

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE AUTOMAÇÃO E SISTEMAS**

Daniel Manzoni Seerig

**Estudo e Implementação de Estratégias de
Controle para uma Cervejeira Comercial**

Florianópolis
2017

Daniel Manzoni Seerig

**Estudo e Implementação de Estratégias de Controle
para uma Cervejeira Comercial**

Relatório submetido à Universidade Federal de Santa Catarina como requisito para a aprovação na disciplina **DAS 5511: Projeto de Fim de Curso** do curso de Graduação em Engenharia de Controle e Automação.

Orientador: Prof. Alexandre Trofino Neto

Florianópolis
2017

Daniel Manzoni Seerig

Estudo e Implementação de Estratégias de Controle para uma Cervejeira Comercial

Esta monografia foi julgada no contexto da disciplina DAS5511: Projeto de Fim de Curso e aprovada na sua forma final pelo Curso de Engenharia de Controle e Automação.

Florianópolis, 14 de julho de 2017

Banca Examinadora:

Prof. Cláudio Melo, Dr.
Orientador na Empresa
POLO

Prof. Alexandre Trofino Neto, Dr.
Orientador no Curso
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Gustavo Artur de Andrade
Avaliador
Universidade Federal de Santa Catarina

Jean Panaioti Jordanou
Debatedor
Universidade Federal de Santa Catarina

Daniel Cortez Bacha
Debatedor
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

À minha família, sem eles nada seria possível.

À minha querida Fernanda, que torna todos momentos difíceis incrivelmente fácil.

A Empresa Brasileira de Compressores – EMBRACO pelo envolvimento durante o projeto.

À todas pessoas do POLO que auxiliariam de todas as formas possíveis para tornar esse trabalho uma realidade.

Aos meus orientadores Prof. Cláudio e Prof. Trofino por tornar esse projeto uma realidade.

RESUMO

O projeto ora analisado tem como objetivo estudar os potenciais ganhos em desempenho energético provenientes de uma lógica de controle mais eficiente aplicada à refrigeração comercial com uso de compressores VCC. Para tanto, foi utilizado um refrigerador do tipo cervejeira como bancada de teste. De pronto, analisou-se o comportamento do sistema quando aplicada a lógica de controle *baseline*. A partir dos dados obtidos, foram desenvolvidas duas novas estratégias de controle, a primeira utilizando os sinais oriundos do inversor e a segunda partindo das mesmas variáveis com a adição de um sensor de temperatura no interior do refrigerador. Ao final, foi elaborada uma comparação do desempenho da cervejeira, observando os resultados obtidos da aplicação das três estratégias, tem-se a descoberta do melhor sistema a ser adotado, que será estudado e apresentado no curso desta pesquisa.

Palavras-chave: Refrigeração comercial, compressor VCC, leis de controle.

ABSTRACT

The main goal of this project is to study the potential gain to be obtained using a more efficient control law to be applied in commercial refrigeration that uses VCC compressors. In order to develop this work, a brewer type refrigerator was used as the test bench. The system behavior was captured when the baseline control logic was applied. From the data collect, two new control strategies were developed, the first using only the signal from inverter and the second from the same variables with the addition of a temperature sensor inside the refrigerator. At the end, a comparison of the performance of the brewery was made, observing the results collect from the application of the three strategies, the discovery of the best system to be adopted in different situation will be presented in the course of this document.

Keyword: Commercial refrigeration, VCC compressor, control law.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 Produção natural de gelo no século XIX.	30
Figura 2 Diagrama esquemático do aparato desenvolvido por Jacob Perkins.	31
Figura 3 Exemplo de Icebox, um dos primeiros refrigeradores domésticos. ..	32
Figura 4 Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor.....	33
Figura 5 Diagrama Pressão-entalpia.	34
Figura 6 Controle por histerese.	35
Figura 7 Configuração básica do inversor de frequência.....	37
Figura 8 Refrigerador utilizado no projeto.....	38
Figura 9 Substituição do dispositivo de expansão.	39
Figura 10 Termopar do tipo T.	39
Figura 11 Termopares para leitura da temperatura ambiente.	40
Figura 12 Diagrama elétrico da bancada.....	41
Figura 13 Resistências interna.	42
Figura 14 Bancada eletrônica com os módulos para realização dos experimentos.....	42
Figura 15 Interface gráfica do sistema supervisorio desenvolvido em LabView.	43
Figura 16 Rotina de segurança para monitoramento de variáveis.	44
Figura 17 Esquemático do teste de UA.	46
Figura 18 Superaquecimento e subresfriamento com 132g de carga no sistema.	47
Figura 19 Superaquecimento e subresfriamento com 156g de carga no sistema.	48

Figura 20 Teste de pull down antes e depois do ajuste de carga.	48
Figura 21 Consumo energético do sistema para um controle ON/OFF.	49
Figura 22 Curvas de runtime e potência do compressor.....	50
Figura 23 Curva de COP do sistema de refrigeração.	51
Figura 24 Teste de pull down lógica baseline.	54
Figura 25 Teste em regime cíclico lógica baseline.....	54
Figura 26 Teste half reload lógica baseline e com adição de carga térmica no instante igual a 0,2 h.....	55
Figura 27 Teste lógica baseline com resistências interna acionadas no momento igual a 1 h.	56
Figura 28 Curva temperatura em função do torque.	58
Figura 29 Diagrama de estados do controlador chaveado.....	59
Figura 30 Teste de pull-down lógica chaveada.	60
Figura 31 Teste regime cíclico com lógica chaveada proposta.....	61
Figura 32 Teste half reload lógica chaveada com adição de carga térmica no instante 0,2 h.	62
Figura 33 Teste com lógica de controle chaveada com resistências acionadas no instante de tempo $t = 0,9$ h.	62
Figura 34 Resposta em frequência do sistema para rotação de 75 Hz.....	64
Figura 35 Resposta em frequência do sistema filtrado para rotação de 75 Hz.	64
Figura 36 Dados observados e filtrados.....	65
Figura 37 Comparação entre modelo obtido e resposta real com frequência aplicada de 105 Hz.	66
Figura 38 Não linearidades do atuador.	67
Figura 39 Zona de amortização do erro.	67
Figura 40 Estrutura de simulação para o controlador PI.	68
Figura 41 Pull down simulado.	68

Figura 42 Estrutura do controlador em LabView.	69
Figura 43 Comparação entre o modelo identificado e dados experimentais. .	69
Figura 44 Teste Pull down lógica PI.	70
Figura 45 Teste em regime cíclico lógica PI.	71
Figura 46 Teste half reload lógica PI e entrada de carga no instante 0,4 h....	71
Figura 47 Teste PI com resistência internas acionadas no instante 0,3 h.	72
Figura 48 Resultado de consumo e temperatura média.	74
Figura 49 Resultado de consumo e temperatura média com resistência interna ligadas.	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Variáveis e valores de operação normal para o sistema de segurança.	44
Tabela 2 Dados teste de UA.....	46
Tabela 3 Dados obtidos para curva do COP	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

COP	Coeficiente de performance
VCC Capacity Compressor)	Compressor de capacidade variável (Variable
AC	Alternating Current – Corrente Alternada
DC	Direct Current – Corrente Continua
PI	Proporcional Integral
VSD velocidade	Variable Speed Drive – Driver de variação de

LISTA DE SÍMBOLOS

ΔT	Diferença de temperatura
U	Coeficiente global de transferência de calor
A	Área
Q_{el}	Potência elétrica
Q_{fan}	Potência ventiladores
W_t	Potência total do sistema
W_{ri}	Potência das resistências internas
W_c	Potência do compressor
T_i	Temperatura interna
T_{amb}	Temperatura Ambiente
T	Período

Sumário

Capítulo 1: Introdução.....	25
1.1 Objetivos gerais	26
1.2 Objetivos específicos.....	26
1.3 Organização do documento.....	26
Capítulo 2: Refrigeração	29
2.1 Breve histórico da refrigeração	29
2.2 Ciclo de refrigeração mecânica do vapor	32
2.3 Controle por histerese	35
2.4 Compressor de velocidade variável.....	36
2.5 Aparato experimental.....	37
2.5.1 Refrigerador Original	37
2.5.2 Adequação para o novo compressor.....	38
2.5.3 Instrumentação do sistema	39
2.5.4 Controle supervisão.....	43
2.6 Teste de UA.....	44
2.7 Ajuste de carga.....	46
Capítulo 3: Avaliação do sistema atual	49
3.1 Curvas de eficiência	49
3.1.1 Análise do consumo energético do sistema global.....	49
3.1.2 Análise do coeficiente de performance do compressor	50
3.2 Testes da lógica de controle baseline.....	52
3.2.1 Pull down.....	53
3.2.2 Teste em regime cíclico.....	54
3.2.3 Teste de half reload.....	54

3.2.4	Teste com 350 W de resistência ligada	55
Capítulo 4: Desenvolvimento das lógicas de controle		57
4.1	Metodologia de controle utilizando as variáveis do inversor de frequência 57	
4.1.1	Teste Pull Down	60
4.1.2	Teste em regime cíclico	60
4.1.3	Teste half reload	61
4.1.4	Teste com resistências ligadas	62
4.2	Controle com sensor de temperatura	63
4.2.1	Teste Pull down	70
4.2.2	Teste em regime cíclico	70
4.2.3	Teste Half Reload	71
4.2.4	Teste com resistências ligadas	71
Capítulo 5: Conclusões e Perspectivas		73
5.1	Análise dos resultados	73
5.2	Sugestões para trabalhos futuros	76
Capítulo 6: Referências Bibliográficas.....		77

CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO

A sociedade atual já está convivendo com os impactos resultantes do consumo de recurso sem preocupação com o meio ambiente, e a perspectiva desses impactos futuros tem gerado discussões de como alterar esse destino. Um dos aspectos mais relevantes para preservação do meio ambiente é, sem dúvida, a questão energética. É diante desse prognóstico que se tem investindo muito em fontes de energia renovável que apresentam um impacto muito menor no meio ambiente. Outra forma é investir em produtos e equipamentos com maior eficiência energética, reduzindo o consumo energético como um todo.

Nesse cenário de redução do consumo energético, a refrigeração ocupa um papel central, uma vez que esse setor é responsável por grande parte do consumo, tanto no âmbito residencial, quanto comercial. Por ocupar um papel de destaque na matriz de consumo energético muitos países vêm pressionando os fabricantes do setor a lançarem no mercado produtos cada vez mais eficientes, pelo menos no que se refere a refrigeradores domésticos e condicionadores de ar.

No entanto, essa mudança ainda não começou a surgir para a refrigeração comercial, sendo um campo que apresenta inúmeras oportunidades de melhoria. No Brasil não existe uma norma que regulamente o consumo dos refrigeradores comerciais o que tem resultado em uma falta de pressão para mudanças. Essa modalidade faz com que a empresa que está adquirindo os refrigeradores não arque com as despesas energéticas do mesmo, tendo em vista que é o comerciante que recebe o refrigerador, o responsável pelos custos provenientes do uso dos aparelhos.

Como se vê, existe pouco interesse econômico dos fabricantes em investir em refrigeradores mais econômicos, uma vez que estes produtos possuem um custo de aquisição maior, e os benefícios a longo prazo resultante em um aparelho mais eficiente não são revertidos para a empresa que forneceu o refrigerador em primeiro lugar.

Perceba, essa pressão se estende as empresas brasileiras que exportam refrigeradores para esses países, o que dá ensejo a um processo necessário de adaptações para manter seus mercados econômicos. Insta salientar que há uma tendência de o Brasil adotar as normas, o que deve proporcionar uma devida regulamentação em um futuro próximo.

No que tange a refrigeração doméstica, a mudança de norma já foi implementada, tornando possível estabelecer um paralelo de soluções encontradas neste mercado, para implementação na refrigeração comercial.

Denota-se que um dos campos que trouxe uma grande melhoria no consumo doméstico foi a troca de compressores de velocidade fixa, por compressores de velocidade variável, o que possibilita ajustar a capacidade de refrigeração do produto para a carga térmica necessária, aumentando a eficiência energética.

1.1 Objetivos gerais

Avaliar lógicas de controle em um refrigerador do tipo cervejeira comercial, objetivando a melhoria da eficiência energética destes produtos.

1.2 Objetivos específicos

Os principais objetivos deste trabalho são:

- Desenvolver um aparato experimental para avaliação de compressores de velocidade variável em refrigeradores comerciais;
- Mapear o comportamento original de um refrigerador operando com um compressor específico para refrigeração comercial e com uma lógica de controle já embarcada;
- Desenvolver um controle utilizando variáveis lidas pelo inversor, como torque, rotação e potência;
- Desenvolver um sistema de controle utilizando, além das variáveis lidas pelo inversor, um sensor de temperatura dentro do gabinete.
- Comparar os 3 tipos de controle, observando as vantagens e desvantagens de cada um.

1.3 Organização do documento

O presente documento está dividido da seguinte forma:

No segundo capítulo é feita uma breve descrição da história dos sistemas de refrigeração e dos principais conceitos da refrigeração, essenciais para o entendimento deste trabalho. Em seguida é feita a descrição do aparato experimental

utilizado nesta pesquisa sendo detalhado os procedimentos para a realização do teste de UA e os resultados obtidos. Ao final do capítulo, é feita uma descrição dos ajustes realizados no aparato experimental para adaptar o refrigerador para comportar o compressor fornecido para testes.

O terceiro capítulo apresenta o sistema atual e o comportamento da lógica de controle embarcada, para isso são apresentados os resultados dos testes de *pull down* e de perturbação. Também é demonstrado o comportamento energético do sistema para diferentes rotações e a curva do coeficiente de performance (COP) do compressor.

No quarto capítulo são descritas as estratégias de controle propostas pelo autor. A primeira leva em consideração um controle baseado apenas nas variáveis manipuladas internamente no inversor. Na segunda análise, foi adicionado um sensor de temperatura no interior do gabinete. Ao final deste capítulo, é feita uma comparação entre os controles desenvolvidos e o controle *baseline* em condições de regime e de rejeição de perturbação.

Por fim, as conclusões e trabalhos futuros são apresentados no capítulo 5.

CAPÍTULO 2: REFRIGERAÇÃO

Refrigeração é um processo através do qual se mantém a temperatura de uma substância abaixo dos calores encontrados no ambiente¹. Esse processo é amplamente utilizado atualmente, tendo aplicações na conservação de alimentos, no condicionamento de ar para aumentar o conforto térmico, no armazenamento de substâncias químicas e biológicas, dentre outros.

2.1 Breve histórico da refrigeração

A história da refrigeração começou quando Frederic Tudor criou uma necessidade nas pessoas que elas nem imaginavam que precisavam, o gelo. Tudor morava em uma região fria dos Estados Unidos da América e vinha de uma família rica, desfrutando já na sua infância os prazeres de tomar uma bebida gelada. A partir dessa experiência e aliada a mentalidade empreendedora, Tudor vislumbrou um novo mercado a ser explorado.

Dessa premissa, foram realizadas diversas campanhas que transformaram a forma como as pessoas consumiam os produtos. Com isso, o norte-americano criou um comércio local e internacional, transportando gelo natural para diferentes países. Tudor obteve tamanho sucesso em seu empreendimento que recebeu o apelido de “Ice King” e, além do apelido, conseguiu construir uma fortuna vendendo gelo natural.

