

**DAS** Departamento de Automação e Sistemas  
**CTC** **Centro Tecnológico**  
**UFSC** Universidade Federal de Santa Catarina

# **Estudo de Estratégias de Controle para Refrigeradores Domésticos com Compressores Lineares**

*Relatório submetido à Universidade Federal de Santa Catarina  
como requisito para a aprovação na disciplina  
**DAS 5511: Projeto de Fim de Curso***

***Everton Machado***

*Florianópolis, fevereiro de 2015*



# **Estudo de Estratégias de Controle para Refrigeradores Domésticos com Compressores Lineares**

***Everton Machado***

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**

***Prof. Alexandre Trofino Neto, Dr.***

---

Assinatura do Orientador



Banca Examinadora:

Prof. Cláudio Melo, Dr./POLO  
*Orientador na Empresa*

Prof. Alexandre Trofino Neto, Dr.  
*Orientador no Curso*

Marcelo De Lellis Costa de Oliveira  
*Avaliador*

Guilherme Silva Fontes  
Vinicius Cardozo Macagnan  
*Debatedores*



## **Agradecimentos**

A Deus, por tudo.

Aos meus orientadores Alexandre Trofino e Cláudio Melo pelos conhecimentos transmitidos e oportunidade de realizar este trabalho no POLO.

Ao engenheiro Alexsandro dos Santos Silveira pela amizade e pela ajuda fundamental durante todas as fases do projeto, e a toda equipe do laboratório POLO que de alguma forma contribuiu para a realização deste trabalho.

A empresa Whirpool S/A – Unidade Embraco Compressores - em especial aos engenheiros Guilherme de Aguiar Senger e Adriano Francisco Ronzoni pelo suporte técnico e discussões ao longo do trabalho.

A minha noiva Crislaine pelo amor e paciência em todos os momentos difíceis.



## Resumo

O presente trabalho traz o estudo de estratégias de controle para compressores lineares que operam sem óleo lubrificante. O compressor Wisemotion é uma inovação da empresa Embraco lançado recentemente no mercado, porém apresenta uma reduzida eficiência quando opera em potências de saída próximo a valores mínimos (20W). Neste panorama, o refrigerador foi avaliado sob dois modos de funcionamento: Liga/desliga e um controle por modulação de largura de pulso (PWM). Para avaliação do consumo de energia dos dois modos de funcionamento, foi usada uma metodologia em regime permanente apontando uma redução da ordem de 10% no consumo de energia quando o refrigerador opera no modo PWM. Assim, foi desenvolvido uma estratégia de controle global para o refrigerador composta por 2 controladores monovariáveis do tipo PI: um controlador para altas demandas de capacidade de refrigeração, alterando a potência de saída do compressor e outro para baixas cargas térmicas, onde a potência de saída do compressor é fixa e a largura de pulso do acionamento é modulado. Os controladores são comutados automaticamente segundo uma lógica de chaveamento que leva em consideração a temperatura do congelador e os sinais de controle calculados. Resultados obtidos mostram que o sistema é capaz de comutar os modos de operação de uma forma eficiente garantindo seguimento de referência e rejeição de perturbações em condições de alta e baixa carga térmica.

**Palavras-chave:** compressor linear, controle, refrigeração, PWM



## **Abstract**

This work presents a study of control systems for linear compressors that works without lubricating oil. The Wisemotion Embraco compressor is a company's innovation launched recently in the market, but has a reduced efficiency when operating around the minimum values (20W). In this context, the refrigerator was evaluated under two operating modes: On/off and a pulse width modulation (PWM) control. To evaluate the energy consumption of the two operating modes, it was used a steady state methodology which showed that operating in PWM control the system obtains energy consumption reduction of around 10%. Therefore, it was developed a control strategy for the refrigerator with two SISO PI controllers: A controller for high demands of cooling capacity, varying the output power of the compressor and another for low thermal loads, where the output power of the compressor is fixed and the pulse width is modulated. The controllers are automatically switched according to a switching logic which takes into account the freezer temperature and the calculated control signals. Results obtained show that the control system is able to change its operating mode efficiently ensuring the reference tracking and load disturbance rejection at high and low thermal load conditions.

**Key-words:** linear compressor, control, refrigeration, PWM



## Lista de Figuras

Figura 1 – Consumo total de energia elétrica no Brasil – 2012. ....	23
Figura 2 – Consumo energético residencial brasileiro – 2012 .....	24
Figura 3 - Ciclo de refrigeração por compressão mecânica do vapor. ....	28
Figura 4 - Compressor linear – Wisemotion. ....	29
Figura 5 - Componentes mecânicos do compressor linear.....	29
Figura 6 - Refrigerador Consul CRD36.....	30
Figura 7 - Placa fria do refrigerador. ....	31
Figura 8 - Termopar tipo T.....	31
Figura 9 – Transdutor de pressão. ....	32
Figura 10 - Transdutor de potência. ....	32
Figura 11 - Tela do sistema supervisório.....	33
Figura 12 - Entrada de potência, Temperatura e fluxo de calor pelas paredes. .....	34
Figura 13 – Temperaturas dos compartimentos antes do ajuste de carga. ....	36
Figura 14 - Superaquecimento dos evaporadores.....	37
Figura 15 - Curva de saturação para o fluido R134a.....	38
Figura 16 - Curva de eficiência do compressor Wisemotion.....	39
Figura 17 - Controle liga/desliga.....	40
Figura 18 - Mapeamento do consumo de energia através da abordagem clássica.....	41
Figura 19 - Curva de <i>runtime</i> do compressor. ....	41
Figura 20 - Potência do compressor no acionamento PWM.....	42
Figura 21 - Temperatura do congelador – Liga/Desliga e PWM.....	43
Figura 22 - Temperaturas do refrigerador - Liga/Desliga e PWM. ....	44
Figura 23 - Esquemático do refrigerador para teste de consumo em regime permanente. ....	46
Figura 24 - Mapeamento do consumo energético em regime permanente. ...	48
Figura 25 - COP do sistema de refrigeração. ....	48
Figura 26 - Comparação curva de COP de sistema e calorímetro .....	49
Figura 27 – Pressões de sucção e descarga a 20 e 60 W. ....	50
Figura 28 - Diagrama p-h para 25 W e 65 W.....	50

Figura 29 – Curva de consumo de energia no modo PWM.....	51
Figura 30 - Evolução da redução no consumo de energia com controle PWM. .....	52
Figura 31 - Curva de COP - Controle liga/desliga e PWM.....	53
Figura 32 – Identificação da dinâmica do congelador no modo de operação convencional. ....	56
Figura 33 – Identificação da dinâmica do congelador no modo de operação PWM .....	57
Figura 34 – Diagrama de blocos do sistema de controle.....	58
Figura 35 – Implementação do controlador PI em labview. ....	60
Figura 36 - Teste de seguimento de referência para o controlador no modo convencional .....	60
Figura 37 – Teste de seguimento de referência – Modo PWM.....	62
Figura 38 – Abertura de porta – controlador modo PWM. ....	62
Figura 39 – Teste de partida a 20°C ambiente. ....	63
Figura 40 – Acionamento das resistências internas no congelador.....	64
Figura 41 - Sinal de controle.....	65
Figura 42 – Comportamento do sistema de controle com desligamento dos resistores.....	65
Figura 43 – Comportamento da potência do compressor durante o chaveamento para o modo PWM. ....	66
Figura 44 – Abertura de porta no congelador. ....	66
Figura 45 – Potência do compressor durante abertura de porta no congelador. .....	67

## Lista de Tabelas

Tabela 1 - Referência de temperatura dos compartimentos para o teste de UA.....	35
Tabela 2 – Condições de testes para ajuste do coeficiente de UA.....	35
Tabela 3 – Coeficientes de UA dos compartimentos.....	36
Tabela 4 – Potências de saída avaliadas no controle liga/desliga.....	47
Tabela 5 - Potências de saída avaliadas no modo PWM. ....	51
Tabela 6 – Identificação da dinâmica convencional .....	55
Tabela 7 – Identificação da dinâmica do processo em modo PWM. ....	57



## Lista de Abreviaturas e Siglas

PI	Proporcional Integral
PWM	Pulse Width Modulation – Modulação por largura de pulso
COP	Coefficiente de performance
EPE	Empresa de pesquisa energética
SISO	Single input single output – Monovariável



## Simbologia

$W_{ff}$	Potência das resistências do refrigerador
$U$	Coeficiente global de transferência de calor
$A$	Área
$\Delta T$	Diferença de temperatura
$W_{fz}$	Potência das resistências do congelador
$UA_{ff}$	Coeficiente de UA do refrigerador
$UA_{fz}$	Coeficiente de UA do congelador
$UA_m$	Coeficiente de UA do <i>mullion</i>
$T_{ff}$	Temperatura média do refrigerador
$T_{fz}$	Temperatura média do congelador
$T_{amb}$	Temperatura média ambiente
$E_c$	Consumo de energia
$\tau$	Fração de funcionamento
$W_c$	Potência do compressor
$Q_l$	Carga térmica de parede
$Q_t$	Capacidade de refrigeração
$\Delta P$	Diferença de pressão
$G_1$	Função de transferência – modo convencional
$s$	Variável complexa
$G_2$	Função de transferência – Modo PWM
$C_1$	Controlador PI – Modo Convencional
$e$	Erro
$u_1$	Sinal de controle - Modo convencional
$C_2$	Controlador PI – Modo PWM
$u_2$	Sinal de controle - Modo PWM
$F$	Filtro de referência
$R_f$	Referência filtrada
$R$	Referência



# Sumário

<b>Capítulo 1: Introdução.....</b>	<b>23</b>
1.1: Apresentação.....	23
1.2: Objetivos.....	24
1.3: Organização do trabalho.....	25
<b>Capítulo 2: Sistemas de refrigeração.....</b>	<b>27</b>
2.1: Sistemas de refrigeração por compressão mecânica do vapor .....	27
2.2: Compressor linear.....	28
2.3: Aparato experimental.....	30
2.3.1: Teste de UA.....	33
2.3.2: Ajuste de carga de refrigerante.....	36
<b>Capítulo 3: Controle PWM para compressores lineares .....</b>	<b>39</b>
3.1: Mapeamento do consumo de energia – Abordagem clássica .....	40
3.2: Teste Preliminar PWM.....	42
<b>Capítulo 4: Avaliação de consumo de energia.....</b>	<b>45</b>
4.1: Abordagem Alternativa .....	45
4.1.1: Modo Liga/Desliga .....	47
4.1.2: Modo PWM.....	51
<b>Capítulo 5: Estratégias de controle.....</b>	<b>55</b>
5.1: Identificação do sistema .....	55
5.2: Projeto do sistema de controle .....	58
5.2.1: Modo convencional .....	58
5.2.2: Modo PWM.....	61
5.3: Resultados experimentais com o controle global.....	63
<b>Capítulo 6: Conclusões e Perspectivas.....</b>	<b>69</b>

6.1: Conclusões .....	69
6.2: Sugestões para trabalhos futuros .....	70
<b>Bibliografia:</b> .....	<b>71</b>

# Capítulo 1: Introdução

## 1.1: Apresentação

O consumo energético residencial brasileiro representa atualmente uma parcela significativa no padrão de consumo do país. Segundo o balanço anual do EPE – Empresa de pesquisa energética – de 2012, o setor residencial é responsável por 9,4% do consumo total de energia elétrica no Brasil, Figura 1.

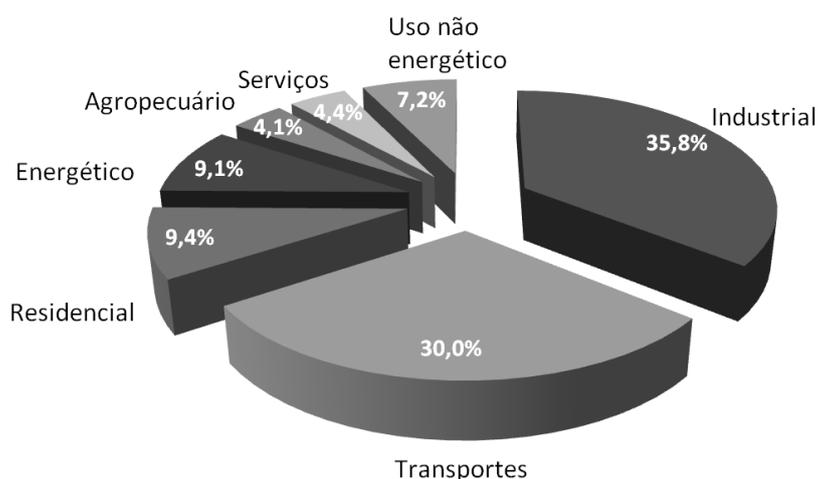


Figura 1 – Consumo total de energia elétrica no Brasil – 2012.

O alto consumo deste setor é impulsionado principalmente por equipamentos condicionadores de ar, freezers e refrigeradores que juntos representam 28,3% do consumo energético das residências, Figura 2. O relevante consumo de energia destes aparelhos tem feito com que o poder público pressione os fabricantes do setor a comercializarem produtos com eficiência energética comprovada por órgãos reguladores. Estima-se que existam mais de 45 milhões de refrigeradores no Brasil, [7], e este número vem crescendo de forma significativa, contribuindo cada vez mais para o aumento do consumo energético deste setor.

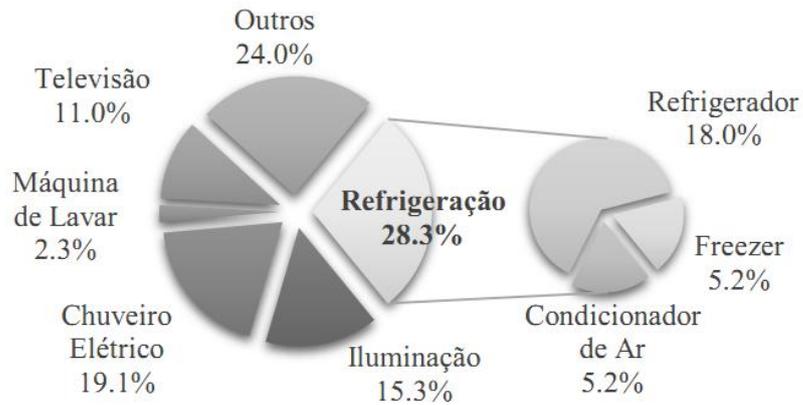


Figura 2 – Consumo energético residencial brasileiro – 2012.

