vai de A a E (PROGRAMA BRASILEIRO DE ETIQUETAGEM, 2005). Esta classificação difere do dito anteriormente, com a classificação mínima dos refrigeradores como E. Isso deve-se ao fato de que os refrigeradores com classificações abaixo desta tiveram sua comercialização proibida, o que mostra que o rigor das normas está aumentando.

Uma nova norma de consumo energético voltada para refrige-

Figura 3: Etiqueta Nacional de Conservação de Energia (ENCE) e Selo Procel de Economia de Energia (BOENG, 2012).



radores domésticos, que dita como os ensaios de consumo devem ser realizados, entrará em breve em vigor no mercado brasileiro. A norma IEC 62552 vem em substituição da norma ISO 15502, e a principal diferença entre as duas, para o presente trabalho, são as duas temperaturas ambiente, 16 °C e 32 °C, nas quais serão realizados os ensaios, que anteriormente eram realizados apenas a 32 °C (COLTRO, 2015).

Um refrigerador doméstico é comumente constituído de elementos de compressão e expansão de ação fixa. Compressores que ligam e desligam em uma mesma rotação para ajustar a temperatura dos compartimentos do sistema e dispositivos de expansão do tipo tubo capilar, com diâmetro e comprimento determinados a partir de uma temperatura ambiente fixa. É esperado que tais dispositivos não tenham um desempenho satisfatório quando submetidos a diferentes condições de temperatura ambiente.

Este trabalho estuda um sistema de refrigeração doméstico dotado de dispositivos de ação variável no lugar dos fixos, compressor de capacidade variável e válvula de expansão eletrônica. Para que estes dispositivos desempenhem suas funções de maneira satisfatória e eficiente, faz-se necessário uma estratégia de controle. A estratégia foi desenvolvida buscando simplicidade e redução de custos, para uma futura implementação em grande escala.

1.1 OBJETIVOS

Os objetivos do presente trabalho se encontram aqui divididos em objetivo geral e objetivos específicos.

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver uma estratégia de controle para um refrigerador doméstico dotado de um compressor de capacidade variável e uma válvula de expansão eletrônica. Com a válvula de expansão como elemento principal, há o desenvolvimento de uma estratégia de controle que regule a temperatura do compartimento com o objetivo de consumir o mínimo de energia possível. A simplicidade e o custo são fatores importantes para o trabalho. Sendo assim, para o controle da válvula foram utilizadas variáveis adquiridas do inversor do compressor, não sendo necessária a adição de sensores de temperatura extras. Uma estratégia de controle utilizando sensores de temperatura extras para medir o grau de superaquecimento também será desenvolvida para comparação.

1.1.2 Objetivos Específicos

Pode-se citar como objetivos específicos do trabalho:

- Ter um protótipo de refrigerador doméstico dotado de compressor de velocidade variável e válvula de expansão eletrônica testado e validado para coleta de dados e desenvolvimento das estratégias de controle;
- Desenvolver uma estratégia de controle clássica utilizando sensores extras de temperatura e coletar dados de consumo energético para comparação;
- Desenvolver uma estratégia de controle simples, utilizando variáveis do inversor do compressor no ajuste da válvula para que não sejam necessários sensores extras, e coletar dados de consumo energético para comparação.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO

A dissertação será organizada como se segue.

- Capítulo 1: Uma breve introdução foi feita no capítulo 1, mostrando as motivações e os objetivos do presente trabalho, além da organização do documento.
- Capítulo 2: O capítulo 2 dará uma visão geral sobre refrigeração. Serão apresentados o aspecto histórico da refrigeração, o ciclo de refrigeração à compressão de vapor, os dispositivos envolvidos neste ciclo e presentes nos refrigeradores domésticos atuais, detalhando os dispositivos e as variáveis de importância para o trabalho, uma revisão bibliográfica sobre os esforços em controle na área de refrigeração, e o aparato experimental utilizado no trabalho.
- Capítulo 3: O capítulo 3 apresentará um controle de temperatura via compressor e grau de superaquecimento via válvula de expansão eletrônica utilizando a abordagem mais encontrada na literatura: o desacoplamento entre as duas variáveis. O controle foi desenvolvido e implementado no aparato experimental e seu desenvolvimento e resultados se encontram neste capítulo.
- Capítulo 4: No capítulo 4 é apresentado um controle que utiliza variáveis que já são medidas pelo inversor e portanto não necessitam de sensores extras instalados no sistema. A estratégia de controle é feita via válvula de expansão eletrônica utilizando a potência e a rotação do compressor. É mostrado o desenvolvimento do controle, seus resultados e uma comparação entre as duas estratégias de controle desenvolvidas.
- Capítulo 5: O capítulo 5 traz as conclusões finais, um resumo dos resultados experimentais remetendo aos objetivos do trabalho e perspectivas de trabalhos futuros.

2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

O objeto de estudo do trabalho é um sistema de refrigeração doméstico, o que traz a necessidade de uma introdução a conceitos de refrigeração. Neste capítulo é abordado o aspecto histórico da refrigeração, mostrando sua importância através do tempo. O ciclo de refrigeração por compressão mecânica do vapor é mostrado e detalhado, por ser o mais utilizado nos sistemas de refrigeração domésticos, inclusive no utilizado para este estudo, incluindo seus dispositivos mais importantes. Finalmente, é feita uma revisão da literatura, mostrando trabalhos onde foram utilizadas técnicas de controle em sistemas de refrigeração, servindo como embasamento para o trabalho a ser mostrado no capítulo seguinte.

2.1 ASPECTO HISTÓRICO

A história da refrigeração tem início com o uso de gelo e neve extraídos da natureza. A prática de utilizar esses materiais para a conservação de alimentos e resfriamento de bebidas data da Antiguidade (GOSNEY, 1982).

Por volta de 1806, gelo era cortado do rio Hudson nos Estados Unidos e vendido por Frederic Tudor, o que iniciou o comércio de gelo natural. O maior problema na época era a falta de um bom material de isolamento, eram grandes as perdas com o derretimento do gelo mesmo com as paredes de aproximadamente 1 metro de espessura construídas para estocagem do gelo.

Rapidamente, o comércio de gelo natural expandiu. Em 1879 já existiam trinta e cinco diferentes operações comerciais nos Estados Unidos, uma década depois já havia mais de duzentas, e em 1909 o número chegava a dois mil. No início do século 20, as dez empresas no topo da bolsa de valores de Nova York tinham relação com gelo natural. Por volta de 1890, o uso de gelo natural começou a cair devido a poluição e despejo de esgoto nos rios, o que deu espaço para que gelo artificial entrasse no mercado.

Durante os séculos 18 e 19 muitos estudos e pesquisas sobre refrigeração foram feitos na Europa, principalmente França e Inglaterra. William Cullen, em 1755 na Universidade de Edimburgo, conseguiu produzir gelo da evaporação de éter etílico em vácuo parcial, porém este não foi utilizado para nenhum propósito prático. Jacob Perkins,

em 1834, foi o primeiro a descrever uma máquina de refrigeração operando ciclicamente e utilizando éter como refrigerante. Porém o principal responsável por transformar o princípio da compressão a vapor em máquinas operantes foi James Harrison, que as utilizava inicialmente em cervejarias e frigoríficos.

No início do século 20, caixas de madeira revestidas de estanho ou zinco e isoladas com inúmeros materiais, incluindo cortiça e serragem, eram usadas para manter blocos de gelo e refrigerar alimentos. A reposição dos blocos de gelo, a necessidade de drenagem e a capacidade térmica variável eram desvantagens dessas caixas de madeira.

Unidades de refrigeração seladas logo se tornaram uma realidade, porém, por volta de 1928, todos os refrigerantes conhecidos eram tóxicos ou inflamáveis, ou ambos. O número de acidentes, alguns fatais, era elevado. Com isso jornais, como o *The New York Times*, travaram uma luta para banir refrigeradores domésticos baseados em sua periculosidade. Nessa época, o medo de intoxicação era o maior motivo para que 85% das famílias com eletricidade nos Estados Unidos não tivessem refrigeradores em suas casas.

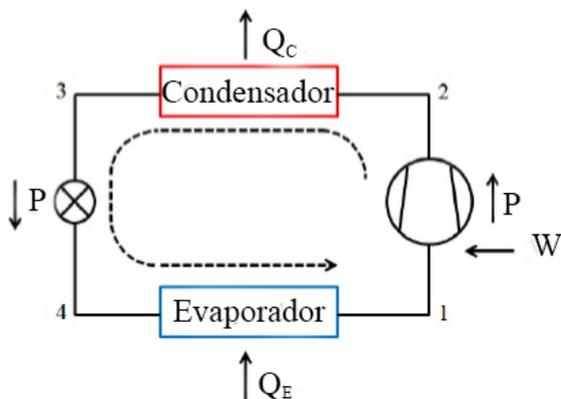
Em 1928, uma subsidiária da General Motors chamada Frigidaire comissionou um grupo de cientistas, liderados por Thomas Midgley, para encontrar um refrigerante atóxico e não inflamável. Em menos de duas semanas eles sintetizaram o primeiro clorofluorcarbono (CFC), uma substância quimicamente inerte e estável. A descoberta não foi anunciada para o público no mesmo momento por causa da histeria contra refrigeradores. Depois de dois anos de testes e pesquisas, o CFC foi introduzido ao público, permitindo a expansão do uso de refrigeradores domésticos, que desde então deixaram de ser um luxo, transformando-se em uma necessidade.

2.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR

A grande maioria dos refrigeradores domésticos utilizam sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor (BOENG, 2012). Este ciclo possui quatro dispositivos fundamentais por onde circula o fluido refrigerante: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Nesse ciclo o vapor é comprimido, condensado, e depois tem sua pressão diminuída para que possa evaporar a baixa pressão (STOECKER; JONES, 1985).

O compressor e o dispositivo de expansão estabelecem duas regiões

Figura 4: Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor (SENGER, 2014).



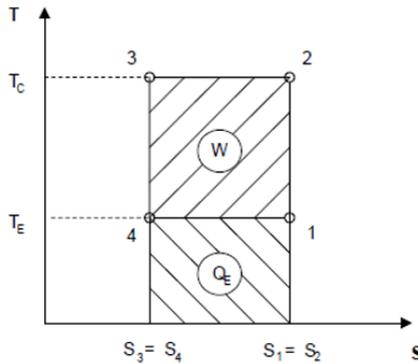
de diferentes pressões no ciclo, a região de evaporação (baixa pressão) e a região de condensação (alta pressão). Na figura 4 é possível visualizar o ciclo de refrigeração. O compressor é responsável por elevar a pressão do fluido refrigerante vindo do evaporador para a pressão de condensação, com realização de trabalho (1-2). No condensador há rejeição de calor pelo fluido em alta pressão, o que diminui sua temperatura e acaba por condensá-lo (2-3). Após a condensação o fluido é expandido, diminuindo sua pressão até a pressão de evaporação no dispositivo de expansão (3-4). No evaporador há ganho de calor pelo fluido ao evaporar, assim removendo calor do meio interno (4-1) (SENGER, 2014).

Em 1824, um engenheiro chamado Sadi Carnot publicou sua obra “Reflexões sobre Potência Motriz do Fogo e Máquinas Próprias para Aumentar essa Potência”. Nessa obra é demonstrada que a eficiência máxima de uma máquina térmica que trabalha entre duas temperaturas depende somente destas duas temperaturas, não dependendo assim de como o refrigerador opera, ou do refrigerante usado, ou do princípio de refrigeração aplicado.

No ciclo de Carnot tem-se o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor ideal, que está ilustrado na figura 5 (numerada como a figura 4). Suas etapas são compressão adiabática reversível, perda de calor isotérmica, expansão adiabática reversível e ganho de calor isotérmico.

A compressão adiabática é onde há realização de trabalho pelo

Figura 5: Diagrama Temperatura (T) - Entropia (S) para o ciclo ideal de Carnot (POSSAMAI; TODESCAT, 2004).



compressor, compreendida pela linha 1-2 na figura 5. A perda de calor isotérmica compreendida pela linha 2-3 ocorre no condensador, onde o fluido perde somente o calor suficiente para a mudança de fase do estado gasoso para líquido. A expansão adiabática, linha 3-4, ocorre no dispositivo de expansão. Finalmente, o ganho de calor isotérmico, linha 4-1, ocorre no evaporador, onde este só admite a quantidade de calor necessária para passar do estado líquido para o gasoso. A área sob a linha 2-3 representa o calor rejeitado pelo condensador (Q_C), e a área sob a linha 4-1 representa o calor absorvido pelo evaporador (Q_E). Com a diferença entre os dois tem-se o trabalho líquido (W), trabalho adicionado ao sistema durante a compressão.

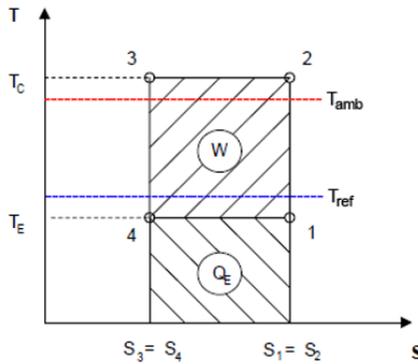
O coeficiente de performance (COP) do sistema de refrigeração pode então ser definido pela razão entre o calor absorvido pelo evaporador e o trabalho líquido realizado pelo compressor (Equação 2.1).

$$COP = \frac{Q_E}{W} = \frac{T_E(S_4 - S_1)}{T_C(S_4 - S_1) - T_E(S_4 - S_1)} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (2.1)$$

Dessa forma o COP, como dito anteriormente, depende somente das temperaturas em que a máquina térmica trabalha. A maneira mais evidente de aumentar este coeficiente, então, é diminuir a temperatura de condensação (T_C) e aumentar a temperatura de evaporação (T_E). Porém há limites para estas temperaturas, e estes limites são impostos pela temperatura ambiente e pela temperatura que queremos manter o compartimento resfriado, respectivamente.

O calor flui quando há diferença de temperatura, do meio mais quente para o meio mais frio, sendo assim a temperatura T_C está limitada inferiormente pela temperaturas ambiente (T_{amb}) e a temperatura T_E está limitada superiormente pela temperatura na qual queremos manter o compartimento resfriado (T_{ref}), como mostrado no diagrama da figura 6, que não pode mais ser chamado de ciclo de Carnot pois o processo de transferência de calor com diferenças finitas de temperatura é irreversível. Quanto menor for a diferença entre as temperaturas T_C e T_E e seus limites, maior será o COP do sistema de refrigeração.

Figura 6: Diagrama Temperatura (T) - Entropia (S) de um ciclo de refrigeração. (modificado de POSSAMAI e TODESCAT (2004))



As diferenças de temperatura dependem de diversos aspectos construtivos do sistema de refrigeração, como área de troca de calor no evaporador e condensador, uso de ventilação forçada, carga de fluido refrigerante, dimensão do dispositivo de expansão, quando fixo, entre outros.

Outra idealidade mostrada nos diagramas é a mudança de fase em temperatura constante. Idealmente no condensador e no evaporador o calor transferido pelo fluido é somente o necessário para a mudança de estado, esta ocorrendo completamente na região de mudança de fase do fluido. No processo real a troca de calor continua no condensador e no evaporador após a mudança de fase, o que faz com que a temperatura do fluido abaixe no condensador, gerando líquido sub-resfriado e suba no evaporador, gerando vapor superaquecido. A diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura na saída do condensador é denominada sub-resfriamento e afeta diretamente a eficiência do condensador. Analogamente a diferença entre a temperatura de eva-

poração e a temperatura na saída do evaporador é denominada superaquecimento. Níveis de sub-resfriamento e de superaquecimento positivos são utilizados nos sistemas de refrigeração para que o fluido chegue completamente líquido no dispositivo de expansão e em estado de vapor no compressor, o que é necessário para um melhor funcionamento destes dispositivos.

2.3 DISPOSITIVOS VARIÁVEIS EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Sistemas de refrigeração domésticos utilizam usualmente elementos de compressão e expansão de ação fixa. Compressores de velocidade fixa que ligam e desligam para se ajustar sua capacidade à carga térmica requerida pelo sistema, e tubos capilares como dispositivos de expansão, com suas medidas determinadas para funcionamento ótimo em uma temperatura específica. Nos últimos anos compressores de capacidade variável começaram a ser implementados em sistemas de refrigeração domésticos comerciais, a fim de aumentar a eficiência energética dos produtos. Dispositivos de expansão variáveis ainda não possuem o mesmo uso em refrigeração doméstica, porém há na literatura estudos desenvolvidos para testá-los e comprovar sua eficácia na redução de consumo energético. Destacam-se aqui válvulas de expansão eletrônicas, que têm seus orifícios regulados por sinais elétricos.

2.3.1 Compressores de capacidade variável

Em compressores de capacidade fixa, também denominados *on/off*, o ajuste da capacidade de refrigeração é feito desligando e religando o compressor. Em compressores de capacidade variável é possível controlar a rotação do compressor para ajustar a capacidade de refrigeração (PÖTTKER, 2006).

Sistemas de refrigeração projetados com compressores de capacidade fixa são feitos para atender a uma demanda de carga alta para situações transitórias como o abaixamento de temperatura inicial (*pull-down*) e rejeição de perturbações na temperatura, como abertura de portas. Para manter a temperatura desejada no compartimento resfriado em situações de regime permanente não é necessária a capacidade máxima do compressor, e este é desligado e ligado em ciclos utilizando um controle termostático, que o faz baseado na temperatura do com-

partimento, mantendo sua média dentro do desejado. O compressor opera em um ciclo de ligado na capacidade máxima ou desligado. Esse ciclo traz problemas como a oscilação da temperatura e da umidade dentro do compartimento.

Em compressores de capacidade variável é possível por meio de um inversor controlar a capacidade de refrigeração alterando a rotação do compressor, ajustando a capacidade à carga térmica demandada pelo sistema de refrigeração. Nesse caso em condições onde o sistema de refrigeração não necessita de uma capacidade de refrigeração alta, como em regime permanente, é possível diminuir a rotação do compressor para diminuir a capacidade entregada ao sistema, não sendo necessário desligá-lo para que isto ocorra.

Utilizar um compressor de capacidade variável traz benefícios ao sistema. A eficiência do compressor é maior, já que em velocidades menores há menos perdas por atrito e no escoamento do fluido do que nas velocidades altas dos compressores de capacidade fixa. As perdas elétricas também são diminuídas, já que não é mais necessário que haja tantos processos de desligar e ligar o compressor. Reduções nos ruídos também foram verificadas na utilização do compressor de capacidade variável (SCHWARZ, 2010).

Retornando ao ciclo de refrigeração discutido em 2.2, utilizando um compressor de capacidade variável é possível diminuir a diferença de temperatura entre as temperaturas de evaporação e condensação e seus limites, resultando em um COP maior para o sistema. Ao atuar com uma capacidade de refrigeração mais baixa quando a carga permite, a diferença de temperatura é menor do que utilizando um compressor de capacidade fixa atuando com a capacidade máxima de refrigeração (POSSAMAI; TODESCAT, 2004).

2.3.2 Válvulas de expansão eletrônica

Os dispositivos de expansão dentro do ciclo de refrigeração reduzem a pressão do fluido desde a pressão de condensação até a pressão de evaporação, e regulam a vazão de fluido que é fornecida ao evaporador (COSTA, 2014). Em sistemas de baixa capacidade, como sistemas de refrigeração domésticos, o dispositivo de expansão mais utilizado é o tubo capilar. O tubo capilar é um dispositivo com comprimento e diâmetro fixos, não respondendo bem a variações das condições de operação do sistema. Já válvulas de expansão eletrônicas podem ter sua abertura ajustada para se adequar a condição de operação do sistema, fazendo

com que o sistema opere bem em condições diferentes.

Os sistemas de refrigeração domésticos utilizam tubos capilares porque estes tem como benefício serem extremamente simples e de baixo custo. O tubo capilar consiste em um tubo longo, entre 1 m e 4 m na sua maioria, com um diâmetro pequeno, usualmente abaixo de 1 mm, e o material mais utilizado para sua confecção é o cobre. Por terem uma restrição constante, fornecem um fluxo de fluido adequado a uma faixa de condição de operação restrita. Variações das condições de carga térmica ou temperatura ambiente em relação às condições de projeto resultam em uma redução na performance do sistema, reduzindo o COP.

Válvulas de expansão eletrônicas promovem um controle mais preciso do fluxo de fluido refrigerante, aumentando ou diminuindo sua área de passagem em resposta à diferentes condições de operação do sistema. São mais complexas que tubos capilares, possuem partes móveis e são mais custosas. As válvulas de expansão eletrônicas mais comumente utilizadas são válvulas solenoides acionadas por modulação de largura de pulso (*pulse-width modulation* - PWM) e válvulas acionadas por motores de passo.

As válvulas de expansão eletrônicas são amplamente utilizadas em sistemas de refrigeração de portes maiores. Já em sistemas domésticos, os custos da válvula e até as configurações disponíveis no mercado atualmente acabam por trazer desvantagens para seu uso. Sistemas de refrigeração domésticos necessitam de válvulas que controlem uma vazão de fluido muito baixa, e a oferta por válvulas de expansão desse tipo no mercado é baixa.

A válvula a ser utilizada neste trabalho difere das citadas anteriormente por ser uma válvula feita para refrigeração doméstica. Utilizando a tecnologia MEMS (*Microelectromechanical systems*), é uma microválvula com um orifício pequeno o bastante para substituir tubos capilares em sistemas de refrigeração domésticos. A válvula é constituída de três finas camadas de um material semicondutor e utiliza um atuador térmico para regular a abertura do orifício.

2.3.3 Outros dispositivos do sistema de refrigeração doméstico

Os sistemas de refrigeração, além dos componentes principais do ciclo de refrigeração, possuem outros componentes auxiliares para seu melhor funcionamento, como ventiladores, resistências de degelo e

dampers.

Os ventiladores promovem a movimentação forçada do ar e são utilizados para aumentar a transferência de calor entre o evaporador e o meio refrigerado com o aumento da convecção do ar.

Resistências de degelo são necessárias para remover o gelo que é formado durante o funcionamento do sistema. O gelo formado em volta do evaporador funciona como uma camada isolante, dificultando a transferência de calor. Ao aquecer, as resistências de degelo derretem o gelo formado, e a água vinda deste derretimento é retirada do produto através de calhas e tubulações.

Dampers são utilizados em sistemas onde há apenas um evaporador, mas mais de um compartimento. O damper é um dispositivo por onde há a passagem de ar entre os dois compartimentos do sistema, no caso mais comum congelador e refrigerador. Comumente, o damper faz o movimento de abrir e fechar, liberando ou não a passagem de ar do congelador para o refrigerador, de acordo com sensores de temperatura no refrigerador, mantendo-o assim na temperatura desejada.

2.4 CONTROLE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR SEUS DISPOSITIVOS

Na literatura é possível encontrar estudos sobre a utilização de estratégias de controle em sistemas de refrigeração. Nesta seção são apresentados estudos que precederam e auxiliaram este trabalho, com suas particularidades e resultados, servindo de base para o desenvolvimento a ser apresentado. Os objetivos mais comuns dos trabalhos envolvendo controle de sistemas de refrigeração são o controle das temperaturas dos compartimentos e o controle do grau de superaquecimento do evaporador, quase sempre focando em melhorar a eficiência energética do sistema.

2.4.1 Controle pelo compressor de capacidade variável

Um compressor de capacidade variável pode ter sua rotação ajustada para obter o melhor desempenho do sistema, buscando igualar a capacidade de refrigeração com a carga térmica. São discutidos abaixo dois trabalhos onde a temperatura dos compartimentos foi controlada através do compressor de capacidade variável.

Uma planta experimental de compressão a vapor foi o objeto

de estudo de APREA, MASTRULLO e RENNO (2004). A planta era composta de um compressor recíproco semi-hermético, um condensador de ar, duas válvulas de expansão, uma manual e uma termostática em paralelo, alimentando um evaporador no interior de uma câmara refrigerada comercial. O objetivo era controlar continuamente a velocidade do compressor, regulando sua capacidade térmica de acordo com a carga exigida. O controle foi feito baseado na lógica *fuzzy*, evitando assim a determinação de modelos matemáticos. Como variáveis de entrada foram utilizadas a diferença entre a temperatura de referência e a temperatura medida dentro da câmara refrigerada (erro) e sua derivada no tempo. A variável de saída utilizada foi a frequência da corrente de alimentação do motor elétrico do compressor. A temperatura dentro da câmara refrigerada após a aplicação do controle ficou dentro do especificado, com uma oscilação de ± 1 °C, e o consumo energético foi reduzido em média 13% nos testes realizados em comparação com o controle termostático original.