Na

Figura 1 é apresentada a extração de blocos de gelos naturais no século XIX.

¹ Dossat, 2011



Figura 1 Produção natural de gelo no século XIX.

O sucesso do empreendimento de Frederic Tudor criou uma demanda muito grande por gelo. Contudo, sua extração era realizada de forma rudimentar, expondo os trabalhadores a altos riscos. Além disso, o transporte dos blocos de gelo era feito através de rios, fazendo com que apenas uma pequena parte do gelo extraído chegasse ao destino final para ser comercializado.

Essas limitações começaram a criar uma demanda por um método de fabricação de gelo que não dependesse das condições climáticas, motivando muitos pesquisadores a procurar alternativas para o problema.

Uma das pesquisas que serviu de base para as invenções que vieram foi o trabalho do professor Willian Cullen realizado no ano de 1755, no qual foi desenvolvido um experimento para produzir uma fina camada de gelo utilizando uma bomba de vácuo e éter. O experimento provou que os líquidos absorvem calor quando mudam de fase, porém o experimento não possuía aplicações práticas pois o éter, ao virar vapor, era liberado para o ambiente.

No ano de 1805 o inventor Oliver Evans publicou o livro intitulado: *The abortion of the young steam engineer's guide*, propondo as bases teóricas do que consideramos hoje o ciclo de refrigeração mecânica do vapor. Como na época em que foi publicado ainda não existia uma demanda pela fabricação de gelo, o trabalho acabou não sendo desenvolvido.

No ano de 1834 Jacob Perkins desenvolveu um aparato que seguia o ciclo proposto por Oliver Evans contendo os seguintes componentes: compressor,

evaporador, condensador e dispositivo de expansão, os mesmos componentes utilizados até hoje.

Na Figura 2 é apresentado um diagrama esquemático do aparato desenvolvido por Jacob Perkins.

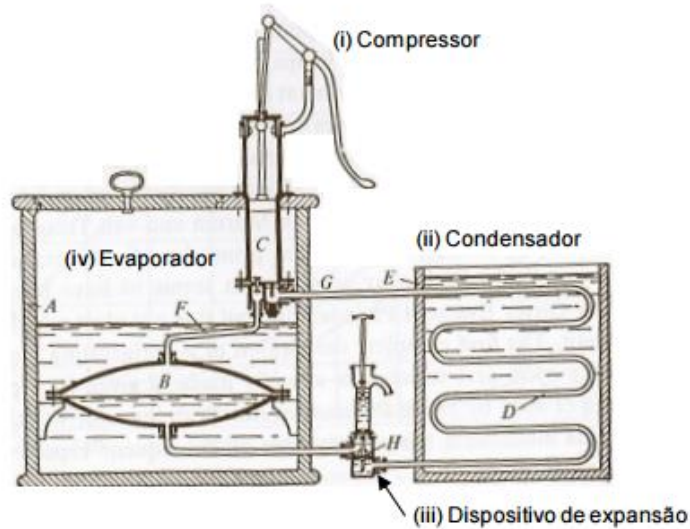


Figura 2 Diagrama esquemático do aparato desenvolvido por Jacob Perkins.

A demanda por gelo cresceu nos anos seguintes, pois as pessoas nas grandes cidades começaram a usar os primeiros refrigeradores domésticos chamados de “icebox”, (veja Figura 3). Esses equipamentos eram abastecidos com gelo e tinham como objetivo manter a temperatura dos alimentos em níveis menores do que o ambiente, aumentando assim o prazo de validade.



Figura 3 Exemplo de Icebox, um dos primeiros refrigeradores domésticos.

Coube a James Harrison produzir o primeiro dispositivo com aplicação prática no ano de 1856. Em sequência vieram os trabalhos de Charles Telier, Cal Von Lind, David Boyle, Raoul Pictet entre outros.

Estes trabalhos foram importantes para o desenvolvimento de novos equipamentos, mais seguros e mais eficientes e principalmente com o objetivo de diminuir os custos de produção dos refrigeradores.

Em 1911 a General Electric lançou o seu primeiro refrigerador comercial. Seguido em 1915 pela fabricante Frigidaire. A produção desses equipamentos cresceu rapidamente e em 1949 a produção anual superou a marca de 7 milhões de refrigeradores comerciais. Atualmente, o refrigerador se tornou um item presente em muitas cozinhas do mundo todo, popularizados pela praticidade que eles trazem aliados a um preço atrativo.

2.2 Ciclo de refrigeração mecânica do vapor

O ciclo de refrigeração mecânica de vapor foi proposto por Jacob Perkins em 1834 e até hoje é empregado na maioria dos refrigeradores de pequeno porte. O funcionamento deste ciclo está exemplificado na Figura 4.

Selecionando como ponto inicial para a análise do ciclo o momento que o fluido na forma de vapor superaquecido em baixa pressão entra no compressor. Esse fluido

segue para o compressor, elemento responsável por elevar sua pressão, esse vapor em alta pressão segue para o condensador, nesse elemento a temperatura ambiente é inferior a temperatura do vapor, ocorrendo assim, a perda de calor do fluido para o ambiente, ao final do condensador tem-se um líquido em alta pressão. A pressão do fluido é dissipada ao passar pelo dispositivo de expansão. Ao entrar no evaporador o líquido encontra-se a uma temperatura inferior ao ambiente, ocorrendo a troca de calor do ambiente para o líquido, ocorrendo a troca de fase do fluido para o estado de vapor, reiniciando o ciclo.

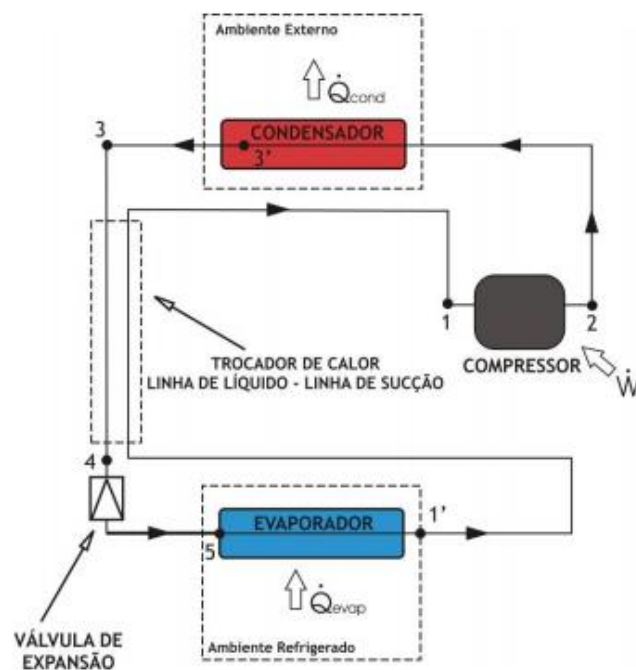


Figura 4 Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor².

Para entender como o ciclo de refrigeração atua é necessário analisar o diagrama de pressão-entropia mostrado na Figura 5. Nele é possível observar que o ciclo de refrigeração depende da troca de estado do fluido refrigerante, pois nessa condição existe uma grande necessidade energética. Além disso, com o auxílio do diagrama podemos analisar dois aspectos adicionais o superaquecimento e o subresfriamento.

² (Pöttker,2006)

O superaquecimento é o fenômeno que ocorre quando o vapor presente na saída do evaporador se encontra em uma temperatura superior a temperatura de evaporação, esta variação pode ser vista na Figura 5 entre o ponto 1' representando o vapor em temperatura de evaporação e o ponto 1 representando o vapor superaquecido.

Outro conceito essencial em refrigeração é o conceito de subresfriamento que ocorre quando o líquido na saída do condensador se encontra a uma temperatura inferior à temperatura de condensação, tornando-se assim um líquido subresfriado. Essa variação é ilustrada na Figura 5 pelo ponto 3' representando o líquido em temperatura de condensação e o ponto 3 representando o líquido subresfriado.

No diagrama da Figura 5 também podemos ver o ponto 4, que representa uma alteração no ciclo de refrigeração padrão e ocorre quando o tubo capilar passa dentro do tubo responsável pelo transporte do vapor na saída do evaporador. A alteração observada é denominada de trocador de calor interno e proporciona uma melhora da eficiência do ciclo, uma vez que aumenta a capacidade de refrigeração do fluido na entrada do evaporador e transfere essa energia para o vapor que será comprimido e perderá essa energia no condensador.

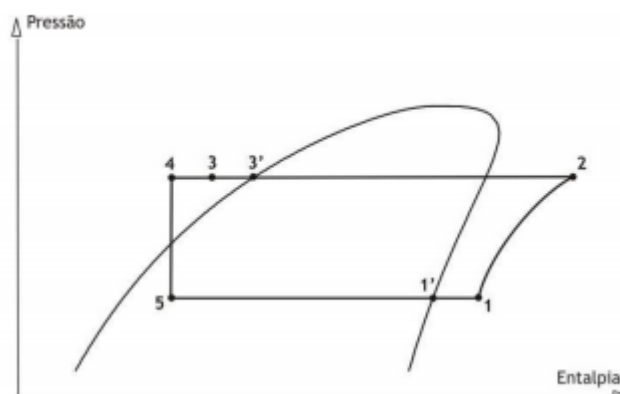


Figura 5 Diagrama Pressão-entalpia³.

³ (Senger,2012)

2.3 Controle por histerese

Atualmente, o principal método de controle para a refrigeração utiliza um controle por histerese, também chamado de controlador ON/OFF⁴. Esse controle tem como vantagem a simplicidade tanto do ponto de vista de lógica de controle quanto dos atuadores necessários.

A descrição do comportamento do controle pode ser vista na Figura 6, a partir dela, nota-se que a variável controlada permanece dentro de uma faixa de valores, não atingindo nunca um valor fixo. Analisando o comportamento do controlador do ponto de vista matemático é possível determinar uma faixa de valores muito pequena tornando a resposta praticamente constante sendo necessário, para isso, utilizar uma frequência rápida de acionamento do atuador.

Essa abordagem, no entanto, não pode ser implementada na maioria dos sistemas físicos, uma vez que existem limitações mecânicas nos atuadores e que a frequência de acionamento interfere na durabilidade dos equipamentos. No compressor utilizado nesse trabalho o período entre acionamentos deve ser no mínimo igual a 5 minutos.

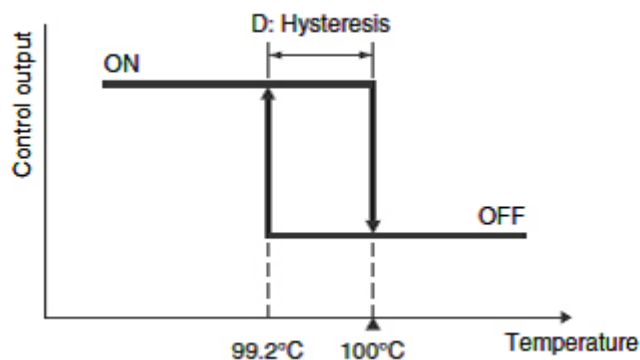


Figura 6 Controle por histerese⁵.

⁴ (2007) On-Off Control. In: Process Automation Handbook. Springer, London

⁵ TEMPERATURE Controller: Hysteresis. Disponível em: <http://www.omron-ap.co.in/service_support/FAQ/FAQ00549/index.asp>. Acesso em: 13 jul. 2017.

A popularidade desse tipo de controlador nos sistemas de refrigeração se deve, principalmente, a tolerância das pessoas para variações de temperatura, tornando possível utilizar uma faixa de erro suficientemente grande para permitir que a frequência de acionamento seja possível. Além disso, a inércia térmica dos sistemas de refrigeração permite que o atuador seja desligado sem que haja grandes oscilações na variável controlada (neste caso a temperatura).

2.4 Compressor de velocidade variável

Os compressores tradicionais possuem uma capacidade de refrigeração fixa, sendo assim dimensionados para o pior caso de operação (condições de alta carga térmica). Situações que demandem alta capacidade de refrigeração por parte dos refrigeradores ocorrem de forma esporádica, tornando o sistema superdimensionado na maior parte do tempo resultando em um compressor pouco eficiente energeticamente para a aplicação.

Uma solução que vem sendo adotada para aumentar a eficiência dos refrigeradores é a utilização de compressores com capacidade de refrigeração variável. Esses componentes são dimensionados para que, quando necessário possam atuar no pior cenário, porém podem ajustar a sua capacidade de refrigeração para obter uma melhor eficiência energética em várias condições de funcionamento.

Além de um menor consumo energético, os compressores VCC podem diminuir as oscilações de temperatura interna, são mais silenciosos em rotações mais baixas e podem ser dimensionados para uma maior potência para reduzir o tempo de *pull down* sem afetar o consumo energético em regime.

Os benefícios estimulam o desenvolvimento de novos compressores VCC, principalmente na linha de refrigeração doméstica, devido à grande concorrência nesse segmento. Esse movimento ainda não atingiu a refrigeração comercial, porém existe uma tendência que isso possa ocorrer em um futuro breve, estimulando as indústrias a desenvolver compressores capazes de suprir essa nova demanda.

O controle de rotação utilizando um inversor de frequência é utilizado em várias aplicações. O VSD é uma interface que relaciona o sinal de entrada com o aplicado no compressor. A Figura 7 apresenta um VSD genérico, o sistema consiste em um retificador de tensão, usualmente 220 V, 60 Hz, para um sinal CC, e um inversor de

frequência responsável pela conversão do sinal CC no sinal a ser aplicado no compressor. O controle do sinal a ser aplicado no compressor é feito através do regulador de tensão e frequência, podendo estas serem ajustados dinamicamente.

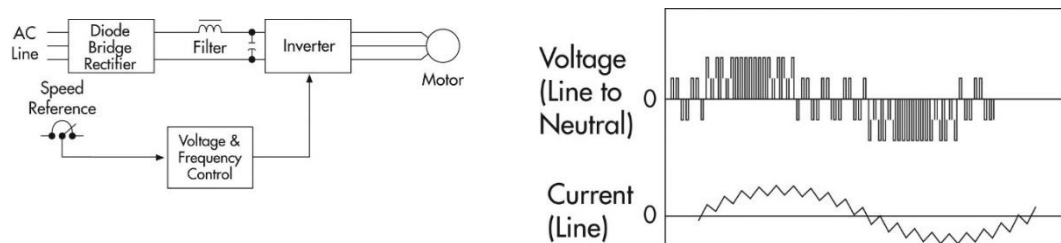


Figura 7 Configuração básica do inversor de frequência⁶.

O controle da rotação é feito através o ajuste da frequência do sinal enviado pelo inversor. O compressor utilizado nesse trabalho possui 4 polos magnéticos e a relação entre a velocidade do compressor em RPM e frequência do sinal em Hz é dada pela Equação (1):

$$n_s = 2 * \frac{f}{p} * \left(60 \frac{s}{min}\right) \quad (1)$$

2.5 Aparato experimental

2.5.1 Refrigerador Original

O aparato experimental desenvolvido neste trabalho utiliza a estrutura de um refrigerador comercial leve da fabricante Metalfrio, modelo WR50R, apresentado na Figura 8. Esse modelo possui a característica de utilizar o ciclo de compressão mecânica do vapor descrito na Seção 2.2. É utilizada uma ventilação forçada de ar no condensador e evaporador, resultando em uma maior taxa de transferência de calor nesses componentes.