Fonte: [2]

Neste contexto, as empresas fabricantes vem investindo constantemente em novas tecnologias que aumentem a eficiência de seus produtos. Desta forma, o estudo de estratégias de controle que buscam maximizar a eficiência de refrigeradores pode contribuir para alcançar tal objetivo.

Neste trabalho de conclusão de curso pretende-se avaliar um novo sistema de controle para o compressor em condições de baixa carga térmica, em substituição ao controle liga/desliga clássico. Primeiramente, será realizado um estudo comparativo de consumo de energia entre os dois sistemas, e posteriormente o desenvolvimento de uma estrutura de controle com o objetivo de forçar o compressor a operar em sua região de máxima eficiência.

## 1.2: Objetivos

Os principais objetivos deste trabalho são:

- Avaliar a eficiência de um acionamento do compressor por modulação de largura de pulso (controle PWM), realizando comparações de consumo de energia entre este tipo de controle e o liga/desliga clássico.

- Projetar um sistema de controle que em condições de baixa carga térmica possa operar de uma forma mais eficiente em termos de consumo de energia.

### **1.3: Organização do trabalho**

O presente trabalho está organizado da seguinte forma:

- O segundo capítulo faz uma breve introdução a sistemas de refrigeração por compressão mecânica do vapor. São abordados também alguns aspectos relacionados ao compressor do tipo linear, que é usado neste trabalho. Uma abordagem detalhada do aparato experimental é feita ao final do capítulo.
- O terceiro capítulo traz inicialmente a motivação principal para a realização desta pesquisa. É realizado um mapeamento do consumo de energia do refrigerador operando sob o controle liga/desliga e um teste preliminar com controle PWM. São explorados alguns aspectos problemáticos do uso da abordagem clássica para avaliação do consumo de energia entre os dois modos de operação.
- Uma metodologia alternativa em regime permanente foi adotada para comparação do consumo de energia do refrigerador operando com controle liga/desliga e com controle PWM. Estes resultados, são explorados detalhadamente no capítulo 4.
- O quinto capítulo é dedicado ao desenvolvimento de um sistema de controle para o refrigerador levando em consideração os resultados obtidos nos capítulos anteriores.
- As conclusões e sugestões para trabalhos futuros são expostas no capítulo 6.



## Capítulo 2: Sistemas de refrigeração

### 2.1: Sistemas de refrigeração por compressão mecânica do vapor

A grande maioria dos refrigeradores existentes no mercado operam sobre o princípio da compressão mecânica do vapor. Estima-se que existam mais de 45 milhões de refrigeradores em operação no Brasil [10], dos quais uma ínfima parcela não utiliza este princípio como modo de funcionamento.

O princípio básico da compressão mecânica do vapor é a evaporação a baixas temperaturas de uma substância volátil denominada refrigerante combinada com a condensação deste fluido a alta pressão.

A ideia de unir o princípio de evaporação do fluido à baixa pressão e condensação a alta pressão foi proposto por Oliver Evans, porém concebido por Jacob Perkins. O ciclo proposto por Perkins em 1834 possui quatro componentes principais: evaporador, condensador, compressor e dispositivo de expansão, Figura 3. O compressor é responsável por elevar a pressão do fluido refrigerante até a pressão de trabalho no condensador (ponto A) através da adição de trabalho em um processo que ocorre de forma isentrópica. Do ponto A ao ponto B o fluido refrigerante atravessa o condensador rejeitando para o ambiente o calor retirado do evaporador e proveniente do trabalho realizado pelo compressor. Do ponto B ao ponto C há uma redução na pressão e temperatura do fluido, provocado pelo dispositivo de expansão, tipicamente do tipo tubo capilar em refrigeradores domésticos. Com a redução de temperatura, o fluido atravessa o evaporador (ponto C ao ponto D) absorvendo calor do meio a ser refrigerado. Após atravessar o evaporador, o compressor succiona o fluido dando início a um novo ciclo.

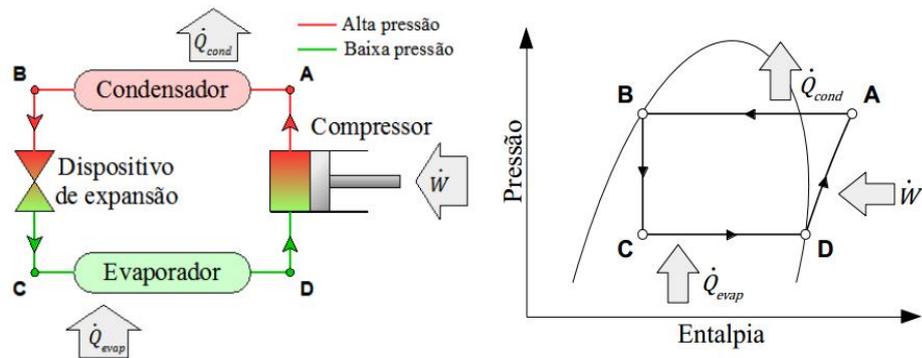


Figura 3 - Ciclo de refrigeração por compressão mecânica do vapor.

Fonte: [5]

Como mencionado anteriormente, o processo de compressão do fluido ocorre mediante a realização de trabalho pelo compressor, o que demanda um consumo energético por parte do mesmo. Desta forma, pesquisas são desenvolvidas há anos buscando melhorar a eficiência dos compressores existentes no mercado e também desenvolver compressores mais eficientes.

## 2.2: Compressor linear

O compressor é o principal componente do sistema de refrigeração por compressão mecânica do vapor. Existem dois tipos de compressores: compressores rotodinâmicos e compressores de deslocamento positivo. Os compressores de deslocamento positivo são os compressores atualmente mais utilizados na indústria de refrigeração, seu princípio de funcionamento é basicamente gerar um aumento de pressão através do confinamento e redução de um volume de gás através da movimentação de uma fronteira móvel ou elemento de compressão [2], podendo ser divididos em três tipos: rotativos, alternativos e orbitais.

Os compressores alternativos podem ser subdivididos em dois tipos de acordo com o mecanismo de acionamento: biela-manivela e atuador linear. Este mecanismo é responsável por variar o deslocamento do elemento de compressão, o pistão.

O compressor usado neste trabalho é um compressor alternativo com atuador linear, Figura 4, lançado recentemente no mercado pela empresa Embraco.

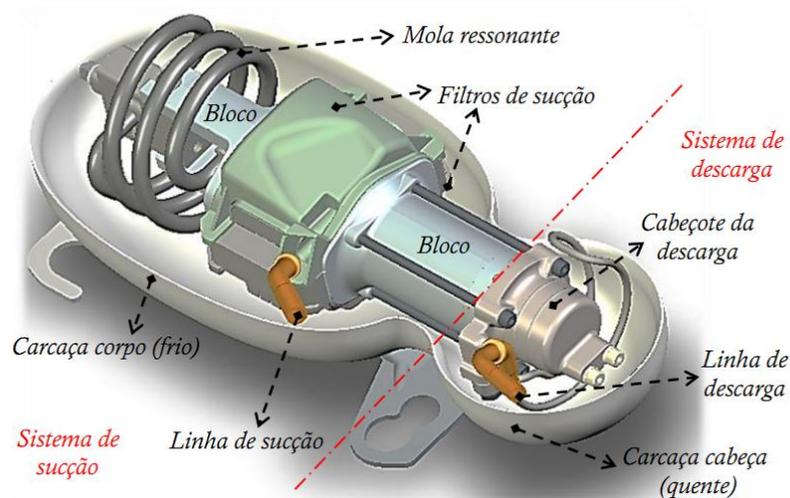


Figura 4 - Compressor linear – Wisemotion.

Fonte: [11]

Este tipo de compressor possui como elementos básicos: (i) Motor linear, responsável por movimentar o elemento de compressão, uma (ii) mola ressonante que tem como funções suspender o kit mecânico no interior do compressor, e principalmente amplificar o movimento do (iii) pistão, e os (iv) magnetos, constituídos de Nd (neodímio), são presos à haste e, quando magnetizados pelo motor linear, promovem o movimento do pistão.

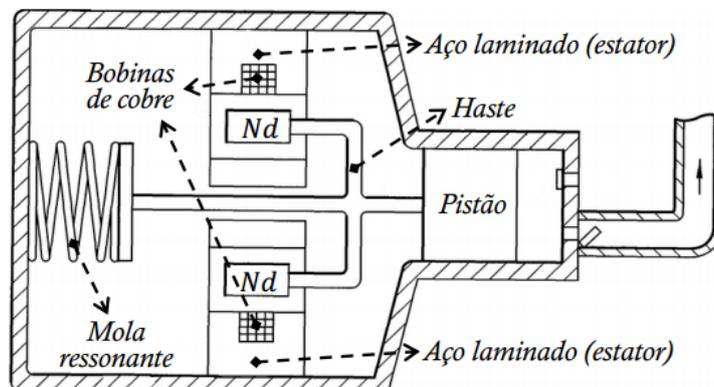


Figura 5 - Componentes mecânicos do compressor linear.

Fonte: [11]

Outra característica importante é a ausência de óleo lubrificante. Neste tipo de compressor, uma parte do fluido refrigerante a alta pressão é desviada para formação de um mancal aerostático entre as partes móveis do compressor. A ausência de óleo lubrificante permite que o compressor possa ser instalado em qualquer posição, aumentando a flexibilidade no projeto de refrigeradores.

### 2.3: Aparato experimental

Para realização deste trabalho foi usado um refrigerador da fabricante Consul modelo CRD36, Figura 6, adaptado para o funcionamento com um compressor linear - Wisemotion.



Figura 6 - Refrigerador Consul CRD36.

O refrigerador possui dois compartimentos, com um evaporador do tipo *roll bond* no congelador e uma placa fria no refrigerador. Esta placa fria é um trocador de calor de menor tamanho acoplado em série com o evaporador do congelador.



Figura 7 - Placa fria do refrigerador.

Foram dispostos termopares do tipo T (cobre – constantan), Figura 8, no interior dos gabinetes para avaliar o grau de estratificação de temperatura no interior dos compartimentos. Além disso, foram dispostos termopares na entrada e saída dos dois evaporadores e do condensador, a fim de avaliar o grau de superaquecimento e sub-resfriamento respectivamente. Foram monitoradas também as temperaturas de sucção, descarga e carcaça do compressor. Todos os termopares utilizados possuem uma incerteza de medição de 0,2°C.



Figura 8 - Termopar tipo T.

Fonte: [7]

As pressões de sucção e descarga foram medidas através de transdutores de pressão do tipo *Strain Gauge* da fabricante HBM modelo P3MB, Figura 9. Para a pressão de sucção, foi usado um transdutor com fundo de escala de 10 bar, e para a descarga um transdutor com fundo de escala de 20 bar.



Figura 9 – Transdutor de pressão.

Fonte: [7]

Em ambos os compartimentos do refrigerador foram colocados resistores elétricos para simulação de carga térmica e realização dos testes de UA (estes testes serão explicados detalhadamente na subsecção 2.2.1). Para controlar a quantidade de potência entregue aos resistores foram usados relés de estado sólido lineares ângulo de fase modelo ACF-1 da fabricante Contemp. A medição da potência entregue às cargas foi realizada com transdutores de potência da fabricante Yokogawa com fundo de escala de 400 W e incerteza de medição de 0,5% do valor medido.



Figura 10 - Transdutor de potência.

A potência do conjunto compressor mais inversor de frequência foi medida através de transdutores de potência da fabricante Yokogawa com fundo de escala de 500 W e incerteza de medição de 0,25% do valor medido.

Um sistema de aquisição da fabricante *National instruments* foi usado para aquisição de dados e controle. O sistema conta com um chassi SCXI 1001 com módulos específicos de entrada e saída de tensão, relé e leitura de termopares. Foi desenvolvido um sistema supervisorio em *LabView* para aquisição de dados e implementação das estruturas de controle propostas no trabalho. A Figura 11 mostra a tela inicial do sistema supervisorio desenvolvido.

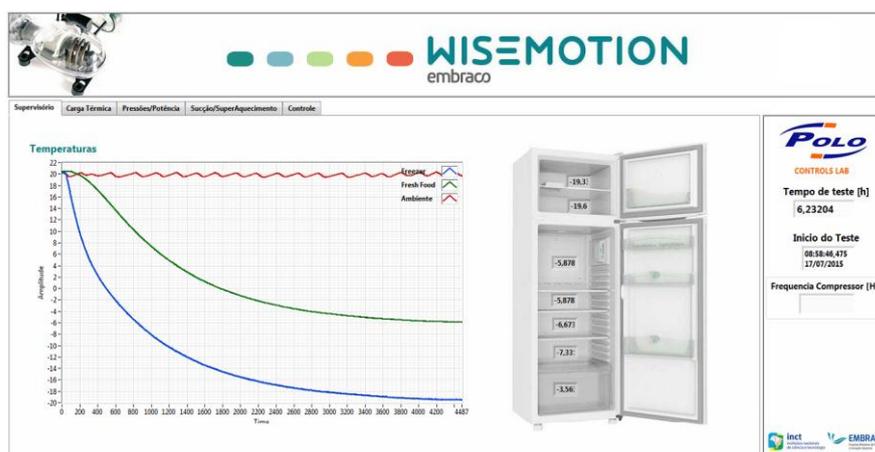


Figura 11 - Tela do sistema supervisorio.