SENGER (2014) utilizou um aparato experimental com base em um refrigerador doméstico de dois evaporadores, estudando a influência dos dispositivos de ação variável no sistema, sendo estes o compressor de velocidade variável e uma válvula de distribuição. As técnicas de controle aplicadas ao sistema foram LQG (Linear Quadrático Gaussiano) multivariável, e PI e modos deslizantes monovariáveis, para o controle das temperaturas do congelador e refrigerador utilizando a velocidade do compressor e a fração de operação da válvula de distribuição. Depois de analisar estas técnicas, foi então desenvolvida uma estratégia de controle chaveado pois constatou-se que esta levaria o sistema a operar com maior eficiência energética e a uma mais rápida rejeição de perturbações. Como resultado, o sistema com o controle chaveado obteve êxito no seguimento de referência para as variáveis de saída (temperaturas dos compartimentos), e uma rápida rejeição a perturbações em comparação com as outras técnicas, porém não obteve o menor consumo energético. O estudo foi desenvolvido com as válvulas de expansão fixadas em um mesmo ponto, como se fossem capilares, porém o mesmo aparato também foi utilizado no estudo da influência da variação da abertura da válvula de expansão eletrônica no resto do sistema. Concluiu-se que, para o sistema estudado, tubos capilares bem dimensionados poderiam substituir válvulas de expansão sem grandes perdas no desempenho do sistema.

Observa-se que o controle pelo compressor de capacidade variável pode ser simples, com um sistema de refrigeração de um evaporador e um compartimento resfriado, e que também existem casos mais com-

plexos, como por exemplo um sistema de refrigeração com dois evaporadores e válvula de distribuição, onde foi utilizada uma técnica multivariável.

O estudo de SENGER (2014) ainda traz também a preocupação com a utilização de válvulas de expansão eletrônicas, quem em seu caso não era uma necessidade, mas que pode trazer benefícios ao desempenho do sistema de refrigeração.

2.4.2 Controle pela válvula de expansão eletrônica

A abertura da válvula de expansão eletrônica regula o fluxo de fluido refrigerante no sistema, o que por sua vez faz com que seja regulada a quantidade de fluido presente no evaporador, causando mudanças no grau de superaquecimento do sistema. Suas contrapartidas, o tubo capilar e a válvula termostática, não garantem um ajuste tão preciso do fluxo de fluido e do grau de superaquecimento. O capilar é um dispositivo fixo e a válvula termostática é variável e se ajusta de acordo com a temperatura do fluido, porém não possui a amplitude que uma válvula de expansão eletrônica tem. Diversos trabalhos têm como foco estes dispositivos de expansão, comparando-os. Também é possível observar que os trabalhos atuais se concentram nas válvulas de expansão eletrônicas por terem um desempenho superior nos sistemas de refrigeração.

LAZZARIN, NARDOTTO e NORO (2008) compararam válvulas termostáticas a válvulas eletrônicas de expansão no quesito consumo energético em sistemas comerciais de refrigeração. As válvulas termostáticas são já muito utilizadas em sistemas maiores, e sua abertura está diretamente ligada a temperatura do fluido refrigerante, porém não possuem uma grande amplitude. Por outro lado as válvulas de expansão eletrônicas possuem uma melhor amplitude, além de um ajuste mais fino, com uma maior resolução e precisão. Foram instalados os dois tipos de válvula em paralelo em sistemas de refrigeração de um supermercado, e estas se revezavam no funcionamento para que a comparação pudesse ser feita. Foi então desenvolvido um modelo de simulação para que pudessem ser avaliados a performance, o consumo energético e a economia obtida em diferentes condições climáticas. O uso das válvulas eletrônicas de expansão trouxeram uma economia energética considerável e, caso instaladas, a economia proporcionada pagaria os investimentos em um ano e meio.

Outro estudo conduzido por LAZZARIN e NORO (2008) também

comparou válvulas termostáticas e válvulas eletrônicas de expansão, porém em uma planta de ar condicionado em uma estação telefônica. De forma similar, as válvulas foram colocadas em paralelo e acionadas alternadamente ao longo dos dias, e um modelo foi criado com os resultados experimentais para avaliar a comparação em outras condições climáticas. Os resultados foram os mesmos obtidos anteriormente, com a instalação da válvula de expansão eletrônica resultando em economia de energia.

BEGHI e CECCHINATO (2009) criaram um ambiente virtual para o projeto de algoritmos de controle para válvulas de expansão eletrônicas utilizadas em sistemas de refrigeração com evaporadores aletados de expansão seca. O *software* foi desenvolvido para ser usado para o projeto de controladores, otimização da coleta de dados e projeto de testes. Um modelo do evaporador foi desenvolvido com a ajuda de uma ferramenta computacional e validado em uma bancada experimental dotada de um gabinete de refrigeração e evaporador tipo tubo-aleta. Foi desenvolvido um método de *autotuning*, utilizando para a modelagem do processo o método de resposta ao degrau resultando em um modelo de primeira ordem com atraso. Após isso era possível escolher metodologias diferentes para ajustar os parâmetros do controlador PID, e testes de performance do controlador eram feitos, seguimento de referência e rejeição de perturbação. Os resultados dos ajustes feitos pela simulação foram comparados aos feitos no sistema real. Para graus de superaquecimento mais altos foram bem parecidos, enquanto que para graus de superaquecimento menores divergiam mais, porém ainda fazendo com o que o sistema mantivesse a estabilidade ao utilizá-los para o controle.

MAIA et al. (2010) desenvolveram uma estratégia de controle adaptativa em uma bancada que consiste em um sistema de refrigeração com um compressor de velocidade variável, evaporador, condensador e três válvulas de expansão em paralelo: manual, termostática e eletrônica. Um modelo para uma condição de temperatura foi obtido experimentalmente utilizando a válvula manual e um controlador PID foi projetado a partir desse modelo. Sua ação foi comparada para diferentes condições de temperatura, mostrando diferentes comportamentos de tempo de acomodação e sobressinal. Com isso, o controle foi projetado utilizando modelos obtidos em diferentes condições de temperatura, que resultaram em diferentes controladores PID que eram ajustados de acordo com as condições de temperatura. Um teste experimental foi realizado em condições de temperatura de evaporação de -3°C utilizando dois diferentes controladores, o adaptativo e um PID pro-

jetado para condição de temperatura de evaporação de 10 °C, distante da condição de realização do teste. O resultado da comparação favoreceu o controlador adaptativo, porém a diferença na performance dos controladores foi mínima, mostrando a robustez do controlador PID.

COSTA (2014) analisou a eficiência de um sistema de refrigeração com dispositivos de expansão distintos: tubo capilar e válvula de expansão eletrônica e dotado de compressor de capacidade fixa. Foram analisados parâmetros julgados importantes para o bom funcionamento do sistema, como temperaturas de evaporação e condensação, pressões de evaporação e condensação, carga térmica, grau de superaquecimento e coeficiente de performance. A eficiência energética do compressor também foi analisada. Para o sistema utilizado, como resultado obteve-se que a válvula de expansão eletrônica foi mais eficiente que o tubo capilar nos parâmetros analisados em todas as situações em que o sistema foi submetido, porém não houve uma eficiência energética maior no compressor nesse caso.

BOENG e MELO (2014) utilizaram como bancada um sistema de refrigeração doméstico, variando simultaneamente a carga de fluido refrigerante e a restrição da expansão. Para isso, um dispositivo de carga foi desenvolvido e o tubo capilar original do produto foi substituído por um tubo capilar maior em série com uma válvula agulha. Variando a carga e a restrição da válvula em série com o tubo capilar, 95 diferentes testes de consumo de energia foram analisados. Como resultado, pode-se observar uma clara região de consumo mínimo de energia, constituída de diversas combinações de carga e restrição. A falta de carga e excesso de restrição levam a um superaquecimento do sistema, e o excesso de carga ou falta de restrição levam a uma inundação do evaporador, diminuindo a temperatura da linha de sucção. Nesses dois casos há uma redução na eficiência energética do sistema de refrigeração, que pode chegar a até 30%.

CAO et al. (2016) utilizaram redes neurais para modelar válvulas de expansão eletrônicas. Como entradas foram utilizadas as pressões de entrada e saída do fluido refrigerante, o grau de sub-resfriamento na entrada, e a fração de abertura da válvula de expansão. A taxa de vazão mássica do fluido refrigerante foi utilizada como saída. As técnicas utilizando redes neurais foram comparadas com técnicas encontradas na literatura, correlação polinomial e lei da potência. As comparações foram feitas em diversos aspectos, a predição da vazão mássica com não-linearidades fracas e fortes, a predição da fração de abertura da válvula, a velocidade dos cálculos, a velocidade da regressão e a robustez. As duas técnicas de redes neurais utilizadas (função x^3 e não-

linear) superaram as técnicas encontradas na literatura, mas a técnica não-linear foi a que demonstrou a melhor performance, conseguindo prever as variáveis mesmo quando a válvula de expansão eletrônica se comportou de forma não-linear.

MONTIBELLER, KNABBEN e MELO (2016) propuseram uma metodologia para prever o desempenho de válvulas de expansão eletrônicas em sistemas de refrigeração domésticos. Três válvulas de expansão eletrônicas distintas foram testadas, cada uma com um orifício de tamanho diferente, denominados pequeno, intermediário e grande. As válvulas foram testadas em uma bancada experimental de medição de vazão de nitrogênio. Com o resultado dos testes de vazão, cada válvula foi associada a diferentes geometrias de tubos capilares. As geometrias, que consistem em comprimento e diâmetro do tubo capilar, foram, então, inseridas como entrada em modelos matemáticos para prever a vazão mássica de fluido refrigerante, estimando assim a capacidade de refrigeração correspondente a cada válvula. O comportamento das três válvulas foi diferente. Com a pequena e intermediária só era possível o controle da vazão a partir de frações de abertura superiores a 30%, enquanto a válvula grande controlava a vazão a partir de uma fração de abertura de 2%. Em termos de capacidade de refrigeração, com a válvula pequena era possível produzir uma capacidade entre 20 W e 85 W, com a válvula intermediária foram observadas capacidades de 20 W até 150 W. A válvula grande foi a que se mostrou mais promissora para a utilização em sistemas de refrigeração domésticos, com uma capacidade de refrigeração entre 20 W e 250 W.

A pesquisa atual sobre a tecnologia das válvulas de expansão eletrônicas é focada no seu uso em sistemas de refrigeração domésticos, de pequeno porte. O presente trabalho utiliza a mesma válvula utilizada por MONTIBELLER, KNABBEN e MELO (2016) em um sistema de refrigeração doméstico real. Este sistema também é dotado de um compressor de capacidade variável, e o objetivo é um controle utilizando os dois dispositivos, de maneira simples, para que o sistema funcione dentro do desejado.

2.4.3 Controle pelo compressor de capacidade variável e pela válvula de expansão eletrônica

O controle utilizando ambos os dispositivos variáveis, compressor de capacidade variável e válvula de expansão eletrônica, foi abordado em diversos estudos. Os estudos mostrados aqui possuem graus de

complexidade diferentes, alguns utilizam técnicas monovariáveis e controle clássico, já outros utilizam controladores mais complexos, multivariáveis, controle chaveado e até técnicas de inteligência artificial como lógica *fuzzy* e redes neurais.

MARCINICHEN et al. (2008) utilizaram um ciclo básico de refrigeração, compreendido por compressor de capacidade variável, condensador, evaporador e duas configurações de dispositivo de expansão: tubo capilar e válvula de expansão eletrônica. A temperatura do sistema foi controlada pela rotação do compressor em ambos os casos, e o dispositivo de expansão no caso do tubo capilar é fixo. No caso da válvula de expansão eletrônica, esta foi utilizada para controlar o grau de superaquecimento do evaporador. Foram utilizados dois controladores PI independentes funcionando simultaneamente, que se mostraram satisfatórios no seguimento de referência. Testes foram realizados em diferentes condições de temperatura ambiente e umidade relativa. Para testes onde a capacidade de refrigeração superava a carga térmica e o compressor era forçado a desligar para manter as temperaturas em valores desejados, a configuração com tubo capilar mostrou ser mais eficiente. Nos testes nos quais o compressor manteve-se ligado, onde havia balanço entre a capacidade de refrigeração e a carga térmica, a configuração com a válvula de expansão eletrônica obteve ganhos de até 12% no consumo de energia.

MARCINICHEN, HOLANDA e MELO (2008), em outro estudo, utilizaram dois controladores PI para controlar a velocidade do compressor e a abertura da válvula de expansão eletrônica do tipo PWM, com o objetivo de maximizar o COP. O aparato utilizado foi um ciclo básico de refrigeração a compressão de vapor utilizando como fluido refrigerante R134a. O primeiro controlador PI foi utilizado para modular a abertura da válvula de expansão, visando manter o grau de superaquecimento no evaporador em um valor desejado. O segundo controlador PI, que ajusta a velocidade do compressor, foi utilizado para manter a temperatura de saída em um valor pré-definido. Os dois controladores foram integrados utilizando uma estratégia de dual SISO para o controle das duas variáveis simultaneamente, resultando em uma estratégia simples e eficaz para manter a capacidade de refrigeração e o COP nos valores ideais.

HUA, JEONG e YOU (2009) utilizaram uma bancada experimental que compreendia um compressor de capacidade variável, uma válvula de expansão eletrônica, um condensador tubo aleta, e um evaporador posicionado dentro de uma câmara, com o intuito de refrigerá-la. Foram controladas a temperatura da câmara pela rotação do com-

pressor e o grau de superaquecimento do evaporador pela abertura da válvula. Duas abordagens foram utilizadas, uma onde as duas malhas de controle eram completamente separadas, e outra onde foi utilizado um compensador *feed-forward* devido a influência de uma malha de controle na outra. A influência da abertura da válvula na temperatura da câmara não foi significativa, resultando nas duas estratégias de controle obtendo resultados muito parecidos. Por outro lado, há uma clara influência da mudança de rotação do compressor no grau de superaquecimento, o que trouxe um ganho de performance de 10% para o método utilizando o compensador.

SCHURT, HERMES e TROFINO (2010) modelaram fenomenologicamente um ciclo básico de refrigeração a compressão de vapor para a aplicação de um controlador multivariável. O modelo simulado consistia de sub-modelos de partes do sistema: trocadores de calor (evaporador, condensador e interno), compressor de capacidade variável e válvula de expansão eletrônica. Para o desenvolvimento do controlador, houve a necessidade de linearizar o modelo utilizando a série de Taylor. O controlador multivariável foi baseado no esquema LQG com integrador, sendo utilizado para combinar a capacidade térmica com a carga aplicada no sistema e também para manter o grau de superaquecimento do evaporador no nível desejado, atuando na velocidade do compressor e na abertura da válvula de expansão eletrônica simultaneamente. Um aparato experimental foi montado para a identificação do sistema e validação do modelo. Demonstrou-se que o modelo reproduzia bem a tendência experimental do sistema, até em condições afastadas do ponto de operação escolhido. O modelo reproduziu bem o sistema para pontos distantes do ponto de operação escolhido. Assim o controle aplicado conseguiu ajustar a carga térmica num intervalo de 340 W a 580 W, e o grau de superaquecimento do evaporador em um intervalo de 9,5 °C a 22 °C, seguindo as referências e rejeitando perturbações em ambos os casos.

EKREN, SAHIN e ISLER (2010) utilizaram a frequência do compressor de capacidade variável e a abertura da válvula de expansão eletrônica como parâmetros de controle para manter a temperatura da água e o grau de superaquecimento em valores desejados em um sistema de refrigeração experimental dotado de um compressor espiral, evaporador do tipo tubo-carcaça, um condensador de ar resfriado dentro de um canal de ar termicamente isolado, onde também estão montados um aquecedor elétrico e um ventilador para simulação de condições externas. Três diferentes estratégias de controle foram desenvolvidas: PID, *fuzzy* e redes neurais. Dois procedimentos diferentes foram aplicados

para o controle da válvula e do compressor, no primeiro cada parte foi controlada individualmente mantendo a outra em um valor fixo, no segundo as duas partes foram controladas ao mesmo tempo utilizando o mesmo algoritmo. Em ambos os casos todos os controladores satisfizeram o desejado. O controlador PID apresentou uma melhor estabilidade em regime permanente dos valores desejados de temperatura e superaquecimento. Redes neurais apresentaram o menor consumo e valores mais estáveis de temperatura e superaquecimento em regime transitente, e também um melhor tempo de acomodação e uma rejeição mais robusta a perturbação. O controlador por redes neurais apresentou um consumo 8,1% e 6,6 % menor que o PID e *fuzzy*, respectivamente. Apesar disso, controlar via redes neurais é uma solução cara em aspectos de *hardware* e *software*.

RASMUSSEN e LARSEN (2011) focaram em um sistema de refrigeração de água de pequeno porte, dotado de um evaporador, um condensador, uma válvula de expansão eletrônica e um compressor de capacidade variável. A estratégia de controle proposta utilizava a velocidade do compressor para o controle do grau de superaquecimento, e a capacidade de refrigeração por sua vez era controlada pela vazão mássica do fluido refrigerante. Utilizando modelos simples e genéricos para garantir a escalabilidade do controlador, este foi desenvolvido visando manter o superaquecimento em níveis baixos, uma operação estável mesmo com mudança das condições de operação, uma rápida resposta a perturbações e variações de carga, e um rápido tempo de acomodação. Como desafios do sistema foram citadas suas não-linearidades, os acoplamentos cruzados e as saturações dos atuadores. Um modelo de baixa ordem do sistema, que é extremamente não-linear, foi concebido e um controlador adaptativo *backstepping* foi projetado em cima desse modelo. A estabilidade do método foi validada através dos conceitos de Lyapunov, e os resultados experimentais se mostraram estáveis para uma grande gama de pontos de operação. O controle foi aplicado continuamente e por PWM, onde ao se deparar com uma situação onde era necessária pouca capacidade térmica, o atuador usava PWM para não trabalhar na região limite inferior, onde sua eficiência é menor. Comparado com a estratégia convencional de controle, via válvulas de expansão termostáticas, o controle *backstepping* se mostrou similar no consumo energético, porém este tem uma maior flexibilidade e pode ser trocado para o método PWM quando em baixas capacidades, tendo assim um ganho geral em eficiência.

OLIVEIRA, TROFINO e HERMES (2011) aplicaram uma técnica de controle chaveado ao mesmo sistema de refrigeração utilizado por

MARCINICHEN, HOLANDA e MELO (2008) e também por PÖTTKER (2006), e compararam com a técnica dual SISO desenvolvida anteriormente, com um PI independente para cada malha de controle. O controle chaveado utilizou como entrada apenas o sinal de temperatura do compartimento para controlar tanto a temperatura quando o grau de superaquecimento. Os testes realizados mostraram que o controlador consegue seguir referência e rejeitar perturbações tão bem quanto o controlador dual SISO, porém o resultado energético foi inferior, já que o controle chaveado não conseguiu levar o grau de superaquecimento ao ponto de maior COP. Após estes teste algumas considerações foram feitas e um novo teste, dessa vez levando em consideração a não linearidade entre a abertura da válvula e a rotação do compressor, o que resultou em um COP parecido com o obtido com a técnica dual SISO.

LAGO et al. (2016) utilizaram um sistema de refrigeração por compressão do vapor dotado de compressor de capacidade variável e válvula de expansão eletrônica para seus experimentos. Diversas condições de operação dos dispositivos variáveis foram testadas, e dados foram coletados para o mapeamento do seu comportamento. A influência da variação dos dispositivos, abertura de válvula e rotação do compressor foram investigadas procurando pontos ótimos de funcionamento do sistema. Os resultados mostraram que para cada rotação do compressor há uma fração de abertura da válvula que resulta em um coeficiente de performance máximo, apontando oportunidades para a implementação de controle multivariável para maximizar a eficiência do sistema.

É possível observar que há um grande uso da técnica chamada dual SISO, a abordagem mais clássica neste caso, onde os dois sistemas são considerados desacoplados e duas malhas diferentes são fechadas, cada qual com seu controlador PI. Estas duas malhas funcionam simultaneamente, controlando a temperatura do compartimento e o grau de superaquecimento do evaporador.

Esta técnica possui aspectos positivos: é extremamente simples, robusta e tem um bom desempenho comparado com outras técnicas mais complexas. A técnica dual SISO será abordada por este trabalho, e será comparada com a técnica onde não há a leitura do grau de superaquecimento pelo controlador.

2.4.4 Controle por outros dispositivos

Além dos dispositivos principais já citados, outros dispositivos auxiliam o sistema de refrigeração e já foram temas de estudos.

Os ventiladores, que são utilizados para o aumento da transferência de calor nos trocadores de calor (evaporador, e por vezes também no condensador) também podem ser dispositivos variáveis. Os ventiladores de velocidade variável podem ser ajustados para modular a capacidade dos trocadores de acordo com as condições impostas ao sistema. SILVEIRA et al. (2014) utilizou ventiladores de velocidade variável em seu aparato, que consistia em um calorímetro para microcompressores. O calorímetro é um aparato desenvolvido para o teste de compressores, e nele é preciso simular as condições de operação de um sistema de refrigeração real. A velocidade de ar da seção de testes foi controlada pelo ventilador de velocidade variável. Em um sistema de refrigeração doméstico é possível que o controle da velocidade do ventilador module a capacidade do trocador de calor e faça com que sua temperatura de operação seja mais próxima da temperatura do meio, aumentando o coeficiente de performance do sistema (SENGER, 2014).

MELO, KNABBEN e PEREIRA (2013) estudaram diferentes resistências de degelo e métodos de acionamento. Utilizando uma bancada experimental, três tipos de resistências foram estudadas (distribuída, tubo de metal e tubo de vidro) e três métodos de acionamento (potência integral, degraus e pulsos). Os testes foram realizados em condições controladas para que houvesse uma formação uniforme de gelo em cada um deles, e as três resistências foram testadas nos três métodos diferentes de acionamentos. O método de degraus foi considerado o mais eficiente entre os três. Neste método, a potência inicial é máxima e é diminuída em degraus numa lógica temporal, ligado diretamente ao fato de que quando a espessura do gelo diminui, o calor necessário para seu derretimento total também diminui. Não houve uma diferença significativa em consumo entre as três resistências em cada método de acionamento. Assim, por questões de custo e simplicidade de instalação, a resistência em tubo de metal foi considerada a melhor opção.

O presente trabalho foca somente nos dispositivos principais: compressor e dispositivo de expansão. Os dispositivos auxiliares são mantidos fixos ou então, no caso da resistência de degelo, desligados.

2.5 APARATO EXPERIMENTAL

O trabalho foi desenvolvido utilizando como bancada um refrigerador doméstico atualmente comercializado. Fabricado pela Brastemp, o modelo utilizado foi o BRE50NR - Inverse Active! (Figura 7), que possui uma capacidade de 422 litros, sendo 302 litros para o compartimento do refrigerador e 120 litros para o compartimento do congelador. Neste modelo o congelador se encontra na parte inferior, diferenciando-se dos modelos mais comuns encontrados no mercado.

Figura 7: Refrigerador Brastemp Inverse Active! - BRE50NR.



O sistema original é dotado de um ciclo de refrigeração convencional onde circulam 45 g de fluido refrigerante R600a, compreendendo um compressor de capacidade variável fabricado pela empresa Embraco, modelo VEMX 9C (Figura 8), com variação da rotação controlada através de um inversor, podendo variar entre 1200 rpm e 4500 rpm. O dispositivo de expansão do sistema é um tubo capilar de dimensões fixas, que também funciona como trocador de calor interno em contato com a linha de sucção do sistema (linha entre o evaporador e o compressor). Além destes, o ciclo conta com um condensador estático e um evaporador alocado no compartimento do congelador. Acoplado ao evaporador há uma resistência que realiza a operação de degelo. Auxiliando a operação de resfriamento, um ventilador está posicionado na

parte superior do evaporador, e um damper de duas posições (aberto e fechado) localizado entre os compartimentos do congelador e refrigerador é responsável pela passagem de ar frio entre os dois, refrigerando o último. Dois sensores de temperatura do tipo NTC (*Negative Temperature Coefficient* - Coeficiente de Temperatura Negativa) são utilizados para a medição da temperatura nos dois compartimentos, no congelador é posicionado na saída de ar do evaporador e no refrigerador é posicionado na parte superior do duto de distribuição de ar. Um diagrama do sistema original com seus elementos é mostrado na Figura 9.