⁶ (CANADA, 2015)

O refrigerador possui um volume interno de 500l e capacidade para armazenar 196 garrafas de 600 ml de cerveja. O fluido refrigerante utilizado pelo sistema é o R290. A configuração original possui como dispositivo de expansão um tubo capilar, um evaporador do tipo tubo-aletado com a adição de uma resistência elétrica de 100W para realização do processo de degelo.

O sistema possui um controlador da fabricante Coel. O qual é realimentado pela medição da temperatura interna através de um sensor de temperatura posicionado na parte traseira do refrigerador, um sensor de temperatura para o degelo posicionado na saída do evaporador (*defrost terminator*) e um sensor de abertura de porta. O controlador comanda o acionamento do compressor, efetua o degelo baseado em uma lógica interna definida pelo fabricante do refrigerador, além de mostrar a temperatura interna em um display na parte superior do refrigerador.



Figura 8 Refrigerador utilizado no projeto⁷.

2.5.2 Adequação para o novo compressor

Para realizar a adaptação do compressor original para o compressor de velocidade variável optou-se por alterar o tubo capilar para um de maior diâmetro, garantindo que o sistema não ficaria muito restritivo e adicionou-se uma válvula de

⁷ (Vltor, 2016)

expansão com abertura variável de atuação manual. Utilizando essa configuração seria possível ajustar o dispositivo de expansão tanto para um compressor de maior fluxo de massa, quanto para um de menor. As alterações descritas podem ser vistas na Figura 9.



Figura 9 Substituição do dispositivo de expansão.

2.5.3 Instrumentação do sistema

Visando capturar o comportamento do sistema, garantindo assim a possibilidade de aplicar os resultados obtidos externamente, foi realizada uma instrumentação completa do sistema.

Os termopares escolhidos para as medições de temperatura foram do tipo T (cobre – constantan), veja Figura 10. Salienta-se que eles possuem uma incerteza de medição no valor de $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Figura 10 Termopar do tipo T.

Termopares foram instalados nas prateleiras do refrigerador para capturar a estratificação de temperatura, e também foram dispostos com o intuito de obter a temperatura da entrada, saída e meio do evaporador e condensador. O compressor foi instrumentado com sensores para avaliação da temperatura de sucção e descarga. O corpo do compressor foi instrumentado com o intuito de impedir a operação do sistema no caso de excesso de temperatura do óleo. Por orientação do fabricante foi realizado um acompanhamento da temperatura interna do inversor, uma vez que este modelo ainda está em fase de desenvolvimento e uma das atividades do trabalho era validar o comportamento do inversor.

O ambiente em que o refrigerador se encontra é controlado por um ar condicionado do tipo inverter que tem a característica de manter a temperatura com menos oscilações que os aparelhos tradicionais. A medição da temperatura ambiente é feita através de 4 termopares posicionados em cada face do refrigerador como pode ser observado na Figura 11.



Figura 11 Termopares para leitura da temperatura ambiente⁸.

Para realização dos testes de UA foram instaladas resistências elétricas no interior do gabinete. Cada resistência possui uma potência de 15 W, foram utilizadas

⁸ (Vltor, 2016)

treze resistências totalizando 195 W nominal. Após os testes de UA, as resistências instaladas foram substituídas para acomodar a carga térmica usual do aparelho, cervejas de garrafa de 600 ml. Porém, o compressor escolhido ainda possuía uma capacidade muito elevada para a temperatura de 22 °C, por isso foram adicionadas duas resistências de 200 W posicionadas na prateleira superior do refrigerador, Figura 13.

A posição foi escolhida para utilizar a ventilação forçada do evaporador, garantindo que as resistências dissipassem o calor para o interior do refrigerador sem superaquecer.

O diagrama elétrico da bancada está ilustrado na Figura 12. É possível observar que o controle das resistências elétricas é feito utilizando um relé de ângulo de fase, permitindo um controle linear da tensão aplicada. Já o acionamento do compressor, dos ventiladores e do sinal de histerese é feito utilizando um relé de estado sólido, dispositivo que permite apenas o controle *ON/OFF*.

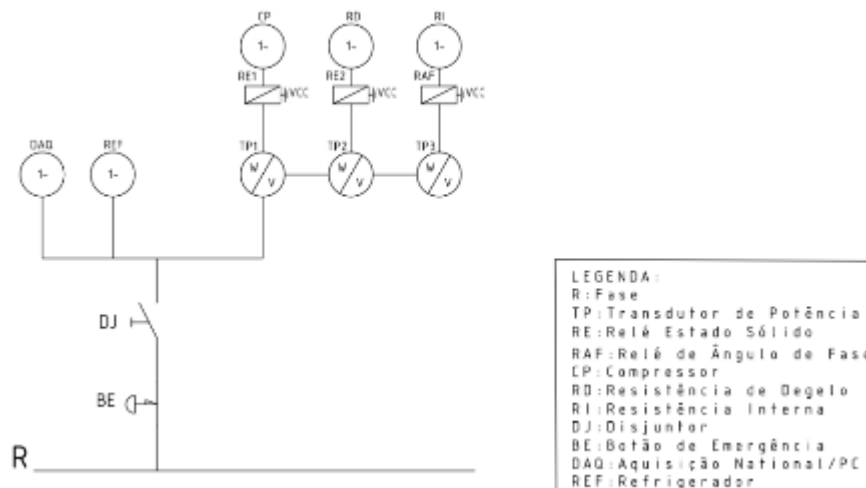


Figura 12 Diagrama elétrico da bancada.



Figura 13 Resistências interna.

Foram utilizados dois transdutores de potência com fundo de escala de 1000 W para a medição da potência do compressor e das resistências elétricas, e um transdutor de potência com fundo de escala de 200W para a medição de potência dos ventiladores. Ambos os transdutores possuem incerteza de medição de 0,5% do valor de fundo de escala. A bancada, com todos os módulos que a compõe, é apresentada na Figura 14.



Figura 14 Bancada eletrônica⁹ com os módulos para realização dos experimentos.

⁹ (Vltor, 2016)

A aquisição dos sensores e o controle dos atuadores foram feitos através do sistema de aquisição da *National Instrument* com um chassi SCXI 1001, utilizando módulos específicos para medição dos sinais de termopares (SCXI-112) e para entrada e saída de sinais de tensão (SCXI 1324 e SCXI-1325). O sistema supervisor foi desenvolvido em *LabView*. A Figura 15 mostra a página inicial do programa desenvolvido para aquisição de dados e implementação das estratégias de controle.

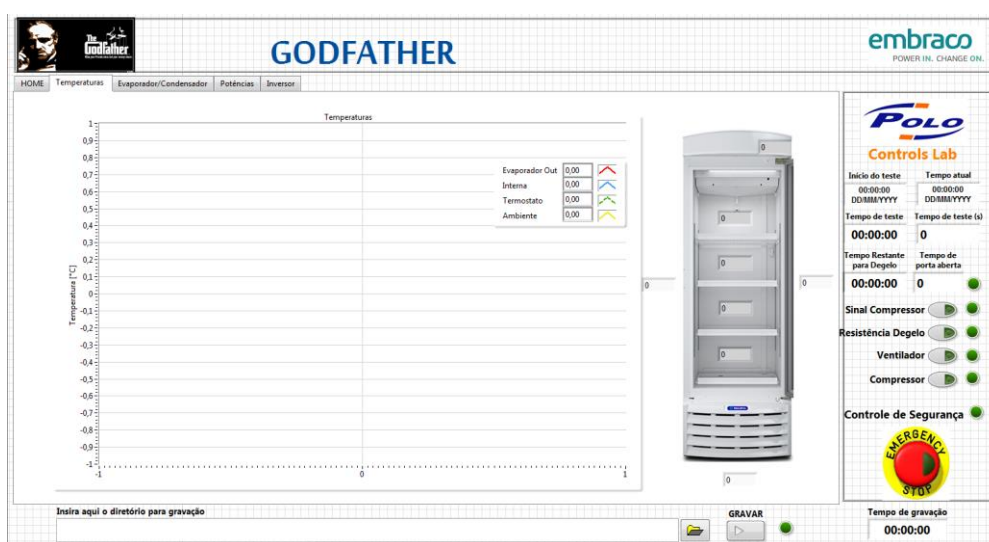


Figura 15 Interface gráfica do sistema supervisor desenvolvido em LabView.

2.5.4 Controle supervisor

Como o compressor e o inversor usado na pesquisa são protótipos, foi avaliado um conjunto de variáveis visando obter um comportamento seguro. Foi feito um estudo de quais variáveis seriam influentes para determinar uma situação de emergência e quais os valores de segurança para estas. Foram obtidos os dados presente na Tabela 1.

Tabela 1 Variáveis e valores de operação normal para o sistema de segurança.

Variável	Condição Normal
Temperatura do Inversor	> 49 °C
Temperatura de Sucção	< -5 °C
Temperatura da Carcaça Compressor	> 110 °C
Temperatura do Evaporador	> 45 °C
Temperatura Interna	(-5 °C e 45 °C)
Potência dos Resistores	> 430 W

Quando qualquer uma das variáveis atinge o valor de segurança, o sistema supervisório interrompe todas atividades permanecendo em estado desligado até que o usuário retome as atividades. A implementação dessa rotina pode ser vista na Figura 16.

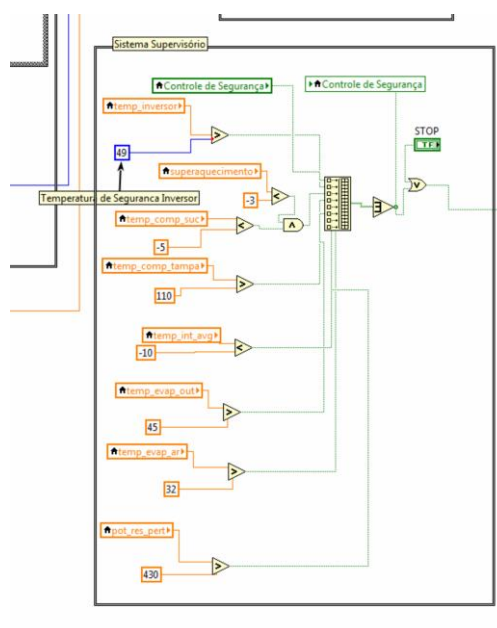


Figura 16 Rotina de segurança para monitoramento de variáveis.

2.6 Teste de UA

Em refrigeração, um dos principais testes realizados na fase de desenvolvimento é o chamado teste de UA, que avalia a perda de calor pelas paredes do refrigerador. Esse coeficiente dá uma boa aproximação da capacidade de refrigeração mínima necessária a ser fornecida pelo compressor.

No contexto dessa pesquisa, o coeficiente de UA fornece uma ferramenta para estimar a capacidade mínima necessária para o compressor operar em regime cíclico. Isso é possível, pois, obtendo o coeficiente de UA é possível calcular a perda de energia do refrigerador para o ambiente através da Equação (2).

$$Q = UA * \Delta T \quad (2)$$

Sendo assim, foi realizado testes para determinar o coeficiente global de UA, aplicando o balanço energético entre as perdas de calor conhecidas e a entrada de calor do sistema.

Para calcular a potência dissipada pelo refrigerador para o ambiente é necessário determinar o coeficiente global de UA (transferência de calor por unidade de área).

Onde 'U' é o coeficiente global de troca de calor, 'A' equivale a área de transferência de calor e ' ΔT ' representa a diferença da temperatura entre o ambiente externo e o interior do gabinete.

O método utilizado para determinação do coeficiente de UA é denominado teste de UA por fluxo de calor reverso, podendo ser visto um esquemático na Figura 17.

O teste consiste em aplicar um aquecimento dentro do refrigerador utilizando resistências elétricas com o compressor desligado gerando um aumento da temperatura interna. O coeficiente é calculado quando a temperatura interna estabiliza, pois, a partir deste momento existe uma equivalência entre o calor gerado internamente e o calor perdido para o meio. Como é possível determinar o calor gerado internamente através da potência medida dos resistores e do ventilador (variável W_{ri} e W_v na Equação (3)) e a variação de temperatura é medido (variável ΔT na equação), restando apenas a variável UA para ser determinada.

$$W_{ri} + W_v = UA * \Delta T \quad (3)$$

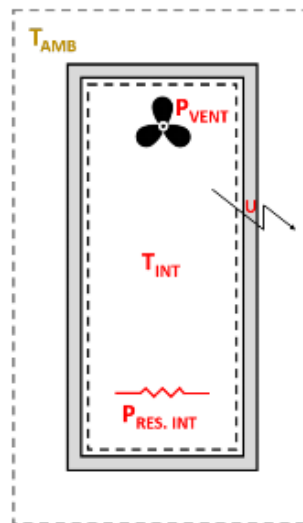


Figura 17 Esquemático do teste de UA¹⁰.

Para determinação do coeficiente de UA foram realizados 3 testes gerando diferentes potências nas resistências e conseqüentemente gerando diferentes temperaturas de gabinete. Os dados obtidos são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 Dados teste de UA.

Teste	T_{amb} [°C]	T_i [°C]	W_r [W]	W_p [W]
1	22,2	39,3	41,2	36,4
2	22,6	54,1	117,4	36,4
3	21,9	43,6	64,1	36,5

O coeficiente de UA foi encontrado ajustando a equação (2) através do método de mínimos quadrados utilizando os dados dos três testes. A valor do coeficiente de UA encontrado foi de 4,75 W/K.

2.7 Ajuste de carga

Devido a troca do compressor e do dispositivo de expansão, foi realizado um ajuste de carga para o sistema. O ajuste foi necessário pois excesso de fluido refrigerante no sistema de refrigeração gera um aumento demasiado entre as

¹⁰ (Vitor, 2016)

pressões de sucção e descarga fazendo com que o motor elétrico do compressor opere constantemente com um alto torque, consumindo maior potência.

Por outro lado, falta de fluido refrigerante gera ineficiência do trocador, pois o sistema não possui fluido suficiente para encher o evaporador, reduzindo a capacidade de troca de calor. Assim, deve se chegar a uma quantidade de fluido ótima para cada aplicação. Em um primeiro teste de ajuste foi utilizado 132g de R-290 (carga próxima a carga original do refrigerador: 150g) O resultado deste teste é apresentado na Figura 18.

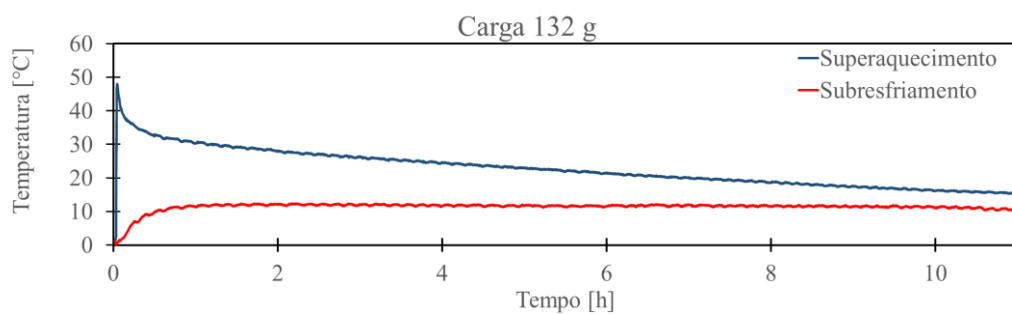


Figura 18 Superaquecimento e subresfriamento com 132g de carga no sistema.

