

**Um estudo sobre o uso simultâneo de dispositivos de expansão e compressores de ação variável em refrigeradores domésticos**

*Relatório submetido à Universidade Federal de Santa Catarina  
como requisito para a aprovação da disciplina:*

***DAS 5511: Projeto de Fim de Curso***

***Guilherme de Aguiar Senger***

*Florianópolis, Julho de 2012*

**Um estudo sobre o uso simultâneo de dispositivos de expansão e compressores de ação variável em refrigeradores domésticos**

***Guilherme de Aguiar Senger***

**Orientadores:**

***Prof. Cláudio Melo, Ph.D.***

---

Assinatura do Orientador

***Prof. Rodolfo C.C. Flesch, Dr. Eng.***

---

Assinatura do Orientador

Este relatório foi julgado no contexto da disciplina  
**DAS 5511: Projeto de Fim de Curso**  
e aprovado na sua forma final pelo  
**Curso de Engenharia de Controle e Automação**

## Resumo

Este trabalho foi desenvolvido no Instituto Nacional de Ciências e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica (INCT POLO) pertencente ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina em parceria com a Embraco Electronic and Control (EECON), pertencente à Whirlpool S.A. O trabalho consiste em um estudo sobre o uso de dispositivos de compressão e expansão variáveis em refrigeradores domésticos. Busca-se verificar nesses refrigeradores os mesmos ganhos obtidos em refrigeradores comerciais e em bancadas de testes com o uso desses dispositivos variáveis. Um sistema de refrigeração doméstica dotado de compressor de rotação fixa e apenas tubo capilar na expansão foi utilizado como sistema de referência. O primeiro passo foi substituir o compressor original por um compressor de capacidade variável (VCC). O segundo passo foi instalar uma válvula em série com um tubo capilar redimensionado na expansão do sistema. Foram desenvolvidos dois controladores SISO (“*single input single output*”) para controlar a temperatura do congelador através da rotação do compressor e o grau de superaquecimento no evaporador através da abertura da válvula. A cada modificação realizada no sistema foram realizados testes de desempenho. O compressor VCC mostrou pior capacidade do que o fixo quando operando na mesma rotação, entretanto, como o VCC consegue se adequar à carga térmica, ele apresenta melhor resultado em termos de consumo de energia quando devidamente controlado. A válvula de expansão apresentou bom desempenho para alterar o superaquecimento no evaporador, porém o sistema apresentou pior desempenho do que quando utilizado o tubo capilar. Ao final foi realizada a análise de um sistema originalmente equipado com VCC e tubo capilar a fim de se verificar o real potencial no uso de válvula de expansão. Os resultados mostram que o sistema com tubo capilar apresenta bom comportamento nas condições da norma utilizada para avaliar o consumo de energia.

## **Abstract**

This work was developed in the National Institute of Sciences and Technology in Refrigeration and Thermo physics (INCT POLO) which belongs to the Mechanical Engineering Department of Federal University of Santa Catarina. It was developed in association with Embraco Electronic and Control (EECON) that belongs to Whirlpool S.A. The present work is a study about using variable compression and expansion devices in household refrigeration systems. In this study it's tried to check in these refrigerators the same gains obtained in commercial refrigerators and in purpose-built test facilities using these variable devices. Household system refrigeration equipped with a constant speed compressor and just a capillary tube in the expansion was used as baseline. The first step was to replace the original compressor by a variable capacity compressor (VCC). The second step was to install a valve in series with a resized capillary tube in the system's expansion. It was developed two SISO (single input single output) controllers to control the freezer temperature by the compressor speed and the evaporator superheat by the valve opening. For each system modification, performance tests were carried out. The variable speed compressor showed worse capacity than the constant speed compressor when they operated at the same speed. However the variable speed compressor can adapt itself to different thermal load conditions, therefore it results in lower energy consumption when correctly controlled. The expansion valve had good performance to change the evaporator superheat. But the system with valve had worse performance then the system with capillary tube. At the end it was realized an analysis about a system with variable speed compressor and capillary tube. The objective is to study the real potential of the expansion valve. The tests showed that system with capillary tube has good behavior below the standard conditions to evaluate the energy consumption.

## Sumário

Resumo .....	2
Abstract .....	3
Sumário .....	4
Lista de Figuras .....	7
Lista de Tabelas .....	9
Simbologia.....	10
Capítulo 1: Introdução .....	11
1.1: Refrigeração e consumo de energia .....	11
1.2: Estudo de dispositivos de ação variável na refrigeração .....	12
1.3: Objetivos do trabalho .....	13
Capítulo 2: Refrigeração.....	14
2.1: Teoria de refrigeração.....	14
2.2: Refrigeradores domésticos .....	17
2.3: Testes de sistemas de refrigeração .....	17
2.3.1: Teste de UA.....	17
2.3.2: Teste de <i>pull-down</i> .....	18
2.3.3: Teste de consumo de energia em regime permanente .....	18
2.3.4: Teste de consumo de energia em regime cíclico .....	20
Capítulo 3: Controle de processos .....	22
3.1: Sistemas de controle.....	22
3.2: Identificação de sistemas.....	23
3.3: Especificação de controle .....	23
3.4: Projeto do controlador.....	24

Capítulo 4: Sistema de refrigeração com dispositivo de expansão e compressor de ação variável.....	27
4.1: Sistema referência .....	27
4.1.1: Instrumentação.....	28
4.1.2: Testes de referência.....	32
4.2: Sistema VCC + Capilar .....	33
4.2.1: Desempenho do sistema VCC + capilar.....	33
4.3: Sistema VCC + Válvula.....	37
4.3.1: Instalação da válvula .....	37
4.3.2: Determinação da faixa de abertura ótima.....	42
Capítulo 5: Controle do sistema de refrigeração com dispositivo de expansão e compressor de ação variável.....	45
5.1: Controle da válvula eletrônica de expansão .....	45
5.1.1: Identificação da válvula eletrônica de expansão .....	46
5.1.2: Projeto do controlador da válvula eletrônica de expansão .....	48
5.1.3: Desempenho do sistema com controle de superaquecimento operando em regime cíclico .....	51
5.2: Controle do compressor de rotação variável.....	53
5.2.1: Identificação do compressor de rotação variável.....	53
5.2.2: Projeto do controlador do compressor de rotação variável .....	55
5.3: Controle VCC + EEV.....	57
5.3.1: Desempenho do sistema controlado .....	60
Capítulo 6: Análise do potencial do uso de válvula de expansão em um refrigerador equipado com VCC e capilar .....	61
6.1: Sistema .....	61
6.1.1: Instrumentação.....	62

6.2: Testes de excitação com carga térmica.....	62
Capítulo 7: Conclusões e Perspectivas .....	65
7.1: Análise dos resultados .....	65
7.1.1: Análise dos resultados de controle.....	65
7.1.2: Análise dos resultados de sistema .....	66
7.1.3: Análise global .....	67
Referências: .....	68

## Lista de Figuras

FIGURA 2.1 DIAGRAMA PH. ....	14
FIGURA 2.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO NO DIAGRAMA PH.....	15
FIGURA 2.3 COMPONENTES DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO. ....	16
FIGURA 2.4 SISTEMA DE CONTROLE DAS TEMPERATURAS.....	19
FIGURA 3.1 DIAGRAMA DE BLOCOS.....	22
FIGURA 3.2 ESPECIFICAÇÕES DE CONTROLE. ....	24
FIGURA 4.1 REFRIGERADOR KDN43.....	27
FIGURA 4.2 COMPRESSOR EGAS80CLP.....	28
FIGURA 4.3 TERMOPARES NO CONGELADOR. ....	29
FIGURA 4.4 TERMOPARES NO REFRIGERADOR.....	29
FIGURA 4.5 TERMOPARES NA ENTRADA E SAÍDA DO EVAPORADOR.....	30
FIGURA 4.6 TRANSDUTORES DE PRESSÃO.....	30
FIGURA 4.7 FLUXÍMETRO.....	31
FIGURA 4.8 YOKOGAWA WT230.....	31
FIGURA 4.9 SISTEMA SUPERVISÓRIO. ....	32
FIGURA 4.10 COMPRESSOR VEGZ11C.....	33
FIGURA 4.11 GRÁFICO COMPARATIVO DE PULL-DOWN.....	34
FIGURA 4.12 GRÁFICO COP X TEMPERATURA AMBIENTE.....	35
FIGURA 4.13 VÁLVULA PWM HP120. ....	38
FIGURA 4.14 ESQUEMA DO ACUMULADOR DE LÍQUIDO. ....	39
FIGURA 4.15 MONTAGEM DO TROCADOR TUBO CAPILAR – LINHA DE SUCÇÃO. ....	40
FIGURA 4.16 REPOSICIONAMENTO DO CONDENSADOR. ....	40
FIGURA 4.17 POSICIONAMENTO DA VÁLVULA, CÂMARA INTERMEDIÁRIA E TUBO CAPILAR SAINDO DA ÚLTIMA. ....	41
FIGURA 4.18 NOVO TROCADOR TUBO CAPILAR – LINHA DE SUCÇÃO NO INTERIOR DO CONGELADOR. ....	41
FIGURA 4.19 DIAGRAMA DE ACIONAMENTO DA VÁLVULA. ....	42
FIGURA 4.20 GRÁFICO COP PELA ABERTURA DE VÁLVULA. ....	43
FIGURA 4.21 GRÁFICO DE CONSUMO DE ENERGIA PELA ABERTURA. ....	43

FIGURA 4.22 GRÁFICO DA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO PELA ABERTURA. ....	44
FIGURA 5.1 ENSAIO DE IDENTIFICAÇÃO DA VÁLVULA DE EXPANSÃO. ....	47
FIGURA 5.2 LUGAR DAS RAÍZES PARA O CONTROLE RÁPIDO. ....	49
FIGURA 5.3 LUGAR DAS RAÍZES PARA O CONTROLE LENTO. ....	49
FIGURA 5.4 GRÁFICO DO TESTE DE PULL-DOWN COM CONTROLE DE SUPERAQUECIMENTO. ....	51
FIGURA 5.5 MUDANÇA DE REFERÊNCIA DO SUPERAQUECIMENTO. ....	51
FIGURA 5.6 SUPERAQUECIMENTO CONTROLADO NO TESTE CÍCLICO A 2000 RPM (33,32 Hz). ....	52
FIGURA 5.7 SUPERAQUECIMENTO CONTROLADO NO TESTE CÍCLICO A 3600 RPM (60 Hz). ....	52
FIGURA 5.8 ABERTURA DA VÁLVULA DURANTE O TESTE CÍCLICO DE 3600 RPM (60 Hz). ....	53
FIGURA 5.9 GRÁFICO DE IDENTIFICAÇÃO DO VCC. ....	54
FIGURA 5.10 LUGAR DAS RAÍZES PARA O CONTROLE DO VCC. ....	55
FIGURA 5.11 CONTROLE VCC. ....	56
FIGURA 5.12 MUDANÇA DE REFERÊNCIA DA TEMPERATURA MÉDIA DO CONGELADOR. ....	57
FIGURA 5.13 MUDANÇA DE REFERÊNCIA NA TEMPERATURA DO CONGELADOR. ....	58
FIGURA 5.14 COMPORTAMENTO DO SUPERAQUECIMENTO DURANTE MUDANÇA DE REFERÊNCIA NA TEMPERATURA DO CONGELADOR. ....	58
FIGURA 5.15 MUDANÇA DE REFERÊNCIA NO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO. ....	59
FIGURA 5.16 COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA DO CONGELADOR DURANTE A MUDANÇA DE REFERÊNCIA NO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO. ....	59
FIGURA 6.1 BRSTEMP INVERSE. ....	61
FIGURA 6.2 PULL-DOWN E TESTE CÍCLICO A 43°C. ....	62
FIGURA 6.3 TESTE CÍCLICO A 32°C. ....	63
FIGURA 6.4 TESTE CÍCLICO A 25°C. ....	63