Figura 8: Conjunto compressor e inversor Embraco VEMX 9C.



Para o presente trabalho, o sistema sofreu algumas modificações. O damper foi substituído por uma abertura fixa que levasse o compartimento do refrigerador a temperatura desejada e o ventilador foi acionado externamente, permanecendo sempre ligado durante os experimentos. Além destas modificações menores, o dispositivo de expansão original do sistema, um tubo capilar, foi substituído por uma válvula de expansão eletrônica, objeto de estudo principal deste trabalho.

A substituição do tubo capilar por uma válvula de expansão eletrônica não foi trivial porque, além de fazer o papel de dispositivo de expansão, o tubo capilar também desempenhava o papel de trocador de calor interno. Junto com a válvula de expansão foi necessário o projeto de um trocador de calor interno com a mesma efetividade do original. O tubo capilar foi substituído então por um conjunto de válvula de expansão e um tubo de cobre de diâmetro maior que o tubo capilar, que foi soldado a linha de sucção do sistema para desempenhar o papel de trocador de calor interno. O diâmetro maior do tubo que acompanha a válvula traz um diferencial dos outros trabalhos que utilizam válvula de expansão eletrônica em sistemas de refrigeração domésticos. Como a maioria das válvulas no mercado são para sistemas maiores, era necessário a válvula e um tubo capilar para que houvesse a expansão e a vazão do fluido refrigerante fosse compatível com o tamanho do sistema. A válvula utilizada neste trabalho tem um diâmetro compatível com a operação de sistemas de refrigeração domésticos, sendo a única

Figura 9: Diagrama do sistema original.

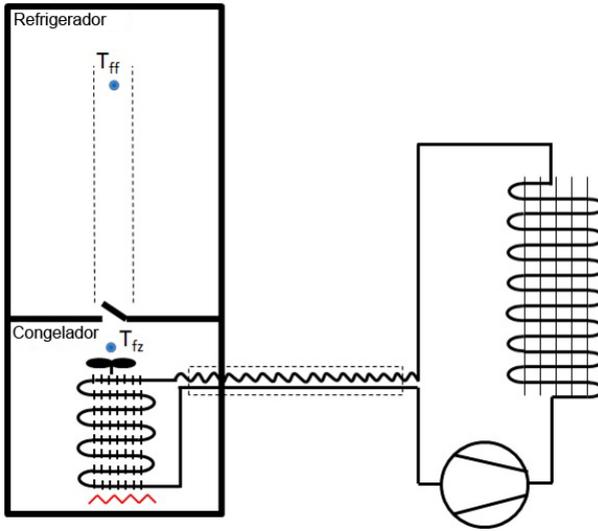
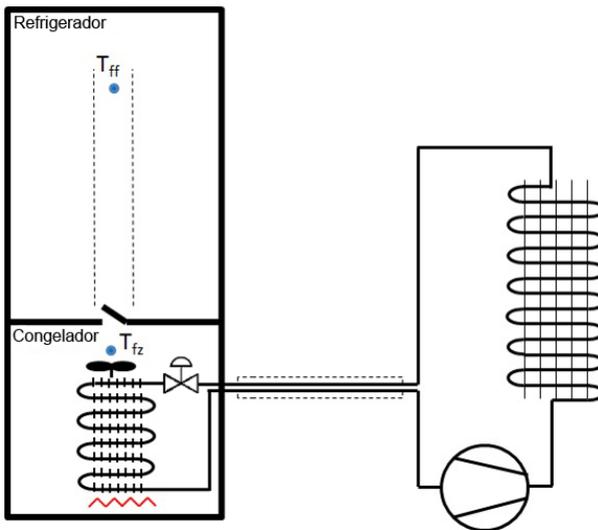


Figura 10: Diagrama do sistema com a válvula de expansão eletrônica.

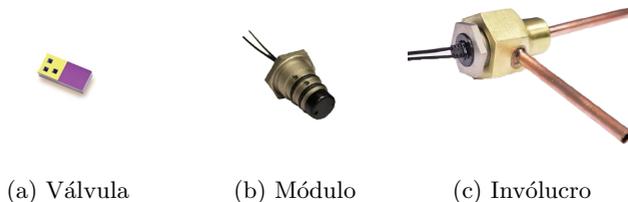


responsável pela expansão e controle do fluxo de fluido refrigerante. Um novo diagrama, mostrando o sistema modificado pode ser visto na

Figura 10.

A válvula de expansão eletrônica utilizada é fabricada pela DuNan Microstaq, denominada *silQfloTM Silicon Servo Valve*, modelo PDA3-B2, com uma largura fixa de 0.32 mm, um comprimento máximo de 0.135 mm e uma área máxima do orifício de 0.0432 mm². Com um tamanho tão pequeno quanto uma pastilha de 5x10 mm (Figura 11a), e com um orifício ainda menor, na ordem de micrometros, a válvula é classificada como um sistema microeletromecânico (MEMS). O princípio de funcionamento da válvula é por atuação termoelétrica, onde uma tensão oferecida aos terminais elétricos provocam o aquecimento de um filamento metálico que, ao dilatar, movimenta um componente responsável por bloquear parcialmente o orifício da válvula, modulando sua área de passagem. A válvula é envolvida por um módulo que facilita sua instalação e também serve como filtro para resíduos sólidos (Figura 11b), e este módulo então é envolvido por um envólucro que faz a interação mecânica com o resto do sistema através de tubos (Figura 11c). O acionamento da válvula é feito através de um controlador fornecido pela empresa, que utiliza um sensor de temperatura e um transdutor de pressão para fazer a medição do grau de superaquecimento do sistema e enviar o sinal de controle apropriado para a válvula. O controlador é conectado ao computador através do protocolo de comunicação RS485 por meio de um dispositivo USB. É possível acionar manualmente a válvula e ajustar referências de controle através de um *software* também fornecido pela empresa, sendo também possível mudar a frequência de funcionamento da válvula, que pode atuar de duas maneiras distintas: para frequências menores que 60 Hz no modo PWM (*Pulse Width Modulation*), onde a abertura é regulada com pulsos; e para frequências maiores que 60 Hz em modo proporcional, onde a abertura é mantida constante.

Figura 11: Válvula de expansão eletrônica DuNan Microstaq PDA3-B2



Para o desenvolvimento do trabalho, o acionamento fornecido

pela empresa foi substituído por um sistema de aquisição desenvolvido pela National Instruments, modelo USB-6003, em que é possível gerar a frequência de oscilação necessária, porém com uma tensão de somente 10 V. Junto a ele foi utilizado um circuito eletrônico para elevação de tensão do sinal dotado de um transistor do tipo MOSFET (IRF 740) que recebe como entrada a frequência de oscilação gerada pelo sistema de aquisição e uma alimentação de 12 V vinda de uma fonte Assim é possível o envio do sinal para o controle da válvula, um sinal PWM com uma frequência acima de 60 Hz, para que opere no modo proporcional, e 12 V.

O sistema de refrigeração foi colocado dentro de uma câmara climática onde é possível o controle da temperatura e da umidade do ar. A temperatura pode ser controlada entre 15 °C e 50 °C, com uma incerteza de medição de $\pm 0,2$ °C, e a umidade relativa do ar pode ser controlada entre 40% e 95%, com uma incerteza de medição de $\pm 5\%$. Durante o trabalho ocorrerão variações na temperatura da câmara, porém a umidade relativa será fixada em 50% para todos os testes realizados.

Transdutores foram instalados no sistema de refrigeração para que pudessem ser medidas as variáveis de interesse para o trabalho. Termopares do tipo T (Figura 12), com incerteza de medição de $\pm 0,2$ °C foram espalhados nos dois compartimentos do refrigerador (Figura 13), a fim de medir a temperatura média dos compartimentos, e também em outros pontos importantes do sistema: entrada, meio e saída dos trocadores de calor (evaporador e condensador), sucção, descarga e carcaça do compressor, e no envólucro da válvula. Termopares também foram instalados no mesmo local dos sensores NTC originais, para que a temperatura que é medida pelos sensores originais fosse medida e utilizada para o controle do sistema. Transdutores de potência da fabricante Yokogawa, modelo WT 200, com incerteza de medição de $\pm 0,1\%$ foram utilizados para medir o consumo do sistema como um todo e de partes isoladas: compressor, ventilador e válvula de expansão eletrônica. Dois transdutores de pressão do tipo *strain gauge* da marca HBM, modelo P3MB, foram utilizados para medir as pressões de sucção e descarga, com fundo de escala de 10 bar (incerteza de medição de $\pm 0,008$ bar) e 20 bar (incerteza de medição de $\pm 0,007$ bar), respectivamente.

O sistema de aquisição de dados onde estão conectados os transdutores é fabricado pela marca HP, modelo Agilent H-23, e o programa supervisor foi desenvolvido em LabVIEW. O programa faz a comunicação com o sistema de aquisição e possui uma interface gráfica para visualização e gravação dos dados adquiridos em tempo real (Figura

Figura 12: Termopar do tipo T.



Figura 13: Refrigerador e congelador instrumentados com termopares.

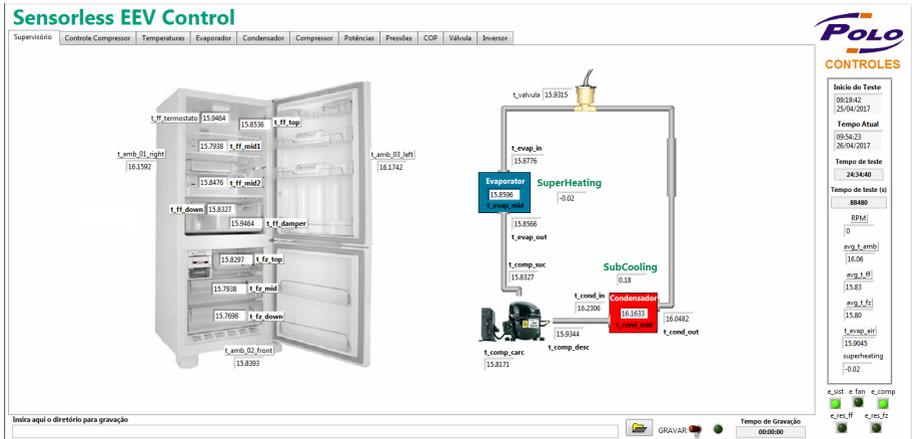


14). Ele executa os algoritmos de controle e realiza a comunicação com o inversor do compressor para acioná-lo e a comunicação com o sistema de aquisição que aciona a válvula de expansão eletrônica. O período de atualização do programa é de 10 segundos.

2.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O CAPÍTULO

Este capítulo apresentou um histórico sobre refrigeração, os conceitos do principal ciclo de refrigeração e seus componentes, focando nos dispositivos de ação variável. Uma revisão da literatura foi feita, mostrando os esforços na área de controle de sistemas de refrigeração,

Figura 14: Interface do programa supervisorio em LabVIEW.



e, por fim, foi mostrado o aparato experimental utilizado no trabalho. Este capítulo, então, serve de base para o trabalho a ser mostrado nos seguintes.

3 CONTROLE DA TEMPERATURA DO COMPARTIMENTO E DO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO

Neste capítulo é iniciado o desenvolvimento do trabalho. Primeiramente, foi desenvolvida uma estratégia de controle para a temperatura do compartimento do congelador e o grau de superaquecimento do evaporador. A temperatura do congelador é medida com um termopar posicionado no mesmo local onde o sensor original do produto é alocado. O grau de superaquecimento do evaporador é medido com dois termopares, um na entrada do evaporador e um na saída, sendo o grau de superaquecimento a diferença entre a temperatura na saída e a temperatura na entrada. O compartimento do refrigerador é resfriado através do damper, que é mantido fixo em uma posição em que a temperatura do compartimento seja próxima do desejado em regime permanente: 5 °C. A abordagem clássica desenvolvida utiliza a rotação do compressor para controlar a temperatura do compartimento do congelador e a abertura da válvula de expansão para controlar o grau de superaquecimento. São mostrados no capítulo o desenvolvimento do controle e os resultados experimentais obtidos.

3.1 ABORDAGEM CLÁSSICA E HÍBRIDA

A abordagem utilizada é denominada clássica neste trabalho por aparecer em muitos outros estudos sobre o tema, como citado anteriormente na seção 2.4, e utilizar técnicas clássicas de controle. Esta abordagem consiste em considerar que os dois sistemas são desacoplados e desenvolver, para cada um deles, um controlador PI. São desenvolvidos dois controladores PI, um que controla a temperatura do compartimento e outro que controla o grau de superaquecimento, e estes funcionam de maneira independente.

Esta estratégia funciona enquanto a carga térmica exigida pelo sistema é maior ou igual a capacidade de refrigeração. Quando a carga térmica exigida pelo sistema é menor que sua capacidade de refrigeração, já não é mais possível controlar a temperatura do compartimento no valor desejado. Como há mais capacidade de refrigeração do que carga térmica, a temperatura do compartimento diminui além do desejado, deixando-o muito frio. Quando isto acontece é necessária uma estratégia adicional, que desliga o compressor a fim de impedir

uma temperatura muito baixa no compartimento e o religa quando esta temperatura sobe até um certo limite, tal qual o funcionamento de um compressor *on-off*, como discutido na seção 2.3.1.

Desse modo surge uma estratégia híbrida de controle clássico e controle *on-off*, utilizado conforme a necessidade do sistema.

3.2 ABORDAGEM CLÁSSICA: PI

Em um primeiro momento desenvolveu-se uma abordagem clássica de controle, onde um controlador PI foi utilizado para controlar a temperatura do compartimento através da rotação do compressor, e um outro controlador PI foi utilizado para controlar o grau de superaquecimento através da abertura da válvula de expansão eletrônica. O desenvolvimento dos dois controladores se deu de maneira análoga. Primeiramente houve uma identificação do sistema para obter-se o modelo para o desenvolvimento do controlador e então este foi implementado no sistema e testado.

3.2.1 Controle da temperatura do compartimento pela rotação do compressor

A temperatura do compartimento do congelador é medida utilizando um termopar do tipo T na saída de ar do evaporador e, para um bom funcionamento do congelador seguindo as normas hoje vigentes no país, a temperatura desejada dentro deste compartimento é de -18 °C. Foi desenvolvido então um controlador PI que levasse o sistema a essa temperatura desejada, buscando erro nulo em regime permanente e rejeitando perturbações que possam aparecer durante o seu funcionamento. Como variável de controle foi utilizada a rotação do compressor, que pode variar entre 1200 rpm e 4500 rpm, entregando uma menor ou maior capacidade de acordo com o que o sistema necessita.

O desenvolvimento deste controlador se dá em etapas, primeiro faz-se a identificação do sistema, depois o desenvolvimento do controlador em si e então testes para comprovar a eficácia do controlador.

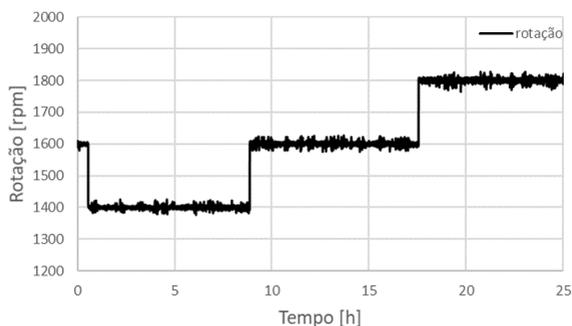
3.2.1.1 Identificação do sistema

Para o desenvolvimento de um controlador PI é necessário um modelo do sistema a ser controlado. A obtenção de tal modelo foi feita

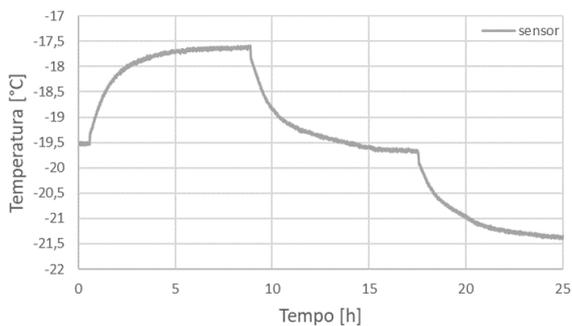
experimentalmente, utilizado o método de resposta ao degrau (SUNDARESAN; KRISHNASWAMY, 1978) que consiste em, com o sistema estabilizado em um ponto de operação, aplicar um degrau na variável de controle (entrada) e analisar os efeitos na variável a ser controlada (saída).

Para este ensaio, a abertura da válvula foi fixada em 40% e outros componentes do sistema também foram mantidos fixos, como ventiladores e damper. A temperatura da câmara climática onde se encontra o refrigerador foi ajustada para 32 °C e a umidade relativa do ar foi ajustada para 50%.

Figura 15: Degraus aplicados a rotação do compressor e seu efeito na temperatura medida pelo sensor.



(a) Rotação do compressor



(b) Temperatura medida pelo sensor

O ponto de operação da rotação do compressor foi escolhido como

1600 rpm e, em torno deste ponto, degraus de ± 200 rpm foram aplicados. O gráfico com os degraus aplicados na rotação do compressor e seu efeito na temperatura medida pelo sensor na saída de ar do evaporador podem ser vistos na figura 15. Analisando os resultados do ensaio, a dinâmica da temperatura medida pela rotação do compressor pode ser representada por um modelo de primeira ordem. Para tal, graficamente foram levantados os ganhos estáticos e constantes de tempo resultantes de cada degrau aplicado na rotação do compressor, utilizando a média destes dados para a determinação do modelo, representado pela função de transferência da equação 3.1.

$$G_{VCC}(s) = \frac{-0,0091}{3810s + 1} \quad (3.1)$$

Com o modelo em mãos, é possível desenvolver um controlador PI para levar a temperatura ao valor desejado.

3.2.1.2 Desenvolvimento do controle

O controlador desenvolvido foi um controlador do tipo PI, que garantisse seguimento de referências do tipo degrau, rejeição de perturbações constantes e que tivesse uma dinâmica três vezes mais rápida que em malha aberta. Neste projeto a simplicidade é um requisito importante, dessa forma não foram utilizados filtros de referência que eliminariam a influência do zero dominante resultante do lugar das raízes e amenizariam o sobressinal do sistema, tampouco foi utilizada a técnica de controle *feed-forward* que auxiliaria na influência da abertura da válvula na temperatura medida pelo sensor.

Para o desenvolvimento do controlador PI foi utilizado o método do lugar das raízes (OGATA; SEVERO, 1998) que resultou no controlador descrito na equação 3.2.

$$C_{VCC}(s) = -945\left(1 + \frac{1}{1423s}\right) \quad (3.2)$$

O controlador foi aplicado com seu sinal de controle saturado nos limites de velocidade do compressor (1200 rpm e 4500 rpm). Por ter sido aplicado via *software* programado em LabVIEW, foi utilizada uma técnica de *anti-windup* inerente aos controladores do programa, para suavizar a ação do controle nas regiões de saturação.

3.2.2 Controle do grau de superaquecimento pela abertura da válvula

O grau de superaquecimento é medido utilizando dois termopares do tipo T, um na entrada do evaporador e outro em sua saída. O resultado da diferença entre os dois é o grau de superaquecimento. Teoricamente, o valor apropriado para o grau de superaquecimento seria zero, porém na prática é utilizado um valor acima disso no desenvolvimento dos refrigeradores, já que valores muito pequenos de superaquecimento são difíceis de ser medidos devido a dinâmica do fluido que está em mudança de fase no evaporador. Não há um valor definido por norma e o valor que traz a melhor eficiência para o sistema é produto-dependente. De maneira análoga ao descrito na seção 3.2.1, um controlador PI foi desenvolvido para controlar o grau de superaquecimento, atuando juntamente com o controlador PI descrito anteriormente.

3.2.2.1 Identificação do sistema

A obtenção do modelo que relaciona a abertura da válvula com o grau de superaquecimento foi feita utilizando o método de resposta ao degrau.

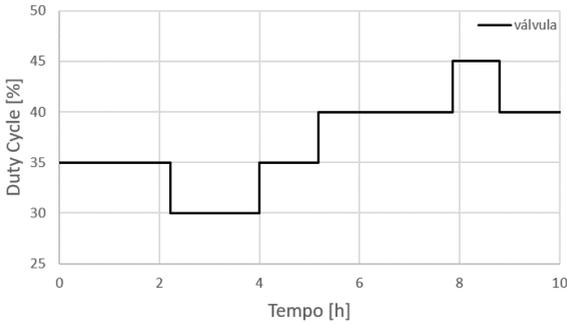
A câmara climática onde se encontra o sistema foi ajustada tal qual na seção 3.2.1.1, 32 °C de temperatura ambiente e 50% de umidade relativa, e a rotação do compressor neste ensaio é uma consequência do controle de temperatura desenvolvido.

Degraus de 5% de abertura de válvula foram aplicados em um intervalo que vai de 30% a 45% de abertura da válvula. Na figura 16 é possível visualizar os degraus aplicados na abertura da válvula (figura 16a) e o efeito correspondente no grau de superaquecimento (figura 16b). Assim como anteriormente, é possível representar este comportamento utilizando um modelo de primeira ordem e, para isto, foram levantados os ganhos estáticos e constantes de tempo resultantes de cada degrau aplicado, utilizando a média para a determinação do modelo representado pela função de transferência da equação 3.3.

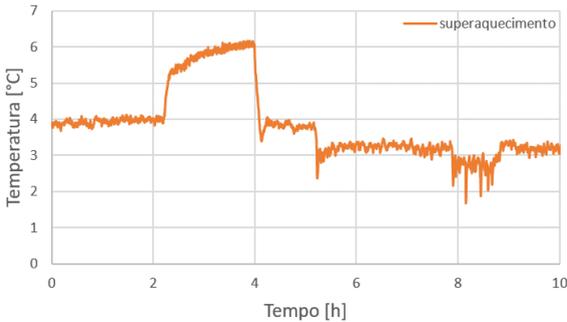
$$G_{EV}(s) = \frac{-0,4}{120s + 1} \quad (3.3)$$

Com o modelo em mãos, foi feito o desenvolvimento do controle.

Figura 16: Degraus aplicados a abertura da válvula e seu efeito no grau de superaquecimento.



(a) Fração de abertura da válvula



(b) Grau de superaquecimento

3.2.2.2 Desenvolvimento do controle

O controlador PI foi desenvolvido de maneira similar a seção 3.2.1, utilizando o método do lugar das raízes. O controlador foi ajustado para seguir referências do tipo degrau, rejeitar perturbações constantes e com uma dinâmica duas vezes mais rápida que em malha aberta. A função de transferência resultante está representada pela equação 3.4.

$$C_{EEV}(s) = -11.18 \left(1 + \frac{1}{6.35s} \right) \quad (3.4)$$

O controlador foi aplicado com o sinal de controle saturado entre 95% e 20% de abertura, o limite superior dado pelo fabricante da válvula, e o limite inferior adicionado para que a válvula não feche durante o funcionamento do compressor, para assim não prejudicar o sistema. Por também ser aplicado pelo *software* programado em LabVIEW, uma técnica *anti-windup* foi utilizada.

3.2.2.3 Escolha da referência

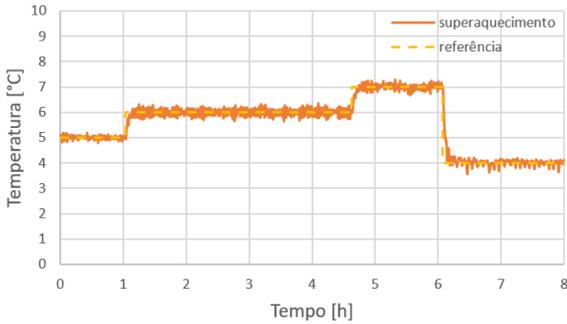
Para a utilização do controlador PI é necessária uma referência para que a variável de controle possa seguir. Neste caso, a referência é um valor no grau de superaquecimento em que o sistema deve operar. Este grau de superaquecimento influenciará na troca de calor do evaporador com o meio refrigerado, havendo consequências no desempenho do sistema.