Analisando os dados do superaquecimento e subresfriamento aa Figura 18 observa-se que a temperatura de superaquecimento atinge um valor próximo a 18°C, patamar este considerado muito elevado para essa variável, e causado principalmente pela falta de fluido refrigerante no evaporador. Em sequência, estudando o subresfriamento tem-se um valor próximo a 10°C, levando em consideração que o sistema possui ventilação forçada no condensador é desejável operar com uma temperatura superior para essa variável.

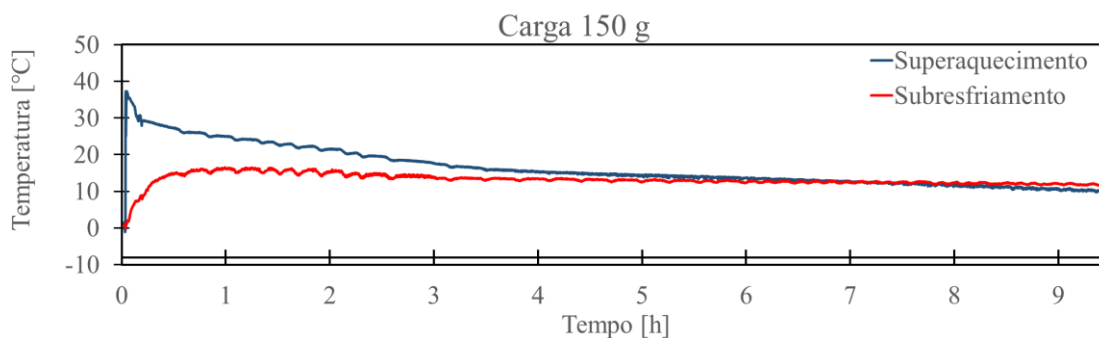


Figura 19 Superaquecimento e subresfriamento com 156g de carga no sistema.

Após o aumento de carga é possível identificar pela Figura 19 que o superaquecimento atingiu um valor igual a 10°C sendo este um valor esperado levando em conta que o teste foi realizado em uma rotação intermediária e que o sistema possui capacidade para atingir uma temperatura interna inferior, sendo necessário desligar o compressor para não ultrapassar a barreira de -2,5°C. Para o subresfriamento tem se um valor próximo a 12,5 °C valor também esperado para essa rotação.

Na Figura 20 é possível identificar o impacto causado pelo ajuste de carga realizado, onde o sistema atinge a temperatura de -2,5°C em um tempo aproximadamente 10% menor que antes do ajuste, devido a maior eficiência do evaporador.

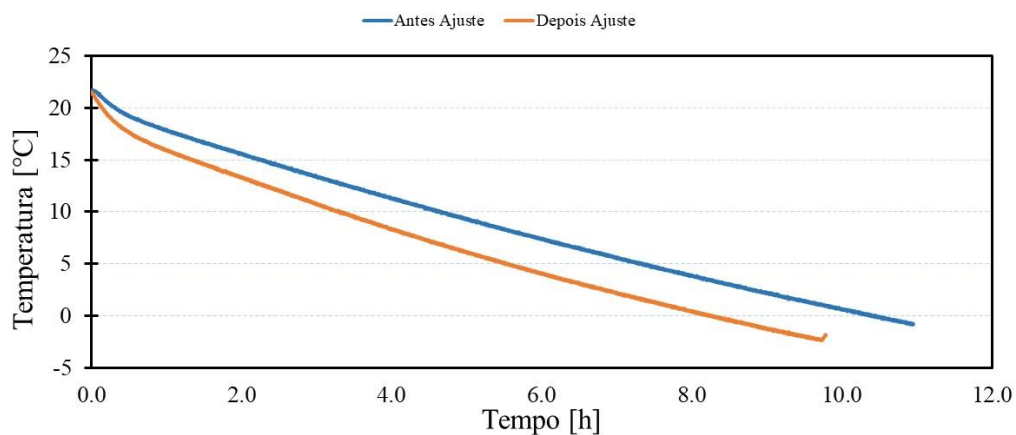


Figura 20 Teste de pull down antes e depois do ajuste de carga.

CAPÍTULO 3: AVALIAÇÃO DO SISTEMA ATUAL

O sistema foi submetido a testes visando obter o perfil energético e testes utilizando a lógica original de controle.

3.1 Curvas de eficiência

Para obter o comportamento energético do sistema, necessário no desenvolvimento de uma lógica de controle energeticamente eficiente, foram realizados testes em várias faixas de operação do compressor. Como resultado obteve-se o consumo energético global do sistema e o coeficiente de performance.

3.1.1 Análise do consumo energético do sistema global

O consumo global do controlador consiste na energia utilizada pelo compressor, ventiladores e circuitos eletrônicos. Foi utilizado um controle ON/OFF para regular a temperatura do sistema entre $-1,17^{\circ}\text{C}$ a $-2,5^{\circ}\text{C}$.

O consumo obtido utilizou o método de integração da potência medida durante o regime cíclico, sendo o período de integração igual a 6 horas. A curva do consumo de energia do sistema é mostrada na Figura 21.

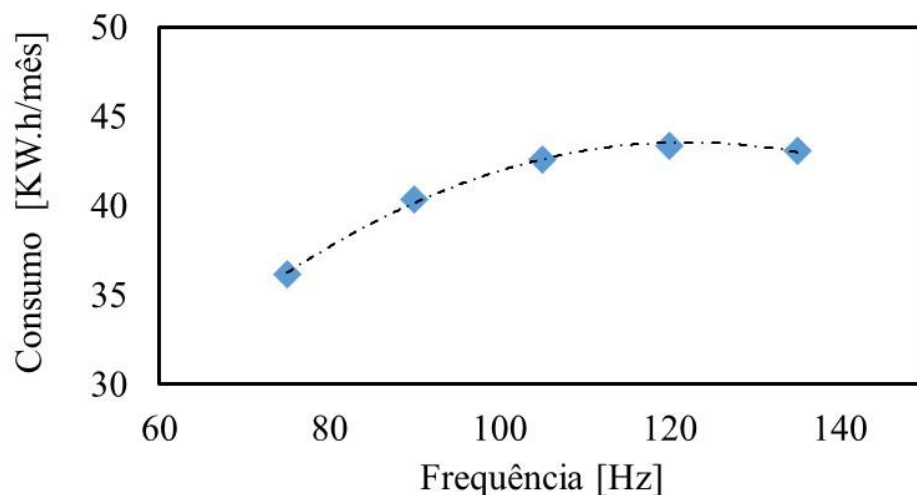


Figura 21 Consumo energético do sistema para um controle ON/OFF.

Observa-se que em baixas frequências o sistema apresenta um menor consumo energético. A fragmentação do consumo em *runtime* e potência do

compressor explicam esse comportamento. A curva de *runtime*, que caracteriza a proporção de tempo a qual o compressor permanece ligado em cada ciclo e a curva de potência do compressor, podem ser vistas na Figura 22.

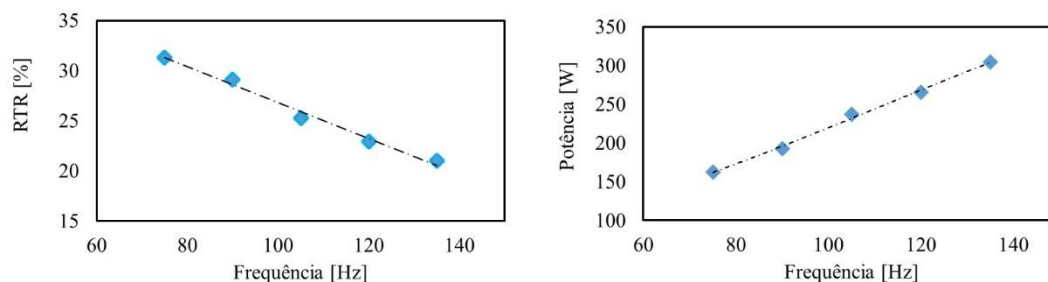


Figura 22 Curvas de *runtime* e potência do compressor.

Os dados obtidos na Figura 22 demonstram que, o compressor operando na frequência de 135 Hz consome o dobro da potência quando comparado com a operação na frequência de 75 Hz. O *runtime*, no entanto, apresenta uma relação para essa situação, apenas um terço menor, demonstrando o motivo do sistema possuir menor consumo energético nas baixas frequências.

3.1.2 Análise do coeficiente de performance do compressor

O método clássico para obtenção do coeficiente de performance consiste em manter o sistema em uma rotação fixa até ocorrer a estabilização da temperatura, e realizado o balanço energético nessa situação. Devido a limitação do sistema analisado em possuir carga sensível a temperaturas inferior a -4°C , não foi possível adotar essa abordagem. Como alternativa, utilizou-se resistências internas com o objetivo de elevar a temperatura do sistema em situação de equilíbrio energético e, a partir dessa situação.

A equação (4) representa a potência retirada do interior do gabinete.

$$W_t = W_{ri} + \Delta T * UA + W_v \quad (4)$$

O COP do sistema foi calculado segundo a equação (5).

$$COP = \frac{W_t}{W_c} \quad (5)$$

A interpretação que se deve ter do valor do COP é: quanto de energia o sistema de refrigeração retira do gabinete para cada Watt de energia consumido pelo compressor. Através desta análise é possível identificar que um sistema energeticamente eficiente possui um COP elevado. Os dados do COP obtidos para esse compressor estão sintetizados na Tabela 3.

Dessa maneira é possível identificar que o sistema possui um melhor desempenho energético para as frequências inferiores. Os dados obtidos estão apresentados graficamente na Figura 23 para melhor visualização.

Tabela 3 Dados obtidos para curva do COP

Frequência [Hz]	Resistência [W]	Perda dT [W]	Potência Ventilador [W]	Energia total consumida [W]	Potência compressor [W]	COP []
67	217	101	36	354	144	2.45
91	298	101	36	435	193	2.26
116	366	101	36	503	260	1.93
146	442	101	36	579	340	1.7

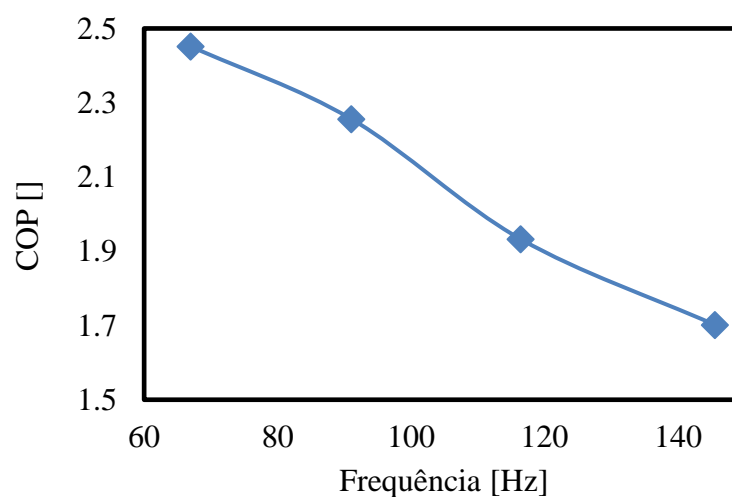


Figura 23 Curva de COP do sistema de refrigeração.

3.2 Testes da lógica de controle baseline

O objetivo do controlador é efetuar o *pull down* de rápida, e em sequência manter o sistema operando com temperatura interna na faixa de -2.5 °C a -1.17 °C , sendo para isso necessário rejeitar perturbações do tipo aberturas de porta, adição de carga térmica ou variações na temperatura ambiente.

O refrigerador comercial tem a característica de possuir grande inércia térmica devido ao volume armazenado internamente. Essa capacidade de armazenamento elevado resulta em uma baixa taxa de recarga de produtos, o que torna a situação de adição de carga quente um evento raro. Assim, do ponto de vista do consumo energético, essa situação é desprezível.

Porém, ressalta-se que é indispensável que ocorra uma rápida rejeição dessa perturbação, uma vez que o produto armazenado só pode ser comercializado em temperatura de regime.

Essas características são as desejadas pelo fabricante e são os objetivos do controlador. Para avaliar se o sistema proporcionava essas características foram realizados 4 tipos de teste: teste de *pull down*, teste de regime cíclico, teste *half reload* e teste com a utilização de resistências internas.

O objetivo do teste de *pull down* é medir a resposta do sistema logo após o acionamento do mesmo, nesta situação o refrigerador encontra-se totalmente carregado e com temperatura interna estabilizada com a temperatura ambiente. A resposta ótima para essa situação é que o refrigerador atinja a temperatura média interna igual a $-1,9\text{°C}$ da forma mais rápida possível.

O segundo teste é uma sequência do teste de *pull down* e recebe o nome de teste cíclico. O seu objetivo é analisar o comportamento do sistema quando a temperatura interna permanece na faixa de valores entre $-1,17\text{°C}$ e $-2,5\text{°C}$. O nome do teste é uma referência ao comportamento da saída nessa situação, uma vez que, os refrigeradores usualmente apresentam um controle do tipo ON/OFF resultando em uma resposta de temperatura cíclica. Além de observar a temperatura, é importante analisar o consumo energético nesse teste, uma vez que a situação simulada por esse é a da operação usual do refrigerador.

O terceiro teste visa obter o comportamento do sistema para rejeição de perturbação de carga térmica, para tanto, após a estabilização da temperatura interna na região de regime cíclico, é retirada metade das cervejas e mantidas estas em condições ambiente até a estabilização da temperatura. Em sequência, as bebidas são recolocadas no refrigerador.

Por fim, o quarto teste representa uma condição de operação mais severa, podendo esta ser resultado, por exemplo, do aumento da temperatura ambiente. Durante esse teste, resistores internos são acionados, simulando um aumento da temperatura ambiente. Situação essa em que se tem uma maior troca de calor com o meio e aumento da temperatura no condensador.

3.2.1 Pull down

No teste de *pull down* efetuado o sistema encontrava-se, inicialmente, a temperatura ambiente, com a carga interna máxima (196 garrafas). A Figura 24 apresenta a resposta da temperatura no termostato e o sinal de controle em função do tempo. Pode-se observar que a rotação permanece constante durante todo o período de *pull down*.

Devido as características físicas do refrigerador a redução de temperatura no teste de *pull down* não ocorre de forma uniforme, sendo necessário um período para estabilização. O compressor, mantendo a rotação no máximo, não permite o intervalo necessário para estabilização da temperatura antes de ocorrer seu desligamento. A temperatura média, portanto, atinge o valor desejado apenas ao final do segundo ciclo de operação em ON/OFF.