### 2.3.1: Teste de UA

Este tipo de teste denominado teste de UA por fluxo de calor reverso, consiste em elevar a temperatura dos gabinetes do refrigerador criando desta forma uma diferença de temperatura com o meio ambiente. Este aumento de temperatura no interior do refrigerador é feito através de resistores elétricos. O método propõe criar um diferencial de temperatura entre o ambiente externo e interno do refrigerador semelhante às condições em que ele está submetido quando está em funcionamento. Desta forma, obtém-se assim uma boa estimativa da quantidade de calor perdida através das paredes do refrigerador. No contexto do trabalho, este teste foi realizado com dois objetivos: o primeiro é ter uma estimativa da carga

térmica do produto, ou seja, qual a capacidade de refrigeração mínima que o compressor deve entregar ao refrigerador para que consiga manter as temperaturas dos compartimentos em valores de norma (neste caso  $-18^{\circ}\text{C}$  e  $5^{\circ}\text{C}$ ). A outra razão para realização deste teste é que a capacidade de refrigeração em um trocador de calor é dada por:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (1)$$

Onde  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $A$  é a área e  $\Delta T$  a diferença de temperatura entre o compartimento e o meio externo. Obtendo o coeficiente de  $UA$  é possível calcular de forma indireta a capacidade de refrigeração fornecida pelo compressor realizando assim possíveis análises termodinâmicas.

A Figura 12 mostra um esquemático do refrigerador com todas as entradas de potência, e fluxo de calor pelas paredes, utilizado para fazer o balanço de energia para determinação dos coeficientes de  $UA$ .

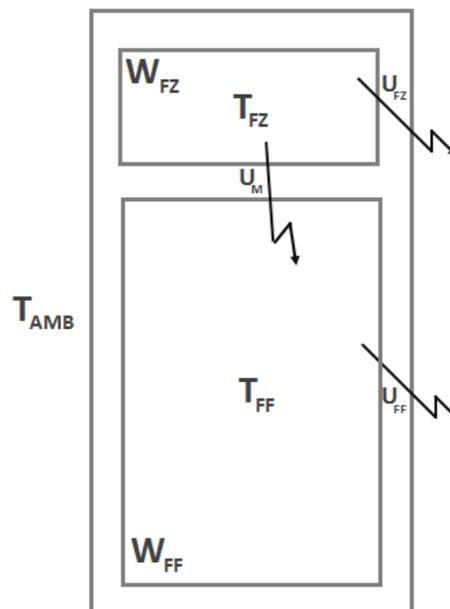


Figura 12 - Entrada de potência, Temperatura e fluxo de calor pelas paredes.

Através do balanço de energia por compartimento temos as seguintes equações:

$$W_{ff} = UA_{ff}(T_{ff} - T_{amb}) - UA_m(T_{ff} - T_{fz}) \quad (2)$$

$$W_{fz} = UA_{fz}(T_{fz} - T_{amb}) + UA_m(T_{ff} - T_{fz}) \quad (3)$$

Foram realizados quatro testes, onde em cada um deles a potência das resistências elétricas foram ajustadas para atingir as condições de temperatura interna nos compartimentos definidas na Tabela 1.

Tabela 1 - Referência de temperatura dos compartimentos para o teste de UA.

<b>Teste</b>	<b>T<sub>AMB</sub> [°C]</b>	<b>T<sub>FF</sub> [°C]</b>	<b>T<sub>FZ</sub> [°C]</b>
1	18,5	50,0	-
2	18,5	50,0	50,0
3	18,5	-	50,0
4	18,5	50,0	30,0

A Tabela 2 mostra os valores efetivos de temperatura dos compartimentos e a potência das cargas térmicas do refrigerador e do congelador ajustadas para fornecer tais temperaturas.

Tabela 2 – Condições de testes para ajuste do coeficiente de UA.

<b>Teste</b>	<b>T<sub>AMB</sub> [°C]</b>	<b>T<sub>FF</sub> [°C]</b>	<b>T<sub>FZ</sub> [°C]</b>	<b>W<sub>FF</sub> [W]</b>	<b>W<sub>FZ</sub> [W]</b>
1	18,6	50,2	21,8	0,0	16,2
2	18,6	50,7	50,5	34,4	12,9
3	18,7	27,3	50,3	36,5	0,0
4	18,7	50,6	30,0	8,8	15,0

Os coeficientes foram ajustados de forma iterativa usando o método de mínimos quadrados. A Tabela 3 mostra os coeficientes de UA do refrigerador e do congelador.

Tabela 3 – Coeficientes de UA dos compartimentos.

Coeficiente	Valor
$UA_{FF}$	1,07
$UA_{FZ}$	0,39

### 2.3.2: Ajuste de carga de refrigerante

O sistema foi colocado inicialmente em funcionamento com 95 g de fluido refrigerante R134a (tetrafluoretano) conforme orientação da empresa parceira no projeto. Para validação desta carga, foi realizado um teste de *pull down* na potência de 30 W de saída do compressor. Como pode ser observado na Figura 13, a temperatura do refrigerador alcançou aproximadamente  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , muito baixa para este compartimento.

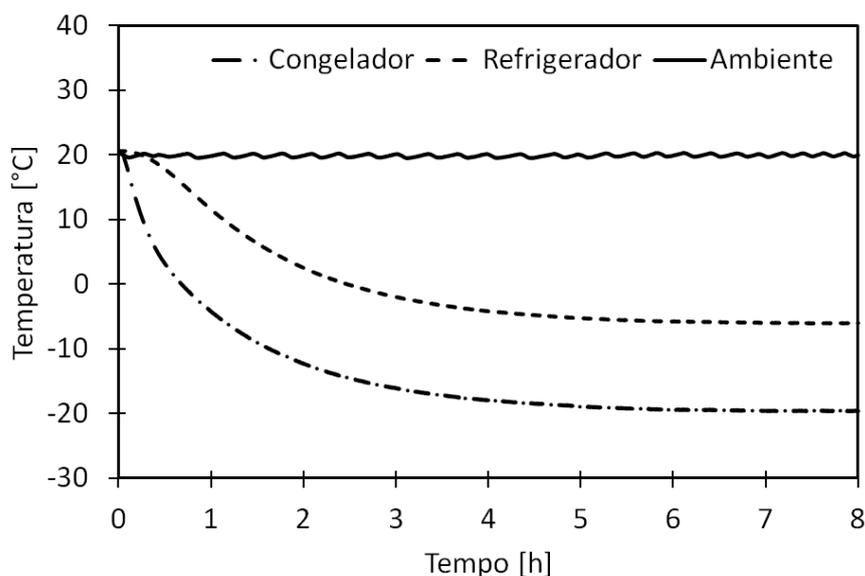


Figura 13 – Temperaturas dos compartimentos antes do ajuste de carga.

Analisando o superaquecimento dos evaporadores, Figura 14, é possível observar que ambos estão trabalhando muito próximos de sua máxima eficiência (superaquecimento próximo a zero). Desta forma, optou-se por retirar fluido refrigerante para que o evaporador do refrigerador operasse de forma superaquecida, restringindo assim sua eficiência, e conseqüentemente elevando a temperatura no gabinete.

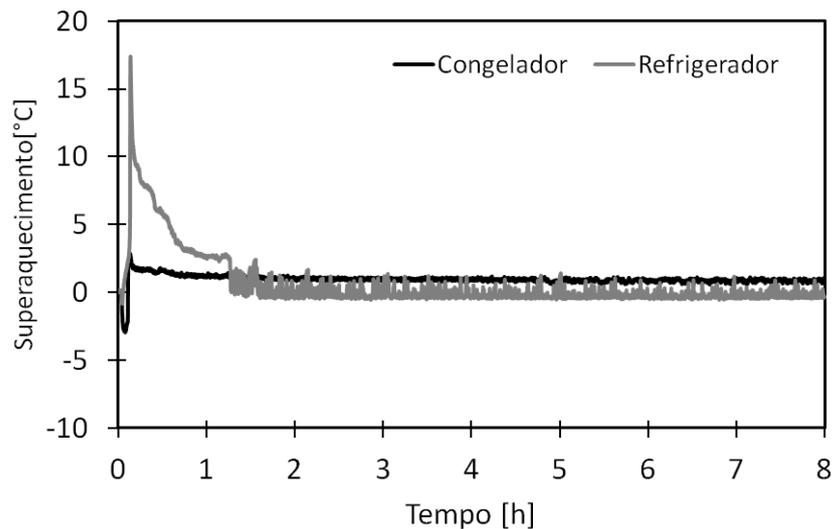


Figura 14 - Superaquecimento dos evaporadores

O ajuste de carga foi realizado com o refrigerador em funcionamento, por ser um procedimento mais rápido que o ajuste de carga por massa. A pressão de evaporação foi reduzida de 1,2 para 0,97 bar, levando em consideração a curva de saturação do R134a, Figura 15, fornecendo desta forma uma temperatura de evaporação menor que a anterior.

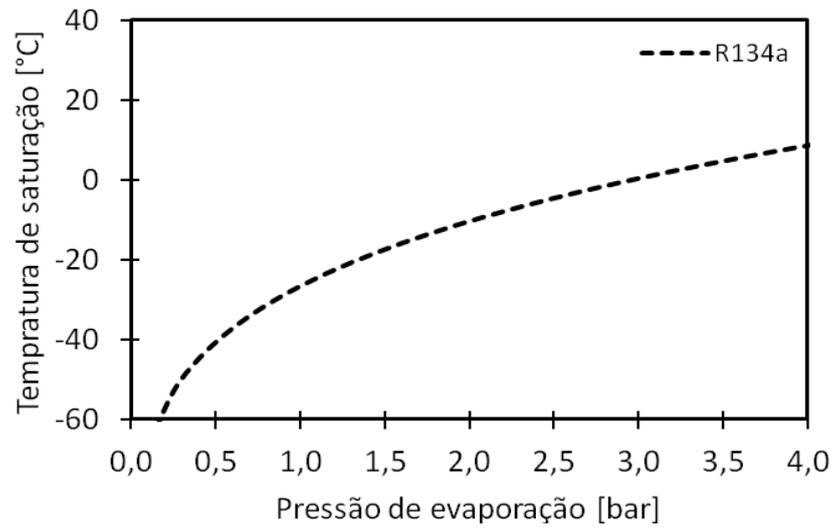


Figura 15 - Curva de saturação para o fluido R134a.

Após realizar o ajuste de carga a temperatura do refrigerador foi reduzida para próximo de 5 °C, muito próxima de valores de norma para este compartimento.

### Capítulo 3: Controle PWM para compressores lineares

A principal motivação para este trabalho com compressor linear Wisemotion é sua curva de eficiência, Figura 16. Nela é possível observar que para potências de saída próximas a 20 W, a eficiência do compressor é reduzida consideravelmente.

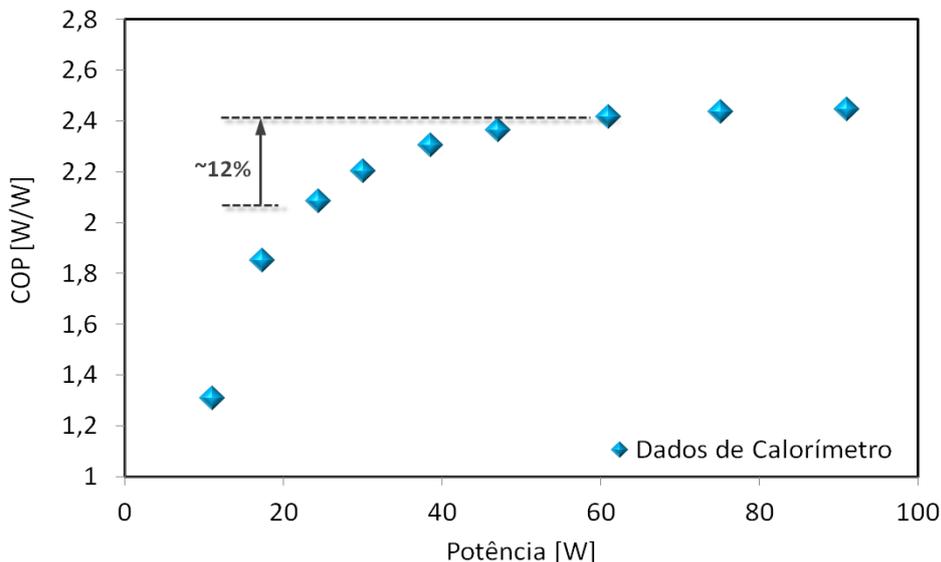


Figura 16 - Curva de eficiência do compressor Wisemotion.

Fonte: Embraco

Desta forma, busca-se avaliar uma nova estratégia de controle que permita não operar nesta área de baixa eficiência. O compressor Wisemotion, devido a seu mecanismo de acionamento, pode ser ligado e desligado em intervalos de tempo muito curtos (da ordem de 5 segundos), em comparação com compressores cujo acionamento é através do mecanismo biela-manivela. Esta característica do compressor linear permite operar em um nível de potência de saída mais elevado que tenha uma maior eficiência. A Figura 16 mostra que se o compressor trabalhar em uma região em torno de 60 W é possível obter ganhos de eficiência de aproximadamente 12%. Nos capítulos seguintes será investigado se os ganhos observados na curva do compressor serão verificados em um sistema de refrigeração doméstico. Para tal, primeiramente será feito um mapeamento do

consumo de energia do refrigerador sob o controle liga/desliga e a posterior comparação com a nova lógica proposta.

O presente capítulo trata inicialmente do mapeamento do consumo de energia via abordagem clássica – Integração de potência medida – e um teste PWM preliminar. Será discutido também por que a abordagem clássica não deve ser usada para comparação de consumo de energia neste trabalho.

### 3.1: Mapeamento do consumo de energia – Abordagem clássica

Para validação da técnica proposta foi avaliado o consumo de energia para toda a faixa de potência de saída do compressor. Foi usado um controle liga/desliga controlando a temperatura do congelador em torno de  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  com uma histerese de  $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , Figura 17.