## Lista de Tabelas

TABELA 4.1 TESTES DE CONSUMO EM REGIME PERMANENTE. ....	35
TABELA 4.2 RESULTADO DOS TESTES DE CONSUMO DE ENERGIA EM REGIME PERMANENTE. .....	36
TABELA 4.3 RESULTADO DOS TESTES CÍCLICOS DE CONSUMO DE ENERGIA. ....	37
TABELA 5.1 PARÂMETROS DA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DA VÁLVULA. ....	47
TABELA 5.2 PARÂMETROS DA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DO COMPRESSOR. ....	54

## Simbologia

COP: Coeficiente de *performance*

EEV: Válvula eletrônica de expansão

K: Ganho estático

MIMO: *Multiple input multiple output* (múltipla entrada, múltipla saída)

PID: Controle proporcional integral derivativo

PWM: *Pulse width modulation* (pulso com modulação)

SISO: *Single input single output* (Entrada simples, saída simples)

UA: Coeficiente global de condutividade térmica

VCC: Compressor de rotação variável

$\tau$ : Constante de tempo

# Capítulo 1: Introdução

## 1.1: Refrigeração e consumo de energia

O crescimento econômico e aumento populacional ocorridos nas últimas décadas alavancaram o consumo de energia elétrica no mundo de maneira que em algumas regiões a produção apresenta dificuldades para suprir a demanda. Esta condição tem levado ao aumento do preço da energia elétrica e consequente necessidade de redução do seu consumo. Também os governos, preocupados com a situação, têm elaborado legislações que obrigam o aumento da eficiência energética dos produtos comercializados. Somado a estes fatores encontra-se o apelo ambiental por redução do consumo de energia.

Nesse contexto, a indústria encontra-se na necessidade de desenvolver produtos mais eficientes para se adequar às legislações de eficiência energética ou para conquistar o mercado consumidor. Embora esta seja uma tendência ainda incipiente em alguns países como o Brasil, é bastante forte no continente europeu, Japão, EUA entre outros.

Dentre os setores industriais, um dos que mais sente a necessidade de se adaptar às especificações de eficiência energética é a indústria de refrigeração doméstica. Segundo Melo e Da Silva [1], estima-se que o setor residencial seja responsável por aproximadamente 22% do consumo de energia elétrica no Brasil e, dentro deste, 50% é consumido pela refrigeração, composta por refrigeradores e condicionadores de ar. Evidencia-se que ao menos 10% do consumo total de energia no país é responsabilidade da refrigeração doméstica.

Refrigeradores domésticos não possuem elevado consumo de energia, porém, de acordo com Melo e Da Silva [1], a baixa eficiência, em torno de 20%, e a grande utilização dos mesmos, presentes em aproximadamente 96% das residências brasileiras, faz com que o consumo de energia total seja significativo. A baixa eficiência mencionada é a variável a ser melhorada para reduzir o impacto destes produtos.

## 1.2: Estudo de dispositivos de ação variável na refrigeração

No sentido de aumentar a eficiência dos refrigeradores diversas pesquisas vêm sendo realizadas nos últimos anos. Para melhor entendê-las é preciso mencionar que um refrigerador apresenta quatro componentes fundamentais: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. O compressor realiza trabalho sobre o sistema. O condensador libera o calor do sistema para a fonte quente (ambiente não refrigerado). No dispositivo de expansão ocorre o abaixamento da pressão do fluido refrigerante e conseqüente redução da sua temperatura. O evaporador retira calor da fonte fria (ambiente refrigerado).

Dentre os trabalhos realizados sobre refrigeradores domésticos ressaltam-se os estudos com dispositivos de ação variável. Existem três variáveis de processo que afetam sensivelmente o desempenho do sistema: velocidade do compressor, restrição da expansão e a carga de fluido refrigerante. A mudança na velocidade do compressor adequa o sistema às mudanças de carga térmica imposta. O tamanho da expansão e a carga de fluido refrigerante alteram a eficiência do sistema para cada capacidade de refrigeração imposta pela variação da rotação do compressor. Dessa forma, é necessário ajustá-las para que o sistema opere na condição ótima.

Pöttker e Melo [2] estudaram o efeito combinado das três variáveis mencionadas em uma bancada de testes. Para tanto foi utilizado um compressor de velocidade variável (VCC) e um dispositivo de expansão composto por uma válvula de expansão eletrônica (EEV). O trabalho mostrou que mantendo a carga de refrigerante fixa, para cada velocidade do compressor existe uma abertura ótima de válvula.

Um comparativo entre um sistema equipado com tubo capilar e um com válvula de expansão foi realizado por Marcinichen e Melo [3]. Foram realizados testes de abaixamento de temperatura (*pull-down*) e de consumo de energia em diferentes condições de temperatura ambiente e de velocidade do compressor. Os experimentos mostraram que o sistema com válvula apresenta melhor desempenho em termos de consumo de energia apenas para elevada carga térmica (temperatura ambiente de 43°C) ou baixa capacidade de refrigeração (rotação de 2000 RPM

(33,32 Hz)). Nos testes de *pull-down* o desempenho dos dois sistemas foi semelhante. Ao investigar os motivos que levaram o sistema com válvula a apresentar resultados aquém do esperado, percebeu-se que o controle aplicado à válvula não foi satisfatório. Desta forma, concluiu-se que uma estratégia de controle melhor aplicada pode elevar os ganhos de desempenho do sistema com válvula.

Marcinichen et al.[4] comparou um sistema comercial equipado com compressor de rotação variável com tubo capilar e um com compressor de rotação variável e válvula de expansão. Para o segundo sistema foi desenvolvida uma estratégia de controle composta por dois controladores SISO independentes, um para o compressor e outro para a válvula. Foram realizados testes de consumo de energia em diferentes condições de temperatura ambiente para comparar as duas configurações. O sistema com válvula apresentou desempenho bastante superior na maior parte dos testes e foi inferior apenas nos experimentos em que o compressor desligou. Isto ocorre quando a capacidade de refrigeração necessária é inferior àquela fornecida pela menor rotação possível do compressor.

A estratégia de controle dual SISO para compressor e válvula de expansão eletrônica foi validada por Marcinichen et al.[5] em uma bancada de testes. Os dois dispositivos foram controlados com o objetivo de se obter o maior desempenho em termos de consumo de energia. Desenvolveram-se dois controladores PI, obtendo-se um resultado satisfatório para ambos.

### **1.3: Objetivos do trabalho**

Os trabalhos desenvolvidos com compressor de rotação variável e válvula de expansão variável em bancada e em sistemas de refrigeração comercial mostram que esta configuração tem um grande potencial a ser testado também em sistemas de refrigeração domésticos.

Este trabalho consiste em comparar um sistema doméstico originalmente equipado com compressor de velocidade fixa e tubo capilar com um equipado com compressor de velocidade variável e válvula de expansão. Busca-se nessa pesquisa avaliar o impacto desses dispositivos no consumo de energia.

## Capítulo 2: Refrigeração

### 2.1: Teoria de refrigeração

A troca de calor no sentido de uma fonte quente para uma fonte fria ocorre naturalmente. Para acontecer o contrário é necessário um ciclo de refrigeração no qual é realizado trabalho de forma a forçar a troca de calor no sentido da fonte fria para a fonte quente.

No estudo de refrigeração é necessário conhecer o diagrama de Mollier que relaciona pressão e entalpia (diagrama PH), figura 2.1. Nesse gráfico observam-se três regiões de maior importância: líquido sub-resfriado à esquerda, vapor superaquecido à direita e a região bifásica na parte de dentro da linha de saturação. Quando uma substância pura encontra-se nesta última região, ela está em mudança de fase e troca calor isotermicamente.

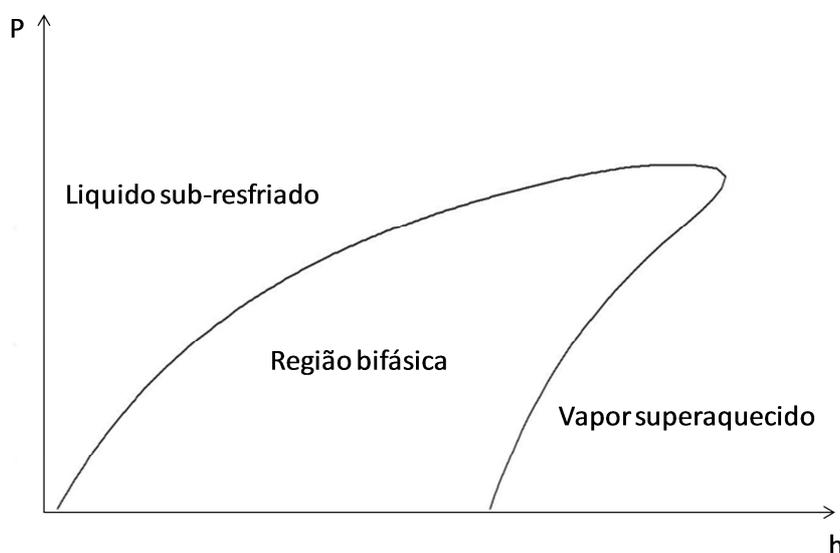


Figura 2.1 Diagrama PH.

Um ciclo de refrigeração de compressão a vapor típico apresenta um fluido refrigerante operando entre a fase líquida e vapor, como pode ser visto na figura 2.2. Este ciclo apresenta quatro etapas básicas, já mencionados na seção “Estudo de dispositivos de ação variável na refrigeração”, que são: compressão (A-B), condensação (B - C), expansão (C - D) e evaporação (D - A). A compressão consiste

na realização de trabalho sobre o fluido, elevando a pressão deste e consequentemente sua temperatura. Na condensação ocorre a mudança de fase de vapor para líquido cedendo calor para o ambiente não refrigerado. O dispositivo de expansão faz o abaixamento da pressão, como consequência reduz a temperatura do fluido. Na evaporação o fluido refrigerante muda da fase líquida para vapor absorvendo calor do ambiente refrigerado.

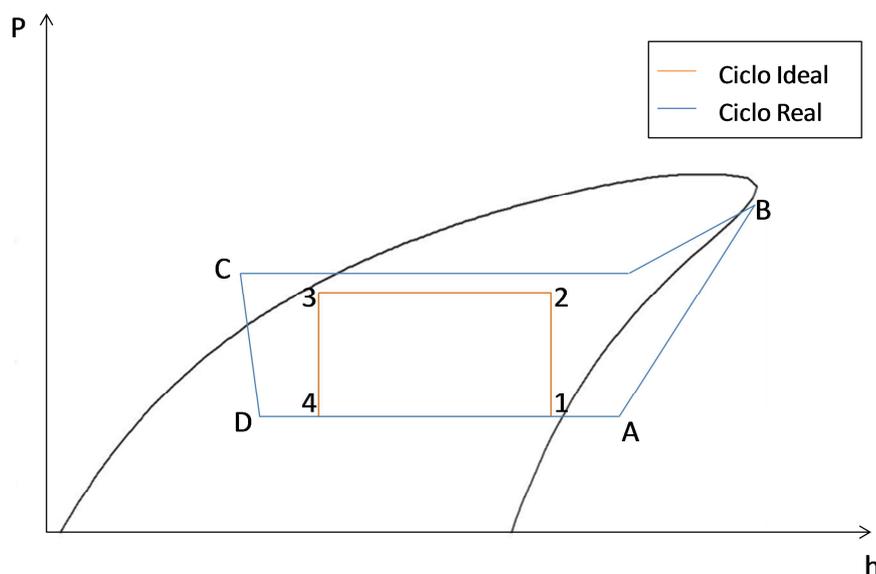


Figura 2.2 Ciclo de refrigeração no diagrama PH.