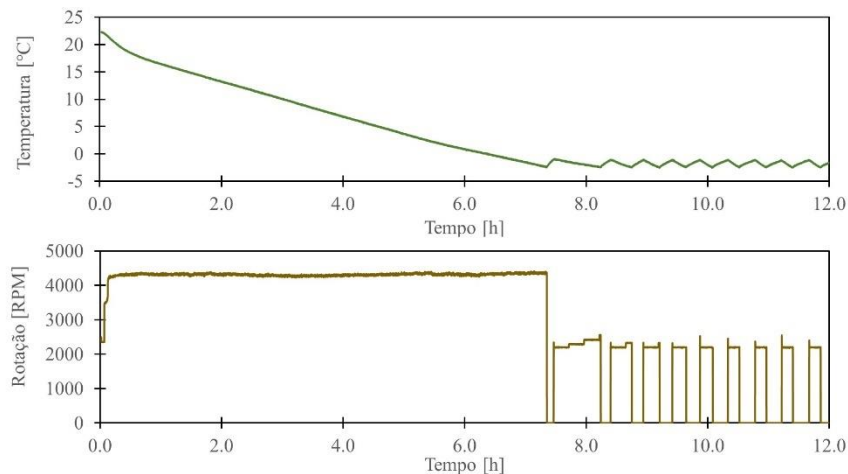


Figura 24 Teste de pull down lógica baseline.

3.2.2 Teste em regime cíclico

O teste em regime cíclico é realizado logo após o teste de *pull down* e os dados são mostrados na Figura 25. Observa-se que a rotação do compressor permanece em um valor superior ao necessário, operando de forma desnecessária em uma faixa de maior consumo energético.

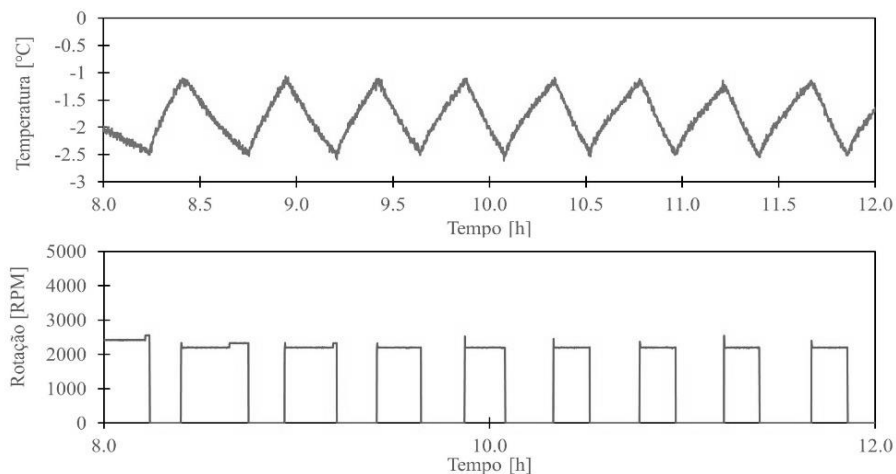


Figura 25 Teste em regime cíclico lógica baseline.

3.2.3 Teste de half reload

No teste de *half reload* o sistema encontrava-se carregado com metade da carga de cerveja em temperatura de regime e a outra metade em temperatura ambiente. A resposta a partir do momento em que a carga quente foi reintroduzida no

refrigerador pode ser vista na Figura 26. A rejeição desta perturbação acontece de forma lenta, uma vez que o sistema demora para identificar a adição desta carga quente, sendo necessário aproximadamente 2,5 horas para o sistema atingir a máxima rotação. Essa é uma situação indesejada pelos consumidores e o controle ideal deveria rejeitar essa perturbação o mais rápido possível, respondendo com a potência máxima logo que ocorre a perturbação.

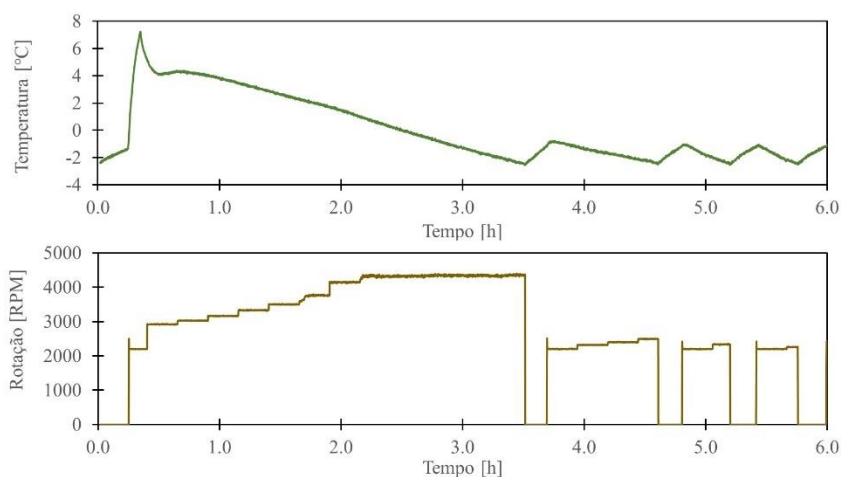


Figura 26 Teste half reload lógica baseline e com adição de carga térmica no instante igual a 0,2 h.

3.2.4 Teste com 350 W de resistência ligada

O teste com resistência ligada pode ser visto na Figura 27. Através do presente teste é possível identificar que o controle original não consegue manter a temperatura constante, buscando sempre o comportamento ON/OFF. Esse tipo de operação, como descrito anteriormente, aumenta o consumo energético do sistema não utilizando todo potencial do compressor VCC.

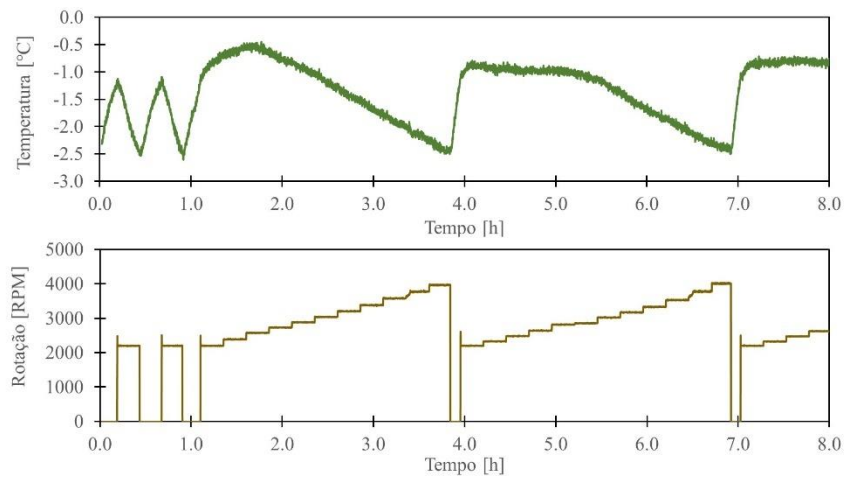


Figura 27 Teste lógica baseline com resistências interna acionadas no momento igual a 1 h.

CAPÍTULO 4: DESENVOLVIMENTO DAS LÓGICAS DE CONTROLE

Analisando os testes com a lógica *baseline* chegou-se à conclusão que o controle original possui falhas. A primeira relativa a demora do sistema em identificar e reagir a uma situação de perturbação, a segunda quanto ao sistema buscar o comportamento ON/OFF sem nunca atingir uma rotação fixa, mesmo quando as condições ambientes permitem esse comportamento.

Esses problemas encontrados nos testes *baseline* poderiam ser solucionados utilizando um controle com realimentação da temperatura interna do gabinete.

Para obter a temperatura interna foram consideradas duas abordagens, a primeira delas realizando a medição da temperatura interna, podendo, para isso, ser utilizado o sensor presente nos refrigeradores utilizados para o controle por histerese. A segunda abordagem através de um estimador de temperatura, utilizando para isso as variáveis internas do compressor.

4.1 Metodologia de controle utilizando as variáveis do inversor de frequência

A hipótese inicial era da existência de uma correlação entre o torque do compressor e a temperatura interna do gabinete. Para testar essa hipótese foram realizados testes de *pull down* aplicando diferentes rotações e observado a correlação entre as variáveis.

O estimador a ser desenvolvido deveria ser capaz de retornar a temperatura interna com erro máximo de $\pm 0,7^{\circ}\text{C}$. A análise visual dos dados observados está presente na Figura 28, percebe-se que a correlação entre as variáveis não é suficiente para a realização do estimador com precisão necessária.

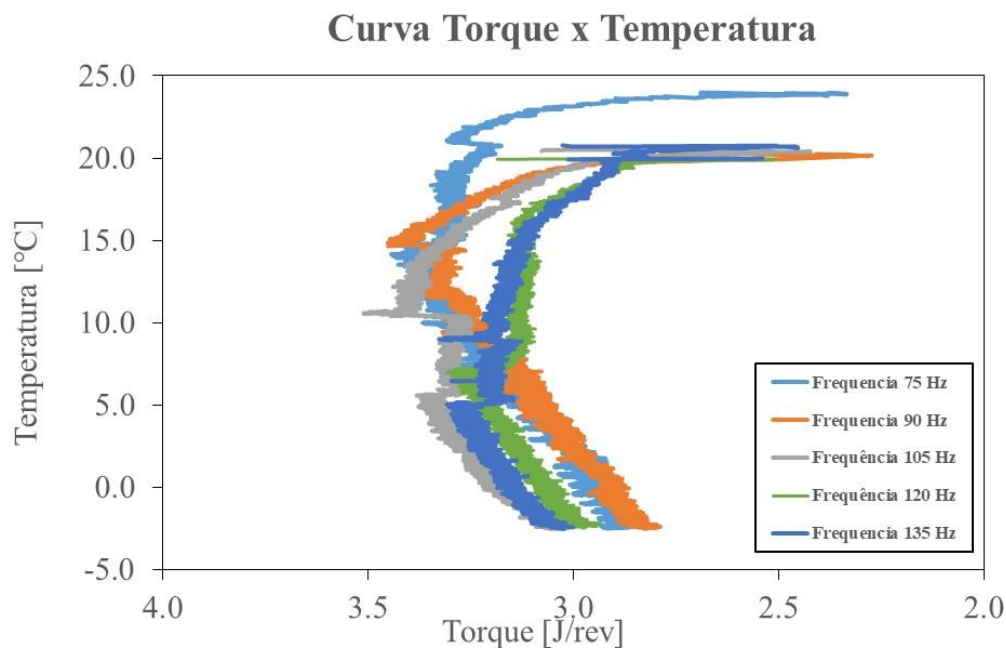


Figura 28 Curva temperatura em função do torque.

Descartando a possibilidade de utilizar o torque como estimador de temperatura e, levando em consideração que o torque representa uma combinação das variáveis medidas pelo compressor (rotação e potência), descartou-se a possibilidade de obter um estimador de temperatura para esse sistema.

Sendo um dos objetivos do trabalho o desenvolvimento de uma lógica de controle sem a utilização de um sensor de temperatura foi projetado um controlador apto a solucionar o problema de rejeição de perturbação de forma rápida. O controlador, no entanto, não atinge a estabilidade do sinal de temperatura em um valor constante.

O método desenvolvido utiliza apenas duas velocidades do compressor, a primeira sendo para rejeição de perturbação e a segunda com o objetivo de operar na faixa de regime cíclico. As características desejáveis são: rápida rejeição de perturbação e eficiência energética durante o regime cíclico.

Com os dados da Figura 22 é possível observar uma relação inversa entre o consumo energético e a frequência aplicada no compressor, sendo assim, a escolha da rotação para regime deve ser próxima ao limite de 60 Hz. Devido a necessidade de garantir a operação do sistema em diferentes condições ambientes, foi selecionada

a frequência de 75 Hz, valor que proporciona um bom consumo energético e aliado a capacidade para operar em temperaturas ambiente severas.

Para rejeição de perturbação foi observado os dados da Tabela 3, e através desses selecionada a rotação de 150 Hz, por esta ser a situação com maior troca de calor.

O último passo para elaborar a nova estratégia de controle foi determinar o período em que o compressor permanece ligado a cada ciclo quando submetido a uma frequência de 75 Hz, obteve-se o valor de 16 minutos para as condições ambientes do laboratório. Como o objetivo do controle desenvolvido era operar em temperaturas superiores foi adicionado uma margem de tempo extra e configurando o sistema para identificar como uma operação normal um tempo máximo de 20 minutos, caso o compressor permanecesse acionado por mais tempo, o controlador realiza a troca da frequência para o valor de 150 Hz, entrando no modo rejeição de perturbação.

A estratégia de controle é baseada em eventos e está representada na Figura 29. Ao iniciar a operação o sistema encontra-se no estado 0, nesse estado a saída do controlador é igual a 150 Hz. Ao atingir uma temperatura inferior a $-2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ o sistema passa para o estado 1, no qual o compressor permanece inativo mantém-se nesse estado até a temperatura interna atingir um valor superior a $-1,17^{\circ}\text{C}$. Neste caso, o sistema entra no estado 2, no qual encontra-se com uma rotação intermediária no valor de 2250 RPM permanecendo nesse estado até que o sistema atinja uma temperatura inferior a $-2,5^{\circ}\text{C}$ e retornando ao estado 1 ou permanecendo nesse estado por um tempo superior a 20 min passando para o estado 0.

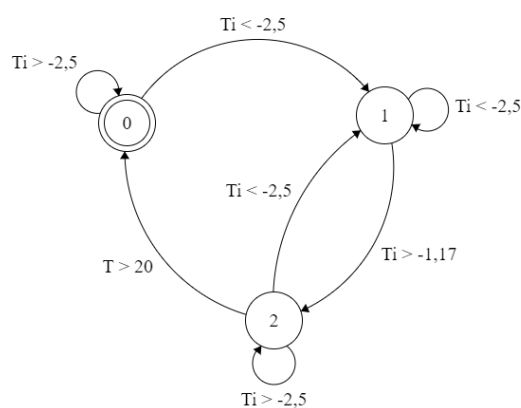


Figura 29 Diagrama de estados do controlador chaveado.

4.1.1 Teste *Pull Down*

O teste de *pull down* utilizando a lógica de controle chaveada mostrou que o sistema utiliza a máxima rotação até atingir temperatura limite, característica desejada pelo fabricante visto que esse comportamento garante atingir a temperatura de funcionamento no menor tempo possível.

No momento em que se atingi a temperatura desejada no termostato, a temperatura média no interior do gabinete está acima do desejado, fazendo com que ocorra um ganho de temperatura de forma acentuada no termostato e fazendo com que o primeiro ciclo do compressor demore mais que o usual levando a lógica de controle a interpretar essa demora como uma perturbação e elevando a rotação do sistema, esse comportamento é corrigido conforme a temperatura interna do gabinete estabiliza.

Os dados referentes ao teste podem ser vistos na Figura 30.