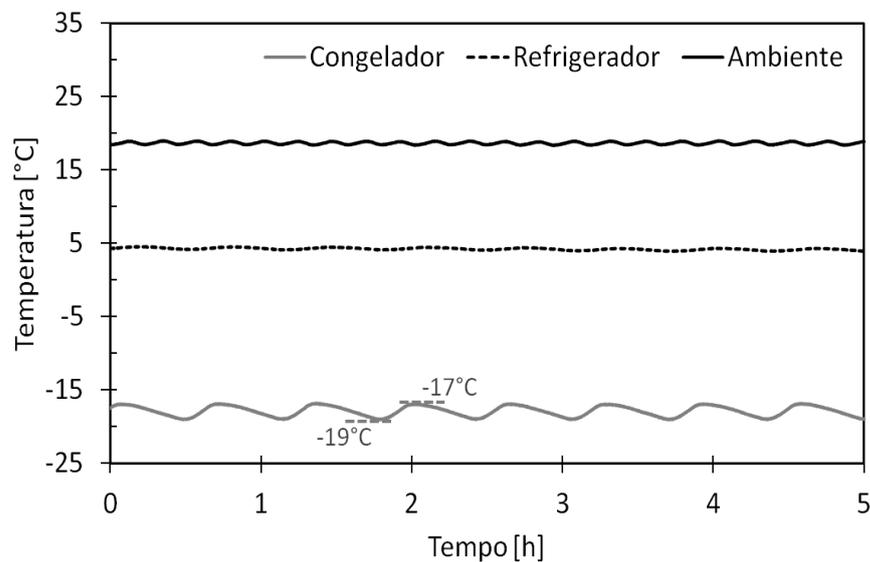


Figura 17 - Controle liga/desliga.

A temperatura ambiente foi mantida próximo aos  $18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  em todos os testes realizados. O consumo de energia foi avaliado em 5 horas de teste, integrando a potência medida do compressor. A curva de consumo de energia é mostrada na Figura 18.

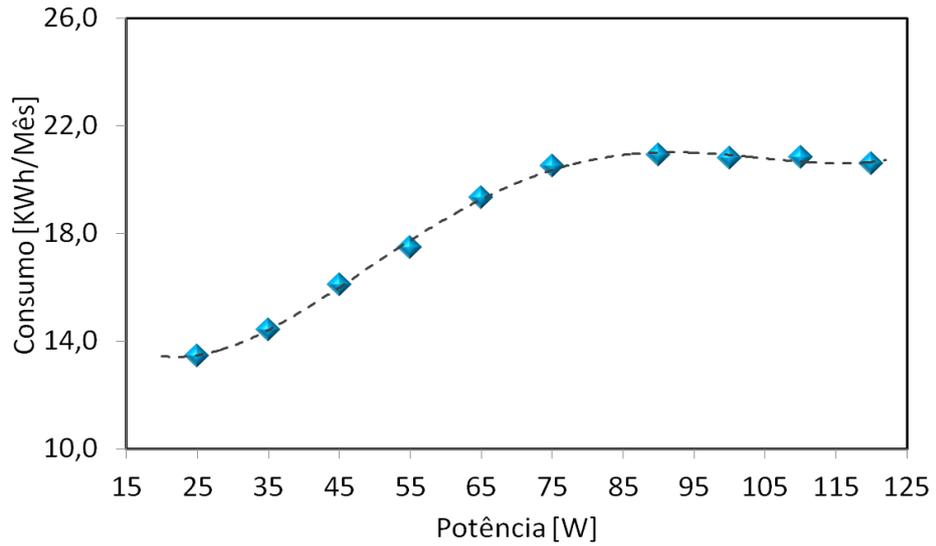


Figura 18 - Mapeamento do consumo de energia através da abordagem clássica.

Observa-se na curva de consumo de energia um aumento praticamente linear na faixa de potência de 25 a 75 W. A curva de *runtime* do compressor, Figura 19 obtida mostra também esta tendência.

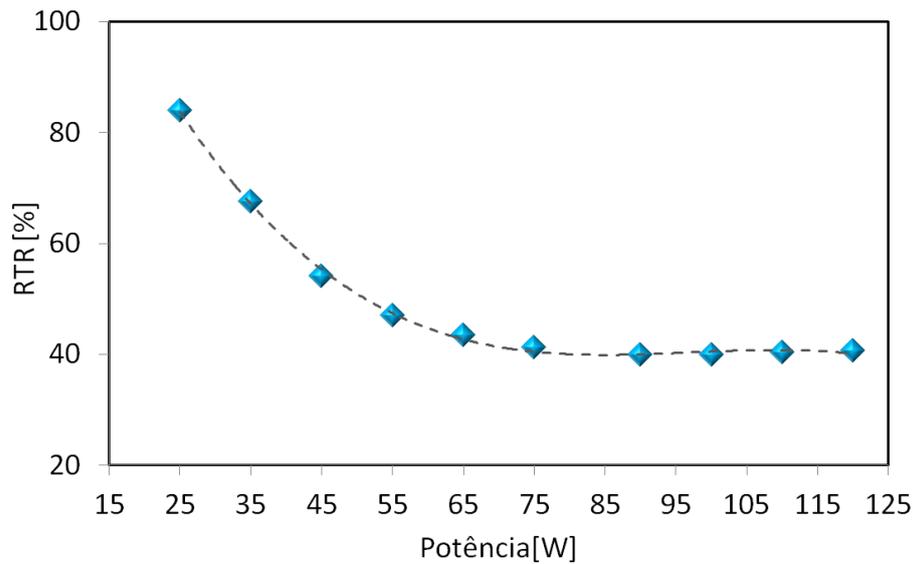


Figura 19 - Curva de *runtime* do compressor.

A redução praticamente linear do *runtime* sinaliza que a capacidade de refrigeração gerada pelo compressor nas condições de teste não aumenta de forma significativa, por esta razão o COP decai também de forma linear. Esta tendência será observada também na abordagem em regime permanente e explorada de forma mais detalhada no capítulo 4.

### 3.2: Teste Preliminar PWM

O acionamento PWM consiste em enviar pulsos rápidos ao compressor, modulado a largura destes pulsos para modular a capacidade de refrigeração. Como foi mencionando anteriormente, operar, por exemplo, em 60 W em PWM com duty cycle de 30% equivale a 20 W de saída, a grande diferença é que a 20 W o compressor estará trabalhando em uma região de baixa eficiência, já a 60 W em PWM ele estará operando em sua região de melhor desempenho.

Para testes com acionamento PWM, o inversor de frequência do compressor foi substituído por outro com controle de rampa de aceleração do elemento de compressão. O teste preliminar foi feito com período de 10 segundos para validar a programação feita em labview e testar a resposta do compressor e a bancada de teste. A Figura 20 mostra a potência do compressor em um intervalo de tempo de 60 segundos durante o acionamento PWM.

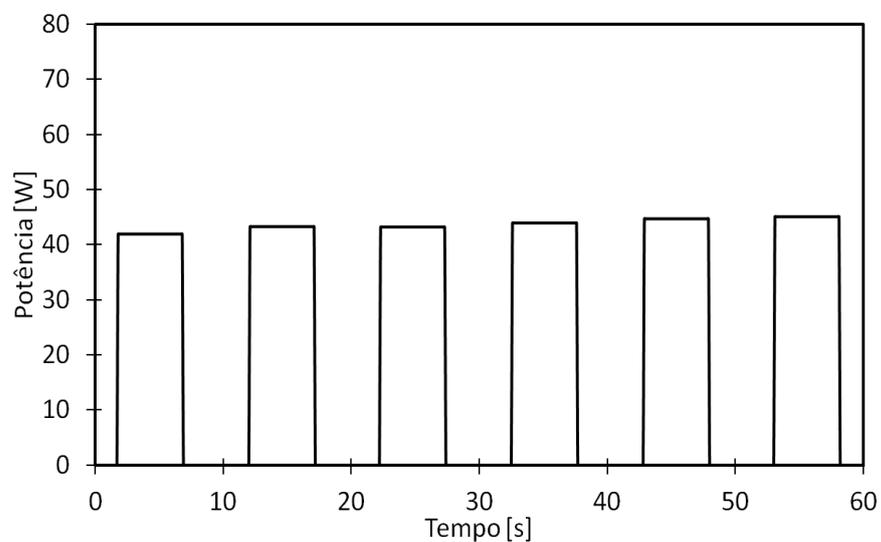


Figura 20 - Potência do compressor no acionamento PWM.

Nesta avaliação preliminar a largura de pulso (*duty cycle*) foi modulada manualmente para que a temperatura do congelador atingisse exatamente -18 °C. A Figura 21 apresenta testes realizados em uma mesma temperatura ambiente. É possível observar que, com o controle PWM, é possível atingir exatamente a temperatura de referência, o que não é possível com o controle liga/desliga mesmo operando na mínima potência de saída admitida pelo compressor.

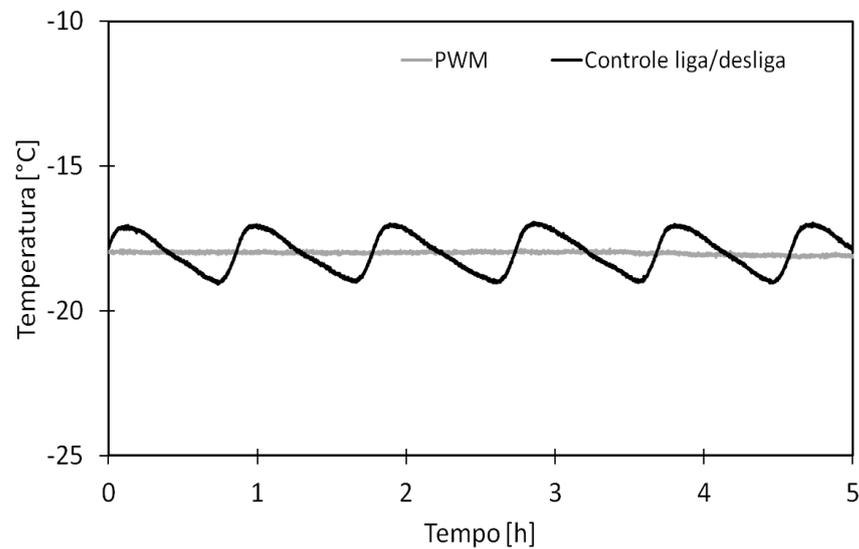


Figura 21 - Temperatura do congelador – Liga/Desliga e PWM.

O teste preliminar realizado apontou um problema. Como o refrigerador possui uma placa fria onde a temperatura varia livremente, foi observada uma alta diferença na temperatura do refrigerador, Figura 22, o que descaracteriza qualquer comparação de consumo de energia entre as lógicas de controle, pelo fato de que o compressor está gerando capacidades de refrigeração diferentes.

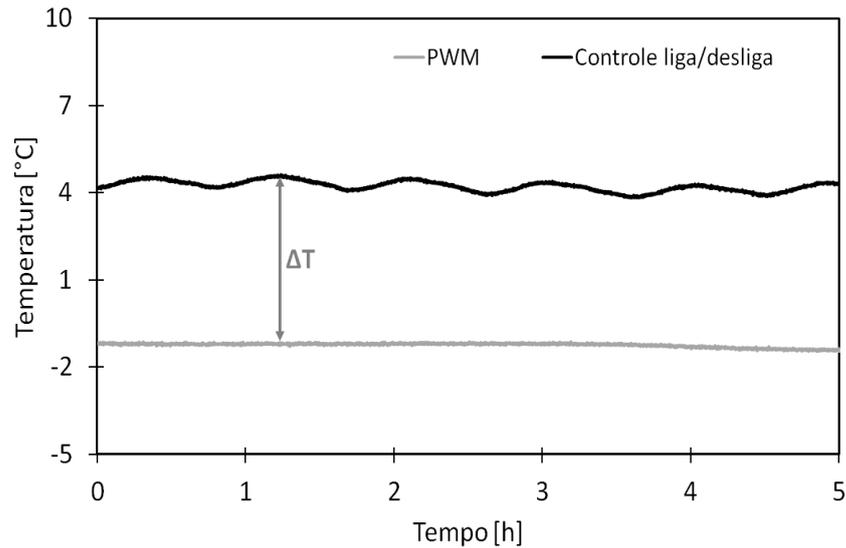


Figura 22 - Temperaturas do refrigerador - Liga/Desliga e PWM.

A única alternativa encontrada para contornar o problema, é usar uma metodologia de avaliação de consumo de energia em regime permanente, que usa resistores elétricos para compensar o excesso de capacidade de refrigeração gerado pelo compressor. Assim, é possível colocar os dois modos de funcionamento com as mesmas temperaturas de compartimento, podendo assim ser realizadas comparações de consumo de energia. O próximo capítulo detalha esta metodologia e aborda uma comparação entre os dois modos de funcionamento.

## Capítulo 4: Avaliação de consumo de energia

Para contornar o problema da diferença de temperatura observada no refrigerador, optou-se por usar uma metodologia de avaliação do consumo de energia de refrigeradores domésticos em regime permanente proposta por [4]. Esta metodologia consiste em avaliar o consumo do refrigerador com o compressor operando em *runtime* de 100%, o excesso de capacidade gerada é compensado com resistores elétricos. Esta metodologia propõe ser um método alternativo ao teste de consumo de energia normalizado que é realizado com pacotes de *tylose* preenchendo o volume total do congelador e realizado segundo o sistema de controle original do produto. É importante destacar que, no contexto deste trabalho, esta não é uma ferramenta de aceleração de tempo de testes, mas sim a única forma de comparar de forma justa o consumo de energia dos dois sistemas de controle (Liga/desliga e PWM).

### 4.1: Abordagem Alternativa

Com a metodologia em regime permanente proposta por [4], o compressor é mantido ligado durante todo o período de teste e as temperaturas são mantidas em valores de norma (-18 °C e 5 °C) com auxílio de resistências elétricas. Estas resistências são controladas de forma independente em cada compartimento, de maneira a levar a temperatura a valores desejados.

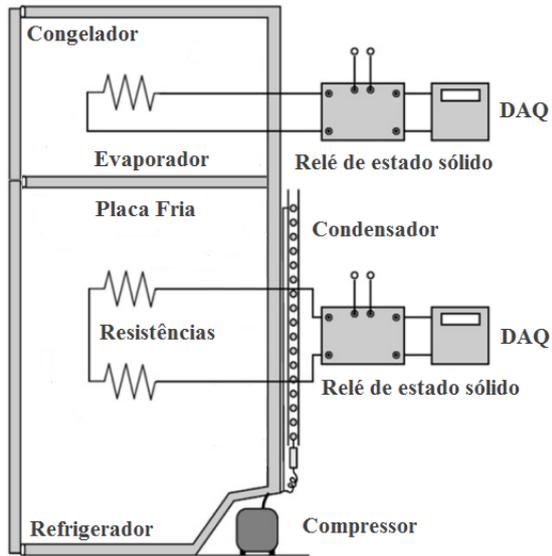


Figura 23 - Esquemático do refrigerador para teste de consumo em regime permanente.