O ciclo de refrigeração ideal proposto por Kelvin, e conhecido como ciclo reverso de Carnot, apresenta compressão e expansão adiabáticas e condensação e evaporação isotérmicas. Além disso, todos os processos devem ser reversíveis. Logicamente, por questões construtivas e não idealidades, os sistemas reais não operam de forma ideal. Assim, a compressão real caracteriza-se por ser um processo não adiabático e não isentrópico, impedindo a reversibilidade do ciclo. A condensação avança na região de sub-resfriamento, a evaporação atinge a região de superaquecimento, e a expansão troca calor com o meio.

Para avaliar a eficiência de um sistema de refrigeração é utilizado o coeficiente de *performance* (COP) (vide Stoecker [6]) que é uma razão entre a capacidade do sistema retirar calor através do evaporador ( $Q_e$ ) pela potência consumida pelo compressor ( $W$ ).

$$COP = \frac{Q_e}{W} \quad (2.1)$$

Neste trabalho duas possíveis medidas para aumentar o desempenho do sistema serão testadas. A primeira é utilizar um compressor de velocidade variável de forma a adequar a potência  $W$  consumida à carga térmica  $Q_e$  que deve ser retirada do sistema. A segunda é utilizar uma válvula de expansão eletrônica, de forma a controlar o superaquecimento no evaporador, mantendo-o nulo. O superaquecimento nulo significa que a evaporação ocorre totalmente na região bifásica de mudança de estado e a troca de calor é isotérmica, dessa forma, como o fluido não tem sua temperatura aumentada, a diferença de temperatura entre o evaporador e o ambiente é mantida e a retirada de calor  $Q_e$  é a máxima possível.

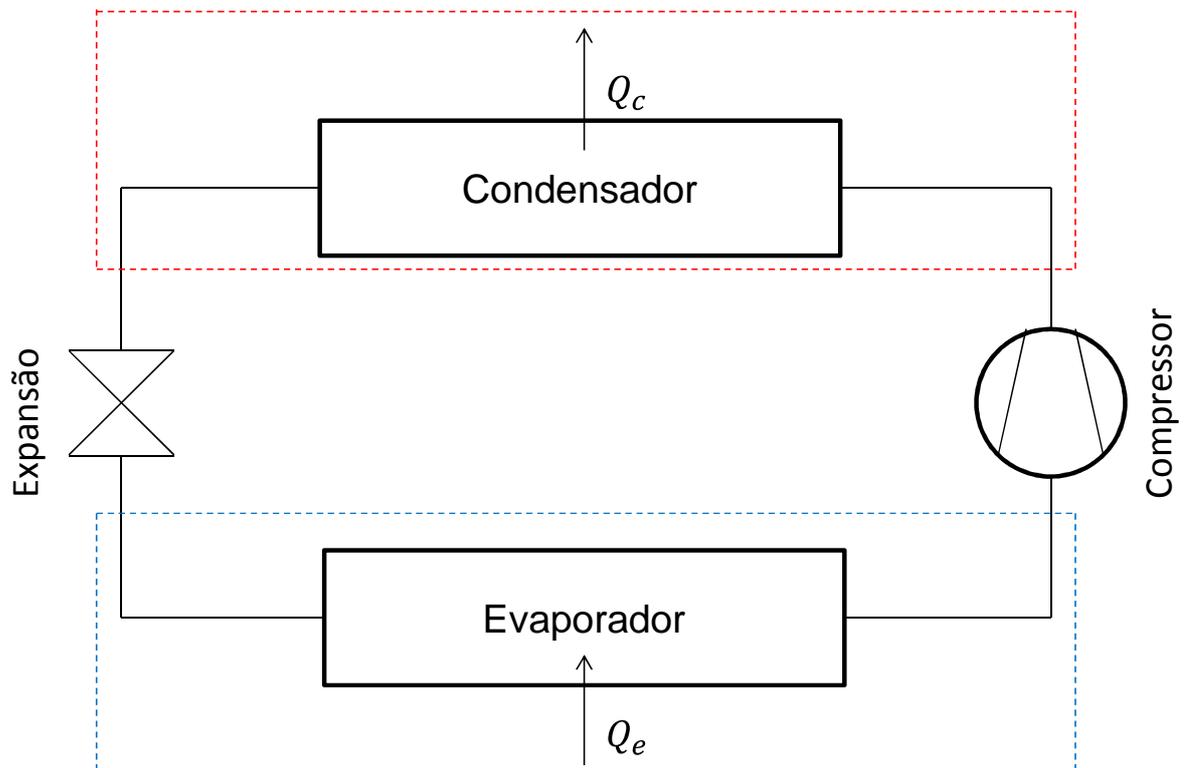


Figura 2.3 Componentes do ciclo de refrigeração.

## 2.2: Refrigeradores domésticos

Refrigeradores domésticos típicos apresentam dois compartimentos refrigerados: congelador (*freezer*) e refrigerador (*fresh food*). Esses compartimentos podem ser posicionados verticalmente ou horizontalmente, sendo a primeira forma mais comum e foco deste trabalho.

O sistema de refrigeração possui como base os componentes citados na seção 2.1. O compressor pode ser de dois tipos: rotação fixa ou VCC. O primeiro atua em uma velocidade fixa e é controlado por um termostato posicionado no congelador, que o liga ou desliga conforme um limite superior e um inferior da temperatura do gabinete. O segundo atua em diferentes velocidades, podendo ser controlado por um controle PID. O condensador pode ser de ventilação forçada ou natural e geralmente a segunda opção é adotada por este trocador poder utilizar uma área grande normalmente na parte traseira do sistema. O dispositivo de expansão utilizado nos refrigeradores domésticos é o tubo capilar. O evaporador possui ventilação forçada para maximizar a troca de calor. Nos sistemas tradicionais este último dispositivo é posicionado dentro do congelador. Para refrigerar o refrigerador existe um dispositivo denominado *damper* que consiste em uma restrição mecânica que regula a passagem de ar frio do congelador para o refrigerador.

Para avaliar um sistema de refrigeração doméstico são realizados testes desempenho. Neste trabalho, os testes que serão utilizados são: teste de abaixamento de temperatura (*pull-down*), consumo de energia em regime permanente e consumo de energia em regime cíclico.

## 2.3: Testes de sistemas de refrigeração

### 2.3.1: Teste de UA

UA é o coeficiente global de condutância térmica. É necessário determinar o UA entre os compartimentos refrigerados e o ambiente externo, pois este valor será utilizado no processamento dos resultados dos testes de desempenho do sistema. O

teste de UA é realizado com o compressor desligado com resistores controlados por PIDs no interior dos compartimentos. O ventilador do evaporador é mantido ligado. As temperaturas dos compartimentos e do ambiente são monitoradas e o UA é calculado através da equação 2.2.

$$UA_c(T_c - T_a) + UA_r(T_r - T_a) - (W_c + W_r + W_{v,e}) = 0 \quad (2.2)$$

Onde os índices  $c, r, a$  e  $v, e$  representam, respectivamente congelador, refrigerador, ambiente e ventilador do evaporador.

### 2.3.2: Teste de *pull-down*

No teste de *pull-down*, a temperatura do sistema antes de ligar é homogeneizada em 43°C. O teste consiste em partindo desta temperatura, atingir as temperaturas de referência de -18°C e 5°C para o congelador e refrigerador respectivamente. Algumas informações relevantes são retiradas desse teste: tempo de enchimento do evaporador, temperatura de acomodação do evaporador e tempo para atingir as temperaturas de referência nos compartimentos.

### 2.3.3: Teste de consumo de energia em regime permanente

Nessa metodologia, proposta por Resende [7], o refrigerador é testado com todas as variáveis de interesse em regime permanente. Para tanto, as temperaturas dos compartimentos são reguladas através de controladores do tipo PID que atuam sobre resistores elétricos estrategicamente posicionados. Desta forma, o excesso de capacidade de refrigeração é compensado pela dissipação de calor no interior dos compartimentos. O termostato que controla o compressor é desativado e o *damper* é fixado em uma posição pré-determinada. O sistema de controle das temperaturas do gabinete é esquematizado na figura 2.4.

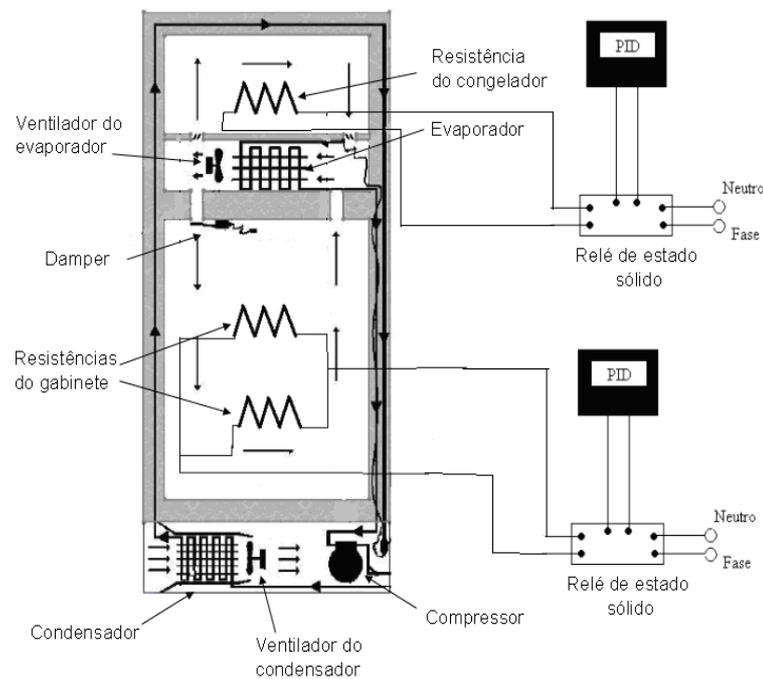


Figura 2.4 Sistema de controle das temperaturas.

Fonte: Resende [7].

Para determinar o consumo de energia do sistema através da metodologia de regime permanente é preciso, antes, determinar a condutância térmica de cada compartimento ( $UA$ ). Determinada a condutância térmica dos compartimentos, tem-se início o teste de consumo de energia. Com a partida do compressor, ao serem atingidas as condições de regime permanente, a carga térmica é então calculada através da equação 2.3.

$$Q_t = UA_r(T_a - T_r) + UA_c(T_a - T_c) + W_{v,e} \quad (2.3)$$

Os subscritos “a”, “r” e “c” correspondem, respectivamente, a ambiente e aos compartimentos refrigerador e congelador e  $W_{v,e}$  é a potência consumida pelo ventilador do evaporador.