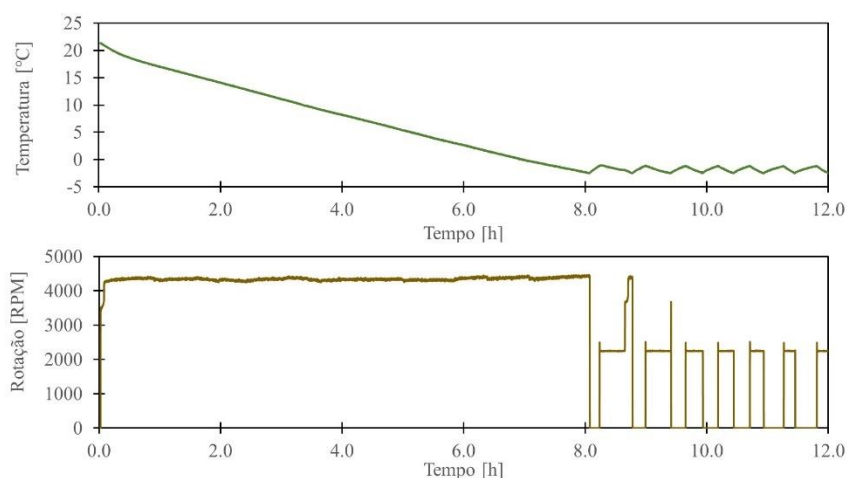


Figura 30 Teste de pull-down lógica chaveada.

4.1.2 Teste em regime cíclico

A operação do controlador em regime permanente utiliza a lógica de histerese, aplicando a rotação de 2250 RPM durante o ciclo usual. Esse comportamento faz com que a temperatura oscile entre os limites propostos de temperatura não garantindo, porém, que a média da temperatura atinja um valor desejado.

Na Figura 31 é possível observar a resposta do sistema nessa condição, é notado que o sistema apresenta comportamento cíclico em aproximadamente 10 horas, mantendo a duração do ciclo praticamente uniforme.

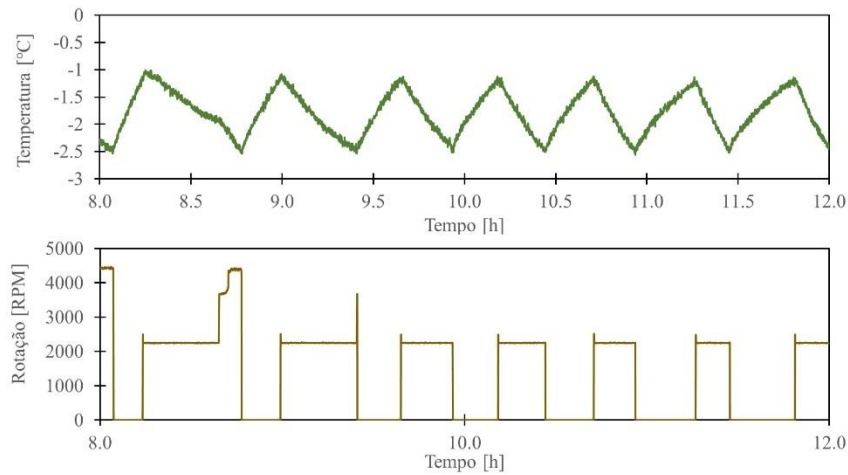


Figura 31 Teste regime cíclico com lógica chaveada proposta.

4.1.3 Teste *half reload*

O resultado do teste de perturbação do tipo *half reload* pode ser visto na Figura 32. Pode-se observar que o sistema demora 20 minutos para identificar a perturbação, nesse momento o sistema responde utilizando a rotação máxima até atingir a temperatura limite do controlador. Como efeito adverso dessa rotação constante tem-se um problema similar ao baseline em que o sistema atinge a temperatura no termostato, porém a média interna ainda não está estabilizada.

Devido ao problema exposto o controle identifica uma perturbação não existente nos dois ciclos subsequentes a entrada da perturbação real. Após a estabilização da temperatura internamente o funcionamento do controle é normalizado, voltando a operar apenas na rotação desejada.

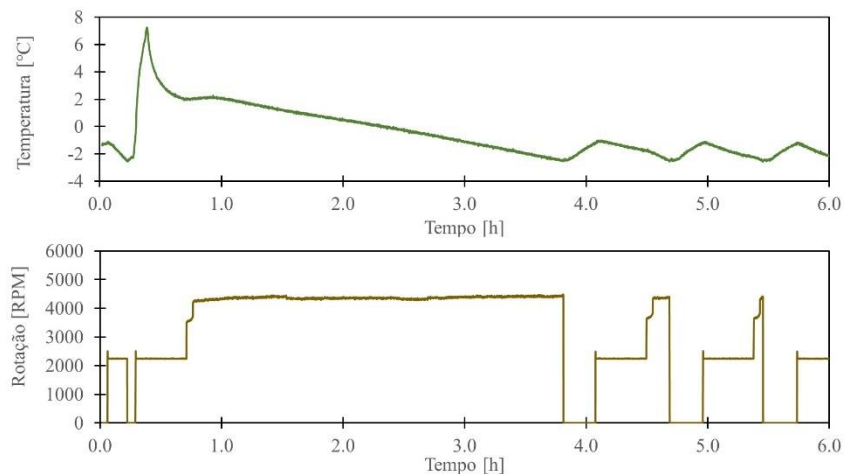


Figura 32 Teste half reload lógico chaveado com adição de carga térmica no instante 0,2 h.

4.1.4 Teste com resistências ligadas

Ao ser aplicada uma perturbação constante de 350 W internamente ao refrigerador, a lógica de controle proposta acaba não rejeitando essa perturbação de forma eficiente, como pode ser vista na Figura 33. O problema da resposta obtida é que o sistema possui capacidade para rejeitar essa perturbação de forma eficiente caso seja encontrada a rotação ideal para o cenário, porém, como o controle opera apenas em duas rotações, o controle atua sempre como um controle por histerese, a diferença é apenas a potência imposta por cada cenário.

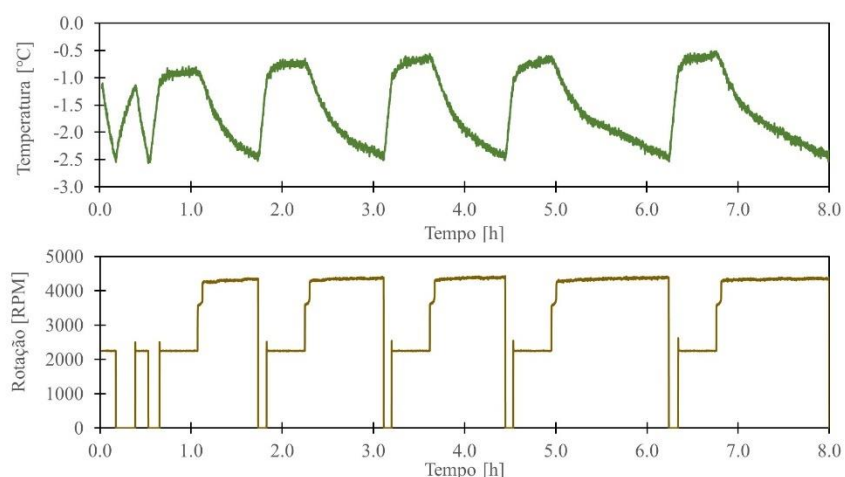


Figura 33 Teste com lógica de controle chaveado com resistências acionadas no instante de tempo $t = 0,9$ h.

4.2 Controle com sensor de temperatura

A hipótese inicial adotada foi que com a medição de temperatura seria possível corrigir os dois problemas encontrados na lógica baseline, uma vez que, seria possível determinar quando o sistema sofreu uma variação de carga e atuar de forma a levar o sistema para o valor de referência de uma forma eficiente. Além disso é possível manter a temperatura dentro de uma faixa de valores e caso seja possível encontrar uma velocidade que mantenha o sistema em uma temperatura constante.

O primeiro passo para obter o controlador, utilizando realimentação do sensor de temperatura, foi identificar um modelo matemático do sistema. Para isso foram realizados testes em diferentes rotações do sistema sem perturbação, tais testes efetuaram o *pull down* e o controle na faixa de operação do sistema era feito utilizando um controlador on-off com a operação *on* igual a rotação de *pull down*.

Para obtenção do modelo adotou-se o método de modelo por caixa preta, que consiste na obtenção do modelo baseado exclusivamente nos dados obtidos sem a utilização de equações representativas do sistema, esta análise foi feita utilizando o software *Matlab* e o toolbox *System Identification*.

O modelo desejado deveria possuir como saída a diferença entre a temperatura interna e a temperatura ambiente, visto que o sistema em equilíbrio com o atuador desligado, tende ao valor da temperatura ambiente, representando o valor 0 na diferença entre a temperatura ambiente e interna. O sinal de atuação sendo a frequência aplicada no inversor de frequência. Para a coleta de dado foi utilizado um período de amostragem de 5 segundos.

Os dados obtidos para a temperatura apresentam um ruído, sendo essas prejudiciais na obtenção do modelo, para corrigir esse problema foi utilizado uma filtragem dos dados no software de identificação do modelo. Devido as características físicas de um sistema refrigerante, as quais apresentam constantes de tempo muito elevado sem variações bruscas em intervalos pequeno, foi possível utilizar um filtro do tipo passa baixa sem influenciar a dinâmica do sistema.

Para obtenção da frequência de corte foi utilizado a resposta do sistema no domínio da frequência (Figura 34) e estipulado, a partir desses dados, uma frequência de corte para o filtro passa baixa.

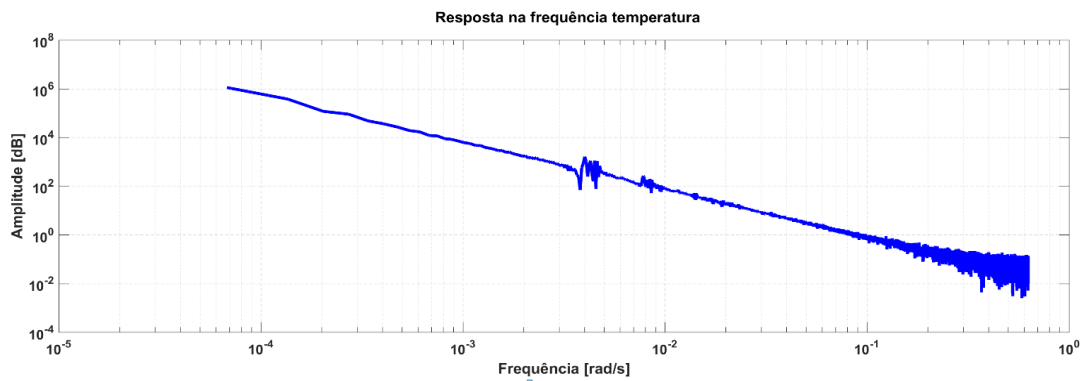


Figura 34 Resposta em frequência do sistema para rotação de 75 Hz.

O filtro desenvolvido possui frequência de corte em $6,4 \times 10^{-2}$ rad/s. A resposta resultante dos dados filtrados, no domínio da frequência, pode ser visto na Figura 35.

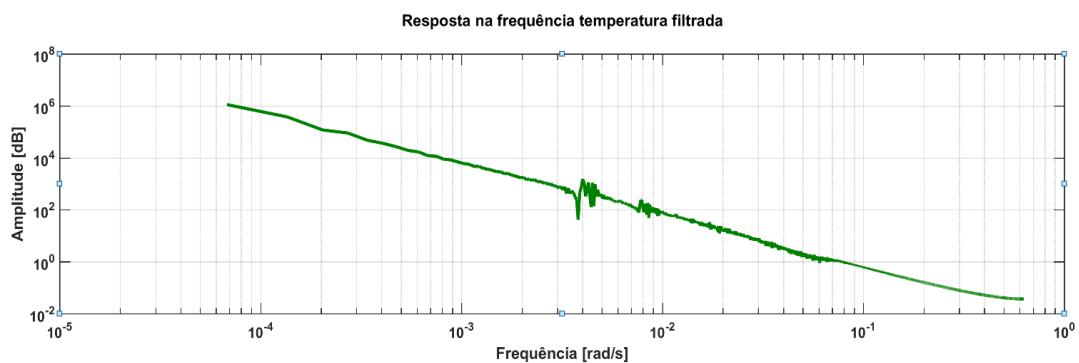


Figura 35 Resposta em frequência do sistema filtrado para rotação de 75 Hz.

A Figura 36 ilustra a resposta dos dados filtrados e dos dados observados no domínio do tempo. Pode-se notar que os dados filtrados apresentam a mesma tendência dos dados observados, com a diferença de rejeitar alguns ruídos presentes no sistema e apresentando um atraso equivalente a um período de amostragem. Devido ao período de amostragem ser muito pequeno (5 segundos) comparado com a demora do sistema, esse atraso é desprezível.

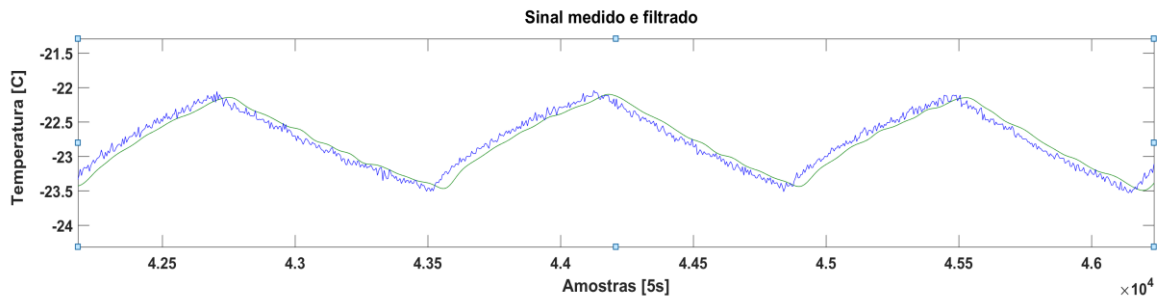


Figura 36 Dados observados e filtrados.

Após obter os dados filtrados, foi utilizado a ferramenta de estimação do modelo para função de transferência e ajustado a quantidade de polos e zero de forma iterativa até obter uma boa relação entre simplicidade do modelo e representação do comportamento, resultando no modelo representado na Equação (6).

$$\frac{u(z)}{y(z)} = \frac{-0.0002722 * z^{-1} + 0.0002721 * z^{-2}}{1 - 1.282 * z^{-1} - 0.43 * z^{-2} + 0.7119 * z^{-3}} \quad (6)$$

$$T_s = 5s$$

Os polos do modelo encontrado são: $[-0,7145 ; 1,00 ; 0,9964]$. A validação deste modelo é feita ao aplicar-se o sinal de controle de testes realizados fisicamente, em sequência é comparado a saída de temperatura do modelo com os dados obtidos no sistema. Uma dessas series de dados está representando na Figura 37. O software “*system identification*” fornece o percentual da variação do sistema real capturado pelo modelo, para cada série de testes utilizados na formulação do modelo. O modelo apresentou o pior desempenho para os testes realizados na frequência de 75 Hz, em que o modelo capturou 80% da variação do sistema real.

O melhor cenário foi obtido nos testes com frequência igual a 90 Hz, com o modelo capturando 95% das variações do sistema real. Para a frequência de 105 Hz, representada na Figura 37, o modelo obteve um coeficiente de 92%.