Adaptado de [4]

O consumo de energia avaliado através desta metodologia é calculado através da seguinte expressão:

$$E_c = 0,72\tau(W_c) \quad (4)$$

onde  $W_c$  é a potência do compressor, o coeficiente 0,72 é um fator de conversão de Wh/h para kWh/mês e  $\tau$  a fração de funcionamento:

$$\tau \approx \frac{Q_l}{Q_t} \quad (5)$$

A fração de funcionamento é a razão entre a carga térmica de parede ( $Q_l$ ) e a capacidade de refrigeração total ( $Q_t$ ). A carga térmica de parede é calculada de forma teórica usando os coeficientes de transferência de calor ( $UA$ ) e a diferença de temperatura entre o respectivo compartimento refrigerado e o ambiente:

$$Q_l = UA_{ff}(T_{amb} - T_{ff}) + UA_{fz}(T_{amb} - T_{fz}) \quad (6)$$

A capacidade de refrigeração total gerada pelo compressor é a soma da carga térmica de parede com as potências dos resistores elétricos de cada compartimento:

$$Q_t = Q_l + W_{ff} + W_{fz} \quad (7)$$

Outra métrica importante em sistemas de refrigeração é o coeficiente de performance (COP), que mensura a eficiência do sistema e é calculado através desta metodologia pela seguinte equação:

$$COP = \frac{Q_t}{W_c} \quad (8)$$

#### 4.1.1: Modo Liga/Desliga

É importante destacar que embora os testes sejam realizados em regime permanente, o método proposto estima o consumo de energia de um refrigerador operando com o controle liga/desliga. Primeiramente foi feito um mapeamento do consumo de energia em diversas potências de acionamento do compressor, Tabela 4. Os testes foram realizados em uma temperatura ambiente em torno de 18,5 °C. A figura 24 mostra o consumo de energia para todos os valores de potências avaliadas.

Tabela 4 – Potências de saída avaliadas no controle liga/desliga.

Potência [W]								
25	35	45	55	65	75	85	95	105

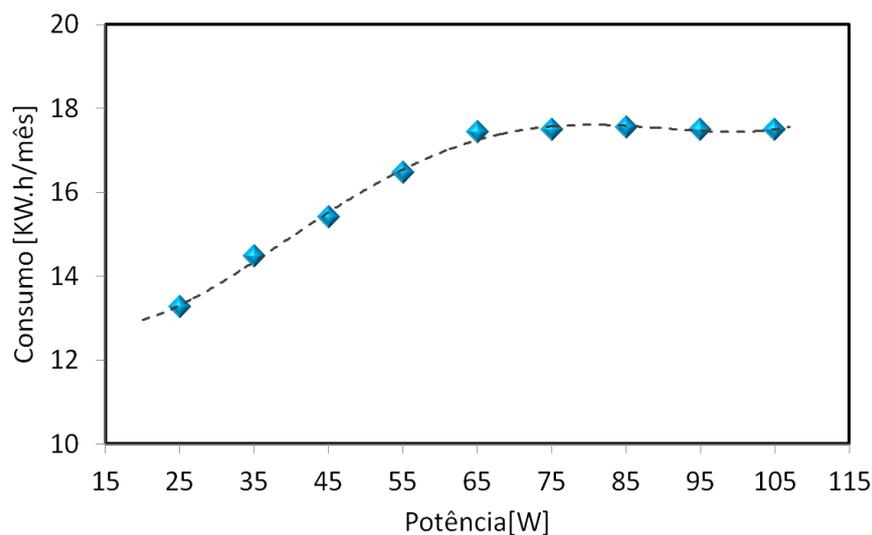


Figura 24 - Mapeamento do consumo energético em regime permanente.

É possível observar que o consumo de energia aumenta de forma linear com o aumento da potência de saída do compressor, tendência esta já observada no capítulo 3. Em termos de eficiência do sistema de refrigeração, O COP é reduzido a medida que aumenta a potência de acionamento, como pode ser observado na Figura 25.

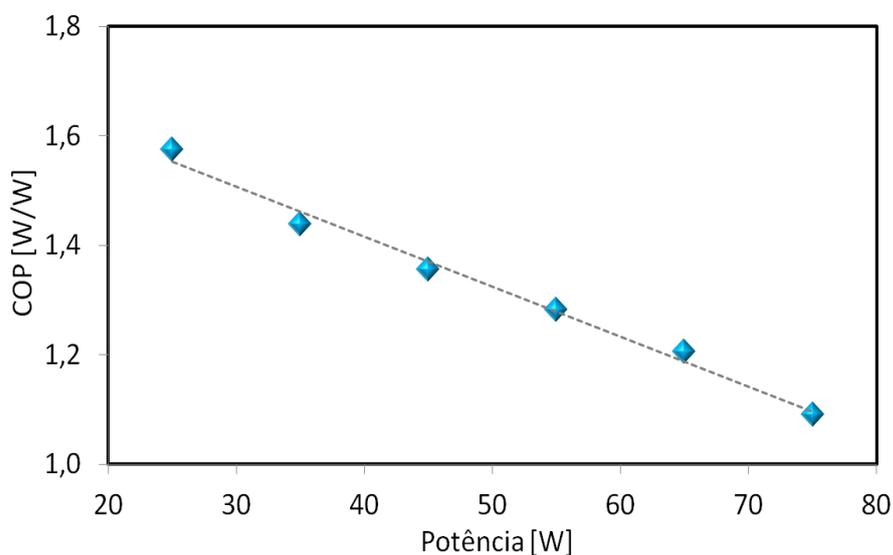


Figura 25 - COP do sistema de refrigeração.

Este comportamento do COP tem uma tendência totalmente oposta em relação a curva de COP fornecida pelo fabricante do compressor (curva de calorímetro).

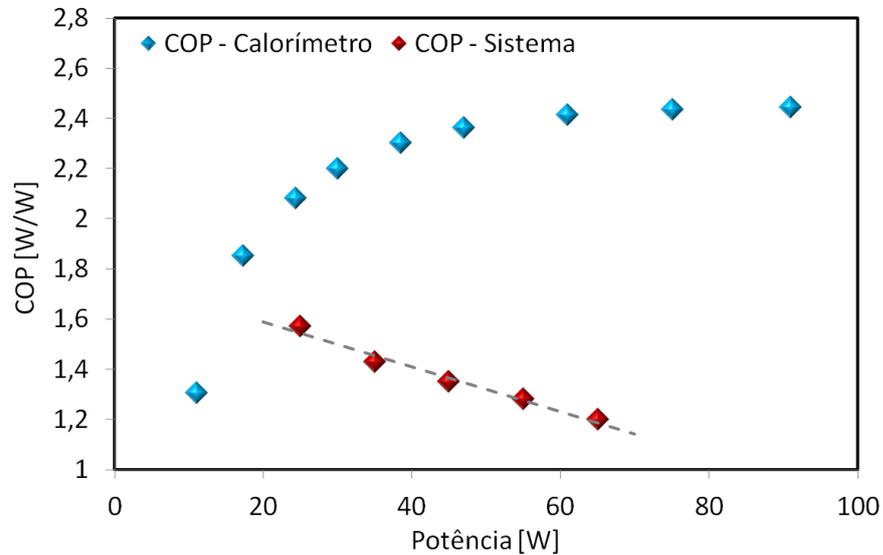


Figura 26 - Comparação curva de COP de sistema e calorímetro

Esta divergência ocorre principalmente por duas razões: Em testes realizados em calorímetro, as pressões de sucção e descarga são controladas. Desta forma há um ajuste de fluido refrigerante em um *buffer*, ajuste este que não existe quando o compressor está operando em um refrigerador. Em calorímetros o que é avaliado é a eficiência de máquina, ou seja, a eficiência do compressor. Quando este é inserido em um refrigerador existem ganhos advindos do ciclo de refrigeração, onde operar em potências de saída reduzidas faz com que o sistema opere com uma menor diferença entre as pressões de sucção e descarga, Figura 27.

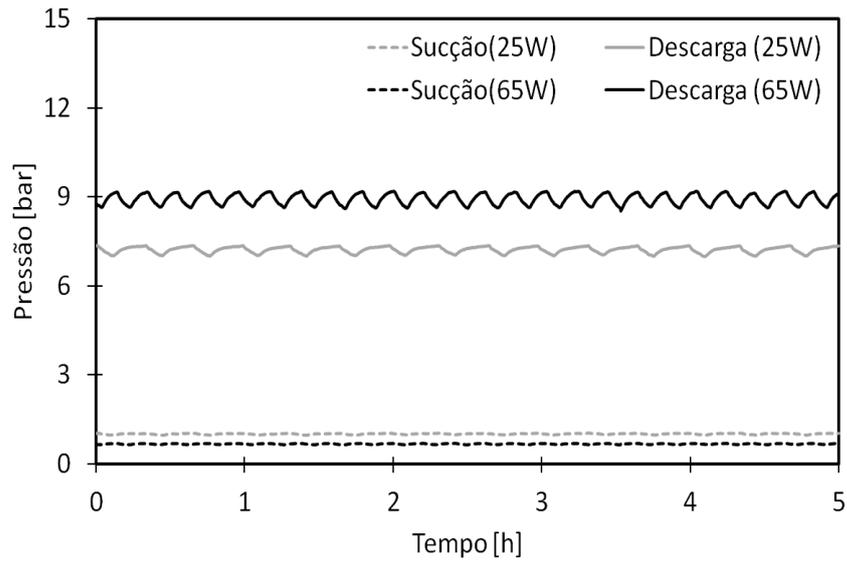


Figura 27 – Pressões de sucção e descarga a 20 e 60 W.

A redução de  $\Delta P$  causa uma redução do trabalho de compressão, que gera um consumo menor por parte do compressor. A Figura 28 mostra o diagrama p-h para 25 W e 65 W de saída no compressor. Nele é possível observar que a variação do  $\Delta p$  é muito maior que a variação na entalpia.

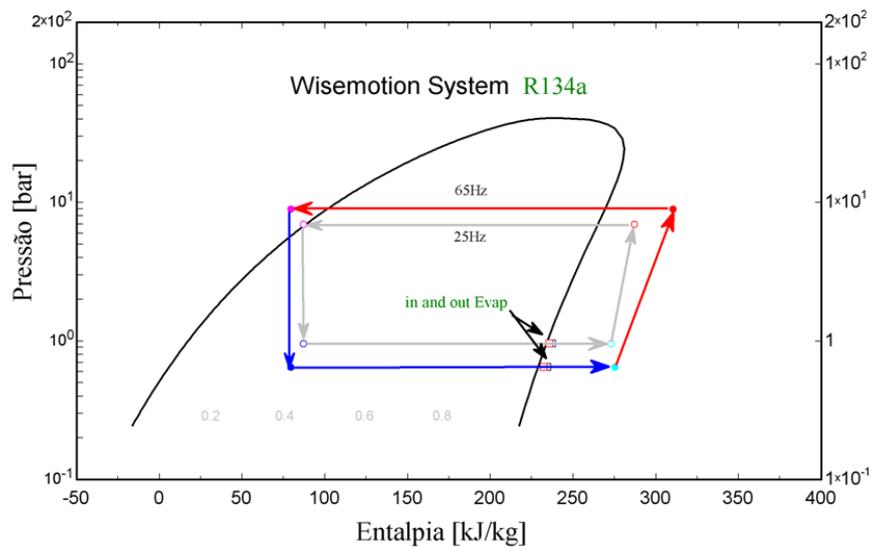


Figura 28 - Diagrama p-h para 25 W e 65 W.

#### 4.1.2: Modo PWM

Para avaliação do consumo de energia com o compressor operando no modo PWM foi mantida a mesma metodologia de testes utilizada anteriormente. Foram avaliados quatro potências de saída no compressor operando em modo PWM. As potências avaliadas são listadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Potências de saída avaliadas no modo PWM.

Potência [W]			
45	48	51	54

Como no modo de acionamento PWM é possível ajustar o *duty cycle*, este foi ajustado em cada teste para que a temperatura do congelador atingisse  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ , desta forma as resistências compensam apenas a temperatura no refrigerador. O período usado no PWM foi de 12 segundos. Da mesma forma, foi gerada uma curva de consumo de energia para o compressor operando no modo de funcionamento PWM.

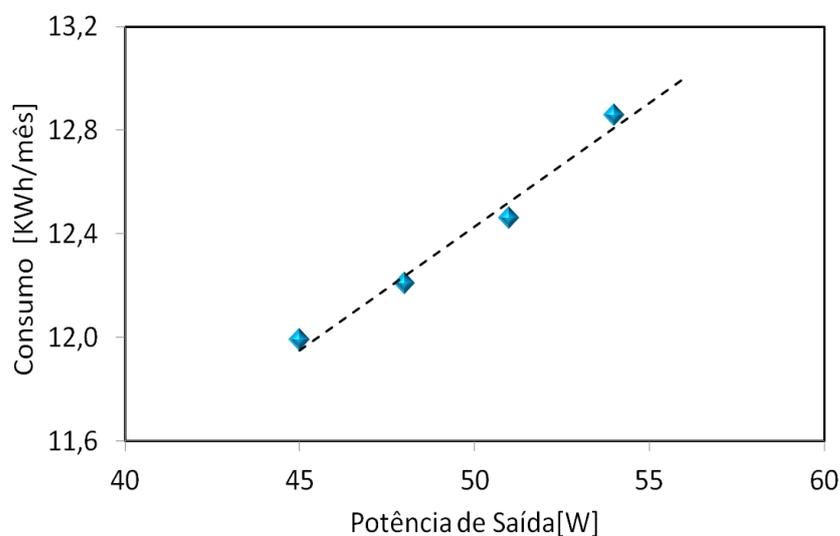


Figura 29 – Curva de consumo de energia no modo PWM.

A Figura 29 mostra que o menor consumo de energia obtido no modo de funcionamento PWM é com o compressor operando em uma potência de saída de 45 W. Em comparação com o menor valor de consumo de energia obtido com o controle liga/desliga, observou-se uma diminuição do consumo de energia da ordem de 10%. Esta redução diminui à medida que o compressor opera com potências de saída maiores no PWM. A Figura 30 ilustra este fato.