A capacidade de refrigeração é dada pela soma da carga térmica total com a potência dissipada pelos resistores elétricos nos compartimentos, equação 2.4.

$$Q_e = Q_t + W_c + W_r \quad (2.4)$$

Quando o sistema está em funcionamento cíclico, ou seja, com o termostato do compressor ativo, a carga térmica imposta durante cada ciclo deve ser retirada durante o período no qual o sistema permanece ligado. Dessa forma, a fração de funcionamento é definida como a razão entre o tempo de compressor ligado e o tempo total de um ciclo, e pode ser expressa através da equação 2.5.

$$\tau\% = \frac{Q_t - W_{v,e}}{Q_e - W_{v,e}} \quad (2.5)$$

Conhecendo-se a fração de funcionamento do compressor, é possível calcular o consumo de energia mensal (kWh/mês) do refrigerador a partir da equação 2.6.

$$CE = 0,72[\tau\%(W_{comp} + W_{v,e}) + W_i] \quad (2.6)$$

Onde  $W_i$  é a potência do inversor e  $W_{comp}$  é a potência do compressor.

Finalmente, o coeficiente de *performance* pode ser calculado através da equação 2.7.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{W_{comp} + W_{v,e} + W_i} \quad (2.7)$$

#### 2.3.4: Teste de consumo de energia em regime cíclico

Dentre as principais normas mundiais criadas para padronizar o procedimento e as condições de ensaio, a AHAM HRF-1 [8] e a ISO 15502 [9] foram adotadas neste projeto como base para os testes cíclicos.

A norma AHAM HRF-1 (2004), adotada nos EUA, exige que o refrigerador seja testado em regime cíclico. Segundo essa norma, a condição ambiente deve ser mantida em 32,2°C e 75%±5% de umidade relativa. A temperatura do compartimento do refrigerador deve ser mantida em 7,2 °C e a temperatura do congelador em -9,4 °C ou -15 °C, dependendo da classificação do produto. A norma norte-americana não exige a abertura de portas.

A norma ISO 15502 (2005) utilizada nos países europeus e no Brasil, também estabelece que o sistema deve ser testado em regime cíclico. A temperatura de teste depende do clima para qual o sistema foi projetado. Para regiões de clima

temperado ou subtropical, a temperatura ambiente é de  $25,0^{\circ}\text{C}\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ . Nas regiões de clima tropical, a temperatura ambiente é  $32,0^{\circ}\text{C}\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ . De acordo com tal norma, a potência consumida pelo produto deve ser monitorada ao longo de um período de 24 horas e deve compreender um número inteiro de ciclos. O congelador deve ser carregado com uma carga pré-estabelecida de pacotes de *tylose*, substância artificial cujo calor específico equivale ao da carne congelada. Dois testes devem ser realizados, um acima e outro abaixo da temperatura de referência. O consumo de energia declarado será o valor correspondente ao obtido através de interpolação linear. A norma ISO usa como referência a temperatura do pacote de *tylose* mais quente no congelador, que assume os seguintes valores dependendo da classificação do produto:  $-6^{\circ}\text{C}$ ,  $-12^{\circ}\text{C}$  e  $-18^{\circ}\text{C}$ . Para o compartimento do refrigerador, a temperatura de referência é de  $-5^{\circ}\text{C}$ .

No presente trabalho, o teste de consumo cíclico foi realizado com algumas adaptações nas normalizações pertinentes. Por questões de praticidade, tentou-se adotar a norma AHAM HRF-1 (2004) como base para os testes de consumo. Como o refrigerador foi projetado para a norma ISO 15502 (2005) as temperaturas de referência impostas pela norma AHAM HRF-1 (2004) não foram atingidas. Optou-se então por adotar o procedimento de teste descrito no padrão norte-americano, uma vez que não exige a colocação de pacotes de *tylose*, mas utilizando como referência as temperaturas da norma ISO 15502 (2005).

## Capítulo 3: Controle de processos

### 3.1: Sistemas de controle

Um sistema de controle é composto por três etapas principais: medição da variável de interesse, comparação desta com um valor de referência desejado, calculando-se um erro e utilização deste erro para calcular uma entrada para o sistema de forma a diminuir o erro. Na figura 3.1 observam-se estes três processos em um diagrama de blocos onde “Y” é a variável de interesse e “R” é a referência.

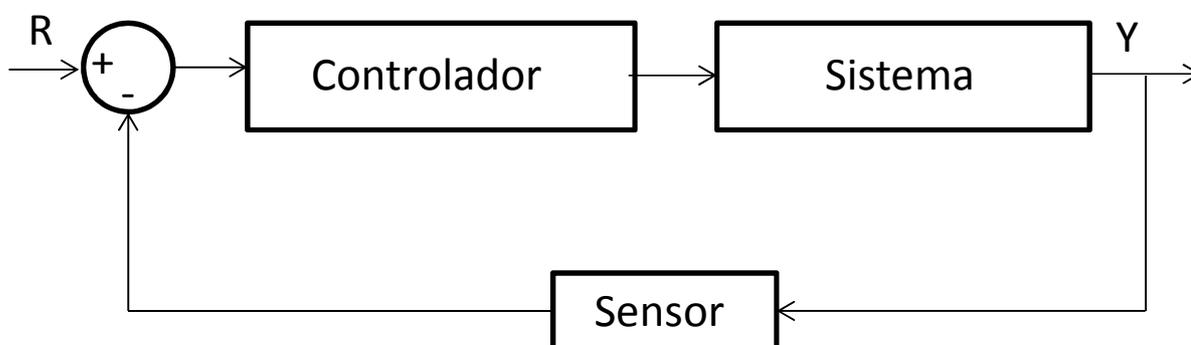


Figura 3.1 Diagrama de blocos.

Um sistema linear pode ser representado de diferentes maneiras, sendo as mais comuns: função temporal, função de transferência ou espaço de estados. Porém nesse trabalho serão utilizadas funções de transferência visto que os sistemas tratados são lineares invariantes no tempo e possuem uma entrada e uma saída.

Para projetar um controlador é necessário conhecer o sistema que será controlado, ou seja, o sistema precisa ser identificado ou modelado. Após, especificam-se as características desejáveis da resposta e por fim projeta-se o controle através de uma técnica adequada. Para implementá-lo, é preciso adequá-lo à plataforma que será utilizada. Para essa tarefa, geralmente utiliza-se uma ferramenta digital e para tanto faz-se necessário discretizar a função de controle.

### 3.2: Identificação de sistemas

A identificação de sistemas é a técnica utilizada para conhecer o comportamento do sistema. Pode-se identificar um sistema através de ensaios experimentais ou modelá-lo através dos modelos físicos que regem o comportamento de tal sistema. Como os sistemas reais são, em geral, muito complexos para serem modelados fenomenologicamente, é mais usual utilizar a identificação experimental. Esta se constitui em excitar o sistema com entradas conhecidas e avaliar a resposta do mesmo.

Para identificar um sistema é preciso considerar que este provavelmente não possua um comportamento linear ao longo de toda sua faixa de operação. Para tanto é necessário determinar um ponto de operação e considerar que próximo deste ponto o sistema pode ser considerado linear, assim uma técnica de controle linear pode ser utilizada.

Do ensaio de identificação é obtida a ordem da função de transferência que melhor representa o sistema bem como os parâmetros desta. Modelos mais simples, de primeira e segunda ordem são representados pelas equações 3.1 e 3.2 respectivamente.

$$G = \frac{K}{\tau s + 1} \quad (3.1)$$

$$G = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.2)$$

Onde “K”, “ $\tau$ ”, “ $\xi$ ” e “ $\omega_n$ ” são respectivamente ganho estático, constante de tempo, coeficiente de amortecimento e frequência natural do sistema. O modelo pode ainda ter outro parâmetro denominado atraso e representado por “ $\theta$ ” que está relacionado com a demora na percepção de uma mudança na resposta.

### 3.3: Especificação de controle

Para projetar um controlador é necessário especificar o comportamento desejado para a resposta, considerando as restrições do sistema a ser controlado. Existem especificações que atendem o regime transiente da resposta e especificações para o regime permanente.

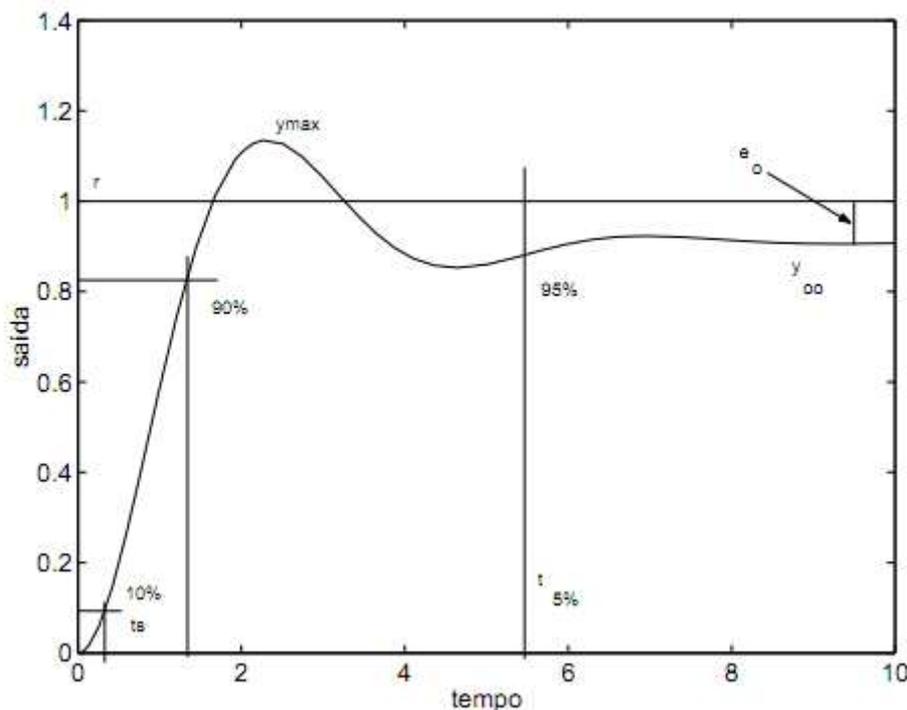


Figura 3.2 Especificações de controle.

Fonte: Normey-Rico e Camacho [10]

As especificações de regime transitório incluem tempo de subida, tempo de acomodação e sobressinal máximo. Tempo de subida é o tempo que a resposta leva para ir de 10% a 90% do valor final. Tempo de acomodação é o tempo para atingir 95% do valor de regime permanente. Sobressinal máximo refere-se ao valor máximo atingido acima do valor de regime permanente.

As especificações de regime permanente estão relacionadas ao seguimento de referência e rejeição de perturbação. O seguimento de referência é a capacidade de a saída seguir o valor da referência com erro nulo ou com um erro limitado. Rejeição de perturbação é a capacidade da resposta, ao ser tirada da condição de equilíbrio, voltar para a mesma condição.

### 3.4: Projeto do controlador

Definidas as especificações desejadas para a resposta controlada, deve-se escolher uma técnica para projetar o controlador. Ressaltando que o interesse é

sobre sistemas lineares com uma entrada e uma saída, existem algumas técnicas de projeto e ajuste de parâmetros possíveis. O controle mais utilizado neste caso é o PID, equação 10 (vide Franklin [11]), ou alguma simplificação deste: PI, PD ou P.

$$U(t) = K_c \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (3.3)$$

O termo “ $K_c$ ”, ganho proporcional, atua proporcionalmente ao erro. Em alguns casos esse termo sozinho, constituindo o controle “P” produz uma resposta satisfatória, porém geralmente não é suficiente para obter seguimento de referência com erro nulo. Como ele é uma ação proporcional ao erro, quando este é nulo, a ação também é nula.