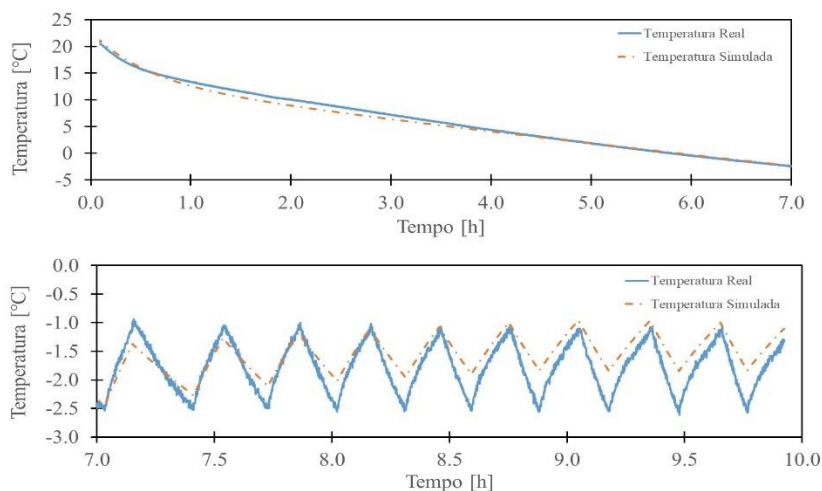


Figura 37 Comparação entre modelo obtido e resposta real com frequência aplicada de 105 Hz.

O controlador foi desenvolvido utilizando um período de amostragem de 5 minutos, este intervalo corresponde ao período de segurança que o compressor deve permanecer desligado antes de ser religado. Esse período de amostragem proporciona um tempo suficientemente para que as pressões de alta e baixa no compressor equalizem. Em caso de se realizar a partida do motor antes da equalização das pressões, o compressor exercerá torque elevado, podendo causar danos nos componentes internos.

O modelo resultante deixa de considerar as não linearidades do compressor relativas aos limites de operação da rotação. Essas limitações impõem duas não linearidades, a primeira relativa a descontinuidade entre o compressor desligado (0 Hz) e o menor valor para acionamento (60 Hz), a segunda corresponde a saturação do sistema em 150 Hz. As características expostas estão graficamente representadas na Figura 38.

Visando evitar que a influência da saturação cause um sobressinal, foi incluído um *anti windup* para o limite superior da saturação. Para o limite inferior não foi utilizado essa ferramenta devido a descontinuidade do sinal de controle entre 0 – 60 Hz. Caso fosse utilizado um controlador com anti windup no limite inferior, a ação integradora seria minimizada e o refrigerador precisaria atingir um erro grande o suficiente para que o sinal de controle atingisse a barreira de descontinuidade.

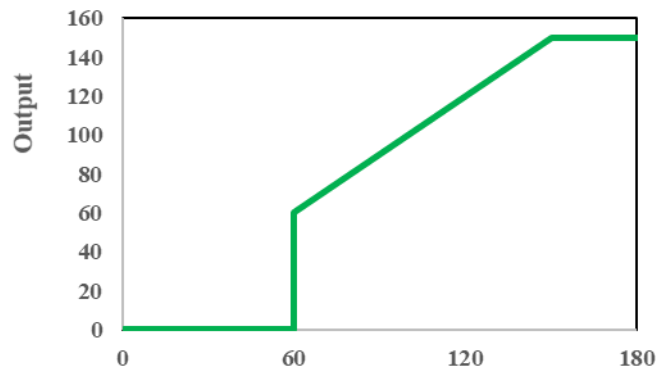


Figura 38 Não linearidades do atuador.

O objetivo do controle deve ser rejeitar perturbações e manter a temperatura dentro de uma faixa de valores e quando possível, encontrar uma velocidade que mantenha essa temperatura constante. Visando um melhor aproveitamento desta margem de temperatura foi criada uma zona de amortização do erro (zona semimorta) na região de oscilação, com isso é possível obter um controle mais suave e mesmo assim garantir um seguimento de referência quando este for possível. O comportamento gráfico desta função do erro pode ser visto na Figura 39.

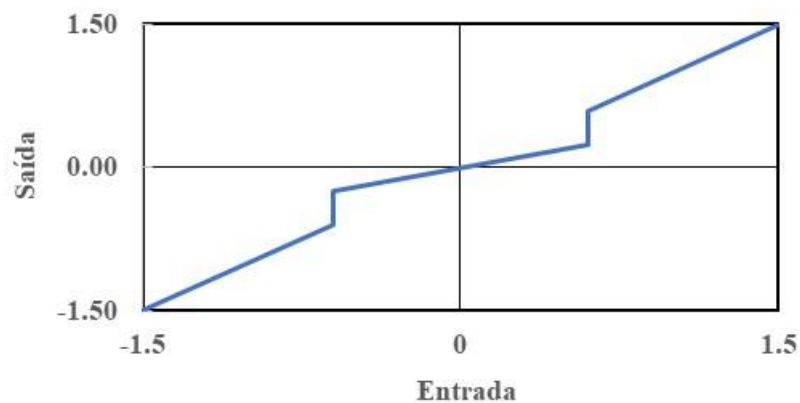


Figura 39 Zona de amortização do erro.

A estrutura final para validação do controle em simulações está representada na Figura 40. Um ruído gaussiano foi adicionado ao sistema visando simular a situação real. Na entrada do sinal de temperatura foi adicionado um filtro passa baixa com frequência de corte 0,0575 rad/s e ganho unitário.

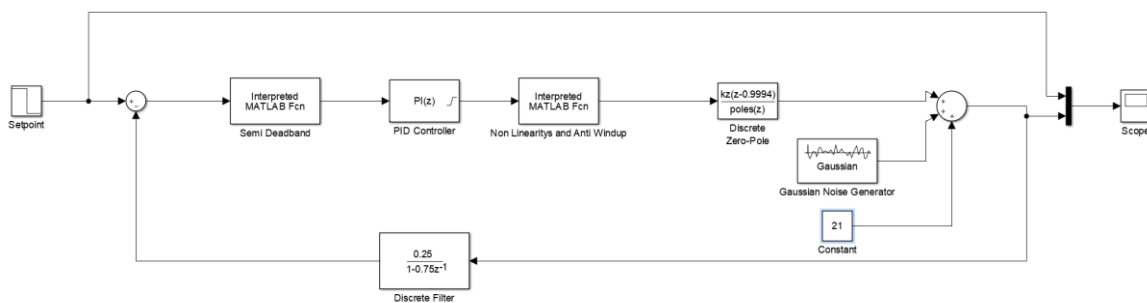


Figura 40 Estrutura de simulação para o controlador PI.

Para obter o controlador foi utilizado a ferramenta PID do software Matlab e foram realizados ajustes através do método de tentativa e erro até a obtenção de uma resposta com as características desejadas resultando na Equação (7).

$$C(z) = P + I * Ts \frac{1}{z - 1} \quad (7)$$

Onde: $P = -80$, $I = -0.0708$, $Ts = 300$.

A lei de controle a ser implementado no sistema digital está apresentada na Equação (8).

$$u(k) = u(k - 1) - 80 * e(k) + 58,76 * e(k - 1) \quad (8)$$

O resultado obtido através da simulação pode ser visto na Figura 41.

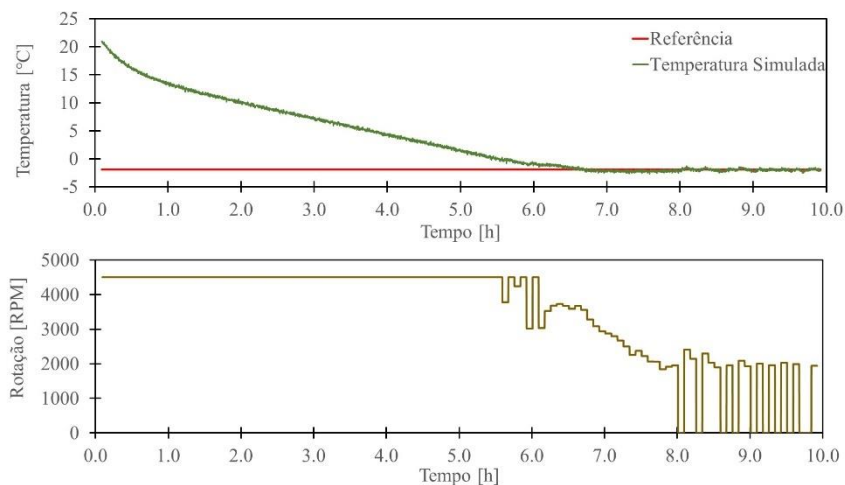


Figura 41 Pull down simulado.

O controlador foi embarcado no software *LabView* responsável pela aquisição dos dados, Figura 42.

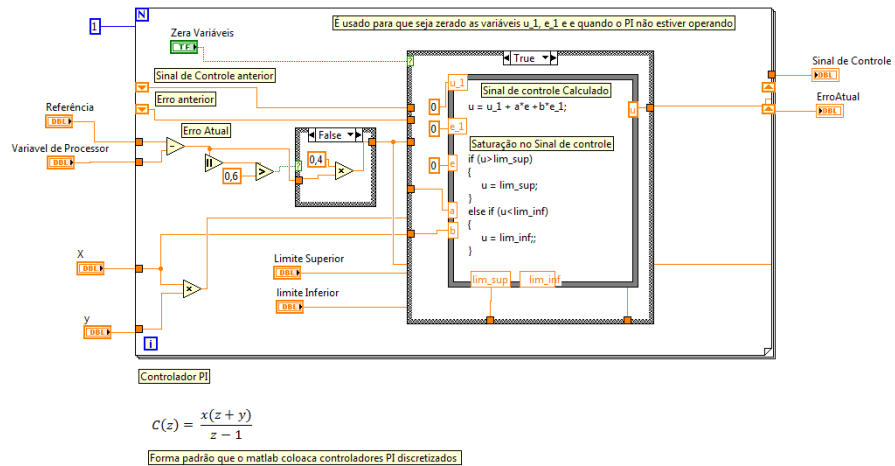


Figura 42 Estrutura do controlador em LabView.

Para validar os dados obtidos através das simulações, foi realizado um teste utilizando o controlador desenvolvido no sistema real e os dados foram comparados com os obtidos por simulação (Figura 43). Pode-se observar que os dados reais possuem comportamento similar.

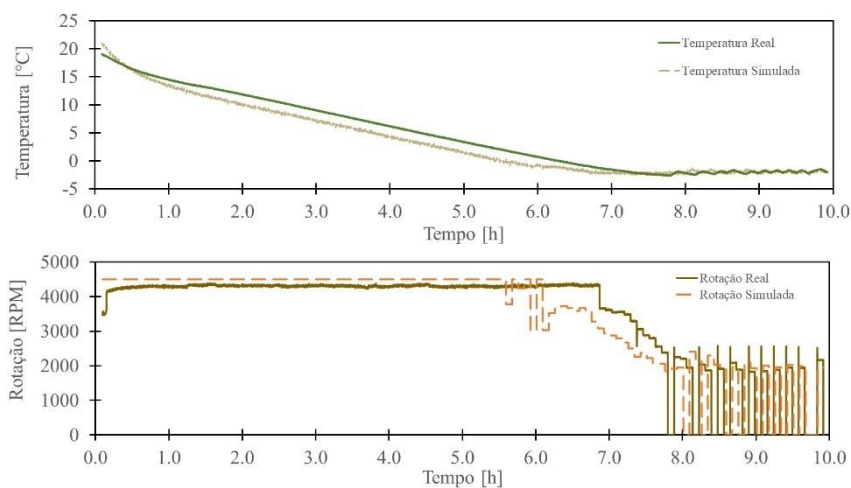


Figura 43 Comparação entre o modelo identificado e dados experimentais.

4.2.1 Teste Pull down

Observando os dados do teste na Figura 44, pode-se ver que o sistema reagiu da forma esperada, ou seja, durante as primeiras horas o compressor permaneceu ligado na maior rotação, efetuando o *pull down* da forma mais rápida possível. Ao se aproximar do valor desejado, no entanto, a velocidade do compressor começa a diminuir, permitindo que a temperatura interna estabilize.

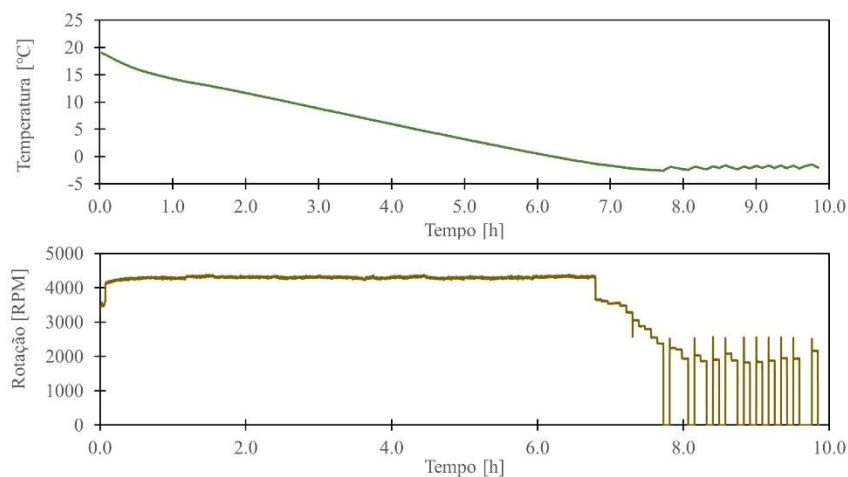


Figura 44 Teste Pull down lógica PI.

4.2.2 Teste em regime cíclico

Realizando o teste em regime permanente é possível notar que o compressor não possui uma rotação baixa o suficiente para apenas manter a temperatura interna no valor de $-1,9^{\circ}\text{C}$, resultando assim em um controle ON/OFF. Esse controle, no entanto, opera no limite inferior da velocidade do compressor, e como foi observado nas características do sistema, nessas rotações o sistema é energeticamente mais eficiente. A variação de temperatura no teste é inferior ao estipulado pela fabricante. Os dados podem ser vistos na Figura 45

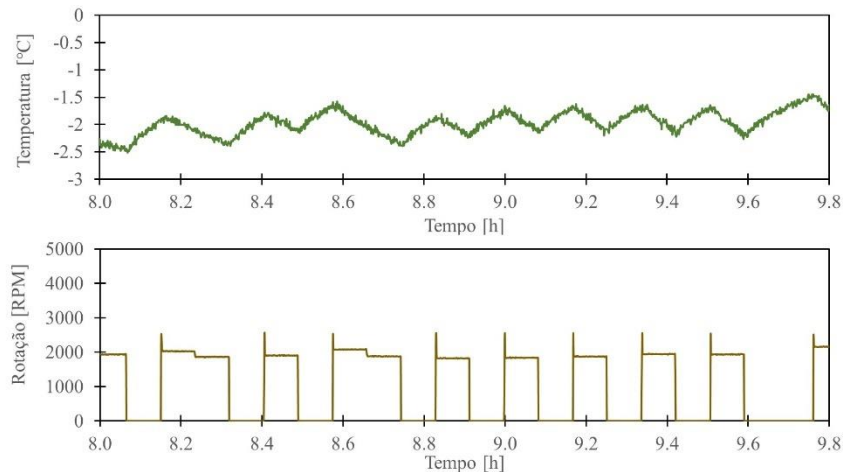


Figura 45 Teste em regime cíclico lógica PI.