Para esta escolha foi realizado um experimento com algumas referências de grau de superaquecimento. A câmara climática foi ajustada para 32 °C e 50% de umidade relativa. 5 °C foi escolhido inicialmente por ser um valor já muito utilizado como padrão no desenvolvimento de refrigeradores, e por volta desse valor foram aplicados degraus na referência. O COP (coeficiente de desempenho) do sistema foi a variável avaliada neste experimento.

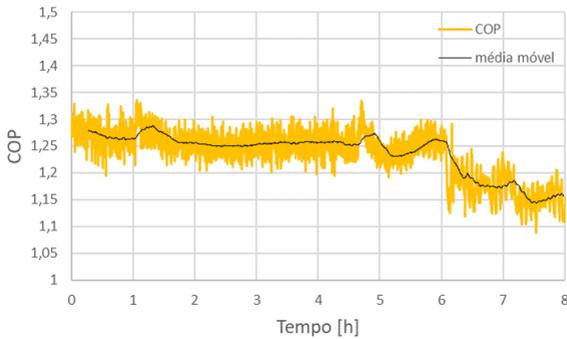
A figura 17 mostra as mudanças na referência do grau de superaquecimento (figura 17a) e seu efeito no COP (figura 17b), que para melhor visualização teve sua média móvel de cem pontos traçada. É possível observar que acima de 5 °C há uma variação negativa suave, já abaixo de 5 °C podemos ver uma deterioração mais clara da performance do sistema. Com tais resultados a referência escolhida para o grau de superaquecimento foi de 5 °C.

É importante destacar que há um limite mínimo para que o grau de superaquecimento seja estável, que, segundo Chen et al. (2002), independe do tipo de válvula utilizada e do método de controle aplicado. Este limite é influenciado pelo gradiente de temperatura durante a troca de calor, que pode sofrer variações mais bruscas quando o superaquecimento é reduzido além do seu limite de estabilidade. Como abaixo de 5 °C o sistema respondeu com uma diminuição de performance, uma referência para o grau de superaquecimento abaixo disso não precisa ser cogitada. Experimentalmente, quando a referência foi ajustada de 4 °C para 3 °C, o sistema se tornou instável, como pode ser visto na figura 18, o que mostra que o limite mínimo de grau de superaquecimento

Figura 17: Degraus aplicados a referência do controlador do grau de superaquecimento e seus efeitos no COP.



(a) Grau de superaquecimento



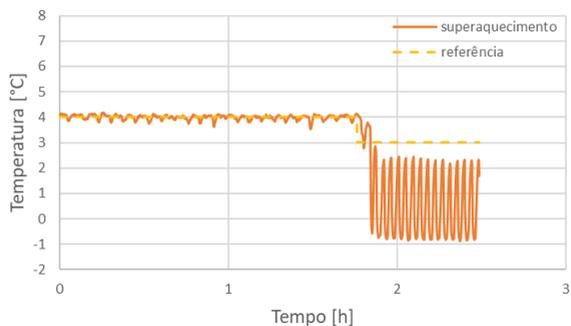
(b) COP - Coeficiente de Performance

estável está entre 3 °C e 4 °C.

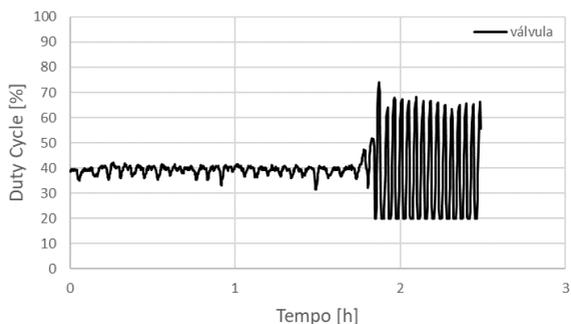
3.2.3 Resultados experimentais

Testes foram realizados no sistema com a aplicação dos dois controladores em paralelo. Foram realizados três testes diferentes para avaliar o sistema com os controladores implementados. Primeiramente um teste de *pull down*, que mostra como o sistema se comporta ao ser ligado até alcançar a temperatura desejada. Depois um teste de rejeição de perturbação, utilizando uma perturbação bem comum ao sistema

Figura 18: Efeito do limite mínimo de grau de superaquecimento estável.



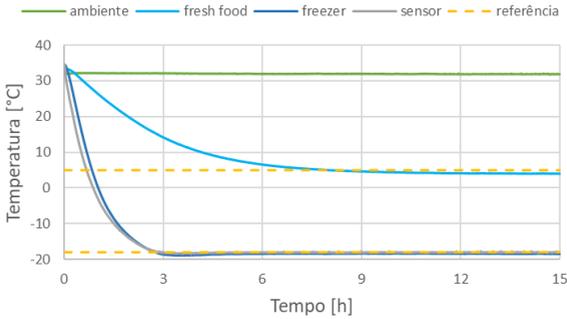
(a) Grau de superaquecimento



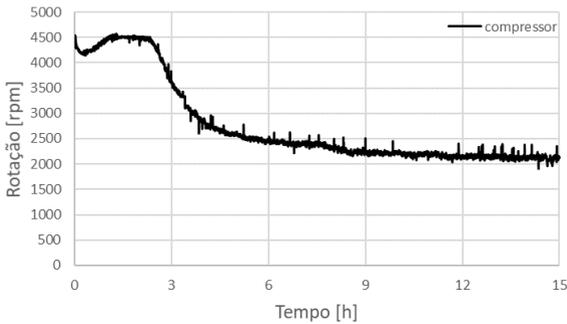
(b) Fração de abertura da válvula

de refrigeração: uma abertura de porta e um degrau na temperatura ambiente controlada pela câmara climática. Finalmente, um teste em regime permanente que permite uma análise do consumo energético do sistema. Todos estes testes foram realizados em duas condições de temperatura ambiente diferentes: 32 °C e 16 °C, e os compartimentos do sistema de refrigeração foram mantidos vazios.

Figura 19: Teste de *pull down* a 32 °C - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração

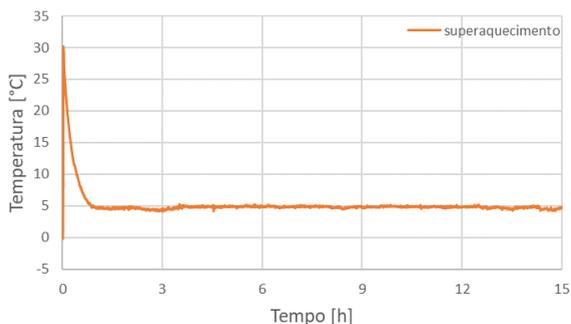


(b) Rotação do compressor

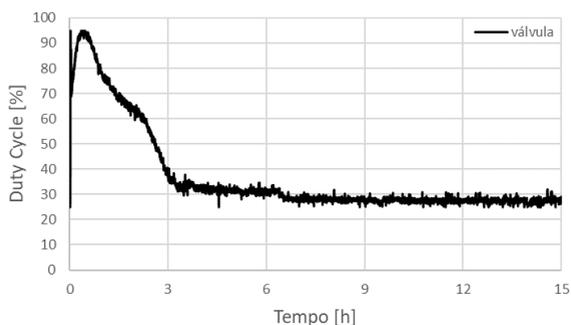
3.2.3.1 *Pull down*

Pull down é a denominação utilizada para a etapa de iniciação do sistema de refrigeração, entre o momento que ele é ligado até a chegada às temperaturas desejadas em seus compartimentos. O teste de *pull down* é realizado visando medir, principalmente, o tempo de duração entre estes dois marcos. Dois testes de *pull down* foram realizados utilizando o controlador desenvolvido, um com a temperatura ambiente da câmara controlada a 32 °C e outro a 16 °C. O resultado do teste realizado na temperatura ambiente de 32 °C pode ser visto nos dois conjuntos de gráficos das figuras 19 e 20, e o resultado do teste reali-

Figura 20: Teste de *pull down* a 32 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



(a) Grau de superaquecimento

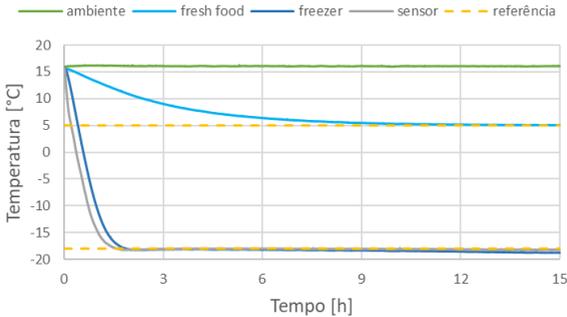


(b) Fração de abertura da válvula

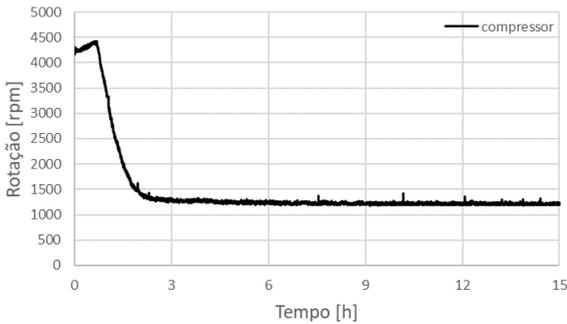
zado na temperatura ambiente de 16 °C nos dois conjuntos de gráficos seguintes, figuras 21 e 22.

Com a temperatura ambiente ajustada em 32 °C foram analisados os primeiros resultados. Na figura 19a são mostradas no gráfico as temperaturas do sistema de refrigeração: temperatura ambiente, temperaturas médias dos dois compartimentos e a temperatura medida na posição onde está o sensor original do produto. Na figura 19b é mostrada a rotação do compressor. A rotação do compressor, variável de controle desta malha, é utilizada para controlar a temperatura denominada como sensor no gráfico, medida no compartimento do congelador, na mesma posição do sensor original do sistema. Como resultado do

Figura 21: Teste de *pull down* a 16 °C - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração

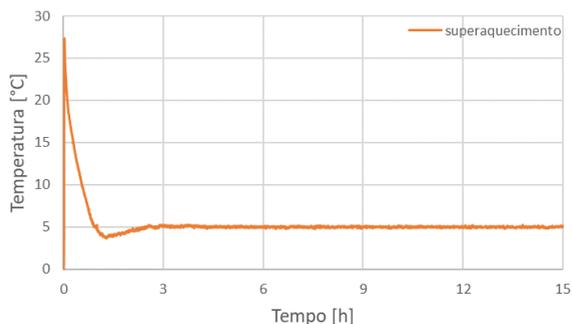


(b) Rotação do compressor

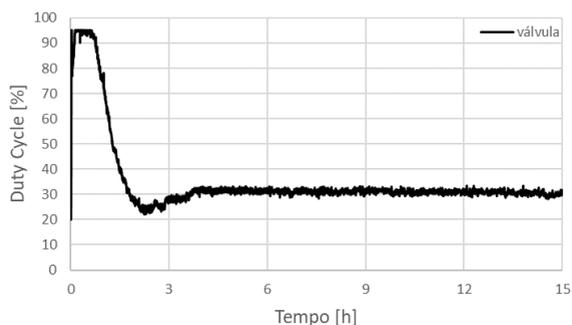
teste de *pull down*, no compartimento do congelador, referido como *freezer* nas imagens deste documento, a temperatura média alcançou a temperatura de referência de -18 °C em 2 horas e 45 minutos. No compartimento do refrigerador, referido como *fresh food*, a temperatura média atingiu a temperatura de referência de 5 °C em 8 horas, porém esta temperatura é atingida utilizando o damper em uma posição fixa, sem nenhum controlador agindo sobre ela.

Na figura 20a é possível visualizar o gráfico do grau de superaquecimento do sistema, a variável controlada desta malha, e na figura 20b está o gráfico da variável de controle, a fração de abertura da válvula, denominada *duty cycle* nas figuras. O grau de superaquecimento atin-

Figura 22: Teste de *pull down* a 16 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



(a) Grau de superaquecimento



(b) Fração de abertura da válvula

giu a temperatura de referência de 5 °C em 50 minutos, enchendo rapidamente o evaporador do sistema, garantindo uma melhor troca de calor entre ele e o compartimento do congelador.

Do mesmo modo são analisados os resultados obtidos com a temperatura ambiente ajustada a 16 °C. Na figura 21a são mostradas no gráfico as temperaturas do sistema de refrigeração e na figura 21b é mostrada a rotação do compressor. Como resultado, a temperatura média do compartimento do congelador (*freezer*) atingiu a temperatura de referência de -18 °C em 1 hora e 50 minutos, tempo menor que o anterior já que o sistema já inicia com uma temperatura menos elevada. No compartimento do refrigerador, onde não há controlador

agindo, atingiu a temperatura de referência de 5 °C em 10 horas e 20 minutos, essa diferença positiva se dá porque a abertura do damper neste caso precisa ser menor para que o sistema atinja 5 °C em regime permanente, devido a menor carga térmica exigida.

Na figura 22a é possível visualizar o gráfico do grau de superaquecimento do sistema, e na figura 22b está o gráfico da fração de abertura da válvula. O grau de superaquecimento atingiu a temperatura de referência de 5 °C em 1 hora, porém com um sobressinal de 20%. Esta diferença entre os dois resultados se dá porque o controlador foi ajustado para um modelo obtido com uma temperatura ambiente de 32 °C.

3.2.3.2 Rejeição de perturbação

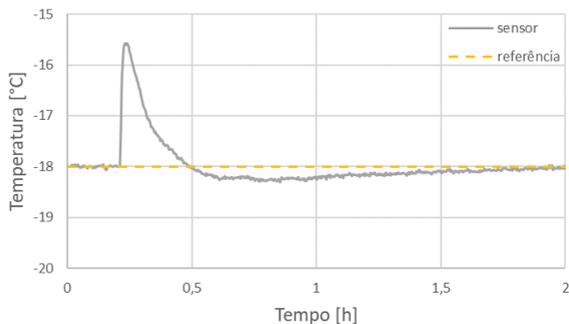
Para o teste de rejeição de perturbação, o sistema é mantido em regime permanente e então é perturbado para que seja possível observar sua reação a essa perturbação. Dois testes de perturbação foram efetuados com a temperatura ambiente a 32 °C. No primeiro, a perturbação aplicada foi uma abertura de porta com duração de 30 segundos. No segundo teste, a temperatura ambiente foi alterada de 32 °C para 27 °C. O primeiro teste foi repetido a 16 °C. O objetivo deste teste é medir o tempo que leva para o sistema rejeitar a perturbação e voltar ao regime permanente, seguindo a referência.

O resultado do primeiro teste, de abertura de portas a 32 °C, pode ser visto nos conjuntos de gráficos das figuras 23 e 24. Na figura 23a é possível observar a temperatura medida no congelador, onde fica o sensor original do produto, e a referência de -18 °C, enquanto que na figura 23b observa-se a rotação do compressor. No momento em que a porta é aberta a temperatura medida aumenta e o controlador responde com o aumento da rotação do compressor. O pico de temperatura tem uma amplitude de 2,5 °C e essa perturbação é rejeitada em 17 minutos. Há um leve sobressinal de aproximadamente 2%.

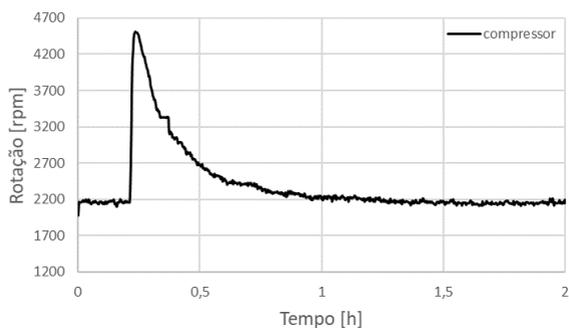
Na figura 24a é mostrado o grau de superaquecimento e na figura 24b a fração de abertura da válvula. Há um pico no grau de superaquecimento quando a abertura de porta acontece, correspondido pelo controlador com um aumento da fração de abertura da válvula. A perturbação causa um pico de 2,5 °C e é rejeitada em 6 minutos, com um sobressinal de aproximadamente 5%, fazendo com que o evaporador volte a operar na referência de 5 °C rapidamente.

O teste de abertura de portas foi repetido com a temperatura

Figura 23: Teste de rejeição de perturbação a 32 °C - Temperaturas e rotação do compressor.



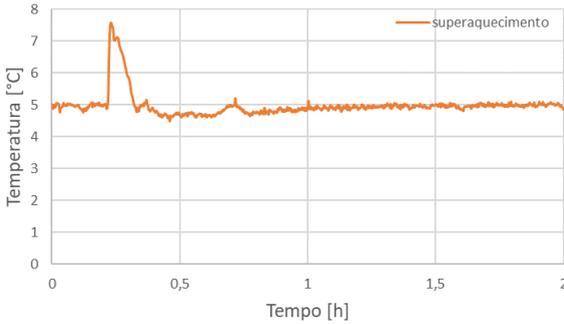
(a) Temperatura medida pelo sensor



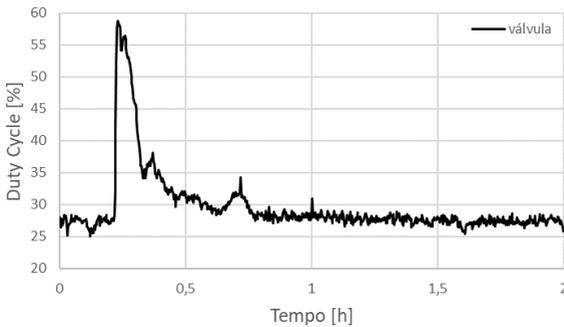
(b) Rotação do compressor

ambiente ajustada em 16 °C. Os conjuntos de gráficos obtidos com este teste podem ser visualizados nas figuras 25 e 26. Assim como anteriormente, a figura 25a mostra a temperatura e a figura 25b a rotação do compressor. É possível observar que a temperatura não segue a referência de -18 °C e isso se dá porque a capacidade de refrigeração é maior que a carga térmica, ou seja, mesmo o compressor trabalhando em sua rotação mínima de 1200 rpm a temperatura do compartimento é menor do que o necessário. Neste caso, a rejeição de perturbação foi medida considerando o ponto onde a temperatura se encontrava antes do momento de abertura da porta. A perturbação causou um pico de 1,4 °C na temperatura medida e foi rejeitada em 15 minutos.

Figura 24: Teste de rejeição de perturbação a 32 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



(a) Grau de superaquecimento

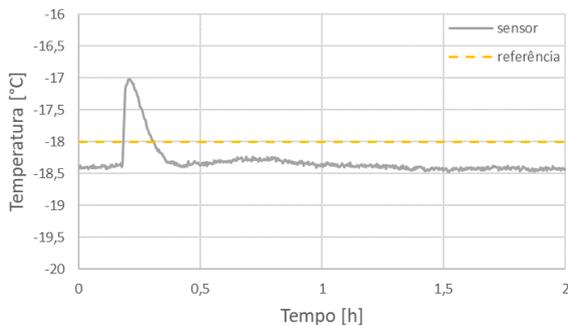


(b) Fração de abertura da válvula

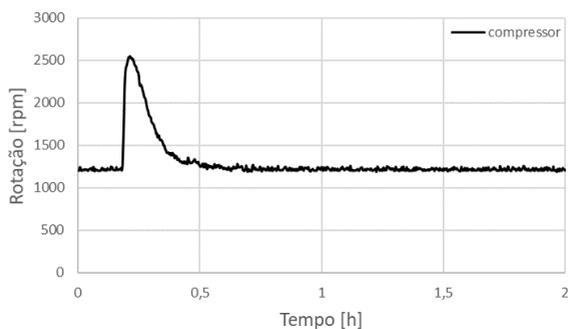
Na figura 26a é mostrado o grau de superaquecimento e na figura 26b a fração de abertura da válvula. A abertura de porta causou um pico de 4 °C no grau de superaquecimento, que foi rejeitado em 19 minutos com um sobressinal de 12%.

Com a temperatura ambiente inicialmente ajustada em 32 °C, foi realizado o teste de mudança de dessa temperatura para 27 °C durante o regime permanente do sistema. Os conjuntos de gráficos obtidos com este teste podem ser visualizados nas figuras 27 e 28. Na figura 27a é possível observar as temperaturas do sistema, e o degrau que ocorre na temperatura ambiente durante o teste. Não há uma mudança evidente nas outras temperaturas quando isso ocorre. Na figura 27b é possível

Figura 25: Teste de rejeição de perturbação a 16 °C - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperatura medida pelo sensor

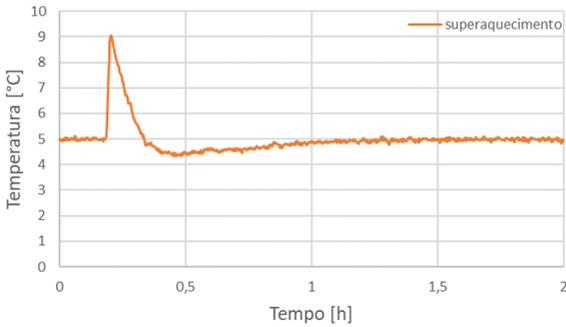


(b) Rotação do compressor

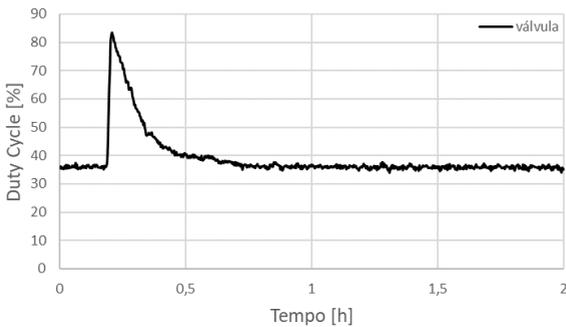
observar que o controlador diminui a rotação do compressor quando há o degrau na temperatura ambiente. Isso se dá porque a carga térmica exigida diminui, podendo então a capacidade de refrigeração também diminuir, e isso é feito com a diminuição da rotação do compressor.

Nas figuras 28a e 28b observa-se que essa mudança na temperatura ambiente não acarreta em nenhuma mudança aparente no grau de superaquecimento. Também é possível perceber um leve aumento na fração de abertura da válvula. Com isso, o grau de superaquecimento continua seguindo a referência apesar da mudança na temperatura ambiente.

Figura 26: Teste de rejeição de perturbação a 16 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



(a) Grau de superaquecimento



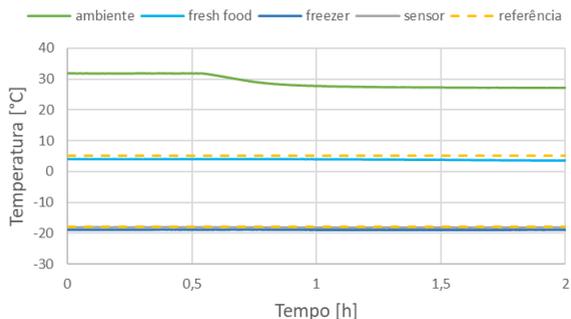
(b) Fração de abertura da válvula

3.2.3.3 Regime permanente

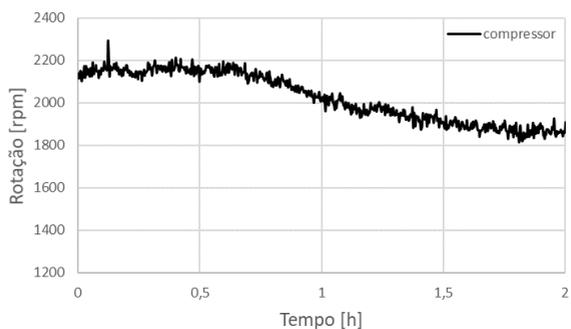
Com o teste em regime permanente é possível avaliar o comportamento do sistema quando este não está sujeito a nenhuma interferência externa. Após o *pull down*, o sistema continua ligado até alcançar o seu ponto de operação em regime permanente e então dados de um determinado período de tempo são gravados para avaliação. Com este teste pode-se avaliar o consumo energético do sistema. O teste em regime permanente foi realizado para duas temperaturas ambiente, 32 °C e 16 °C.