O termo  $T_i$  representa a ação integral e é uma ação integrativa de todos os valores passados do erro. Desta forma a ação integral gera um sinal constante apenas quando o erro é zerado, mantendo, assim, o erro nulo no seguimento de referência do tipo degrau. Um controle PI é satisfatório para sistemas de primeira ordem.

O termo  $T_d$  é a ação derivativa. Esta ação produz uma resposta antecipatória, sendo eficiente para melhorar a dinâmica do sistema. Em contrapartida, a ação derivativa pode gerar oscilações na resposta transitória e amplificação de ruídos.

Para sintonizar os parâmetros do controlador, duas das técnicas mais utilizadas são o lugar das raízes e o método de ajuste baseado na resposta em frequência. Neste trabalho foi escolhido o lugar das raízes para o projeto dos controladores. Esta é uma ferramenta matemática para determinar possíveis localizações das raízes de um polinômio em função de um parâmetro variável. Dessa forma, é possível determinar os parâmetros do controlador de forma que a função de transferência de malha fechada assumira uma forma tal que a resposta esteja em conformidade com as especificações.

Projetado o controlador, para implementá-lo é necessário adequar a função de controle à plataforma que será utilizada para executá-la. O controlador pode ser digital ou analógico e atualmente é mais comum que seja digital. Para implementar um controle desenvolvido no domínio contínuo em uma plataforma digital é necessário discretizar o mesmo. Uma técnica de discretização é a substituição das

derivadas pela diferença de primeira ordem e a aproximação retangular das integrais, expressa pela equação 3.4.

$$U(K) = U(K - 1) + Q_0 * E(K) + Q_1 * E(K - 1) + Q_2 * E(K - 2) \quad (3.4)$$

Onde,

$$Q_0 = K_c * \left[ 1 + \frac{T_d}{T_s} \right] \quad (3.5)$$

$$Q_1 = -K_c * \left[ 1 + 2 * \frac{T_d}{T_s} - \frac{T_s}{T_i} \right] \quad (3.6)$$

$$Q_2 = K_c * \frac{T_d}{T_s} \quad (3.7)$$

Após discretizar o controlador é necessário adequar o algoritmo de controle à linguagem na qual será programado.

## Capítulo 4: Sistema de refrigeração com dispositivo de expansão e compressor de ação variável

### 4.1: Sistema referência

O sistema de refrigeração doméstico utilizado como referência para este trabalho é o modelo Bosh KDN43, figura 4.1. Esse refrigerador é equipado com um compressor de velocidade fixa de 3600 RPM (60 Hz) modelo Embraco EGAS80CLP, apresentado na figura 4.2. O sistema opera com 47 g do fluido refrigerante R600a. O dispositivo de expansão utilizado é um tubo capilar de 0,7 mm de diâmetro e comprimento de aproximadamente 3 m. O evaporador é aletado com ventilação forçada e o condensador é do tipo tubo arame com ventilação natural.



Figura 4.1 Refrigerador KDN43.

O controle de temperatura é realizado por um termostato que envia um sinal de liga ou desliga para o compressor conforme uma temperatura limite superior e uma inferior. O ventilador do evaporador também liga ou desliga de acordo com o sinal do termostato. O evaporador possui uma resistência de degelo acionada quando forma-se uma crosta de gelo suficientemente espessa na parede do mesmo. Quando esta resistência é ligada, o compressor e o ventilador do evaporador são mantidos desligados.



*Figura 4.2 Compressor EGAS80CLP.*

O consumo de energia de acordo com a norma ISO15502 é 55 kWh/mês.

#### **4.1.1: Instrumentação**

Para monitorar o sistema nos testes pertinentes, este deve ser instrumentado adequadamente. Termopares são utilizados para as medições de temperatura nos compartimentos refrigerados, figuras 4.3 e 4.4, e nos componentes do ciclo de refrigeração. São medidas as temperaturas na entrada e saída do evaporador, figura 4.5, para avaliar o grau de superaquecimento e na entrada e saída do condensador para avaliar o grau de sub-resfriamento. Também são monitoradas as temperaturas na sucção e descarga do compressor, bem como na carcaça do mesmo.



*Figura 4.3 Termopares no congelador.*



*Figura 4.4 Termopares no refrigerador.*



*Figura 4.5 Termopares na entrada e saída do evaporador.*

O monitoramento das temperaturas não é suficiente para analisar o comportamento do sistema, para tanto foram instalados transdutores de pressão na sucção e na descarga do compressor, figura 4.6, e um fluxímetro do tipo coriolis na saída do compressor, figura 4.7.



*Figura 4.6 Transdutores de pressão.*



*Figura 4.7 Fluxímetro.*

Para o cálculo do consumo de energia do sistema é necessário medir as potências consumidas. Para tanto, medem-se as correntes e as tensões aplicadas sobre os componentes de interesse e a potência é calculada através do wattímetro Yokogawa WT230, figura 4.8.



*Figura 4.8 Yokogawa WT230.*

As variáveis medidas são monitoradas através de um supervisorio desenvolvido em linguagem VEE para o sistema HP Agilent, utilizado como plataforma de aquisição de dados. Este sistema permite a aquisição e o envio de sinais de tensão de 0 V a 10 V.

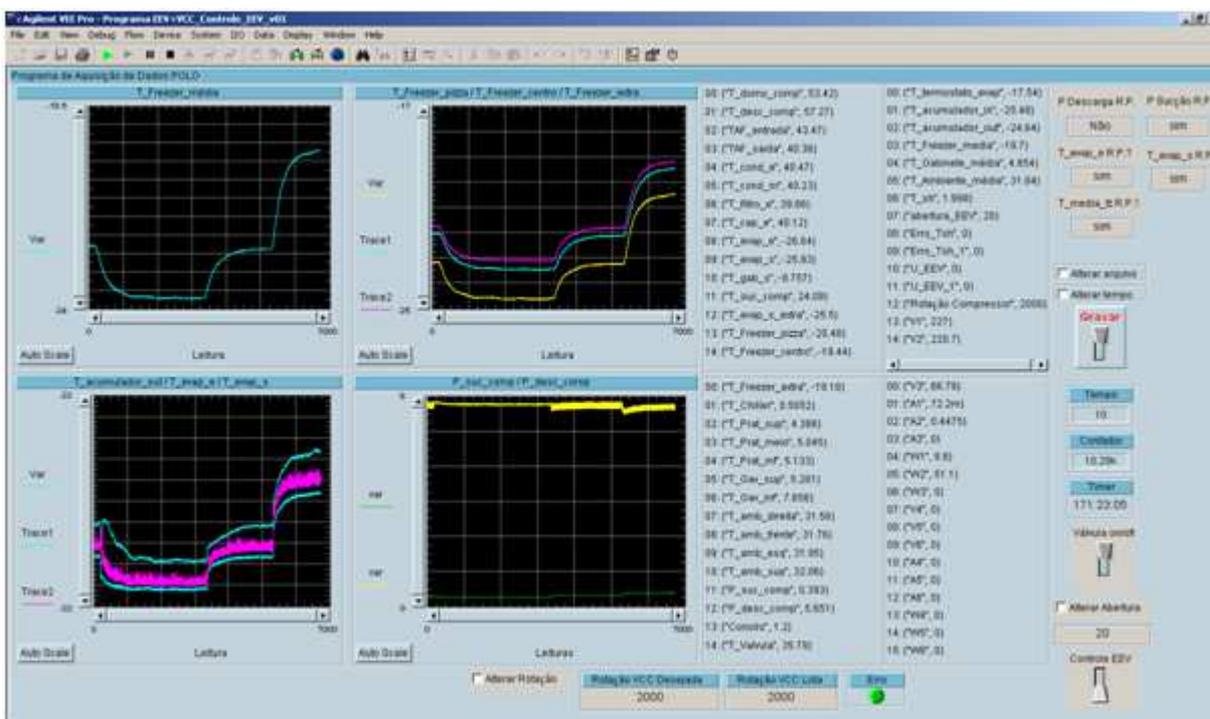


Figura 4.9 Sistema supervisorio.

#### 4.1.2: Testes de referência

Não foi necessário realizar teste de consumo de energia nesse sistema de referência, pois o mesmo já consta no catálogo e, de acordo com a norma ISO15502, equivale a 55 kWh/mês.

Foi realizado um teste de *pull-down*, obtendo-se os tempos de 4,9 horas e 5,9 horas para o congelador e o refrigerador atingirem as temperaturas de referência respectivamente.

Um teste de UA também foi realizado, pois, como mencionado no capítulo 2, é necessário para processamento do teste de consumo em regime permanente. De acordo com a metodologia apresentada o UA obtido para o congelador foi 0,52 W/K e para o refrigerador foi 1,43 W/K.

## 4.2: Sistema VCC + Capilar

O foco do trabalho é comparar o sistema com dispositivos de ação fixa, utilizado como referência, com o sistema com dispositivos de ação variável. Realizados os testes de referência, o primeiro passo foi substituir o compressor de rotação fixa por um VCC. O tubo capilar original foi mantido como dispositivo de expansão.

O compressor de rotação variável foi escolhido de forma que fosse o mais semelhante possível ao compressor original na velocidade de 3600 RPM (60 Hz). O modelo desse novo compressor é Embraco VEGZ11C, apresentado na figura 4.10. A faixa de rotação é de 1600 RPM a 3600 RPM ou 26,67 Hz a 60 Hz.



*Figura 4.10 Compressor VEGZ11C.*

Para iniciar os testes com o sistema VCC foi realizada uma determinação de carga de fluido refrigerante, pois o volume interno do mesmo foi alterado devido à instalação do fluxímetro e do novo compressor. Este procedimento consiste em acrescentar pequenas quantidades de carga até que se consiga o enchimento total do evaporador em regime permanente. A carga determinada foi 55g.

### 4.2.1: Desempenho do sistema VCC + capilar

Nesse momento, o VCC foi utilizado como um compressor de rotação fixa a fim de comparar o seu desempenho com o compressor original. Para tanto, foram realizados testes de *pull-down*, consumo de energia em regime permanente e consumo de energia em regime cíclico.

O teste de *pull-down* foi realizado em 3600 RPM (60 Hz). Foram obtidos os tempos de 6,4 horas e 7,6 horas para atingir as referências de temperatura do congelador e refrigerador respectivamente. O resultado foi comparado com o resultado do *pull-down* do sistema de referência no gráfico da figura 4.11.