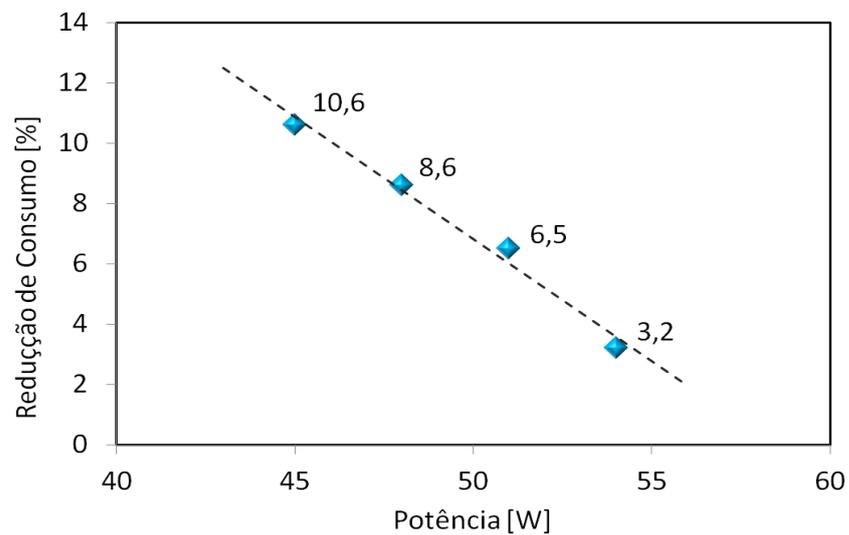


Figura 30 - Evolução da redução no consumo de energia com controle PWM.

A melhora de eficiência observada quando o refrigerador opera no modo PWM pode ser vista também através da curva de COP obtidas nos dois modos de funcionamento avaliados. Observe que a curva do PWM está sempre acima da curva do controle liga/desliga

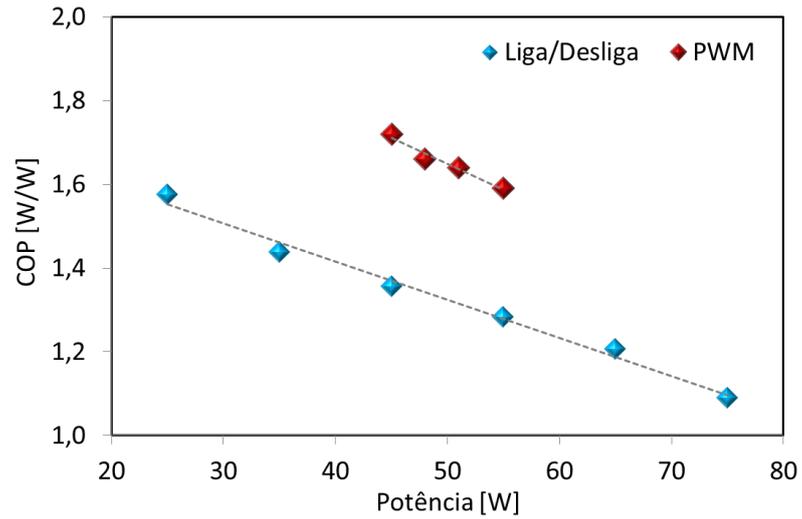


Figura 31 - Curva de COP - Controle liga/desliga e PWM.

O próximo capítulo é dedicado ao desenvolvimento de uma estratégia de controle global para o refrigerador, substituindo o liga/desliga clássico pelo modo de operação PWM em condições de baixa carga térmica.



## Capítulo 5: Estratégias de controle

Estratégias de controle para refrigeradores domésticos têm por objetivo manter as temperaturas dos compartimentos em valores definidos por norma e maximizar a performance do sistema [5]. O presente capítulo trata do projeto de um sistema de controle global usando os resultados obtidos nos capítulos anteriores.

O sistema de controle proposto será dividido em dois modos de operação: Modo Convencional e modo PWM. O modo convencional se dá pela livre variação da potência de saída do compressor, de forma que ele forneça capacidade de refrigeração suficiente em condições de alta carga térmica. Em condições de baixa carga térmica, o sistema de controle comuta para o modo PWM onde é fixada uma potência de saída do compressor (45 W definido no capítulo anterior) modulando a largura de pulso enviada ao compressor para ajustar sua capacidade.

### 5.1: Identificação do sistema

Como serão projetados dois controladores, é necessário obter a representação matemática do processo nos dois modos de operação. Para obtenção do modelo matemático que representa a dinâmica do processo no modo convencional, foi utilizado o método de Hügglund [1] baseado no teste de resposta ao degrau. A Tabela 6 mostra os valores de ganho estático e constante de tempo para as variações de potência impostas ao compressor em torno de um ponto de operação (próximo a  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Tabela 6 – Identificação da dinâmica convencional

Degrau [W]	K[ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ]	$\tau$ [s]
+5	-0,40	5000
-5	-0,44	5008
<b>Média</b>	<b>-0,42</b>	<b>5004</b>

Adotando valores médios para constante de tempo e ganho estático, obtém-se a função de transferência do sistema para o modo convencional.

$$G_1(S) = \frac{-0,42}{5004S + 1} \quad (9)$$

A Figura 32 apresenta o processo real e o modelo matemático obtido. É possível observar que o modelo oferece uma boa representação da dinâmica real do processo, em torno do ponto de operação avaliado.

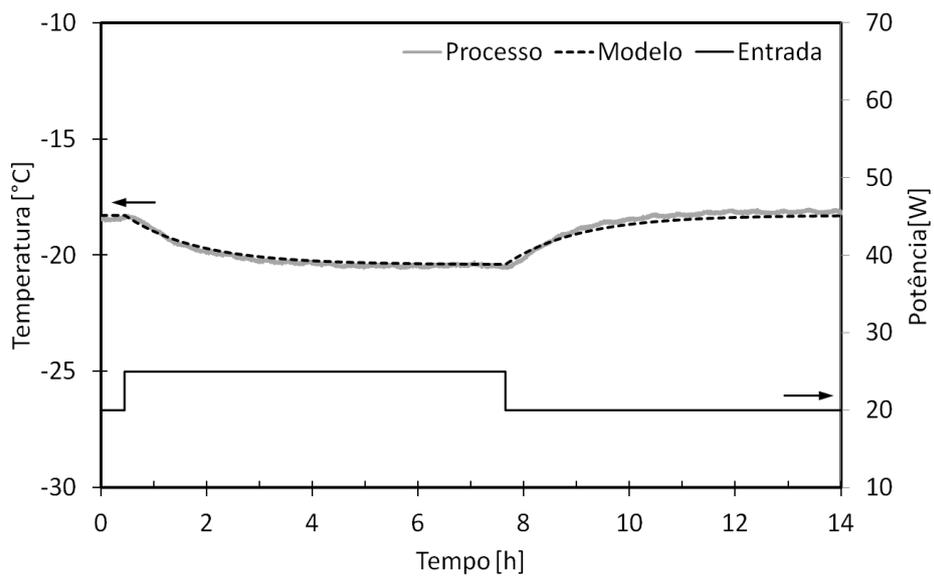


Figura 32 – Identificação da dinâmica do congelador no modo de operação convencional.

Quando o sistema opera no modo PWM, a relação entre entrada e saída do sistema é alterada, devido a mudança no modo de operação. Assim, foi obtido da mesma forma um modelo matemático para o sistema operando no modo PWM. O modelo foi obtido em torno de um ponto de operação, aplicando variações no *duty cycle*. A Tabela 7 mostra os valores de constante de tempo e ganho estático obtidos quando o *duty cycle* é variado em 10%.

Tabela 7 – Identificação da dinâmica do processo em modo PWM.

Degrau [%]	K[°C/W]	$\tau$ [s]
+10	-0,25	3108
-10	-0,28	3116
<b>Média</b>	<b>-0,27</b>	<b>3112</b>

A equação 10 representa a função de transferência do processo no modo de funcionamento PWM.

$$G_2(S) = \frac{-0,27}{3112S + 1} \quad (10)$$

A comparação entre o modelo matemático obtido e o processo real é apresentada na Figura 33.

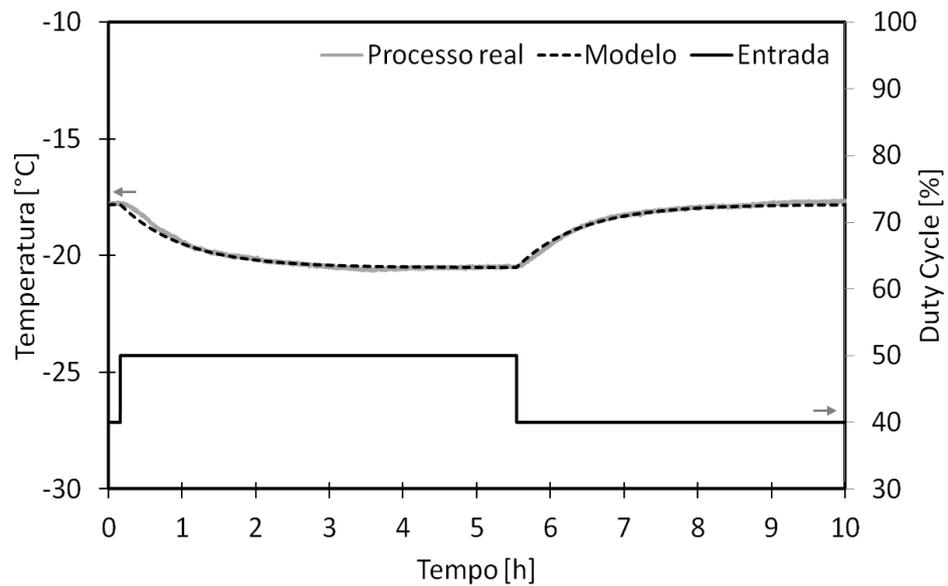


Figura 33 – Identificação da dinâmica do congelador no modo de operação PWM

## 5.2: Projeto do sistema de controle

O objetivo do sistema de controle proposto é operar de uma forma mais eficiente quando a carga térmica no refrigerador for baixa, operando desta forma no modo PWM. Todos os refrigeradores existentes hoje no mercado fazem uso do controle liga/desliga em condições de baixa carga térmica, ou seja, o compressor é desligado para que a temperatura do congelador não ultrapasse  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  gerando um consumo excessivo e desnecessário. Foi mostrado no capítulo 4 que o modo PWM é mais eficiente em termos de consumo de energia. Assim, o sistema de controle proposto atuará variando livremente a potência de saída do compressor para condições que demandem uma alta capacidade de refrigeração (temperatura ambiente elevada por exemplo) e o chaveamento automático para o modo PWM em situações de baixa carga térmica. Como a potência de saída que fornece o melhor consumo de energia no modo PWM é 45 W, está será a potência de saída fixada no modo PWM.

A Figura 34 mostra o esquemático do sistema de controle proposto.

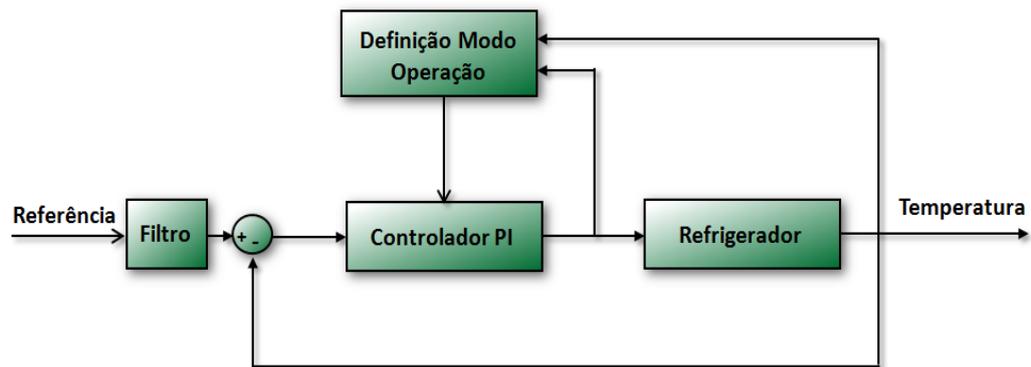


Figura 34 – Diagrama de blocos do sistema de controle

### 5.2.1: Modo convencional

Na região de livre variação da potência de acionamento do compressor foi projetado um controlador monovariável do tipo PI. Este controlador foi escolhido por ser a estrutura mais simples que garante erro nulo para seguimento de referências

do tipo constante e rejeição de perturbações do mesmo tipo. Como requisitos de projeto foram impostos um tempo de acomodação inferior a 3 horas e sobressinal inferior a 10%. O projeto do controlador seguiu a metodologia do lugar das raízes [9]. A função de transferência do controlador no domínio de Laplace é mostrada na equação 11.

$$C_1(S) = \frac{-24 * (s + 0,0006138)}{s} \quad (11)$$

Para implementação do controlador no programa *Labview*, Figura 35, o controlador foi discretizado através da aproximação *tustin* com período de amostragem de 12 segundos. A equação discreta para implementação é dada por:

$$u_1(k) = u(k - 1) - 24,34 * e(k) + 24,16 * e(k - 1) \quad (12)$$

Foi projetado um filtro de referência para eliminar o efeito do zero dominante e evitar uma resposta muito agressiva do sistema de controle no *pull down* (partida do refrigerador).

$$F(S) = \frac{0,0008}{S + 0,0008} \quad (13)$$

O filtro foi discretizado através do método *zoh* com período de amostragem de 12 segundos, a equação discreta do filtro é dada por:

$$Rf(k) = 0,9903 * rf(k - 1) + 0,0097 * r(k - 1) \quad (14)$$

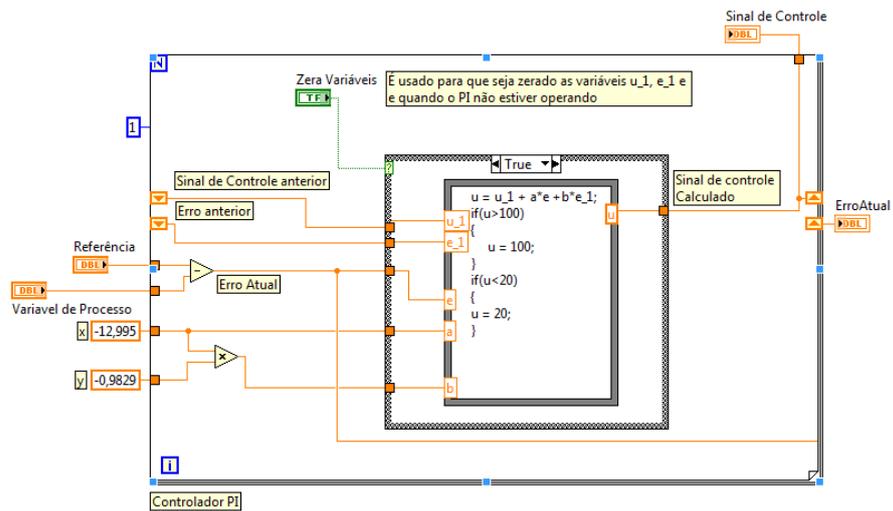


Figura 35 – Implementação do controlador PI em labview.