4.2.3 Teste Half Reload

O teste de perturbação do tipo *half reload* está ilustrado na Figura 46, podendo ser analisado que o sistema de controle identificou a perturbação em um tempo igual a taxa de amostragem e iniciando nesse momento uma abordagem para rejeição de perturbação o mais rápido possível, quando a temperatura se aproxima da desejada o sistema gradativamente diminui a rotação levando a uma suavização da resposta e garantindo uma temperatura interna uniforme.

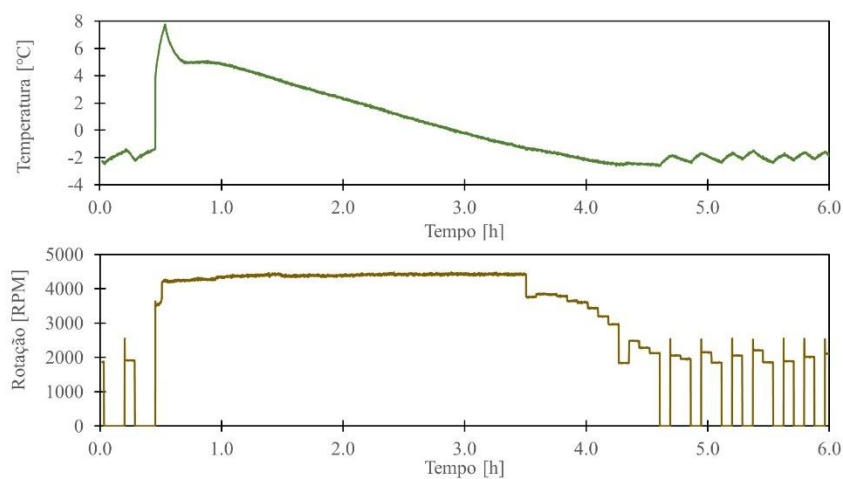


Figura 46 Teste half reload lógica PI e entrada de carga no instante 0,4 h.

4.2.4 Teste com resistências ligadas

O teste utilizando resistências internas ilustrado na Figura 47, representa um cenário favorável a utilização de compressores VCC, uma vez que nessas condições

o compressor possui uma rotação suficiente para manter a temperatura constante. Ao analisamos os dados obtidos, é possível notar que o sistema identificou rapidamente a entrada dessa perturbação e em 3 períodos de amostragem identificou uma velocidade suficiente para manter o sistema com a temperatura praticamente constante.

Esse resultado demonstra que o controlador proposto possui capacidade para se adequar as diferentes condições do ambiente e atuar de forma eficiente no controle de temperatura, realizando um controle ON/OFF em condições ambientes muito amenas e em condições mais severas atuando com uma rotação ótima para a situação.

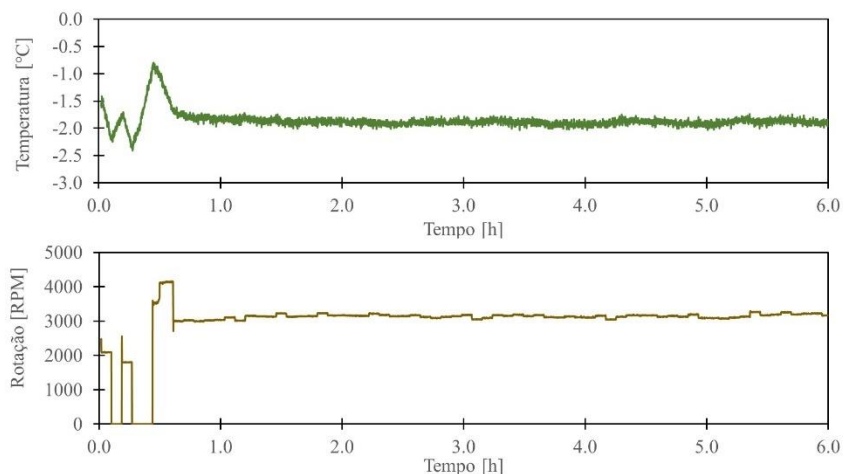


Figura 47 Teste PI com resistência internas acionadas no instante 0,3 h.

CAPÍTULO 5: CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

5.1 Análise dos resultados

O objetivo do trabalho era realizar uma comparação entre o controlador original e duas novas lógicas de controle e determinar a possibilidade de obter ganhos de desempenho utilizando esses controladores. As características desejadas para um controlador mais eficiente seria a rejeição de perturbação de forma mais rápida e um controle aproveitando as características do compressor VCC para obter ganhos de consumo energético em regime permanente.

Analisando os dados dos testes de *pull down* é possível identificar que a lógica aplicada para o controlador baseline é a mesma da lógica aplicada pelo controle chaveado, ou seja, a aplicação da rotação máxima até atingir a temperatura limite inferior. Após atingir essa temperatura ambos controladores apresentaram uma perda de temperatura rápida no termostato, fato ligado a estratificação de temperatura do refrigerador ser elevada, após o controle iniciar a operação na região de regime cíclico a temperatura média interna atinge um valor próximo ao desejado diminuindo a frequência com que é feito o acionamento do compressor. Para o controle utilizando a lógica PI, o sistema responde com a máxima rotação inicialmente, porém ao atingir temperaturas próximas da referência, a rotação diminui permitindo que o sistema equalize a temperatura internamente, tornando o sistema mais rápido a atingir a temperatura média desejada.

Em relação aos testes de regime cíclico, pode-se observar o gráfico da Figura 48 que apresenta as variáveis de interesse para esse teste. Analisando os dados apresentados, é possível identificar que o controlador PI possui o melhor desempenho energético entre os 3 controles comparados, apresentando uma redução de consumo de 13% em relação ao controle original. Ainda observando o mesmo gráfico é identificado que, além da redução de consumo, o controle PI manteve a temperatura interna no valor desejado de -1.9°C , valor inferior ao obtido pelo controle original e chaveado. Com esse resultado é possível fazer duas análises, a primeira é que o controle original não atingiu as especificações desejadas sendo necessária ajustes para garantir a temperatura média inferior, fato que provavelmente resultará em um maior consumo energético. Outra análise que pode ser feita é de que, a temperaturado

obtida pelo controle original está dentro do valor aceitável, é possível alterar a temperatura de referência para o controle PI e, teoricamente, obter um menor consumo energético.

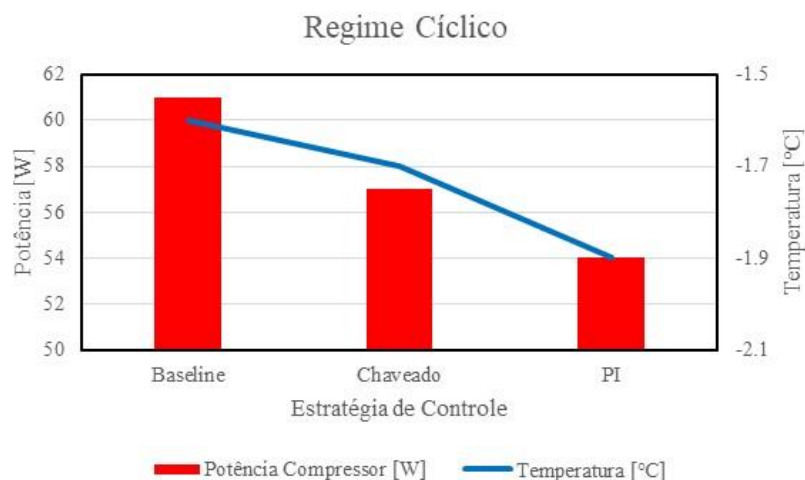


Figura 48 Resultado de consumo e temperatura média.

Analisando a capacidade do sistema em rejeitar uma perturbação do tipo recarga do refrigerador foi observado que o controlador baseline demora aproximadamente 2 horas para aplicar a rotação máxima. Já no caso do controlador chaveado, esse tempo é reduzido para 20 minutos e no caso do controlador PI o tempo máximo para atingir a rotação máxima é de 5 minutos. Ao atingir a temperatura limite existe um comportamento similar ao observado no *pull down* em que o controle baseline e chaveado atingem a temperatura no termostato igual a $-2,5^{\circ}\text{C}$, porém a média do refrigerador está acima desse valor, já para o caso do PI o controle ajusta a rotação corrigindo esse problema.

Por fim, no teste utilizando as resistências internas, que simulam uma situação de maior temperatura ambiente ou alguma outra perturbação constante, o sistema baseline apresenta um comportamento extremamente insatisfatório resultando em uma resposta que não consegue manter uma rotação fixa para controlar a temperatura e demorando muito para atingir uma rotação alta o suficiente para rejeitar a perturbação, resultando em uma elevada temperatura média. Para o caso do controle chaveado, apesar do sistema não conseguir encontrar uma rotação fixa para rejeitar a perturbação, a resposta do sistema é rápida, diminuindo a oscilação de temperatura e resultando em uma temperatura média superior. O controle PI obtém a melhor

resposta nesse cenário, uma vez que responde suficientemente rápido a perturbação e encontra uma rotação suficiente de manter a temperatura constante, resultando assim no controle com baixa oscilação de temperatura e um consumo energético ótimo para essa situação, utilizando todo o potencial que o compressor VCC oferece.

Os dados obtidos para o teste em regime utilizando as resistências interna pode ser visto na Figura 49. Pode-se notar que a potência consumida pelo controle baseline é inferior aos outros controladores, porém isso está relacionado com a temperatura média obtida nessa situação, um valor muito próximo ao limite inferior e muito acima do valor desejado de $-1,9^{\circ}\text{C}$. Comparando o controle chaveado com o PI é possível identificar que o consumo energético do segundo é inferior em relação ao primeiro. Esse resultado é ainda mais interessante levando em conta as temperaturas obtidas, já que no teste com o controlador PI a temperatura média é igual ao desejado e a temperatura média no controlador chaveado é igual a $-1,6^{\circ}\text{C}$, valor superior ao desejado.

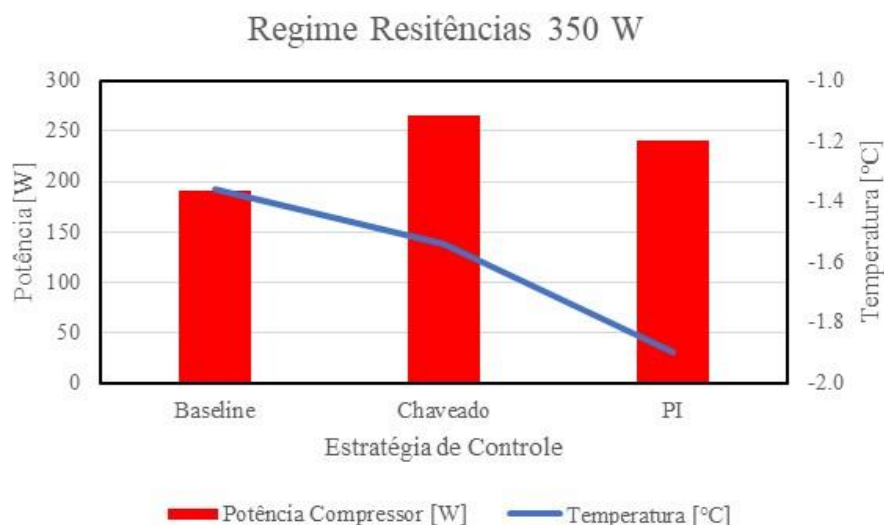


Figura 49 Resultado de consumo e temperatura média com resistência interna ligadas.

Analisando todos esses testes é possível identificar que a aplicação de compressores VCC na refrigeração comercial possui um grande potencial a ser explorado, porém o controle embarcado nessas unidades deve ser otimizado para garantir que os benefícios, tanto energéticos como de capacidade de rejeição de

perturbação, possa ser notado pelo consumidor final, justificando o investimento financeiro superior para aquisição de tais dispositivos.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

O presente trabalho identificou a possibilidade de obter ganhos energéticos aplicando leis de controle mais eficiente. Para realizar testes futuros deve-se realizar um ajuste do dispositivo de expansão e um estudo sobre a carga do sistema.

Uma alternativa a ser estudada é a utilização de um dispositivo de expansão controlável, permitindo uma variável de controle adicional, podendo assim garantir um melhor consumo energético em diferentes situações.

Além disso, deve-se realizar um trabalho para otimizar o sistema físico do refrigerador, uma vez que o sistema utiliza ventiladores de potência muito elevada que acabam minimizando os efeitos do ganho energético do compressor. O refrigerador, também, apresenta uma isolamento térmica pouco eficiente, resultando em um coeficiente de UA elevado, principalmente se comparado com os refrigeradores domésticos que já vem sendo aperfeiçoados por mais tempo.

Para validar os controles obtidos em cenários usualmente encontrado no comércio é necessário utilizar uma câmara de refrigeração capaz de simular condições de temperatura e umidade diferentes das utilizadas nesse trabalho, e validar o controle obtido em diferentes condições ambientes.

Por fim, deve-se fazer um estudo do dimensionamento do compressor, pois como foi identificado nesse trabalho, o atual compressor fornece uma capacidade térmica superior a necessária para as condições ambientes testadas, diminuindo os benefícios em utilizar um compressor VCC.

CAPÍTULO 6: REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

KNABBEN, Fernando Testoni. **Um estudo in-situ da formação de geada em evaporadores no-frost.** 2010. 156 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

SILVA, Diogo Lôndero da. **ANÁLISE DA FORMAÇÃO DE GELO E GEADA E SEU EFEITO NO DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE EVAPORADORES DO TIPO TUBO ALETADO.** 2012. 198 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

SENGER, Guilherme de Aguiar. **Um estudo sobre o uso simultâneo de dispositivos de expansão e compressores de ação variável em refrigeradores domésticos.** 2012. 70 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Controle e Automação, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

PÖTTKER, Gustavo. **Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração.** 2006. 197 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

SCHURT, Leonardo Cesar. **MODELAGEM MATEMÁTICA E CONTROLE MULTIVARIÁVEL DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR.** 2009. 113 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia de Controle e Automação, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

BOSTON GLOBE (Estados Unidos). **How a Massachusetts man invented the global ice market:** An entrepreneur's 1806 scheme to sell chunks of frozen New England ponds still shapes how we live. 2014. Disponível em: <<https://www.bostonglobe.com/ideas/2014/12/19/how-massachusetts-man-invented-global-ice-market/aoJlHG4Kj53Z62ZQrhrJ/story.html>>. Acesso em: 13 jul. 2017.

CANADA. NATURAL RESOURCES CANADA. (Comp.). **Principles of Operation - AC VFD Drives.** 2015. Disponível em: <<http://www.nrcan.gc.ca/energy/products/reference/15433>>. Acesso em: 13 jul. 2017.

VITOR, Murilo Ferreira. **Desenvolvimento de uma lógica de degelo adaptativa para um refrigerador comercial leve.** 2016. 71 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Controle e Automação, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2016.