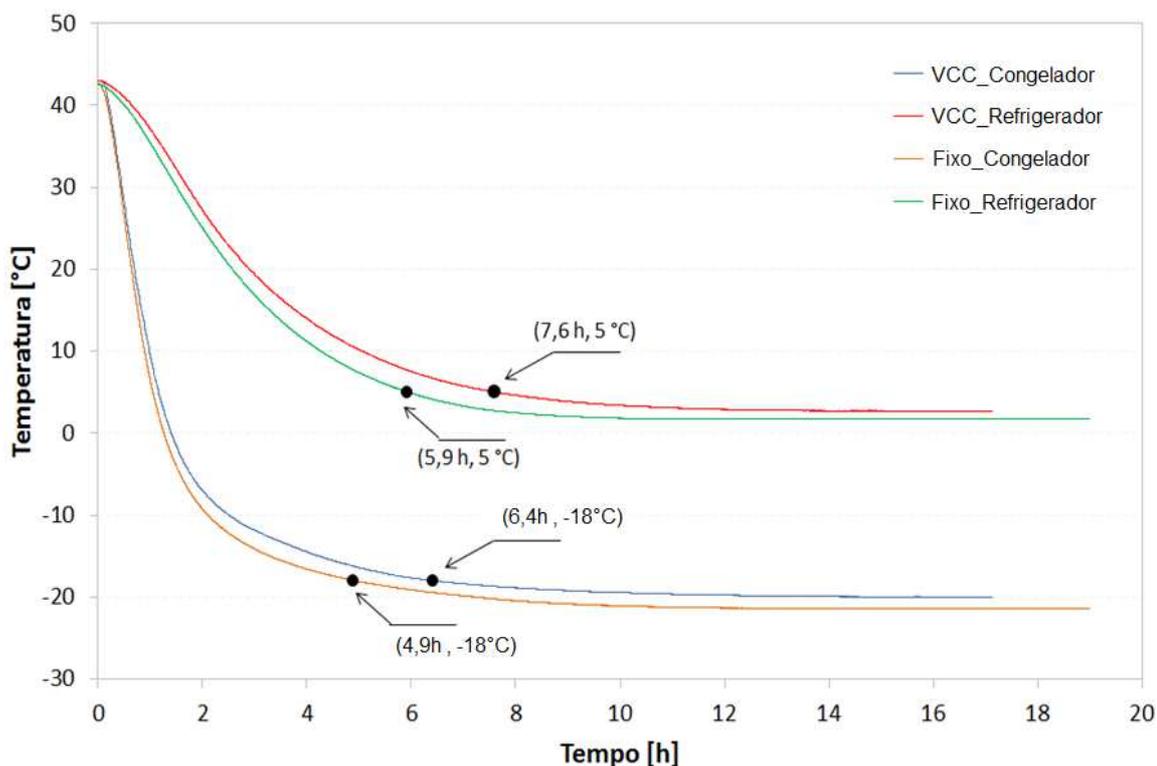


Figura 4.11 Gráfico comparativo de *pull-down*.

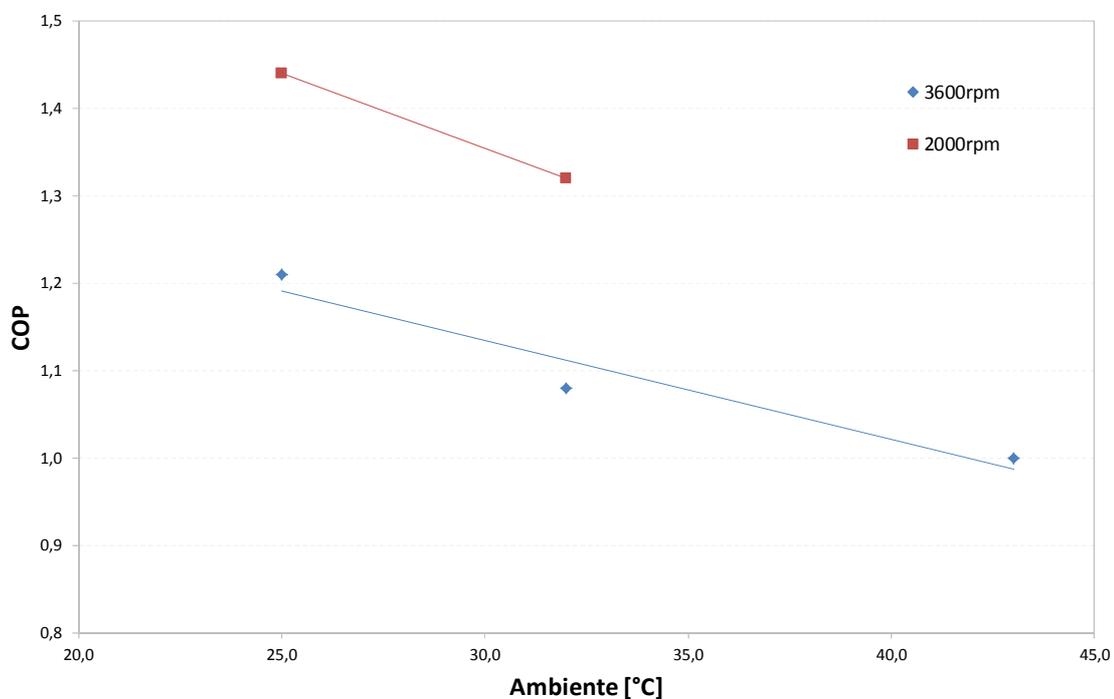
Como pode ser observado, o compressor original foi mais interessante neste teste. Isto pode ser explicado pelo fato de o compressor de rotação fixa ser projetado apenas para a rotação de 3600 RPM (60 Hz), enquanto o VCC não é projetado para uma rotação específica. A vantagem deste último está em poder adequar a rotação à carga térmica imposta.

Foram realizados cinco testes de consumo em regime permanente em duas rotações diferentes, 2000 RPM e 3600 RPM (33,32 Hz e 60 Hz), mantidas fixas durante os testes, e três temperaturas ambientes, 25°C, 32°C e 43°C, conforme tabela 4.1.

*Tabela 4.1 Testes de consumo em regime permanente.*

<b>Teste</b>	<b>Ambiente (°C)</b>	<b>Rotação (RPM)</b>
01	25	2000
02	25	3600
03	32	2000
04	32	3600
05	43	3600

O teste com temperatura ambiente 43°C e rotação 2000 RPM (33,32 Hz) não foi realizado, pois o sistema não consegue atingir as temperaturas de -18°C e 5°C no congelador e no refrigerador, respectivamente, nessa condição. O resultado desses testes foi compilado na forma de gráfico de COP pela temperatura ambiente para cada rotação na figura 4.12.



*Figura 4.12 Gráfico COP X Temperatura ambiente.*

Outros valores pertinentes desses testes podem ser verificados na tabela 4.2.

*Tabela 4.2 Resultado dos testes de consumo de energia em regime permanente.*

<b>Parâmetro</b>	<b>Teste 1</b>	<b>Teste 2</b>	<b>Teste 3</b>	<b>Teste 4</b>	<b>Teste 5</b>
Rotação, RPM	2000	3600	2000	3600	3600
Ambiente, °C	25	25	32	32	43
Fração de funcionamento	0,68	0,48	0,88	0,68	0,89
COP	1,44	1,21	1,32	1,08	1,00
Consumo de energia, kWh/mês	28,18	32,51	38,91	46,70	66,90

Comparando o teste 2 com o 1 percebe-se que o aumento de rotação provocou uma diminuição da fração de funcionamento em 29% e um aumento do consumo de energia em 15%. O teste 4 comparado com o 3 revela a mesma tendência, o aumento de rotação provocou uma redução na fração de funcionamento de 23% e um aumento do consumo de 20%. O resultado revela que em regime permanente de funcionamento é mais vantajoso o compressor operar em uma rotação inferior mesmo que com uma fração de funcionamento maior. Uma explicação para este fato é que cada vez que o compressor liga, este apresenta um pico de potência até que as pressões de sucção e descarga se acomodem.

A última bateria de testes nessa configuração do sistema foi composta por dois testes seguindo a metodologia de regime cíclico. Ambos os testes foram realizados com temperatura ambiente de 32°C, um em rotação de 2000 RPM (33,32 Hz) e outro em 3600 RPM (60 Hz). Os resultados obtidos são mostrados na tabela 4.3.

*Tabela 4.3 Resultado dos testes cíclicos de consumo de energia.*

<b>Teste</b>	<b>Consumo, kWh/mês</b>	<b>Fração de funcionamento</b>
2000 RPM	38,81	0,86
3600 RPM	48,18	0,64

Os testes de regime cíclico revelaram a mesma tendência verificada nos testes de regime permanente: ao elevar a rotação, reduz-se a fração de funcionamento e aumenta-se o consumo de energia.

### **4.3: Sistema VCC + Válvula**

O sistema VCC mostrou eficiência superior ao sistema de compressor fixo quando comparados em teste de consumo de energia, pois permite melhor adequação à carga térmica imposta. Entretanto, quando opera em rotações diferentes, altera a vazão de fluido refrigerante, conseqüentemente altera o enchimento de fluido no evaporador, mudando a condição de superaquecimento. Já foi mencionado no capítulo 2 que a condição ideal de operação na evaporação é o superaquecimento nulo. Também, Pöttker e Melo [2] mostraram que para cada velocidade do compressor, existe uma restrição ótima para o dispositivo de expansão.

#### **4.3.1: Instalação da válvula**

Nas condições colocadas, está claro que o uso de VCC requer o uso de um dispositivo de expansão variável que regule a vazão de fluido no evaporador para que este sempre opere na condição ideal. A solução proposta é a utilização de uma válvula em série com um tubo capilar na expansão. Assim, foi substituído o tubo capilar original de 0,7 mm de diâmetro e 3 m de comprimento por um de 0,91 mm de diâmetro e mesmo comprimento em série com uma válvula PWM, figura 4.13, atuando sobre a vazão no circuito. O diâmetro maior de capilar permite uma vazão máxima maior e para vazões menores aumenta-se a restrição da válvula.



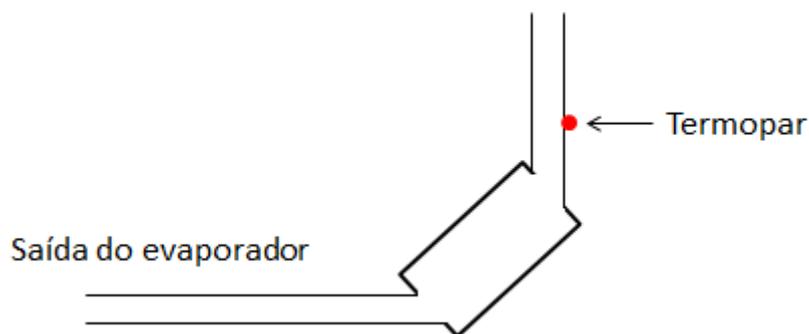
*Figura 4.13 Válvula PWM HP120.*

A válvula utilizada é o modelo HP120 produzido pela Parker. Consiste em um solenoide acionado por uma onda de tensão quadrada modulada (PWM – *Pulse width modulation*) de 0 V a 24 V. Nesta onda são definidos o período e o ciclo de funcionamento para determinar a abertura da válvula. Assim, utilizando-se um período de 2 s e um ciclo de funcionamento de 0,4 s obtêm-se o equivalente a uma abertura de 20% da válvula.

Como a válvula é pulsante, ou seja, tem a fração de abertura definida pelo tempo em que fica aberta e fechada em um período de tempo fixo, pode surgir o problema de oscilações da vazão mássica no sistema. Para contornar esse problema foi proposto instalar uma câmara intermediária entre a válvula e o capilar de forma que, quando a válvula está fechada, a câmara funcione como uma barragem e forneça fluido ao capilar.