Para validação do controle proposto, foi feito teste de seguimento de referência, Figura 36. O filtro projetado forneceu uma boa resposta a mudanças de referência, com uma resposta totalmente sem sobressinal.

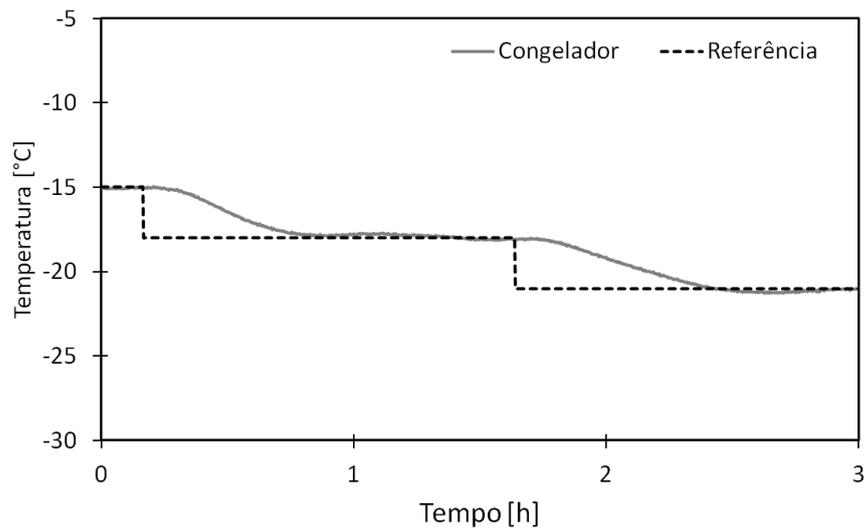


Figura 36 - Teste de seguimento de referência para o controlador no modo convencional

### 5.2.2: Modo PWM

Em situações de baixa carga térmica, o sistema passa a operar no modo de operação PWM, onde o controlador ajusta de forma automática o *duty cycle*, a fim de manter a temperatura do congelador em -18 °C. O projeto do controlador PI foi feito utilizando também a metodologia lugar das raízes. Os requisitos de resposta transitória foram relaxados devido ao sistema já se encontrar em uma temperatura próxima a de referência quando for chaveado para este modo de operação. A equação 15 mostra a função de transferência do controlador PI.

$$C_2(s) = \frac{-9,36 * (s + 0,0003602)}{s} \quad (15)$$

Da mesma forma, o controlador contínuo foi discretizado através da aproximação *tustin* com período de amostragem de 12 segundos. A equação discreta do controlador é dada pela equação abaixo:

$$u_2(k) = u(k - 1) - 9,59 * e(k) + 9,54 * e(k - 1) \quad (16)$$

Para validação do controlador projetado foram feitos testes de seguimento de referência e rejeição de perturbação, Figura 37 e Figura 38.

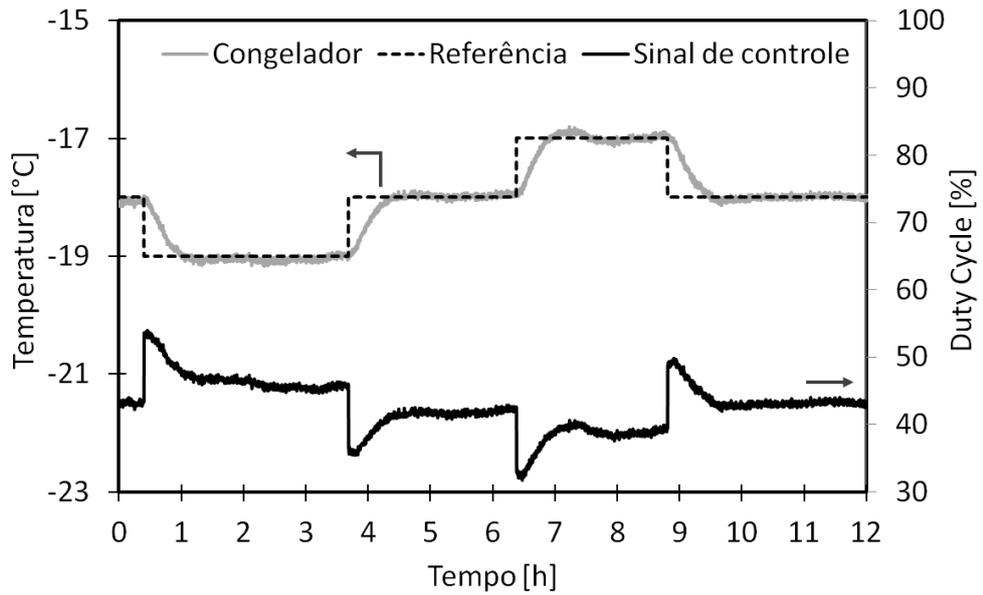


Figura 37 – Teste de seguimento de referência – Modo PWM

O controlador projetado forneceu uma boa resposta para mudanças de referência e rejeição de perturbação.

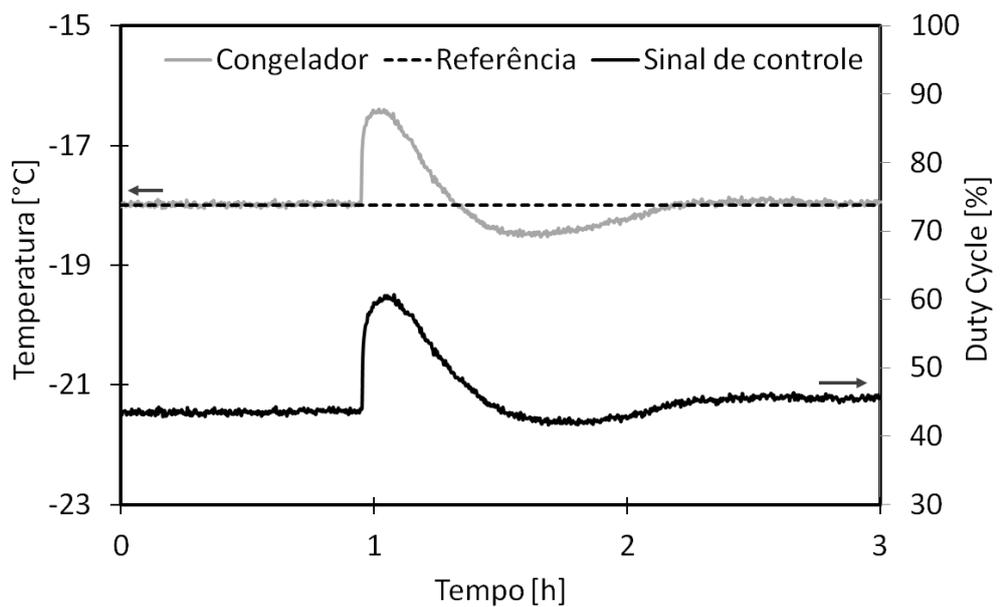


Figura 38 – Abertura de porta – controlador modo PWM.

### 5.3: Resultados experimentais com o controle global

O sistema de controle global do refrigerador é composto pelos dois controladores projetados, além de uma regra de comutação entre os dois modos de funcionamento.

Para o chaveamento entre os dois modos de operação foi usado um algoritmo que leva em consideração a temperatura do compartimento, a taxa de variação da mesma e o sinal de controle calculado.

A Figura 39 mostra um teste de partida com o sistema operando com os dois controladores desenvolvidos. Os resultados obtidos mostram que o sistema inicializa em modo convencional devido a alta carga térmica que precisa ser retirada do congelador. Quando a carga térmica é reduzida o sistema entra no modo de operação PWM.

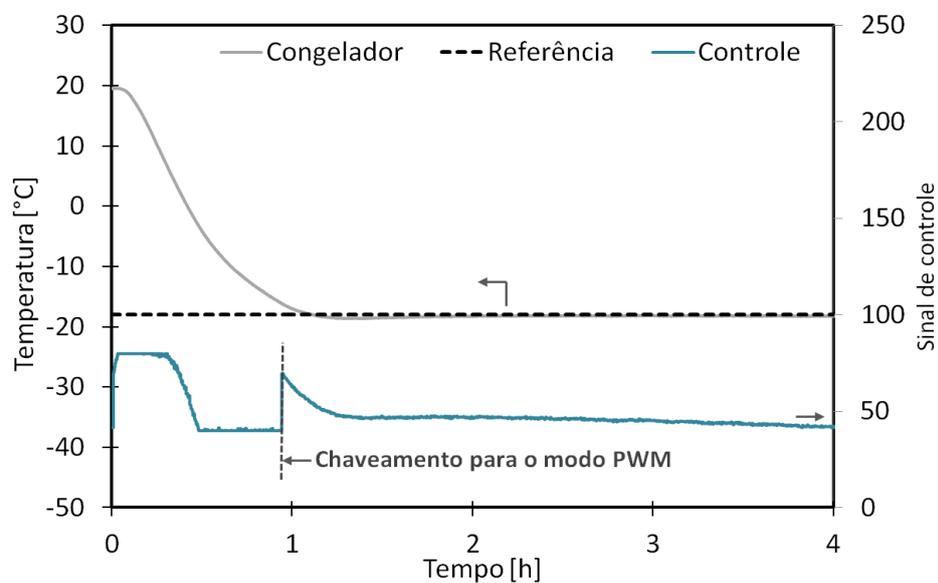


Figura 39 – Teste de partida a 20°C ambiente.

Em situações onde o sistema demanda uma maior potência de acionamento do compressor o sistema de controle sai do modo de operação PWM para o modo convencional, onde fornece uma maior capacidade de refrigeração para rejeitar a carga térmica adicional injetada no congelador. A Figura 40 mostra o sistema operando em modo PWM quando as resistências internas no congelador são acionadas com potência de 30 W. Como a carga térmica é muito alta, o sistema de

controle muda para o modo convencional e aí permanece, a fim de manter a temperatura na referência.

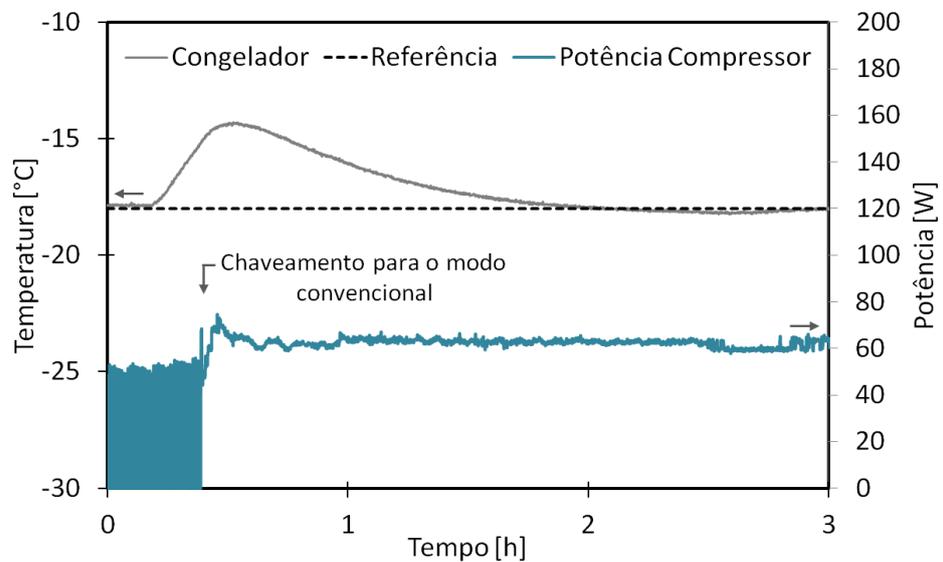


Figura 40 – Acionamento das resistências internas no congelador.

Pode ser visto claramente na Figura 41 que o controlador aumenta o *duty cycle* para rejeitar a perturbação. Porém, como o distúrbio possui grande magnitude, o sistema comuta para o modo de funcionamento convencional, que fornece maior capacidade de refrigeração.

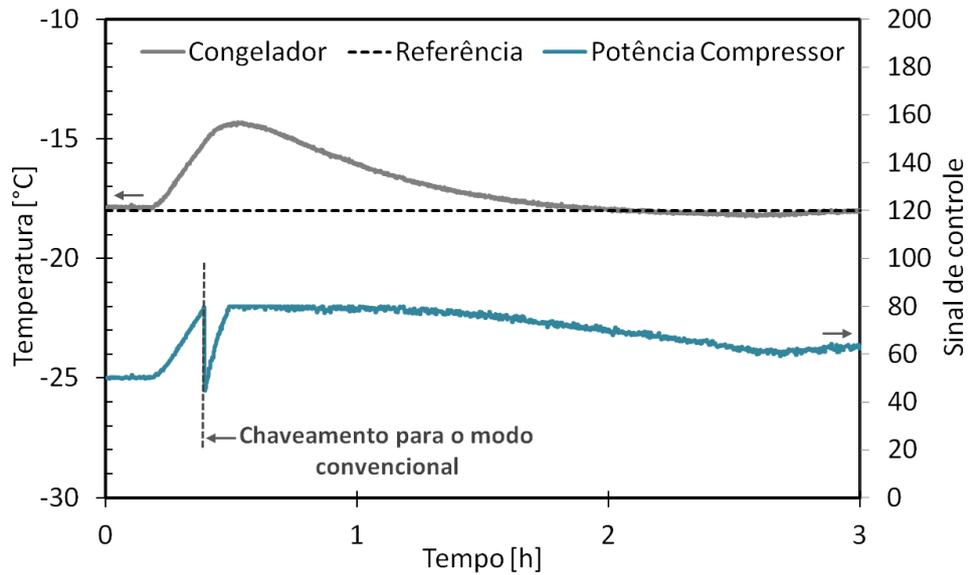


Figura 41 - Sinal de controle.