Os resultados do teste a 32 °C podem ser vistos nos conjuntos

Figura 27: Teste de degrau na temperatura ambiente - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração

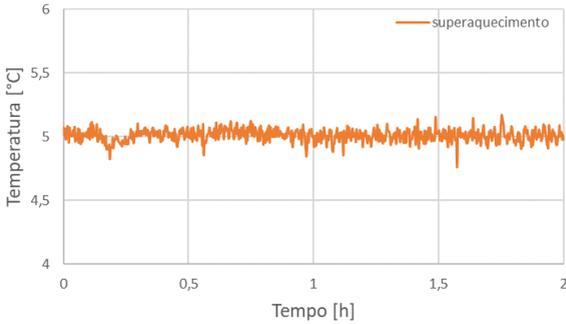


(b) Rotação do compressor

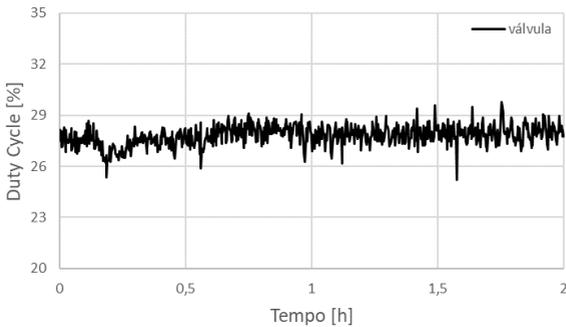
de gráficos das figuras 29 e 30. Na figura 29a podem ser vistas as temperaturas do sistema, e na figura 29b a rotação do compressor. Por ser um teste em regime permanente, todo o sistema se encontra estável, com as temperaturas seguindo a referência e a velocidade do compressor sem muita alteração. Na figura 30a há o grau de superaquecimento e na figura 30b a fração de abertura da válvula, que, como na malha anterior, estão estacionadas. O grau de superaquecimento segue a referência e a válvula se mantém na mesma abertura, já que não há perturbações agindo sobre a malha.

Os resultados dos testes realizados com a temperatura ambiente ajustada em 16 °C seguem a mesma linha dos anteriores, e podem

Figura 28: Teste de degrau na temperatura ambiente - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



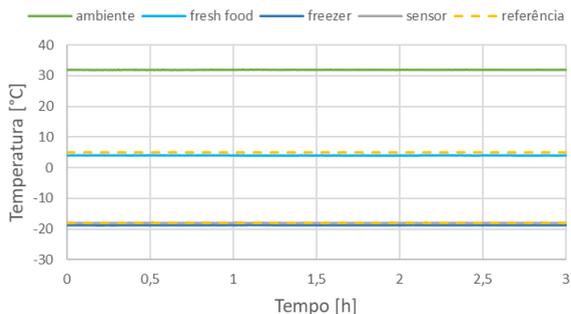
(a) Grau de superaquecimento



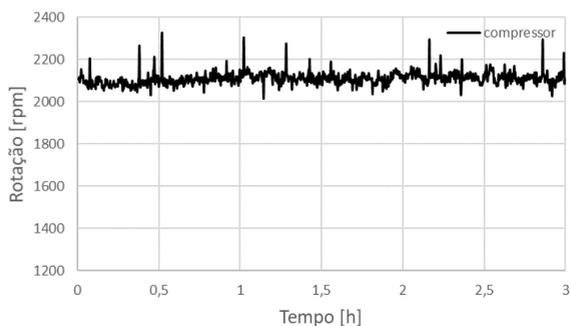
(b) Fração de abertura da válvula

ser vistos nos conjuntos de gráficos das figuras ?? e 32. Para uma comparação mais adequada, um teste onde havia menor discrepância entre as temperaturas do congelador foi escolhido, já que para 16 °C a carga térmica é menor que a capacidade de refrigeração e a tendência da temperatura no compartimento é ficar um pouco abaixo da referência desejada. Na figura 31a é possível observar tais temperaturas e na figura 31b a rotação do compressor, que para 16 °C de temperatura ambiente, ou seja, uma menor carga térmica, é menor do que com a temperatura ambiente ajustada em 32 °C, mantendo-se próxima do limite inferior de 1200 rpm. Na figura 32a pode-se ver o grau de superaquecimento que se mantém na referência desejada, e na figura 32b a fração de abertura

Figura 29: Teste em regime permanente a 32 °C - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração

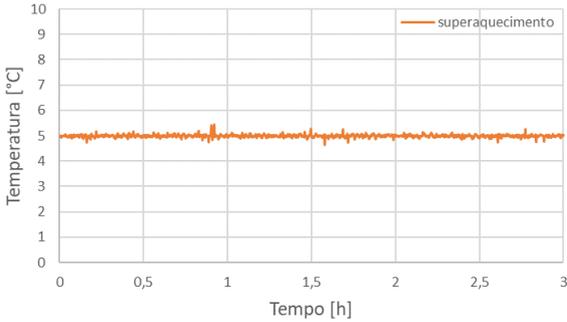


(b) Rotação do compressor

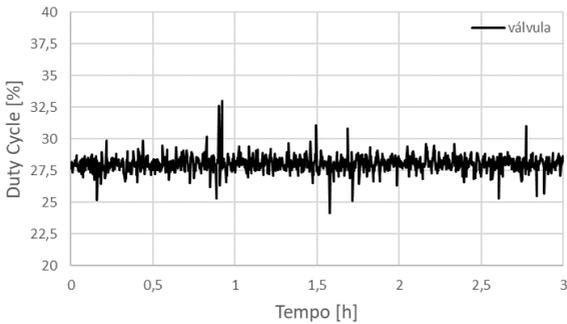
da válvula, que é um pouco maior que anteriormente, a 32 °C, já que a tendência do grau de superaquecimento é aumentar com a diminuição da temperatura ambiente.

Os testes em regime permanente são realizados para que se possa medir o consumo energético do sistema. Os resultados de consumo energético foram obtidos por integração da curva de potência consumida e podem ser vistos na figura 33 para o teste a 32 °C e na figura 34 para o teste a 16 °C. Nessas figuras o consumo energético está dividido em duas barras: uma mostrando o consumo dividido por dispositivos do sistema: compressor, ventilador e válvula; e outra mostrando o consumo total do sistema. Com uma temperatura de 32 °C há um consumo

Figura 30: Teste em regime permanente a 32 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



(a) Grau de superaquecimento

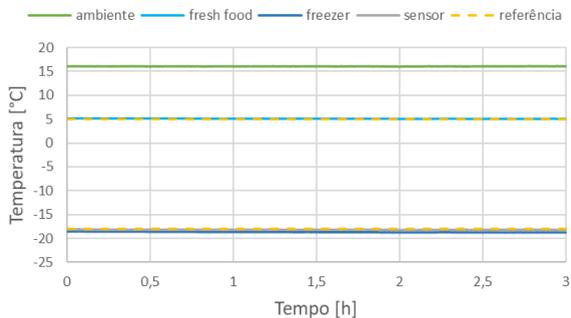


(b) Fração de abertura da válvula

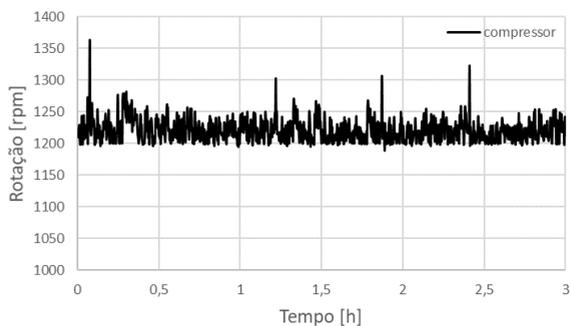
de 40,5 kWh/mês e com uma temperatura ambiente de 16 °C o consumo cai para 24,6 kWh/mês. A energia consumida pelo ventilador e válvula é parecida nos dois testes. A maior mudança vem do consumo do compressor, que diminui a capacidade de refrigeração quando a carga térmica exigida pelo sistema é mais baixa.

3.3 ABORDAGEM HÍBRIDA: PI E ON-OFF

Quando a carga térmica exigida pelo sistema é menor que sua capacidade de refrigeração, já não é mais possível controlar a tempera-



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração



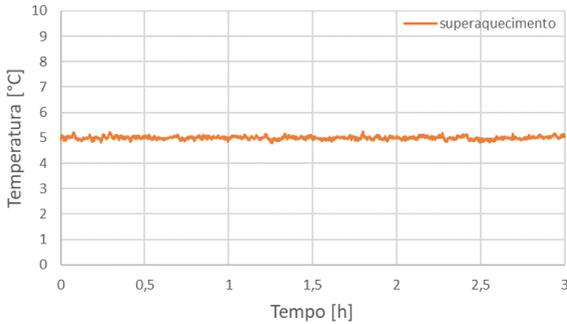
(b) Rotação do compressor

tura do compartimento no valor desejado utilizando o controlador PI. A capacidade de refrigeração maior que a carga térmica faz a temperatura do compartimento diminuir além do desejado, deixando-o muito frio. Para estas situações é preciso abandonar o controlador PI e migrar para um controlador *on-off* para que o compartimento não ultrapasse tanto o valor desejado.

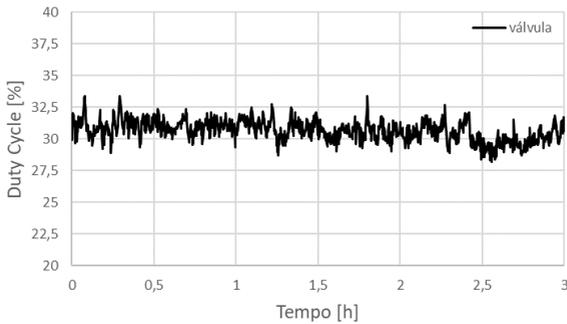
3.3.1 Controlador on-off

Adicionalmente aos controladores PI, foi desenvolvido um controlador *on-off* que é acionado quando a temperatura do compartimento se torna muito fria. A estratégia é baseada na temperatura do compartimento e é acionada quando esta atinge um limite inferior, sendo desligada caso a temperatura atinja um limite superior, quando

Figura 32: Teste em regime permanente a 16 °C - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



(a) Grau de superaquecimento



(b) Fração de abertura da válvula

o sistema volta a ser controlado pela estratégia PI. Os limites utilizados neste trabalho foram definidos para amenizar a frequência de desligamento do compressor.

O limite inferior escolhido foi de -21 °C. Ao chegar nesta temperatura o compressor desliga, o que faz com que a temperatura do compartimento suba, e a válvula de expansão se fecha. O fechamento da válvula de expansão impede o fluxo de fluido refrigerante no sistema, impedindo que o fluido de baixa temperatura que está no evaporador troque calor com o fluido de temperatura mais alta que está no condensador, fazendo com que a subida de temperatura no compartimento seja mais lenta. Optou-se por um limite inferior baixo para que a frequência

Figura 33: Consumo energético a 32 °C.

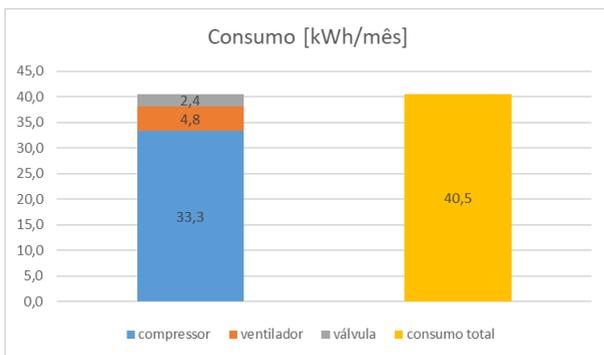
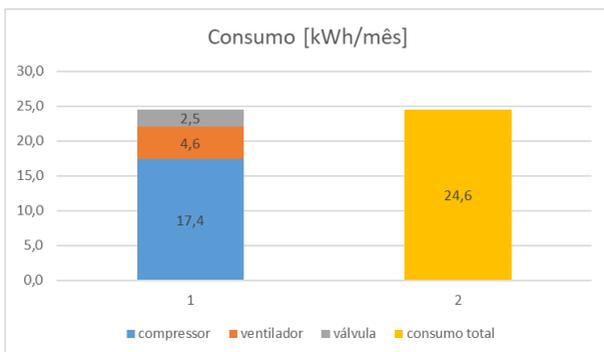


Figura 34: Consumo energético a 16 °C.



de desligamento do sistema não fosse alta.

Ao chegar no limite superior de -17 °C, o compressor é religado fixo em sua velocidade mínima de 1200 rpm, que resulta na capacidade de refrigeração mínima, já que o sistema já está com uma capacidade além da necessária. A válvula é ajustada também fixa em uma fração de abertura de 27,5%, escolhida experimentalmente por alimentar o evaporador com um grau de superaquecimento próximo o suficiente da referência escolhida de 5 °C.

A histerese criada pelos dois limites do controlador *on-off* é quebrada caso o limite superior seja ultrapassado em mais do que 1 °C, no caso, quando a temperatura alcança a marca de -16 °C. Quando isto ocorre os controladores PI assumem o comando da rotação do compressor e da fração de abertura da válvula.

3.3.2 Resultados experimentais

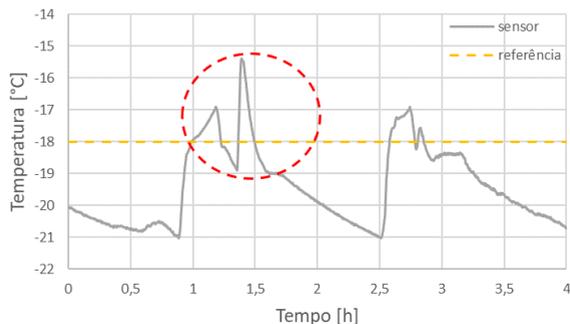
Para a realização dos testes do controlador *on-off* foi preciso diminuir a carga térmica exigida pelo sistema, para que a capacidade de refrigeração fosse tamanha que a temperatura dentro do compartimento caísse muito além do desejado. Para este efeito a temperatura ambiente foi ajustada a 16 °C, o compartimento do refrigerador foi desconsiderado e o damper que liga os dois compartimentos foi fechado. Assim, somente o compartimento do congelador foi resfriado pelo sistema e toda a capacidade de refrigeração destinada ao compartimento do refrigerador foi inserida no compartimento do congelador, deixando-a bem maior que a carga térmica exigida. Neste caso, dois testes foram realizados. Escolheu-se por não realizar novamente o teste de *pull down*, já que este seria muito parecido com o teste utilizando o controlador PI (figuras 21 e 22). Foram então realizados testes de regime permanente e rejeição de perturbação nestas condições.

3.3.2.1 Rejeição de Perturbação

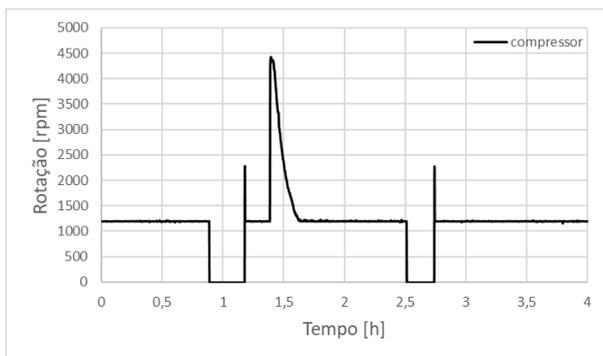
O teste de rejeição de perturbação foi realizado com o sistema em regime permanente e a perturbação aplicada foi uma abertura de porta, dessa vez sem um tempo fixo, mas que levasse a temperatura medida pelo sensor a ultrapassar o limite superior em mais que 1 °C. O objetivo deste teste é medir o tempo que leva para o sistema rejeitar a perturbação e voltar ao valor de regime permanente, nesse caso em particular foi medido o tempo que levou para que o sistema voltasse a temperatura em que estava antes de ocorrer a perturbação, já que a temperatura não é fixa.

O resultado deste teste pode ser observado nos conjuntos de gráficos das figuras 35 e 36. Na figura 35a é possível observar a temperatura medida pelo sensor, e o pico causado pela perturbação está destacado no centro do círculo vermelho. Na figura 35b, onde é mostrada a rotação do compressor, é possível observar que quando a temperatura atinge -16 °C, que é o limite do compressor *on-off*, o controlador PI passa a agir causando um pico na rotação do compressor, visando uma rápida recuperação da perturbação inserida no sistema. Quando a perturbação é rejeitada e a temperatura retorna ao ponto onde se encontrava antes da perturbação, ponto este abaixo da linha de referência, o compressor continua funcionando com o controlador PI ligado, e este faz com que a rotação do compressor seja a mínima possível, até que

Figura 35: Teste de rejeição de perturbação - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperatura medida pelo sensor

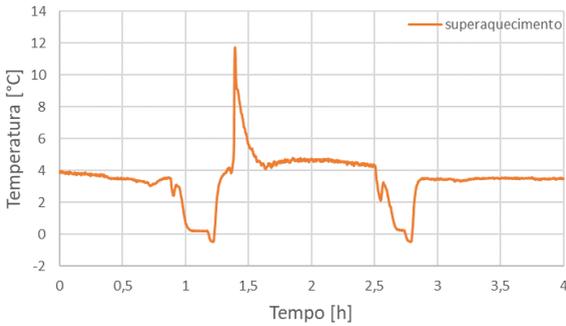


(b) Rotação do compressor

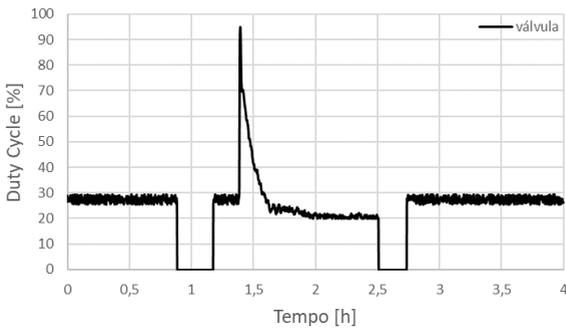
novamente a temperatura cai até o limite inferior e o controlador *on-off* volta a atuar. A perturbação é rejeitada em 14 minutos.

Na figura 36a o grau de superaquecimento é mostrado e é possível ver o pico que ocorre quando há a abertura de porta. Na figura 36b é possível observar a resposta na fração de abertura da válvula, assim como no caso do compressor, quando há a perturbação o controlador PI passa a agir, causando um pico na abertura da válvula para que haja uma rápida rejeição a perturbação que ocorreu no grau de superaquecimento. O controlador PI é mantido ligado até que novamente o controlador *on-off* assuma o comando, quando o limite inferior é atingido pela temperatura medida pelo sensor na outra malha de controle.

Figura 36: Teste de rejeição de perturbação - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



(a) Grau de superaquecimento



(b) Fração de abertura da válvula

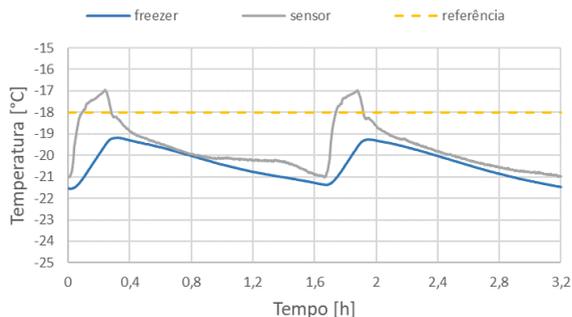
A perturbação no grau de superaquecimento é rejeitada em 18 minutos.

3.3.2.2 Regime permanente

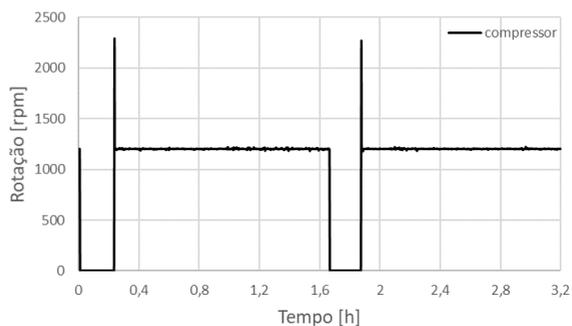
O teste em regime permanente em sistemas *on-off* é realizado para medição do consumo energético do sistema e também medição do *runtime*, fração de tempo em que o sistema fica ligado a cada ciclo. O resultado do teste em regime permanente realizado pode ser visto nos conjuntos de gráficos das figuras 37 e 38.

Na figura 37a observa-se a temperatura média do compartimento

Figura 37: Teste em regime permanente - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração

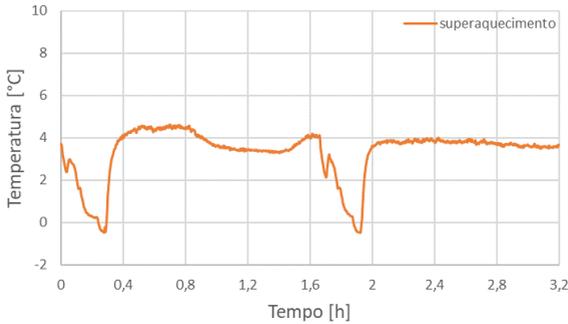


(b) Rotação do compressor

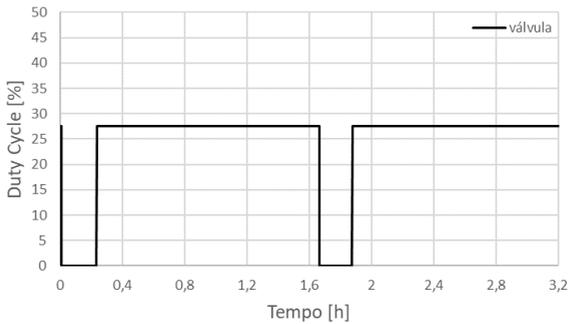
do congelador (freezer), a temperatura medida pelo sensor original, e a referência desejada. Aqui é possível ver o efeito que a escolha de um limite inferior tão baixo causou. É fácil notar que a linha média da temperatura do sensor está abaixo da referência desejada. Na figura 37b vê-se a curva da rotação do compressor, que funciona com um *runtime* de 86%, ou seja, em um período de 1 hora e 40 minutos, o compressor permanece ligado por 1 hora e 28 minutos.

Na figura 38a é possível observar o grau de superaquecimento do sistema, que cai quando o sistema é desligado e a válvula fechada, equalizando as temperaturas de entrada e saída do evaporador, e volta a subir quando o sistema é religado, mantendo-se próximo de um grau de

Figura 38: Teste em regime permanente - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



(a) Grau de superaquecimento

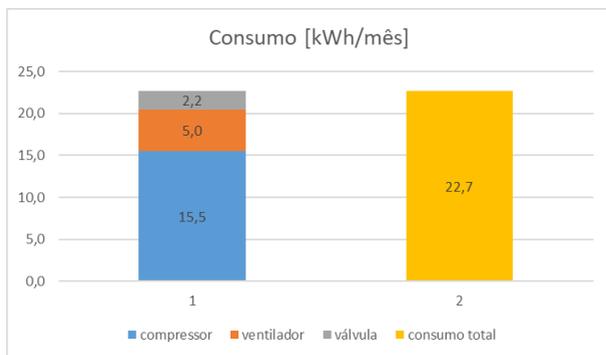


(b) Fração de abertura da válvula

superaquecimento de $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, onde há um erro de 20% considerando o grau de superaquecimento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ de referência. Na figura 38b observa-se a fração de abertura da válvula durante o teste, que se mantém fechada quando o compressor está desligado e ligada em uma posição fixa de 27,5% quando o compressor permanece ligado. Não era favorável diminuir ainda mais a abertura fixa da válvula neste momento, a fim de que o sistema se recupere do desligamento do compressor mais rapidamente.

Os resultados de consumo energético foram obtidos por integração da curva de potência consumida e podem ser vistos na figura 39. O consumo energético está dividido em duas barras: uma mostrando o consumo dividido por dispositivos do sistema: compressor,

Figura 39: Consumo energético.



ventilador e válvula; e outra mostrando o consumo total do sistema. O consumo neste teste foi de 22,7 kWh/mês. Este resultado não pode ser comparado com os anteriores devido ao fato de que as temperaturas dos compartimentos neste teste são diferentes das temperaturas nos compartimentos dos testes realizados com o controlador PI somente.