Outra adaptação necessária foi a instalação de um acumulador de líquido na saída do evaporador, pois o sinal de temperatura na saída do evaporador pode apresentar muito ruído quando este está superaquecido, o que seria prejudicial para o controle da válvula que é realimentado por este sinal. Acontece que em meio ao vapor superaquecido podem existir gotículas de líquido em temperatura diferente que ao bater na parede do evaporador geram ruído na leitura do termopar ali instalado. O acumulador de líquido consiste em um cilindro de área superior à utilizada na tubulação posicionado inclinado verticalmente, figura 4.14. Quando o fluido entra neste acumulador, o líquido tende a acumular na parte inferior e o vapor

sobe direto no caminho da tubulação. Dessa forma, posiciona-se o termopar na saída do acumulador, onde praticamente só há vapor e o sinal de temperatura é mais limpo. Em síntese, o acumulador funciona como um filtro físico para o sinal de temperatura.



*Figura 4.14 Esquema do acumulador de líquido.*

Para montar o novo dispositivo de expansão foi necessário fazer um novo trocador tubo capilar-linha de sucção (este serve para esquentar a linha de sucção que entra no compressor e garantir que apenas vapor entre no mesmo e esfriar o capilar, aumentando a eficiência do sistema) de forma que fosse mantido o aparato original para um possível retorno à configuração original.

As figuras 4.15 mostra a montagem do novo trocador de calor tubo capilar – linha de sucção. A figura 4.16 apresenta o novo posicionamento do condensador que foi levantado de modo que houvesse espaço para instalar a válvula. A figura 4.17 mostra a válvula instalada junto com a câmara intermediária transparente para possibilitar a visualização do fluido entrando no tubo capilar. A figura 4.18 mostra a nova linha de sucção e o novo tubo capilar dentro do congelador. Nessa figura pode-se observar que a linha de sucção antiga bem como o tubo capilar antigo foram mantidos no sistema.



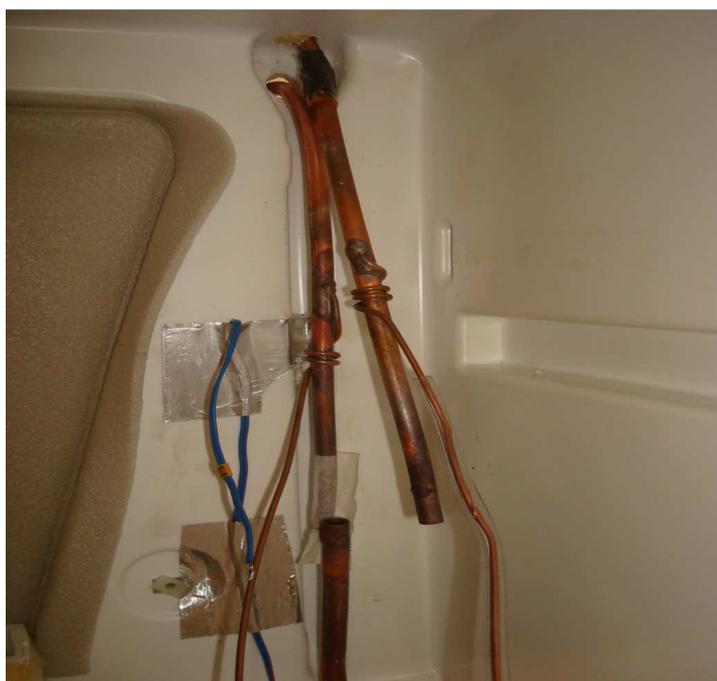
*Figura 4.15 Montagem do trocador tubo capilar – linha de sucção.*



*Figura 4.16 Reposicionamento do condensador.*



*Figura 4.17 Posicionamento da válvula, câmara intermediária e tubo capilar saindo da última.*



*Figura 4.18 Novo trocador tubo capilar – linha de sucção no interior do congelador.*

Como houve um aumento do volume interno do sistema com os novos dispositivos, a carga de refrigerante foi ajustada. Não foi realizado teste de determinação de carga, apenas foi acrescentada uma quantidade de carga equivalente ao volume que foi aumentado. A nova carga do sistema é 60g.

Após a montagem da nova configuração do sistema, foi necessário montar o acionamento da válvula. Como já foi mencionado, o acionamento da válvula é feito através de uma onda PWM de 24 V, porém o sistema de aquisição utilizado possui placa de saída de sinal de tensão de 0 V a 10 V. Logo, foi utilizada uma placa eletrônica para gerar a PWM na tensão especificada. Esta placa possui uma entrada de sinal de 0 V a 10 V, enviado pelo supervisor, proporcional ao ciclo de funcionamento da PWM e uma entrada de 24 V para gerar o sinal da onda. A placa também permite escolher o período da onda entre 2 s e 8 s. Para diminuir o efeito das oscilações no sistema, já mencionado, foi utilizado o período de 2 s.

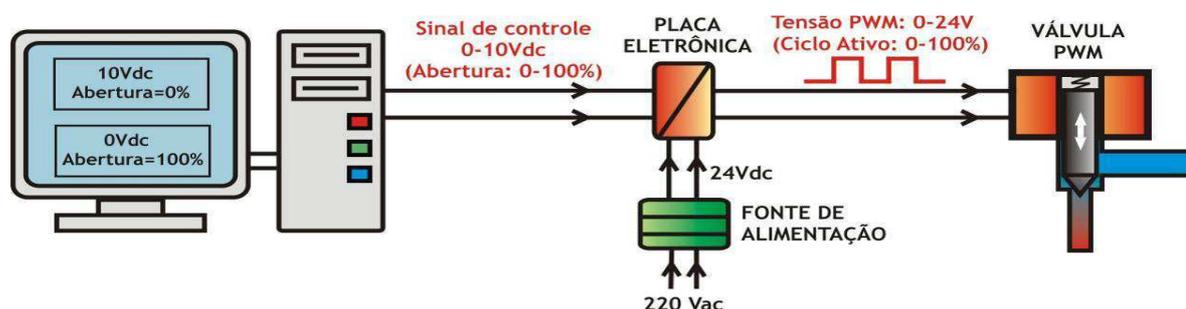


Figura 4.19 Diagrama de acionamento da válvula.

Fonte: Pöttker [12]

### 4.3.2: Determinação da faixa de abertura ótima

Para entender o comportamento da válvula em sistemas domésticos, foi realizada uma bateria de testes de consumo de energia em regime permanente a fim de se determinar a faixa de abertura que resulta em maior eficiência, em termos de COP. Foram realizados testes variando a temperatura ambiente e a abertura em duas rotações: 2000 RPM (33,32 Hz) e 3600 RPM (60 Hz). O resultado pode ser visto na forma de gráfico nas figuras 4.20, 4.21 e 4.22.

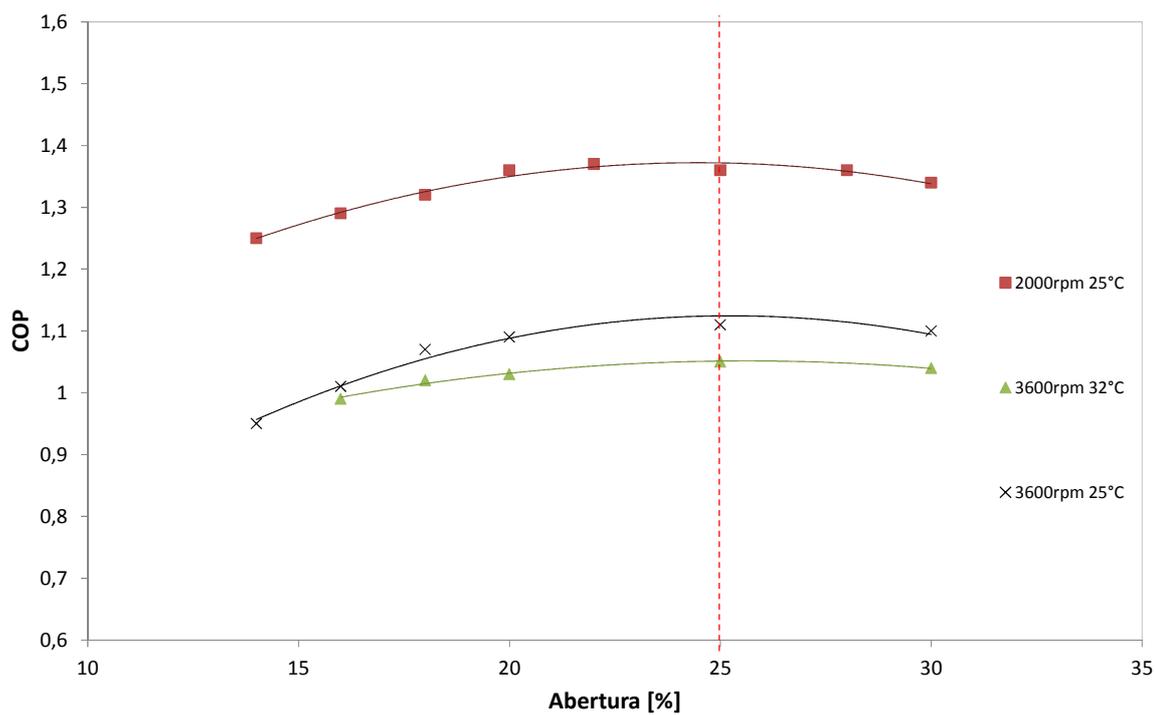


Figura 4.20 Gráfico COP pela abertura de válvula.