Quando as resistências são desligadas (ponto 1 da Figura 42), o sistema de controle reduz a potência do compressor gradativamente até entrar no modo de operação PWM. A Figura 43 mostra o comportamento da temperatura do congelador e a potência do compressor durante o desligamento das resistências elétricas do congelador.

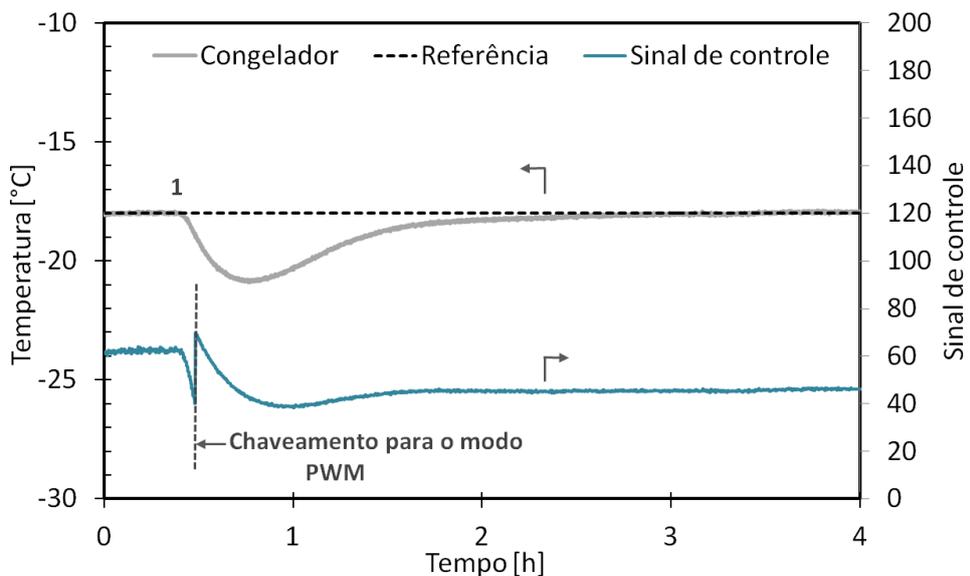


Figura 42 – Comportamento do sistema de controle com desligamento dos resistores.

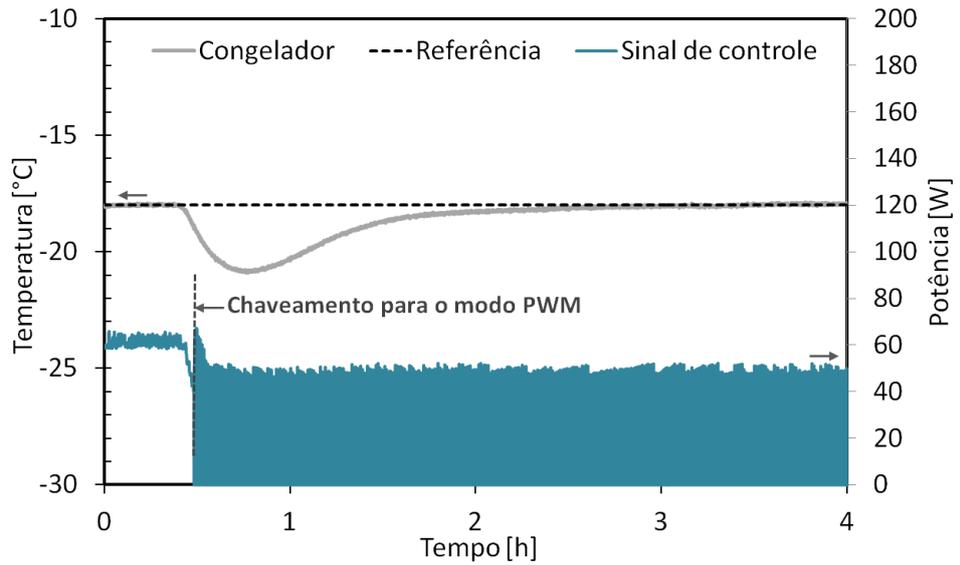


Figura 43 – Comportamento da potência do compressor durante o chaveamento para o modo PWM.

A Figura 44 mostra o sistema operando em modo PWM. No ponto 1 é feita uma abertura de porta de 2 minutos. Como a abertura de porta tem uma grande duração, o sistema entra no modo convencional para eliminar a carga térmica gerada por esta abertura. Após rejeitar a perturbação, o sistema volta para o modo de funcionamento PWM (ponto 2 da Figura 44).

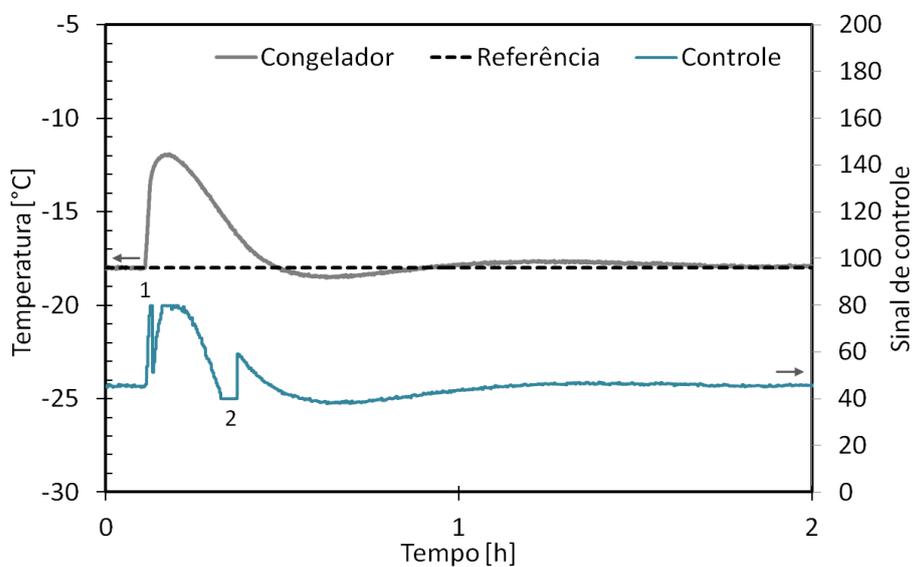


Figura 44 – Abertura de porta no congelador.

A Figura 45 mostra a potência do compressor durante a rejeição de perturbação. Durante a operação em modo convencional ela atinge praticamente valores máximos de potência do compressor, devido a alta magnitude do distúrbio.

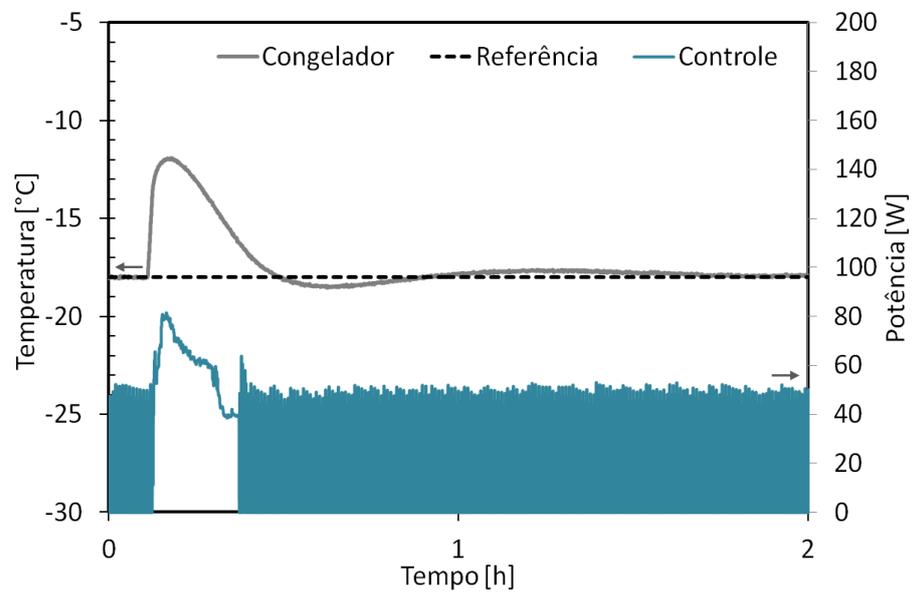


Figura 45 – Potência do compressor durante abertura de porta no congelador.



## Capítulo 6: Conclusões e Perspectivas

### 6.1: Conclusões

Resultados de consumo de energia em regime permanente apontam para ganhos em eficiência da ordem de 10%, modificando apenas o sistema de controle do compressor. Além de economia de energia, os níveis de ruído gerados pelo compressor no modo PWM são menores do que aqueles gerados com o controle liga/desliga clássico. Como os períodos de tempo em que o compressor fica desligado no modo PWM são muito pequenos (6 segundos com o sistema operando com *duty cycle* de 50% por exemplo) o evaporador continua trocando calor com o ambiente refrigerado mesmo quando o compressor está desligado. Além disso, pelo fato que as pressões de descarga e sucção não são equalizadas no modo PWM, o fluido quente do condensador não é jogado no evaporador, contribuindo para economia no consumo de energia.

O valor da potência de saída do compressor quando este opera em modo PWM é determinante para a economia de energia. O valor ótimo desta potência varia de acordo com o refrigerador segundo a curva de eficiência do compressor no sistema de refrigeração em que ele se encontra em funcionamento, ao contrário de 65 W, apresentado como valor ótimo no início do trabalho, devido à sua curva de calorímetro. Por esta razão, em implementações práticas do sistema de controle apresentado no trabalho, é importante que seja obtida esta curva de eficiência.

A estratégia de controle desenvolvida, com os dois controladores do tipo PI combinados alcançou resultados impossíveis de serem obtidos com qualquer refrigerador em funcionamento hoje em dia no mercado, no que se refere à oscilação de temperatura do compartimento. O modo de funcionamento PWM, mesmo em condições de baixa carga térmica, consegue manter a temperatura do congelador em valores de referência, sem as oscilações causadas pelo controle liga/desliga.

Em termos de desempenho, o sistema de controle desenvolvido é capaz de alternar seu modo de funcionamento de acordo com o nível de carga térmica

imposta ao refrigerador. Buscando sempre que possível, operar no modo de funcionamento PWM, que é mais eficiente em termos de consumo energético.

## **6.2: Sugestões para trabalhos futuros**

Como sugestão para trabalhos futuros recomenda-se:

- As conclusões de consumo de energia dos dois sistemas de controle avaliados ficaram prejudicadas em virtude da configuração do refrigerador. Dessa forma recomenda-se que em um próximo trabalho seja usado um produto com damper para controle da temperatura do refrigerador.
- Recomenda-se avaliar outras técnicas de controle, como modos deslizantes, valendo-se do fato de que o compressor pode ser acionado em uma frequência bem superior aos compressores existentes hoje no mercado.
- No trabalho foi adotado um período de 12 segundos para o PWM, recomenda-se avaliar se períodos maiores não causam oscilações significativas na temperatura de evaporação. O uso de maiores períodos gera um menor desgaste de componentes, aumentando a vida útil do compressor.
- Recomenda-se o estudo da influência da temperatura de condensação na variação da potência de saída do compressor durante o funcionamento em modo PWM. A potência de saída atingida pelo compressor durante este modo de funcionamento é dada por um parâmetro interno do inversor responsável pelo tempo de condução das bobinas do motor linear. Desta forma, recomenda-se a avaliação de uma estrutura de controle interna que garanta a potência de saída em qualquer temperatura ambiente a qual o refrigerador possa estar submetido.

## Bibliografia:

- [1] A. A. R. Coelho; L. S. Coelho, "Identificação de sistemas dinâmicos", Editora da UFSC, 2004.
- [2] C. J. Santos, "Efeito do escoamento na folga pistão-cilindro sobre a eficiência de um compressor linear operando sem óleo lubrificante", Dissertação de Mestrado, EMC, UFSC, Maio de 2014
- [3] C. Pompermaier, "Estudo e otimização de um atuador linear com imã permanente e alta frequência de ressonância aplicado a sistemas de refrigeração", Dissertação de Mestrado, EEL, UFSC, Novembro de 2009
- [4] C. J. L. Hermes; C. Melo; F. T. Knabeen "Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances", Applied Thermal Engineering, v. 50, p. 1029-1034, 2013
- [5] G. A. Senger, "Estudo e desenvolvimento de estratégias de controle para um sistema de refrigeração de duplo evaporador", Dissertação de Mestrado, DAS, UFSC, Junho de 2014
- [6] J. S. Sim. J. S. Ha "Experimental study of heat study characteristics for a refrigerator using reverse loss method", International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 38, n. 5 p. 572-576, 2011
- [7] J. M. Gonçalves, "Desenvolvimento e Aplicação de uma Metodologia de Análise Térmica de Refrigeradores", Tese de Doutorado, EMC, UFSC, Março de 2004
- [8] K. J. Aström e T. Hagglund, "PID controllers: Theory, Design and Tuning", Instrument Society of America, 1991.
- [9] K. Ogata, "Modern Control Engineering", Prentice Hall, 2002.
- [10] L. C. Schurt, "Modelagem matemática e controle multivariável de sistemas de refrigeração por compressão mecânica do vapor", Dissertação de Mestrado, DAS, UFSC, Junho de 2009.

- [11] M. J. de Oliveira, "Modelação térmica do compressor recíproco linear operando sem óleo lubrificante", Dissertação de Mestrado, EMC, UFSC, Agosto de 2014.
- [12] V. A. D. Filho, "Identificação de modelos armax e narmax para um poço de petróleo operando por injeção contínua de gás", Dissertação de Mestrado, EEL, UFSC, Fevereiro de 2005.