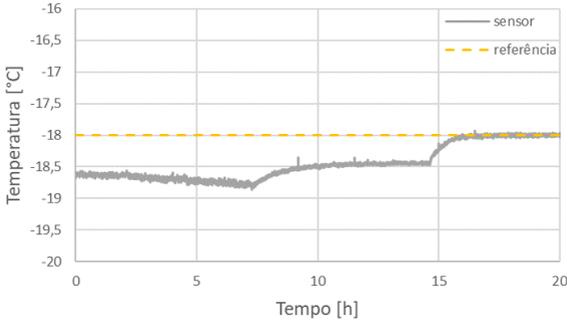
3.4 ALTERNATIVA AO DESLIGAMENTO DO COMPRESSOR UTILIZANDO O CONTROLADOR PI

O controlador *on-off* não é a única maneira de resolver o problema da capacidade de refrigeração excedendo a carga térmica exigida pelo sistema. O controlador *on-off* utiliza o compressor para que a temperatura do compartimento não ultrapasse um limite inferior pré-definido, desligando-o quando isso acontece. Utilizando a válvula, é possível ajustar a referência do controlador PI para um grau de superaquecimento maior, o que diminui a capacidade de refrigeração por diminuir a troca de calor entre o evaporador e o compartimento. Essa diminuição faz com que a capacidade de refrigeração novamente se iguale a carga térmica exigida pelo sistema, fazendo com que a temperatura do compartimento consiga voltar a seguir a referência de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

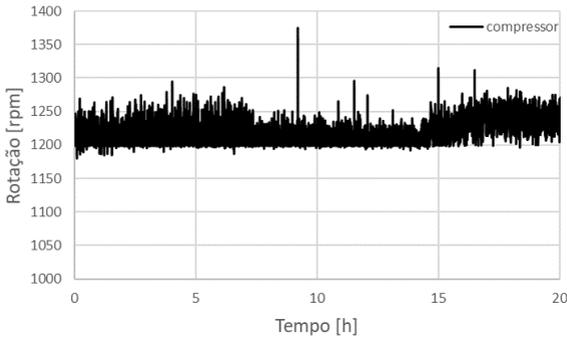
3.4.1 Resultados experimentais

Os resultados experimentais foram obtidos com a câmara ajustada a $16\text{ }^{\circ}\text{C}$. O sistema permaneceu ligado até ultrapassar a referência

Figura 40: Alternativa ao desligamento do compressor - Temperatura e rotação do compressor.



(a) Temperatura medida pelo sensor

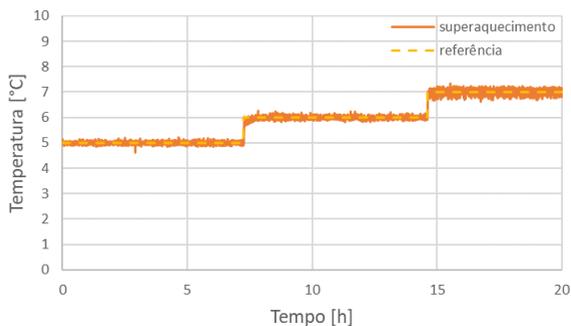


(b) Rotação do compressor

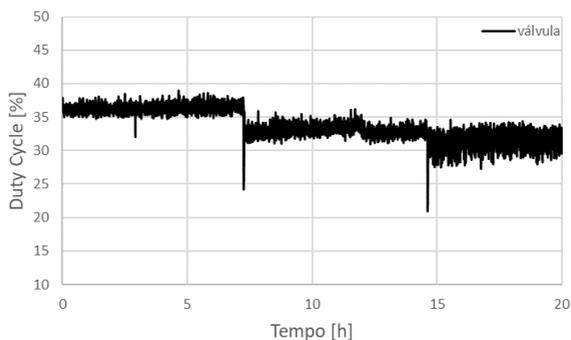
de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, e um tempo depois deste ocorrido a referência do grau de superaquecimento foi aumentada de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ para $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ e então para $7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os resultados obtidos podem ser observados nos conjuntos de gráficos das figuras 40 e 41.

Na figura 40a observa-se a temperatura medida pelo sensor e a referência de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. No início do gráfico vê-se que a temperatura já se encontra abaixo da referência, e continua diminuindo lentamente. A temperatura para de diminuir quando um degrau é aplicado a referência do grau de superaquecimento, que passa de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ para $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ (figura 41a), e estabiliza em $-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Aplicando outro degrau ao grau de superaquecimento, de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ para $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, a temperatura então passa

Figura 41: Alternativa ao desligamento do compressor - Grau de superaquecimento e fração de abertura da válvula.



(a) Grau de superaquecimento

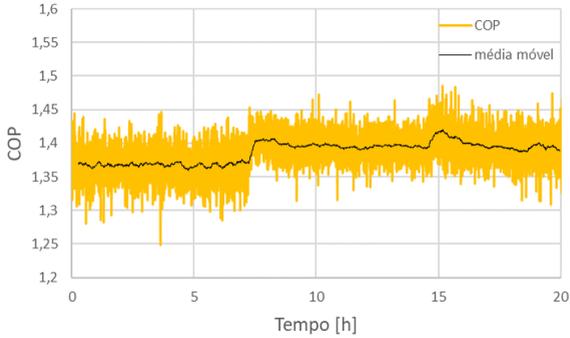


(b) Fração de abertura da válvula

a operar dentro do esperado, seguindo a referência de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na figura 40b é possível acompanhar a rotação do compressor, que nos dois primeiros momentos se mantém saturada na velocidade mínima, e no terceiro momento, quando a temperatura está seguindo a referência, passa a operar um pouco acima da velocidade mínima. Isso mostra que a capacidade de refrigeração foi diminuída pelo fechamento da válvula, que pode ser visto na figura 41b.

Outro dado importante de observar-se é a relação entre a referência do grau de superaquecimento e o coeficiente de performance do sistema. Para a temperatura ambiente de $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ a referência de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ não é mais ideal, como é possível observar na figura 42. Vê-se que

Figura 42: COP - Coeficiente de Performance do sistema.



ao aumentar a referência do grau de superaquecimento aumenta-se o COP, e quando o compartimento volta a operar seguindo a referência, a eficiência energética é maior que anteriormente.

3.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O CAPÍTULO

Este capítulo apresentou o desenvolvimento de um controle da temperatura do compartimento e do grau de superaquecimento. Foi utilizada uma abordagem clássica onde dois controladores PI funcionam em paralelo, e também uma abordagem híbrida para o caso em que a capacidade de refrigeração excede a carga térmica exigida pelo sistema. Para este caso também foi apresentada uma alternativa utilizando os controladores PI. Tanto o desenvolvimento dos controladores quanto os resultados experimentais obtidos foram abordados por este capítulo.

4 CONTROLE DA VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA UTILIZANDO VARIÁVEIS VINDAS DO INVERSOR

Um dos objetivos do presente trabalho consiste em utilizar as variáveis recebidas pelo inversor para realizar o controle da válvula de expansão eletrônica. As variáveis que o inversor fornece ao sistema de controle são a rotação do compressor, o torque e a potência consumida pelo compressor. A motivação por trás de utilizar-se destas variáveis para o controle é excluir a necessidade da instalação de qualquer sensor extra no sistema, diminuindo o custo e facilitando a implementação da solução desenvolvida, minimizando as mudanças físicas necessárias. Com este mesmo objetivo de facilitar a implementação em mente, uma solução simples seria necessária, caso possível.

Para tal foi desenvolvida uma lógica de controle baseada em *Maximum Power Point Tracker* (MPPT), que utiliza a potência consumida pelo compressor para regular a abertura da válvula, visando manter o sistema trabalhando em uma região de menor consumo energético do compressor, dado que os demais dispositivos pouco afetam o consumo (exceto durante o degelo). O desenvolvimento de tal lógica é mostrado neste capítulo, assim como os resultados experimentais obtidos, e uma comparação com a estratégia desenvolvida no capítulo anterior.

4.1 MPPT

Originalmente, a técnica MPPT é utilizada para encontrar o ponto de máxima potência em sistemas de geração de energia, principalmente turbinas eólicas e sistemas fotovoltaicos. Encontrar este ponto dinamicamente maximiza a extração de potência em quaisquer condições. A técnica funciona porque há um ponto de máximo na curva da potência pela tensão.

A técnica MPPT mais simples e mais utilizada é denominada Perturba & Observa, que consiste em aplicar um pequeno degrau de incremento na tensão e observar o efeito resultante na potência. Caso o efeito causado seja favorável, continuam-se aplicando degraus no mesmo sentido até que o efeito não seja mais favorável, quando então são aplicados decrementos no valor da tensão. Por ser uma técnica de tentativa e erro, possui desvantagens. O sistema não funciona o tempo todo no seu ponto máximo, devido ao lento processo de tentativa e erro, a

operação é sempre oscilatória, mesmo em condições de operação fixas, e é possível que existam falhas ao se deparar com mudanças bruscas nas condições de operação (LIU; WU; CHEUNG, 2004).

A lógica desenvolvida utiliza o mesmo fundamento da técnica Perturba & Observa, porém busca a menor potência, que resultará em um menor consumo energético, utilizando a fração de abertura da válvula.

4.2 DESENVOLVIMENTO DA LÓGICA DE CONTROLE

A técnica MPPT Perturba & Observa foi escolhida por sua facilidade de implementação e simplicidade. Era necessária uma lógica de controle que observasse uma variável vinda do inversor do compressor e decidisse sobre a fração de abertura da válvula. O MPPT original consiste em incrementos na tensão para conseguir maximizar a potência extraída e a lógica de controle desenvolvida consiste em degraus na fração da abertura da válvula para minimizar a potência consumida pelo compressor, que consome a maior faixa de potência no sistema.

4.2.1 Lógica principal

A lógica de controle utilizando a variável recebida pelo inversor do compressor foi desenvolvida somente para a válvula de expansão eletrônica. O controlador que age sobre o compressor do sistema é o mesmo controlador do capítulo 3, um controlador PI. O controlador PI do compressor utiliza um sensor que já se encontra na grande maioria dos refrigeradores, não sendo necessário que este seja também controlado utilizando variáveis do inversor. Ainda assim, decidiu-se neste trabalho por não utilizar este sensor para auxiliar no controle da válvula nesta etapa.

Na lógica de controle desenvolvida é aplicado um degrau de 2,5% na fração de abertura da válvula de expansão eletrônica, e depois de um intervalo de 5 minutos a potência é analisada para então uma decisão ser tomada: o próximo degrau pode ser novamente de 2,5% ou pode ser de -2,5%, mudando seu sentido. A potência é filtrada com uma média móvel de 30 amostras para suavizar suas oscilações.

Para esta tomada de decisão são analisadas as seguintes questões:

- Houve um ponto de inflexão na curva da potência?
- A fração de abertura da válvula mudou de sentido com este último

degrau aplicado?

Para responder a estas duas questões, são armazenadas informações sobre o estado anterior do sistema, se no passo anterior a potência estava maior ou menor que o passo atual, e o mesmo para a fração de abertura da válvula. Para a obtenção das respostas é utilizado um operador ou exclusivo entre o estado atual e o estado anterior da potência e da válvula, estado este obtido com a diferença entre a potência atual e a potência anterior, e o mesmo para a fração de abertura da válvula.

Com a resposta das duas questões em mãos, quatro casos são possíveis:

1. Não houve ponto de inflexão na curva da potência e não houve inversão de sentido na fração de abertura da válvula;
2. Não houve ponto de inflexão na curva da potência e houve inversão de sentido na fração de abertura da válvula;
3. Houve ponto de inflexão na curva da potência e não houve inversão de sentido na fração de abertura da válvula;
4. Houve ponto de inflexão na curva da potência e houve inversão de sentido na fração de abertura da válvula.

Para cada um destes casos há uma decisão que deve ser tomada: inverter o sentido do próximo degrau a ser aplicado na fração de abertura da válvula ou continuar aplicando degraus no mesmo sentido de antes. Para o caso número 1 onde não houve ponto de inflexão na curva da potência e nem mudança no sentido da fração de abertura, continua-se aplicando degraus no mesmo sentido de anteriormente. No caso número 2 não houve ponto de inflexão, e o sentido dos degraus já foi alterado no passo anterior, nesse caso continua-se aplicando degraus no mesmo sentido de anteriormente. No caso número 3 houve um ponto de inflexão na curva da potência, e não houve inversão de sentido da fração de abertura anteriormente, nesse caso é necessária uma mudança no sentido dos degraus aplicados. No último caso, número 4, houve um ponto de inflexão na curva da potência, mas no passo anterior também houve inversão do sentido na fração de abertura da válvula e, ao estudar o sistema experimentalmente, viu-se que dificilmente há esta ocorrência em que somente um degrau no sentido contrário já causa um novo ponto de inflexão na curva da potência. Com isso, foi decidido que no caso número 4 continua-se aplicando degraus no mesmo sentido de anteriormente, assumindo que um ponto de inflexão seguido de outro é, provavelmente, algum tipo de erro do sistema, podendo ser causado

por um ruído. A tabela 1 mostra um resumo da lógica principal para melhor entendimento.

Tabela 1: Tabela resumo da lógica principal.

Ponto de inflexão	Inversão de sentido	Decisão
Não	Não	Mesmo sentido
Não	Sim	Mesmo sentido
Sim	Não	Inverte sentido
Sim	Sim	Mesmo sentido

Com o sistema iniciando com a válvula aberta em seu nível máximo de 95% e com esta decisão tomada a cada 5 minutos, tem-se uma curva de potência que oscila próximo ao ponto de menor consumo quando em regime permanente.

4.2.2 Lógica adicional - Perturbação

A alteração lenta da fração de abertura da válvula, embora aceitável em regime permanente, não traz benefícios quando ocorre alguma perturbação externa. Para este caso, quando uma perturbação é inserida no sistema e altera a temperatura do compartimento, uma lógica adicional foi acrescentada ao sistema. Quando ocorre uma perturbação e o desejo é de que o sistema volte o mais rápido possível a seguir a referência, o melhor caminho a ser seguido é abrir a válvula para que haja uma maior passagem de fluido refrigerante e a troca de calor entre o evaporador e o compartimento aumente. Para a detecção da perturbação foi utilizada outra variável vinda do inversor: a rotação. A rotação é controlada por um PI, que responde a alterações na temperatura do compartimento. Como mostrado no capítulo 3, a rotação do compressor aumenta quando há uma perturbação. A lógica desenvolvida observa o comportamento da rotação. Quando é notado um aumento maior que 500 rpm no intervalo de 5 minutos, é considerado que houve uma perturbação. Quando esta perturbação é detectada, foi definido experimentalmente um acréscimo a fração de abertura da válvula, correspondente ao quociente da divisão entre a fração de abertura atual e 10, multiplicado por 10 e somado com 20. Com este acréscimo, o retorno da temperatura para a referência é mais rápido. Após esta ocorrência, o sistema volta a funcionar como anteriormente e a fração de abertura da válvula volta a operar seguindo as decisões

tomadas pela lógica principal.

4.2.3 Lógica adicional - *On-off*

Para resolver o problema de quando a capacidade de refrigeração excede a carga térmica exigida pelo sistema, foi utilizada a mesma estratégia do capítulo 3, desligando o compressor e fechando a válvula quando a temperatura do compartimento ultrapassa o limite de $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$, e religando o compressor em uma velocidade fixa de 1200 rpm, que é sua velocidade mínima, e abrindo a válvula em uma fração de abertura fixa de 27,5% quando a temperatura do compartimento alcança um limite superior de $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ao sair da região da histerese, quando a temperatura alcança um valor superior a $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ a lógica principal volta a operar.

Com a lógica principal e as lógicas adicionais implementadas foram realizados testes no sistema como no capítulo anterior, para ser possível a comparação entre as estratégias de controle.

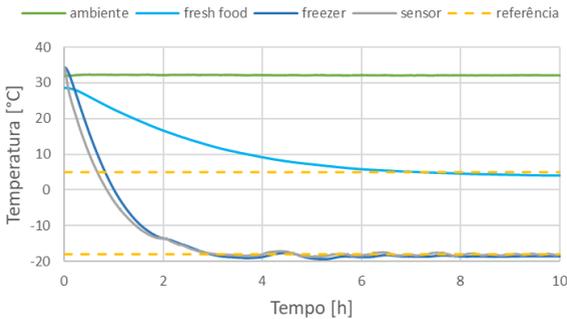
4.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Testes foram realizados no sistema com a aplicação do controlador PI para a temperatura do compartimento e a lógica de controle desenvolvida para a válvula utilizando a curva de potência. Foram realizados três testes diferentes para avaliar o sistema. Primeiramente, um teste de *pull down*, que mostra como o sistema se comporta ao ser ligado até alcançar a temperatura desejada. Depois, um teste de rejeição de perturbação utilizando uma abertura de porta e um degrau na temperatura ambiente controlada pela câmara climática. Finalmente, um teste em regime permanente que permite uma análise do consumo energético do sistema. Todos estes testes foram realizados em duas condições de temperatura ambiente diferentes: $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $16\text{ }^{\circ}\text{C}$, e os compartimentos do sistema de refrigeração foram mantidos vazios.

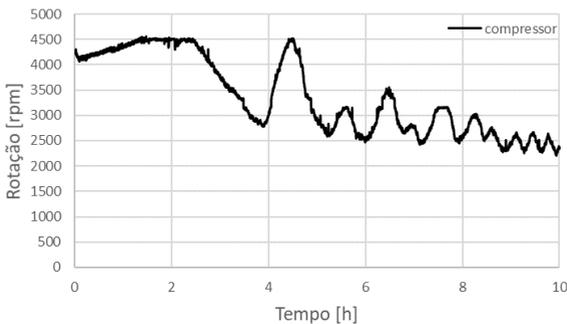
4.3.1 *Pull down*

O teste de *pull down* é realizado visando medir, principalmente, o tempo de duração entre a inicialização do sistema e o momento em que os compartimentos atingem as temperaturas desejadas. Dois testes de *pull down* foram realizados utilizando a estratégia desenvolvida, um

Figura 43: Teste de *pull down* a 32°C - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração

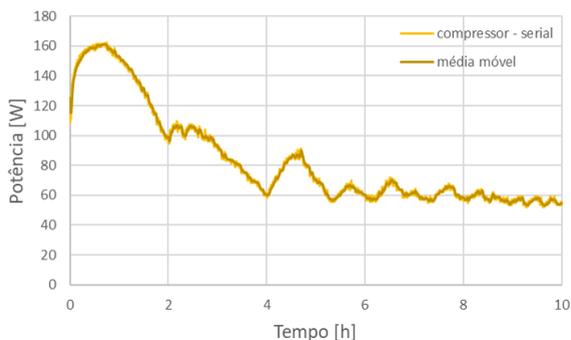


(b) Rotação do compressor

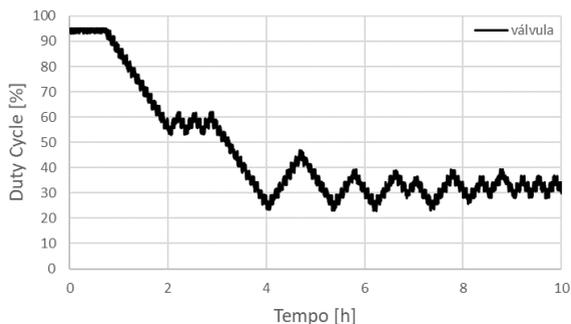
com a temperatura ambiente da câmara controlada a 32 °C e outro a 16 °C. O resultado do teste realizado na temperatura ambiente de 32 °C pode ser visto nos dois conjuntos de gráficos das figuras 43 e 44. O resultado do teste realizado na temperatura ambiente de 16 °C nos dois conjuntos de gráficos seguintes, figuras 45 e 46.

Com a temperatura ambiente ajustada em 32 °C foram analisados os primeiros resultados. Na figura 43a são mostradas no gráfico as temperaturas do sistema de refrigeração. Na figura 43b é mostrada a rotação do compressor. A rotação do compressor, variável de controle desta malha, é utilizada para controlar a temperatura denominada como sensor no gráfico, medida no compartimento do congelador, na

Figura 44: Teste de *pull down* a 32°C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.



(a) Curva de potência

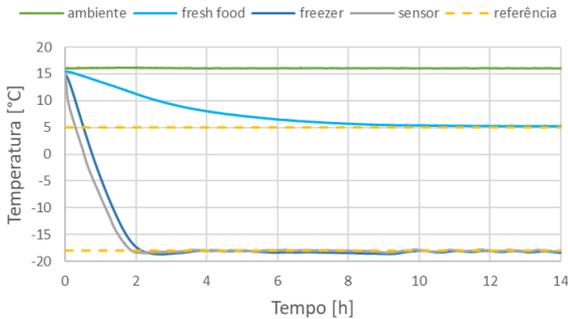


(b) Fração de abertura da válvula

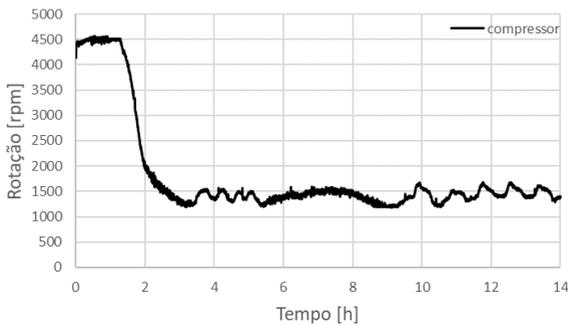
mesma posição do sensor original do sistema. Como resultado do teste de *pull down*, no compartimento do congelador (*freezer*) a temperatura média alcançou a temperatura de referência de -18 °C em 2 horas e 57 minutos. No compartimento do refrigerador (*fresh food*), a temperatura média atingiu a temperatura de referência de 5 °C em 7 horas e 9 minutos utilizando o damper em uma posição fixa.

Na figura 44a é possível visualizar a curva da potência fornecida pelo inversor (compressor - serial), e a média móvel de 30 amostras utilizada pela lógica de controle. Na figura 44b visualiza-se a fração de abertura da válvula. A fração da abertura tem início em sua máxima abertura de 95% e enquanto a curva da potência tem uma derivada po-

Figura 45: Teste de *pull down* a 16°C - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração

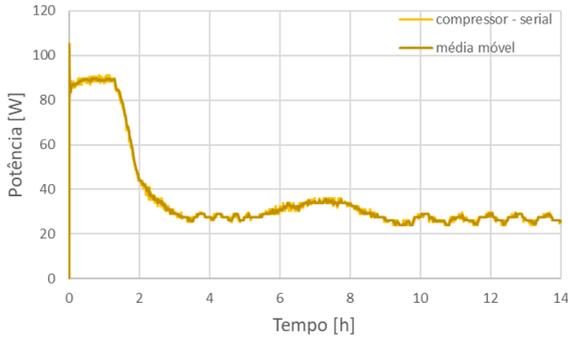


(b) Rotação do compressor

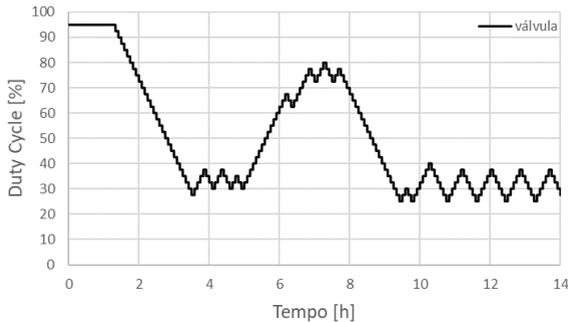
sitiva continua nessa abertura máxima. Quando há o ponto de inflexão na curva da potência, a abertura da válvula começa a cair, caminhando para próximo do seu valor em regime permanente. No transitório há alguns picos indesejáveis, como o ocorrido após 4 horas de teste, que é maior do que o necessário. Porém, ao atingir o regime permanente, é possível observar que as oscilações diminuem, levando a um ponto da curva onde o consumo é menor.

Resultados também foram obtidos com a temperatura ambiente ajustada a 16°C . Na figura 45a são mostradas no gráfico as temperaturas do sistema de refrigeração e na figura 45b é mostrada a rotação do compressor. Como resultado, a temperatura média do compartimento

Figura 46: Teste de *pull down* a 16°C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.



(a) Curva de potência



(b) Fração de abertura da válvula

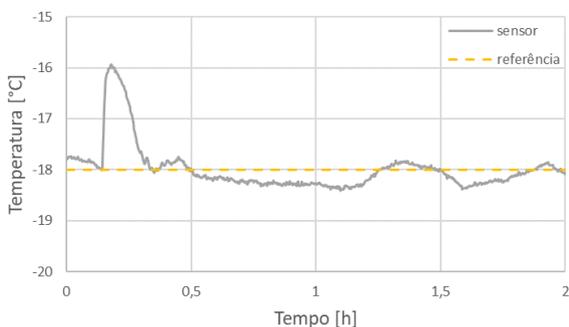
do congelador (*freezer*) atingiu a temperatura de referência de -18°C em 2 horas e 10 minutos, tempo menor que o anterior, já que o sistema inicia em uma temperatura menos elevada. No compartimento do refrigerador, onde não há controlador agindo, atingiu-se a temperatura de referência de 5°C em 11 horas e 18 minutos. Essa diferença se dá porque a abertura do damper neste caso precisa ser menor para que o sistema atinja 5°C em regime permanente, devido a menor carga térmica exigida.

Na figura 46a é possível visualizar a curva da potência vinda do inversor e na figura 46b está o gráfico da fração de abertura da válvula. O comportamento da fração de abertura é similar ao resultado

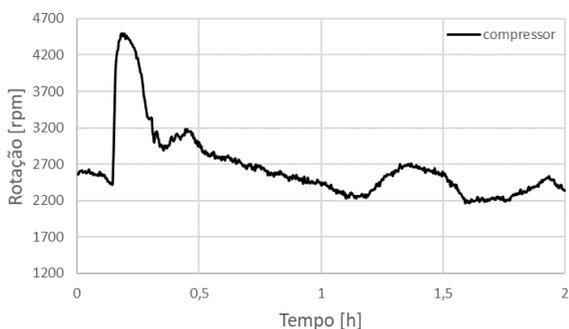
anterior, começando na abertura máxima e diminuindo após o ponto de inflexão da curva da potência. Novamente em regime transitório é possível observar um trecho onde a fração de abertura fica maior do que o necessário, porém há novamente um ajuste e em regime permanente obtém-se uma oscilação na região de mínimo consumo.

4.3.2 Rejeição de Perturbação

Figura 47: Teste de rejeição de perturbação a 32°C - Temperaturas e rotação do compressor.



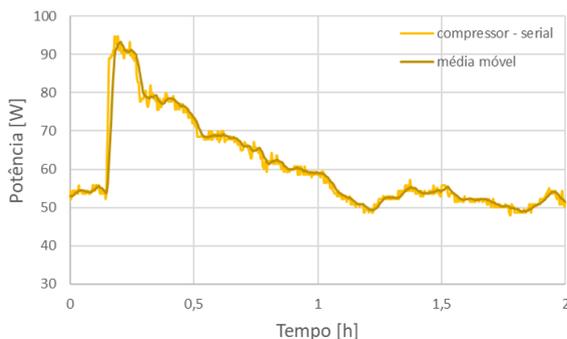
(a) Temperatura medida pelo sensor



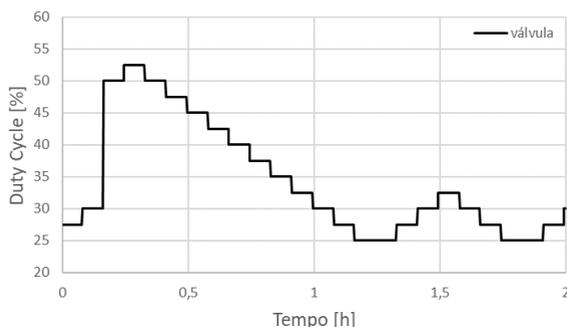
(b) Rotação do compressor

O objetivo do teste de perturbação é medir o tempo que leva para o sistema rejeitar a perturbação e voltar ao regime permanente,

Figura 48: Teste de rejeição de perturbação a 32°C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.



(a) Curva de potência

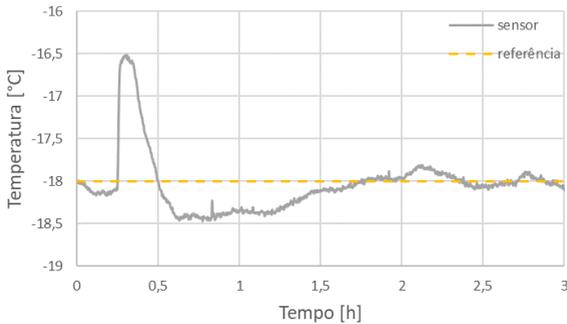


(b) Fração de abertura da válvula

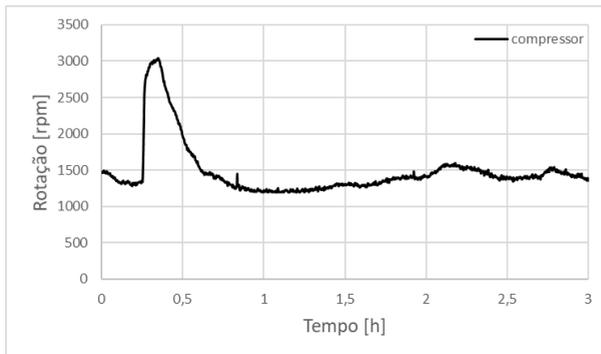
segundo a referência. Dois testes de perturbação foram efetuados com a temperatura ambiente a 32 °C. No primeiro, a perturbação aplicada foi uma abertura de porta com duração de 30 segundos e, no segundo teste, a temperatura ambiente foi alterada de 32 °C para 27 °C. O primeiro teste foi repetido a 16 °C.

O resultado do primeiro teste, de abertura de portas a 32 °C, pode ser visto nos conjuntos de gráficos das figuras 47 e 48. Na figura 47a é possível observar a temperatura medida no congelador, onde fica o sensor original do produto, e a referência de -18 °C, enquanto que na figura 47b observa-se a rotação do compressor. No momento em que a porta é aberta, a temperatura medida aumenta e o controlador

Figura 49: Teste de rejeição de perturbação a 16°C - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperatura medida pelo sensor

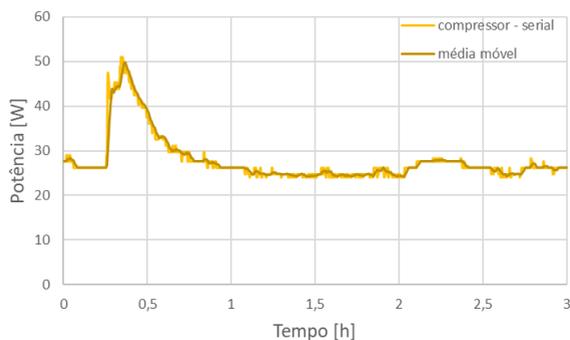


(b) Rotação do compressor

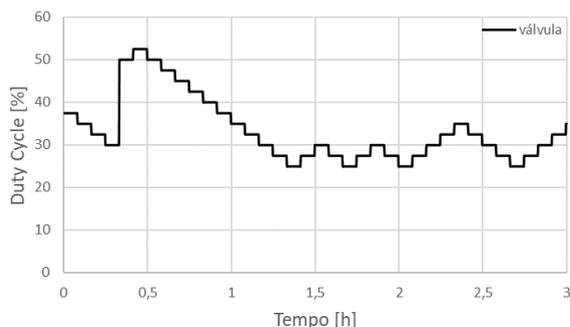
responde com o aumento da rotação do compressor. O pico de temperatura tem uma amplitude de 2,1 °C e essa perturbação é rejeitada em 12 minutos. Após a rejeição da perturbação, é possível observar que ainda leva um tempo para que o sistema volte ao regime permanente devido ao tempo necessário para que a lógica implementada na válvula aja e retorne o sistema a região de menor consumo.

Na figura 48a é mostrada a curva da potência e na figura 48b a fração de abertura da válvula. Quando ocorre a perturbação e há um pico na curva da rotação em resposta, a lógica adicional criada nota a perturbação e assim a fração de abertura da válvula que se encontrava em 30% sobe até 50% visando combater essa perturbação

Figura 50: Teste de rejeição de perturbação a 16°C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.



(a) Curva de potência

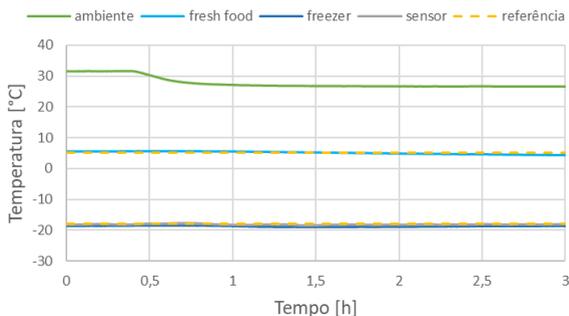


(b) Fração de abertura da válvula

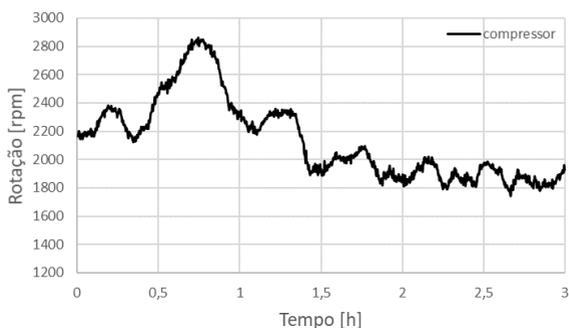
mais rapidamente, o que ocorre. Porém, depois dessa subida brusca, a lógica principal volta a agir e a descida que ocorre na sequência é mais lenta, o que justifica a demora para voltar ao regime permanente. O pico que ocorre na curva da potência é lentamente rejeitado pela lógica principal e o sistema finalmente volta ao regime permanente.

Com a temperatura ambiente ajustada em 16 °C o teste de abertura de portas foi repetido. Os conjuntos de gráficos obtidos com este teste podem ser visualizados nas figuras 49 e 50. Como anteriormente, a figura 49a mostra a temperatura e a figura 49b a rotação do compressor. A perturbação causou um pico de 1,6 °C na temperatura medida e foi rejeitada em 15 minutos. Novamente, percebe-se a demora para

Figura 51: Teste de degrau na temperatura ambiente - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração



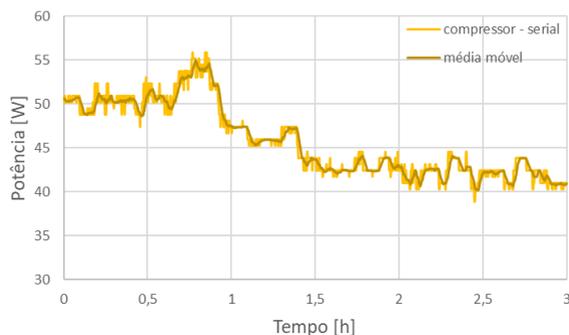
(b) Rotação do compressor

o retorno ao regime permanente, o que nesse caso se dá devido a um sobressinal de aproximadamente 20%, apesar da rotação se encontrar na velocidade mínima neste intervalo.

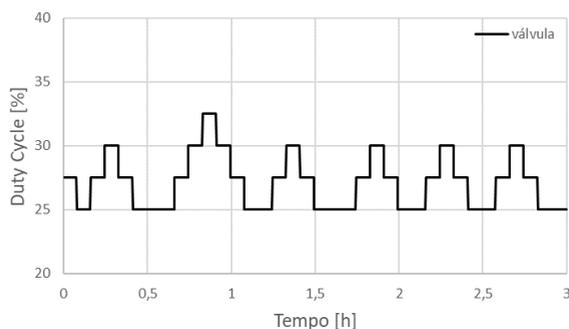
Na figura 50a é mostrada a curva da potência e na figura 50b a fração de abertura da válvula. Os gráficos seguem a mesma linha do resultado anterior, quando ocorre a perturbação a fração de abertura da válvula salta de 30% para 50% e após isso segue de acordo com a lógica principal, o que traz uma descida lenta até o ponto de operação em regime permanente.

O terceiro teste realizado foi o de mudança de temperatura ambiente. Com a temperatura ambiente inicialmente ajustada em 32 °C

Figura 52: Teste de degrau na temperatura ambiente - Curva de potência e fração de abertura da válvula.



(a) Curva de potência



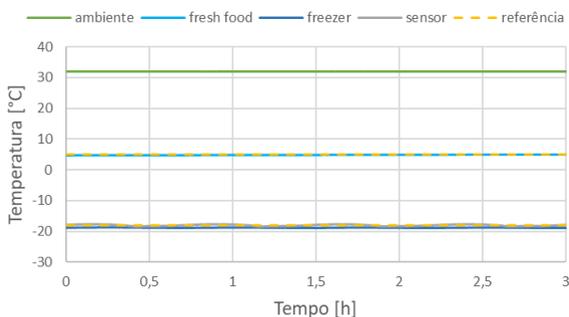
(b) Fração de abertura da válvula

e após um tempo ajustada para 27 °C. Os conjuntos de gráficos obtidos com este teste podem ser visualizados nas figuras 51 e 52. Na figura 51a é possível observar as temperaturas do sistema, e o degrau que ocorre na temperatura ambiente durante o teste. Não há uma mudança evidente nas outras temperaturas quando isso ocorre. Na figura 27b é possível observar que num primeiro momento há uma oscilação maior na rotação do compressor, devido a diminuição da troca de calor entre o evaporador e o compartimento causada pelo aumento do grau de superaquecimento, que com essa estratégia não é prontamente corrigido pela válvula, já que não é visto pelo controle. Esse aumento é visto também na figura 52a, na curva da potência, o que faz com que

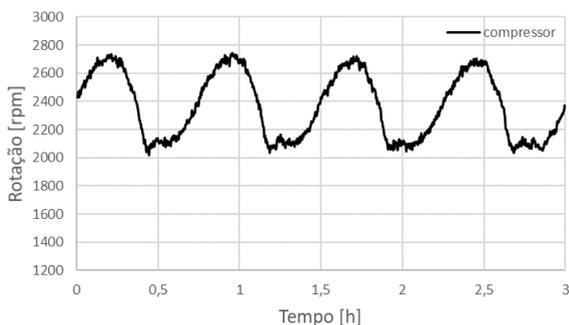
a válvula tenha uma abertura maior por um tempo (figura 52b), o que acarreta em uma diminuição do superaquecimento. Depois disso há a diminuição natural da rotação do compressor e da potência causadas pela diminuição da carga térmica exigida pelo sistema, quando o grau de superaquecimento volta ao seu ponto de operação.

4.3.3 Regime permanente

Figura 53: Teste em regime permanente a 32 °C - Temperaturas e rotação do compressor.



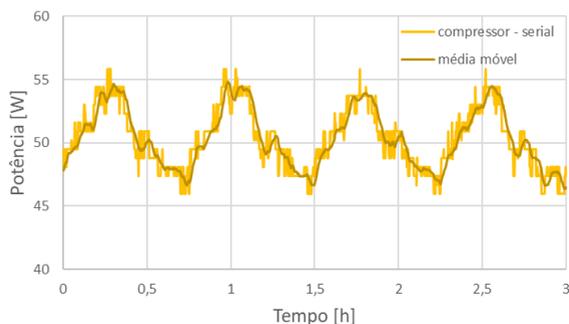
(a) Temperaturas do sistema de refrigeração



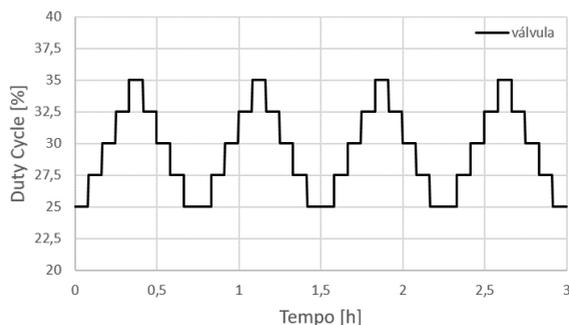
(b) Rotação do compressor

Para a avaliação do consumo energético do sistema, o teste em regime permanente foi realizado a duas temperaturas ambiente: 32 °C

Figura 54: Teste em regime permanente a 32 °C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.



(a) Curva de potência

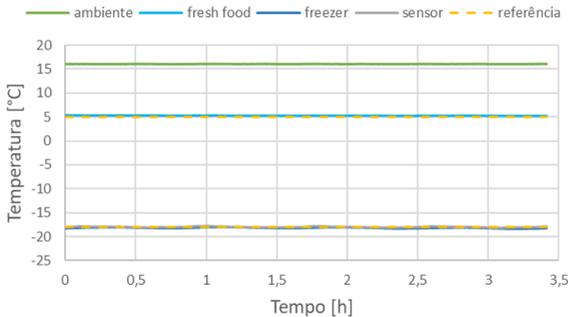


(b) Fração de abertura da válvula

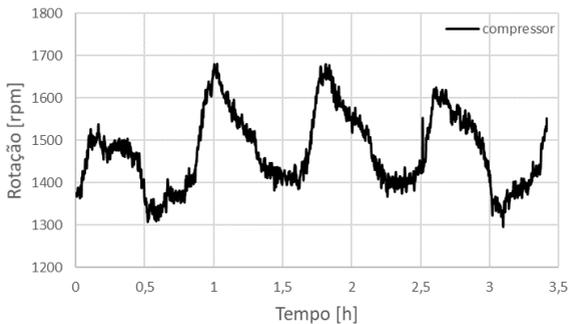
e 16 °C.

Os resultados do teste a 32 °C podem ser vistos nos conjuntos de gráficos das figuras 53 e 54. Na figura 53a podem ser vistas as temperaturas do sistema e na figura 53b a rotação do compressor. Por ser um teste em regime permanente, as temperaturas se encontram estáveis e seguindo as referências. Há uma leve oscilação na temperatura do sensor, o que causa uma oscilação na rotação do compressor. Essa oscilação se deve as diferentes frações de abertura que a válvula assume durante o regime permanente, já que nesta lógica o regime permanente é oscilatório (figura 54b). Os degraus a cada 5 minutos na fração de abertura da válvula causam mudanças na curva da potência da figura

Figura 55: Teste em regime permanente a 16 °C - Temperaturas e rotação do compressor.



(a) Temperaturas do sistema de refrigeração

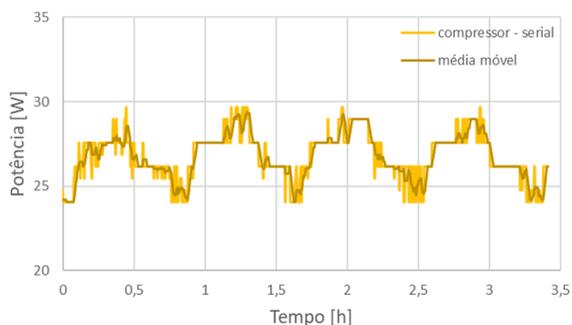


(b) Rotação do compressor

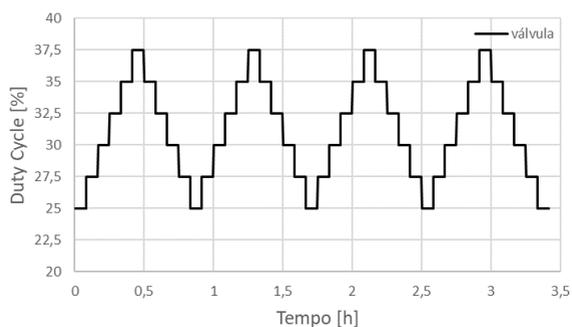
54a, que é utilizada para a decisão de degraus no sentido positivo ou negativo. Observa-se uma amplitude de aproximadamente 8 W na oscilação da potência consumida pelo compressor e de 10% na fração de abertura da válvula.

Os resultados dos testes realizados com a temperatura ambiente ajustada em 16 °C podem ser vistos nos conjuntos de gráficos das figuras 55 e 56. Na figura 55a é possível observar as temperaturas e na figura 55b a rotação do compressor, que para 16 °C de temperatura ambiente oscila entre valores menores do que com a temperatura ambiente ajustada em 32 °C. Na figura 56a pode-se ver a curva da potência que também oscila em um nível menor que anteriormente. Na figura

Figura 56: Teste em regime permanente a 16 °C - Curva de potência e fração de abertura da válvula.



(a) Curva de potência



(b) Fração de abertura da válvula

56b a fração de abertura da válvula possui uma amplitude um pouco maior que anteriormente, a 32 °C, para manter a potência em níveis menores, e também com uma amplitude menor, de aproximadamente 5 W.

Os resultados de consumo energético foram obtidos por integração da curva de potência consumida e são observados na figura 57, para o teste a 32 °C, e na figura 58 para o teste a 16 °C. Para a correta avaliação da curva cíclica, os dados obtidos representam exatamente 4 ciclos completos. O consumo mostrado nas figuras está dividido por dispositivos do sistema: compressor, ventilador, válvula e o consumo total do sistema. Com uma temperatura ambiente de 32 °C há um con-

Figura 57: Consumo energético do sistema a 32 °C.

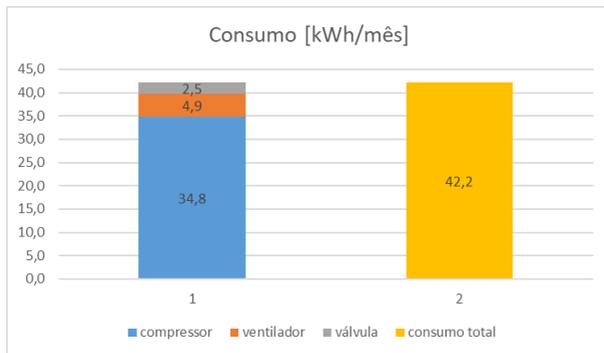
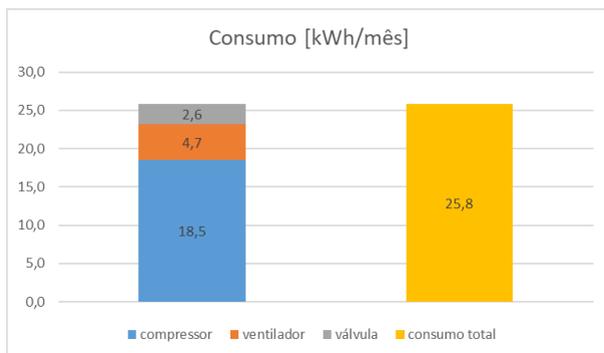


Figura 58: Consumo energético do sistema a 16 °C.



sumo de 42,2 kWh/mês e com uma temperatura ambiente de 16 °C o consumo cai para 25,8 kWh/mês. Novamente a energia consumida pelo ventilador e válvula é semelhante nos dois testes e a maior mudança vem do consumo do compressor.

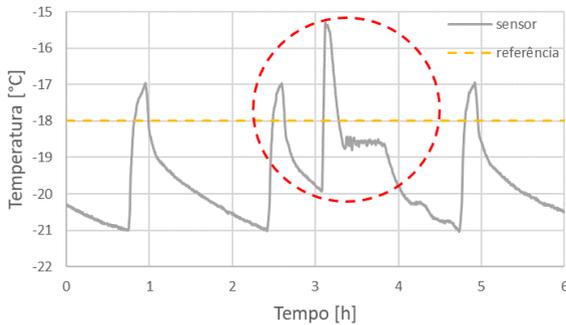
4.3.4 *On-off*

A lógica *on-off* é a mesma do capítulo 3 e os testes foram realizados da mesma maneira, com o damper completamente fechado, ignorando a temperatura do refrigerador, e com a temperatura ambiente ajustada a 16 °C. Por possuírem a mesma lógica, o teste em regime permanente é equivalente, não sendo realizado novamente. O teste de

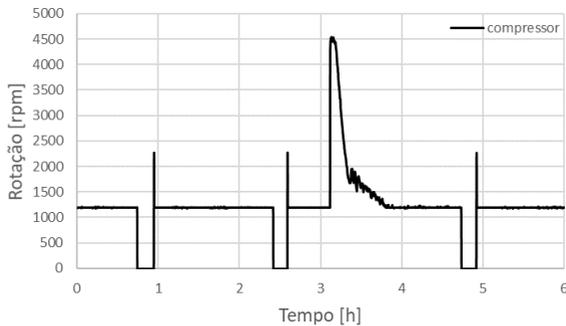
pull down se assemelha ao teste de *pull down* a $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ da lógica principal e também não foi realizado novamente. O teste repetido foi o teste de rejeição de perturbação, quando a temperatura do compartimento atinge o limite superior de $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a lógica principal volta a ser executada, saindo do ciclo da lógica *on-off*.

4.3.4.1 Rejeição de Perturbação

Figura 59: Teste de rejeição de perturbação - Temperaturas e rotação do compressor.



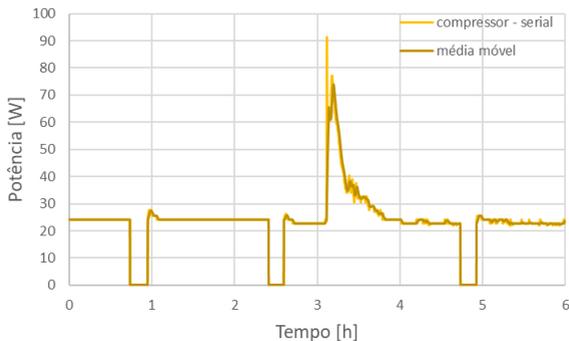
(a) Temperatura medida pelo sensor



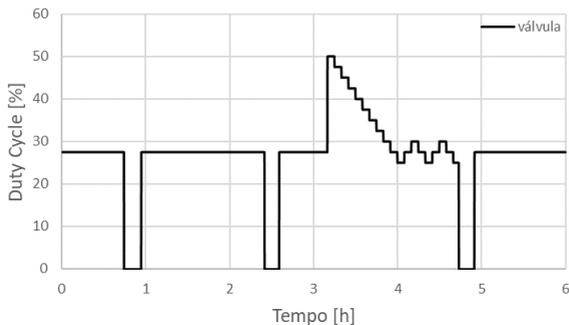
(b) Rotação do compressor

Com o sistema em regime permanente foi aplicada uma perturbação de abertura de porta sem um tempo fixo, que levasse a tem-

Figura 60: Teste de rejeição de perturbação - Curva de potência e fração de abertura da válvula.



(a) Curva de potência



(b) Fração de abertura da válvula

peratura medida pelo sensor a ultrapassar o limite superior em mais que $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, chegando a $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$. O objetivo deste teste é medir o tempo que leva para o sistema rejeitar a perturbação e voltar ao regime permanente. Nesse caso em particular foi medido o tempo que levou para que o sistema voltasse a temperatura em que estava antes de ocorrer a perturbação, já que a temperatura não é fixa e sim oscilatória.

O resultado deste teste pode ser observado nos conjuntos de gráficos das figuras 59 e 60. Na figura 59a é possível observar a temperatura medida pelo sensor e o pico causado pela perturbação está destacado no centro do círculo vermelho. Na figura 59b, onde é mostrada a rotação do compressor, é possível observar que quando a temperatura

atinge $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$, que é o limite do compressor *on-off*, o controlador PI passa a agir causando um pico na rotação do compressor, visando uma rápida recuperação da perturbação inserida no sistema. Após ultrapassar novamente a linha da referência, há um intervalo onde a temperatura não mais abaixa, o que ocorre devido a lentidão no retorno da fração de abertura da válvula (figura 60b), o que deixa o sistema em uma região de menor capacidade de refrigeração durante um período. Por este motivo, a perturbação é rejeitada em 57 minutos. O controlador PI age até que a temperatura alcance o limite inferior de $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$ novamente, quando o controle *on-off* volta a ação.

Na figura 60a a curva da potência é mostrada, e é possível ver o pico que ocorre quando há a abertura de porta e seu retorno ao ponto de menor consumo em aproximadamente uma hora. Na figura 60b é possível observar a resposta na fração de abertura da válvula, que quando detecta o pico ocorrido na rotação do compressor tem também um aumento para rejeitar a perturbação o mais rápido possível deixando mais fluido refrigerante passar pelo sistema. Depois do aumento a lógica principal volta a funcionar, que leva o sistema lentamente de volta a condição anterior, até que a temperatura do compartimento alcance novamente o limite inferior da lógica *on-off* e esta volte a operar.

4.4 COMPARAÇÃO ENTRE AS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DESENVOLVIDAS

Nesta seção os resultados obtidos com as estratégias desenvolvidas no capítulo 3 e 4 são resgatados e resumidos para que seja possível uma avaliação comparativa de suas performances.

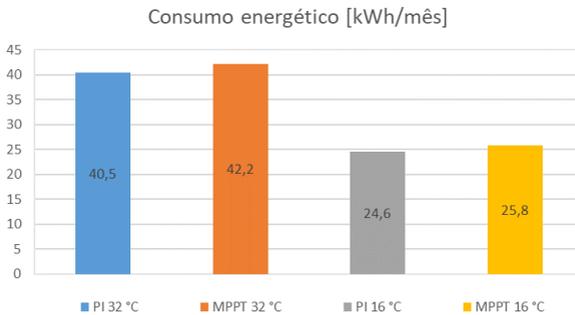
Os resultados obtidos nos testes em regime permanente podem ser observados na tabela 2, onde é mostrado um resumo dos dados obtidos para cada um dos quatro testes realizados, um para cada estratégia de controle, aqui denominadas PI (capítulo 3) e MPPT (capítulo 4), em duas temperaturas ambiente diferentes: $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $16\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na tabela são mostradas as médias das temperaturas do sistema, ambiente, do congelador, do refrigerador e da temperatura medida no local do sensor original, a média do grau de superaquecimento, da rotação do compressor, da fração de abertura da válvula, da potência consumida durante o teste e o consumo energético.

O principal indicativo para a comparação entre as duas estratégias de controle aplicadas ao sistema de refrigeração é o consumo energético, em destaque na tabela. Para a obtenção dos valores de consumo

Tabela 2: Resultado dos testes em regime permanente.

Regime permanente	Temperatura Ambiente	Temperatura do Refrigerador	Temperatura do Congelador	Temperatura no Sensor	Grau de Superaquecimento	Velocidade de Rotação do Compressor	Fração de Abertura da Válvula	Potência Consumida	Consumo Energético	
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[rpm]	[%]	[W]	[kWh/mês]	
32 °C	PI	31,91	4,00	-18,73	-18,00	5,00	2109,97	28,04	56,25	40,50
	MPPT	31,97	4,86	-18,80	-18,00	5,97	2370,51	29,37	58,62	42,20
16 °C	PI	16,07	5,10	-18,68	-18,18	4,99	1220,52	30,67	34,14	24,60
	MPPT	16,05	5,27	-18,17	-17,99	8,23	1473,92	31,10	35,84	25,80

Figura 61: Gráfico de barras com o consumo energético dos quatro testes realizados.



energético, foram integradas as curvas de potência obtidas em cada teste. Os resultados em termos de consumo energético podem ser observados também no gráfico de barras mostrado na figura 61. O gráfico conta com 4 barras: duas para a estratégia de controle do capítulo 3, denominada PI no gráfico, com a temperatura ambiente ajustada a 32 °C e a 16 °C; e duas para a estratégia de controle desenvolvida no capítulo 4, denominada MPPT no gráfico, onde o controle via compressor é PI e o controle via válvula é baseado na técnica MPPT, também com a temperatura ambiente ajustada a 32 °C e 16 °C. É possível observar que em ambas as temperaturas a estratégia baseada em MPPT

consumiu mais energia, sendo 4,2% a mais a 32 °C e 4,9% a mais a 16 °C. Isso deixa claro que há benefícios em medir diretamente o grau de superaquecimento do evaporador. É possível controlar o sistema satisfatoriamente sem estes sensores extras, porém é preciso lidar com uma perda na eficiência energética para tal.

A tabela 3 mostra os resultados dos testes de *pull down*, a inicialização do sistema. Para as duas estratégias de controle, nas duas temperaturas ambientes escolhidas, a tabela mostra em quanto tempo os dois compartimentos alcançaram a temperatura desejada, a partir da temperatura ambiente, e também mostra o tempo que levou para o grau de superaquecimento atingir a referência para o caso dos controladores PI. No compartimento do congelador, em ambos os casos a estratégia PI obteve um melhor desempenho: a 32 °C foram 11 minutos de diferença (7,13% a mais para a estratégia MPPT), e a 16 °C foram 20 minutos de diferença (15,63% a mais para a estratégia MPPT). O tempo de *pull down* do refrigerador é mostrado, porém este está diretamente ligado ao congelador, já que é alimentado por um damper fixo que conecta os dois, sem controladores agindo sobre ele. O tempo que o grau de superaquecimento leva para alcançar a referência é mostrado para o caso do controlador PI, porém não há uma referência para o grau do superaquecimento na estratégia MPPT (e nem para a potência, que seria a variável controlada, estabelecendo um paralelo), então não há uma comparação a ser feita.

Tabela 3: Resultado dos testes de pull down

Pull Down	Tempo			
	Congelador	Refrigerador	Grau de Superaquecimento	
32 °C	PI	2h46	7h58	0h52
	MPPT	2h57	7h09	-
16 °C	PI	1h50	10h20	1h00
	MPPT	2h10	11h18	-

Os resultados dos testes de rejeição de perturbação são resumidos na tabela 4. São mostradas as amplitudes das perturbações aplicadas na temperatura do compartimento do congelador, o tempo que levou para serem rejeitadas, a amplitude da perturbação no grau de supera-

quecimento e o tempo de sua rejeição. Observa-se que há amplitudes de perturbação diferentes para as duas estratégias, nas duas temperaturas. Assim sendo, na temperatura de 32 °C, levou 17 minutos para que uma perturbação de 2,5 °C fosse rejeitada pelo PI e 12 minutos para que uma perturbação de 2,1 °C fosse rejeitada pelo MPPT. Com isso, a estratégia PI levou 6,8 minutos para rejeitar cada 1 °C de perturbação, e a estratégia MPPT levou 5,7 minutos para rejeitar cada 1 °C de perturbação, se saindo melhor neste quesito. A mesma coisa aconteceu a 16 °C, onde o tempo de rejeição foi o mesmo para as duas estratégias: 15 minutos, porém a amplitude da perturbação na estratégia MPPT foi maior. Novamente é mostrada a rejeição de perturbação no grau de superaquecimento para o caso da estratégia PI, mas não há uma comparação direta com a estratégia MPPT. Apesar da vitória da estratégia MPPT no quesito tempo, durante seu funcionamento o sistema passa um tempo dentro de uma região de menor performance, causada pela lentidão do retorno da fração de abertura da válvula para o ponto de operação em regime permanente.

Tabela 4: Resultado dos testes de rejeição de perturbação.

Perturbação	Congelador		Grau de Superaquecimento		
	Amplitude [°C]	Tempo de rejeição	Amplitude [°C]	Tempo de rejeição	
32 °C	PI	2,50	0h17	2,50	0h6
	MPPT	2,10	0h12	-	-
16 °C	PI	1,40	0h15	4,00	0h19
	MPPT	1,60	0h15	-	-

Os testes realizados com a capacidade de refrigeração excedendo o necessário e que utilizam o controlador *on-off* possuem resultados iguais em termos de consumo de energia e regime permanente, já que utiliza-se a mesma lógica para ambas estratégias de controle, não havendo assim comparação. A diferença entre eles está quando ocorre uma perturbação e esta faz com que o a estratégia de controle principal volte a funcionar. Os resultados deste teste foram favoráveis a estratégia PI. A estratégia PI levou 14 minutos para rejeitar uma perturbação na temperatura do compartimento de 3,5 °C enquanto a estratégia MPPT levou 57 minutos para rejeitar uma perturbação de 4,5

°C. Os tempos neste caso foram medidos como sendo o tempo em que a temperatura demorou para voltar no mesmo ponto em que estava antes de haver perturbação, já que elas não se encontravam na referência, e sim abaixo dela. Para ambos os casos cruzar a linha da referência é feito de maneira bem veloz, já que a capacidade de refrigeração é bem alta nestes testes.

Com os resultados comparados, o que sobressai ainda é o consumo energético. A estratégia de controle sem a adição de sensores de temperatura para a medição do grau de superaquecimento traz quase 5% a mais de consumo energético para o sistema. Em um mercado onde tenta-se ao máximo aumentar a eficiência energética, o resultado não é favorável para esta estratégia.

4.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O CAPÍTULO

Este capítulo apresentou o desenvolvimento de uma lógica de controle utilizando a válvula de expansão eletrônica. Este controle foi desenvolvido baseando-se na técnica de MPPT, com a fração de abertura da válvula ajudando a alcançar a região de menor potência consumida do compressor, utilizando variáveis que são obtidas pelo seu inversor. Após apresentar o desenvolvimento, os resultados experimentais da lógica de controle foram mostrados, para então serem comparados com os resultados apresentados no capítulo anterior.

5 CONCLUSÃO

O objetivo deste trabalho foi desenvolver estratégias de controle para um refrigerador doméstico dotado de um compressor de capacidade variável e uma válvula de expansão eletrônica, sendo esta o elemento principal do trabalho. Foram desenvolvidas estratégias de controle que regulassem a temperatura do compartimento na tentativa de consumir o mínimo de energia possível. Primeiramente, foi desenvolvida uma estratégia muito encontrada na literatura, utilizando dois controladores PI funcionando paralelamente, com sensores de temperatura medindo a temperatura do compartimento, que é controlada pela rotação do compressor, e sensores de temperatura medindo o grau de superaquecimento, controlado pela fração de abertura da válvula. Como contribuição original para esta estratégia encontrada na literatura foi desenvolvido um controlador *on-off* que toma o lugar do controlador PI quando a capacidade de refrigeração excede o necessário. Depois, uma estratégia que não utiliza sensores de temperatura para a medição do grau de superaquecimento foi desenvolvida. Neste caso, para ajustar a fração de abertura da válvula, foi utilizada a potência do compressor, variável vinda do inversor, em uma lógica de controle baseada na técnica de MPPT. As duas lógicas desenvolvidas foram testadas com a temperatura ambiente ajustada em duas temperaturas diferentes e seus resultados foram comparados. Essa comparação mostrou um resultado favorável para a estratégia que utiliza os controladores PI e os sensores para medir o grau de superaquecimento. Não adicionar os sensores de temperatura para medir o grau de superaquecimento resultou em uma estratégia de controle que consome aproximadamente 5% a mais de energia e que possui algumas oscilações indesejadas no regime transitório.

Para organizar as informações, o documento foi dividido em cinco capítulos. No capítulo 1 foi feita uma breve introdução, mostrando as motivações e os objetivos do trabalho. No capítulo 2 foi apresentado o histórico da refrigeração, os principais conceitos do ciclo de refrigeração por compressão do vapor e seus componentes, principalmente os de ação variável. Uma revisão da literatura foi feita para mostrar os esforços na área de controle de sistemas de refrigeração e o aparato experimental que foi utilizado no desenvolvimento do trabalho foi apresentado. No capítulo 3 há o desenvolvimento da estratégia de controle que utiliza dois controladores PI para controlar a temperatura do compartimento e o grau de superaquecimento do evaporador,

e também são mostrados os resultados experimentais obtidos com esta estratégia. No capítulo 4 está o desenvolvimento da estratégia onde não há sensores para a medição do grau de superaquecimento e a curva da potência vinda do inversor é utilizada para ajustar a fração de abertura da válvula. Também são mostrados os resultados experimentais desta estratégia e estes resultados são resgatados juntamente com os resultados do capítulo anterior para uma comparação entre as duas estratégias. Finalmente, no capítulo 5 há a conclusão do trabalho, onde são retomados os objetivos e perspectivas para trabalhos futuros são citadas.

5.1 ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

Os objetivos específicos do trabalho são retomados para que seja possível uma análise dos resultados obtidos no trabalho.

- Ter um protótipo de refrigerador doméstico dotado de compressor de velocidade variável e válvula de expansão eletrônica testado e validado para coleta de dados e desenvolvimento das estratégias de controle:

O sistema de refrigeração doméstico foi modificado. Removeu-se o tubo capilar que tinha a função de dispositivo de expansão e também de trocador de calor posicionado junto da linha de sucção, sendo substituído por um novo trocador de calor junto a uma válvula de expansão eletrônica com um micro orifício desenvolvida especialmente para sistemas de refrigeração domésticos. Este sistema modificado foi testado, validado, e a partir dele pôde-se realizar o desenvolvimento das estratégias de controle.

- Desenvolver uma estratégia de controle baseada na literatura utilizando sensores extras de temperatura e coletar dados de consumo energético para comparação:

A lógica baseada na literatura foi desenvolvida utilizando dois controladores PI funcionando em paralelo para controlar a temperatura do compartimento e também o grau de superaquecimento do evaporador, medido por sensores de temperatura extras, e um controle *on-off* para quando a capacidade de refrigeração excede o necessário foi incluído. Testes foram realizados no sistema, incluindo consumo, *pull down* e rejeição de perturbação.

- Desenvolver uma estratégia de controle simples, utilizando variáveis do inversor do compressor no ajuste da válvula para que não sejam necessários sensores extras, e coletar dados de consumo energético para comparação:

A estratégia de controle que utiliza variáveis vindas do inversor do compressor foi desenvolvida baseada na técnica MPPT, utilizando a curva de potência para ajustar a válvula de expansão eletrônica, almejando estar na região de menor consumo energético. Testes foram realizados e os dados obtidos foram comparados a outra estratégia de controle desenvolvida. Porém a estratégia que não utiliza sensores extras teve uma performance pior.

5.2 PERSPECTIVAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Os resultados e pesquisas levantados por este trabalho geraram algumas sugestões para trabalhos futuros envolvendo os elementos aqui estudados.

- Análise do comportamento de um sistema similar utilizando o compressor de capacidade variável acionado pelo controlador PI aqui desenvolvido e um dispositivo de expansão fixo (tubo capilar por sua popularidade). Realizar testes de *pull down*, rejeição de perturbação e regime permanente, para obter-se uma comparação em conjunto com as duas estratégias aqui estudadas, principalmente de consumo energético;
- Estudar e desenvolver controle para os dispositivos que aqui ficaram fixos, como damper, ventiladores e resistência de degelo (a qual não foi acionada durante este trabalho). Em especial o damper, que faz a ligação entre o congelador e o refrigerador, e tem o papel de manter a temperatura do refrigerador na referência desejada, abrindo ou fechando conforme necessário;
- Aperfeiçoar os controladores desenvolvidos, utilizando, por exemplo, técnicas de pré-alimentação para diminuir o efeito da ação da válvula na temperatura do compartimento;
- Utilizar o resultado obtido com a estratégia PI a 16 °C, onde aumentar a referência do grau de superaquecimento traz um COP melhor e é possível evitar a lógica on-off mantendo o compressor 100% do tempo ligado. Explorar este resultado e comparar com as outras estratégias desenvolvidas;

- Utilizar técnicas de controle multivariável com duas entradas (rotação do compressor e fração de abertura da válvula) e duas saídas (temperatura do compartimento e grau de superaquecimento), e comparar os resultados com os controladores aqui desenvolvidos.

REFERÊNCIAS

- APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. **Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant**. International Journal of Refrigeration, v. 27, p. 639–648, 2004.
- BEGHI, A.; CECCHINATO, L. **A simulation environment for dry-expansion evaporators with application to the design of autotuning control algorithms for electronic expansion valves**. International Journal of Refrigeration, v. 32, n. 7, p. 1765–1775. Elsevier, 2009.
- BOENG, J. **Uma metodologia para a seleção do par tubo capilar - carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2012.
- BOENG, J.; MELO, C. **Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction**. International Journal of Refrigeration, v. 41, p. 37–44. Elsevier, 2014.
- CAO, X. et al. **Refrigerant flow through electronic expansion valve: Experiment and neural network modeling**. Applied Thermal Engineering, v. 92, p. 210–218. Elsevier, 2016.
- CHEN, W. et al. **Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator**. International Journal of Refrigeration, v. 25, n. 8, p. 1137–1142. Elsevier, 2002.
- COLTRO, F. P. **Análise comparativa das normas ISO 15502 e IEC 62552 para avaliação de desempenho de refrigeradores domésticos**. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2015.
- COSTA, F. N. **Análise comparativa da válvula de expansão eletrônica e do tubo capilar em sistemas de refrigeração**. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brasil, 2014.
- EKREN, O.; SAHIN, S.; ISLER, Y. **Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic**

expansion valve. International Journal of Refrigeration, v. 33, p. 1161–1168, 2010.

ELETRÓBRÁS. Avaliação do mercado de eficiência energética do Brasil - Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso - ano base 2005 - Classe Residencial - Relatório Brasil. Rio de Janeiro, Brasil, 2007.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Balanço Energético Nacional - ano base 2014. Rio de Janeiro, Brasil, 2015.

GOSNEY, W. B. Principles of refrigeration. Cambridge University Press, Cambridge, Reino Unido, 1982.

HUA, L.; JEONG, S.-K.; YOU, S.-S. Feedforward control of capacity and superheat for a variable speed refrigeration system. Applied Thermal Engineering, v. 29, p. 1067–1074, 2009.

LAGO, T. G. S. et al. Experimental investigation on variable speed compressor and electronic expansion valve in a refrigeration system. 16th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT. Vitória, Brasil, 2016.

LAZZARIN, R.; NARDOTTO, D.; NORO, M. Energy savings and economic benefits of using electronic expansion valves in supermarket display cabinets. International Journal of Low-Carbon Technologies, v. 3, n. 3, p. 147–157. Oxford University Press, 2008.

LAZZARIN, R.; NORO, M. Experimental comparison of electronic and thermostatic expansion valves performances in an air conditioning plant. International Journal of Refrigeration, v. 31, n. 1, p. 113–118. Elsevier, 2008.

LIU, C.; WU, B.; CHEUNG, R. Advanced algorithm for MPPT control of photovoltaic systems. Canadian Solar Buildings Conference, p. 20–24. Montreal, Canada, 2004.

MAIA, A. A. T. et al. Control of an electronic expansion valve using an adaptive PID controller. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, EUA, 2010.

MARCINICHEN, J. B.; HOLANDA, T. N.; MELO, C. A dual SISO controller for a vapor compression refrigeration system. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, EUA, 2008.

MARCINICHEN, J. B. et al. **Performance evaluation of a plug-in refrigeration system running under the simultaneous control of compressor speed and expansion valve opening.** International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, EUA, 2008.

MELO, C.; KNABBEN, F. T.; PEREIRA, P. V. **An experimental study on defrost heaters applied to frost-free household refrigerators.** Applied Thermal Engineering, v. 51, n. 1, p. 239–245. Elsevier, 2013.

MONTIBELLER, A. L.; KNABBEN, F. T.; MELO, C. **Uma metodologia para prever o desempenho de válvulas de expansão eletrônicas com foco em refrigeração doméstica.** Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. Fortaleza, Brasil, 2016.

OGATA, K.; SEVERO, B. **Engenharia de controle moderno.** Prentice Hall do Brasil, 1998.

OLIVEIRA, V.; TROFINO, A.; HERMES, C. J. L. **A switching control strategy for vapor compression refrigeration systems.** Applied Thermal Engineering, v. 31, p. 3914–3921, 2011.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. **A Review of Household Compressor Energy Performance.** International Compressor Engineering Conference. Purdue, EUA, 2004.

PROGRAMA BRASILEIRO DE ETIQUETAGEM. **Regulamento específico para uso da etiqueta nacional de conservação de energia - ENCE - Linha de refrigeradores e assemelhados (congeladores, combinados e conservadores).** Brasília, Brasil, 2005.

PÖTTKER, G. **Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração.** Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2006.

RASMUSSEN, H.; LARSEN, L. F. S. **Non-linear and adaptive control of a refrigeration system.** IET Control Theory & Applications, v. 5, n. 2, p. 364–378. IET, 2011.

SCHURT, L. C.; HERMES, C. J. L.; TROFINO, A. **Assessment of the controlling envelope of a model-based multivariable controller for vapor compression refrigeration systems.**

Applied Thermal Engineering, v. 30, n. 13, p. 1538–1546. Elsevier, 2010.

SCHWARZ, M. G. **Variable Capacity Compressors, a new dimension for refrigeration engineer to explore.** EMBRACO SA, Joinville, Brasil, 2010.

SENGER, G. d. A. **Estudo e desenvolvimento de estratégias de controle para um sistema de refrigeração de duplo-evaporador.** Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2014.

SILVEIRA, A. d. S. et al. **Design and construction of an innovative hot-gas cycle calorimeter for microcompressors.** 15th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT. Belém, Brasil, 2014.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado.** McGraw-Hill, São Paulo, Brasil, 1985.

SUNDARESAN, K.; KRISHNASWAMY, P. **Estimation of time delay time constant parameters in time, frequency, and Laplace domains.** The Canadian Journal of Chemical Engineering, v. 51, n. 2, p. 257–262. Wiley Online Library, 1978.