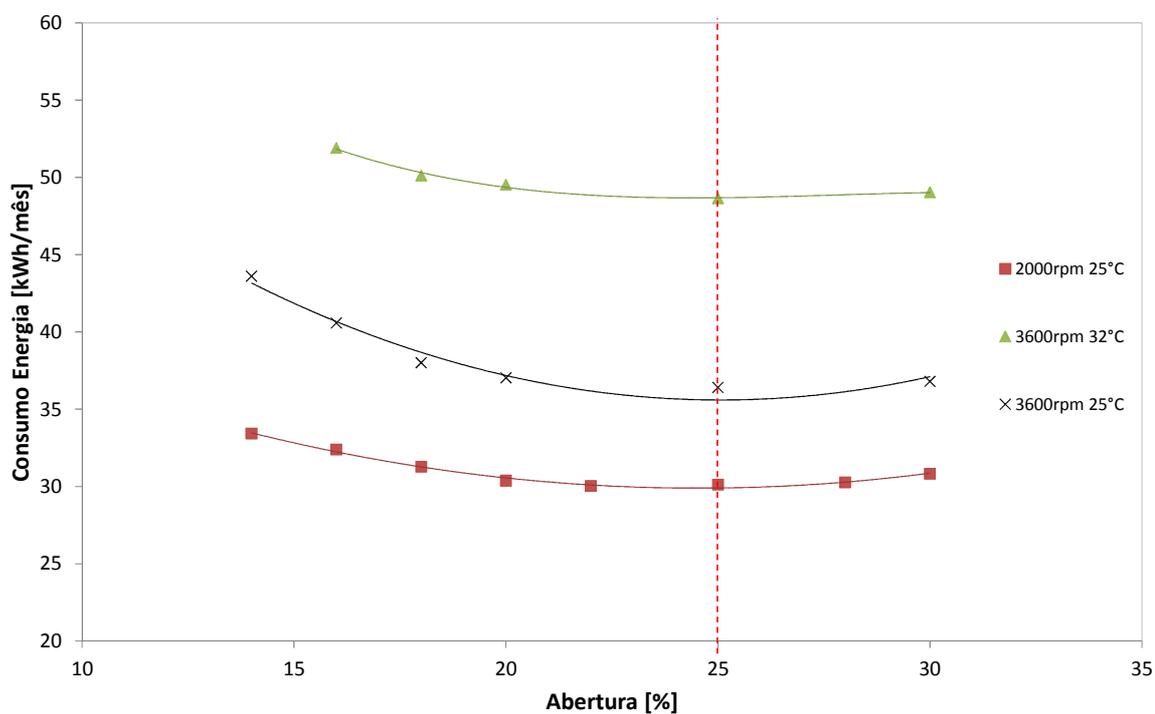
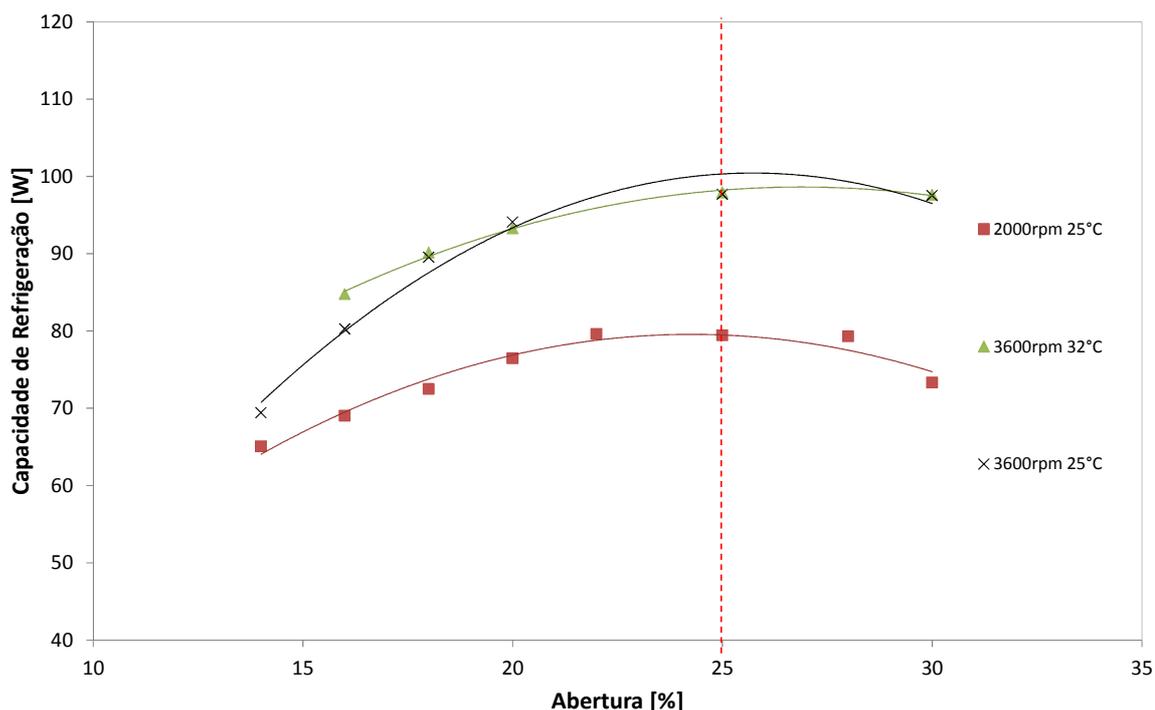


Figura 4.21 Gráfico de consumo de energia pela abertura.



*Figura 4.22 Gráfico da capacidade de refrigeração pela abertura.*

A análise dos gráficos mostra que a região entre 20% e 25% de abertura apresenta melhor desempenho para as duas rotações testadas nas duas condições de carga térmica. Para pequenas aberturas, menores do que 20%, há um considerável superaquecimento no evaporador. Para aberturas maiores do que 25%, o superaquecimento é nulo, porém aumenta-se a quantidade de fluido no interior do evaporador, que se reflete em um aumento da pressão de evaporação e conseqüentemente da temperatura de evaporação, diminuindo a diferença de temperatura entre o congelador e o evaporador, o que reduz o desempenho da troca de calor. Logo é necessário controlar o superaquecimento de forma que ele fique muito próximo de 0°C, garantindo que o sistema opere na condição ideal de superaquecimento sem que se eleve a temperatura de evaporação.

## **Capítulo 5: Controle do sistema de refrigeração com dispositivo de expansão e compressor de ação variável**

O capítulo 4 mostrou o potencial do compressor de velocidade variável para adequar a capacidade de refrigeração à carga térmica imposta ao sistema, e o potencial da válvula de expansão para manter a condição de operação ótima do evaporador. Entretanto, para maximizar as vantagens destes dispositivos é necessário utilizar uma estratégia de controle que ajuste a rotação do compressor para manter a temperatura desejada no compartimento refrigerado e ao mesmo tempo ajuste uma abertura de válvula que controle o superaquecimento no ponto ótimo.

Baseado em trabalhos anteriores realizados em bancada e em sistemas comerciais (vide Marcinichen [4] e [5]) foi escolhida uma estratégia de controle composta por dois controladores SISO (*single input single output*) independentes para o controle da válvula e do compressor. A estratégia consiste em controlar cada variável independentemente, ou seja, o superaquecimento é controlado apenas pela abertura da válvula e a temperatura interna pela rotação do compressor. Embora uma estratégia MIMO (*multiple input multiple output*) possa ser considerada já que o grau de superaquecimento tem influencia direta na temperatura interna e a velocidade de rotação do compressor no grau de superaquecimento, os trabalhos de Marcinichen [4] e [5] mostram que o controle independente para cada variável é satisfatório.

### **5.1: Controle da válvula eletrônica de expansão**

O controle da válvula tem como variável controlada o grau de superaquecimento que é medido pela diferença de temperatura entre a saída do evaporador e a entrada do mesmo. O valor ótimo para este sinal é 0°C, porém como foi instalado um acumulador de líquido na saída do evaporador e o sinal é medido na saída deste acumulador, o superaquecimento deverá ser controlado para que

assuma valor um pouco superior a 0°C. É interessante que após a saída do evaporador o fluido seja superaquecido, pois é necessário que na linha de sucção, a qual conecta a saída do evaporador ao compressor, o fluido seja completamente vaporizado para entrar no compressor apenas vapor. Se entrar líquido no compressor, este pode ser danificado.

### **5.1.1: Identificação da válvula eletrônica de expansão**

Baseado nos testes para determinação da faixa ótima de abertura da válvula que definiram entre 20% e 25% o ponto de operação ótimo da válvula, foi realizado o ensaio de identificação da mesma. Como, para aberturas iguais ou superiores a 25% o superaquecimento encontra-se saturado, foi escolhida a abertura de 20% como referência para o ensaio de identificação de resposta ao degrau. Este método de identificação de sistemas consiste em ajustar uma abertura definida como ponto de operação, que no caso é 20%, e aplicar pequenas entradas do tipo degrau em torno desse ponto. Após, a resposta é analisada e é levantada a função de transferência que representa o sistema em questão.

O ensaio de identificação da válvula eletrônica de expansão foi realizado mantendo-se a rotação do compressor e a temperatura ambiente constantes em 3000 RPM (60 Hz) e 32°C respectivamente. Em torno do ponto de operação de 20% foram aplicados degraus de 2% para cima e para baixo, conforme o gráfico da figura 5.1.

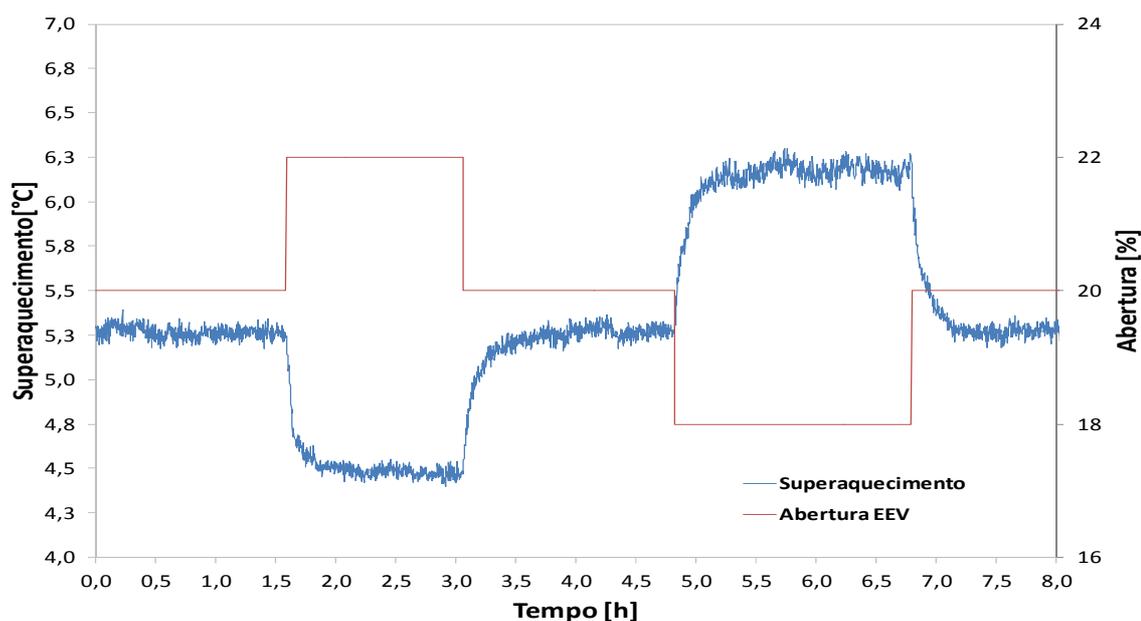


Figura 5.1 Ensaio de identificação da válvula de expansão.

A análise do gráfico da figura 5.1 revela o comportamento de um sistema de primeira ordem sem atraso. Com base nisso foram levantados os parâmetros “K”, “ $\tau$ ” para cada uma das quatro respostas ao degrau representadas no gráfico de identificação como mostra a tabela 5.1. No final foram calculadas as médias destes parâmetros para determinar a função de transferência definitiva do sistema.

Tabela 5.1 Parâmetros da função de transferência da válvula.

Parâmetro	Degrau 1	Degrau 2	Degrau 3	Degrau 4	Média
K, °C/%	-0,4	-0,4	-0,45	-0,45	-0,425
T, h	0,044	0,111	0,130	0,072	0,089

Com base na média dos parâmetros levantados foi montada a função de transferência de primeira ordem, equação 5.1, baseada na equação 3.1.

$$G(s) = \frac{-0,425}{0,089s+1} \quad (5.1)$$

### 5.1.2: Projeto do controlador da válvula eletrônica de expansão

Antes de projetar o controlador são especificadas as características desejáveis para a resposta de malha fechada. Primeiramente as especificações para o regime permanente são definidas para o sistema seguir a referência do grau de superaquecimento (entrada degrau) e rejeitar perturbações de carga térmica e rotação do compressor.

Para definir as especificações para o regime transitório é preciso esclarecer um aspecto da resposta do superaquecimento. Quando o sistema realiza o *pull-down*, o superaquecimento sofre uma maior influência da velocidade de rotação do compressor e o ideal é que a abertura da expansão seja grande, pois o desempenho deste estágio da operação está bastante relacionado ao tempo que o evaporador leva para encher de fluido refrigerante. Logo é preciso uma resposta rápida da válvula para ela abrir o máximo possível durante o *pull-down*, porém logo que o evaporador enche de fluido o controle rápido faz com que a válvula restrinja rapidamente sua abertura e como a temperatura de evaporação ainda não está suficientemente baixa, o fluido superaquece no evaporador. Esta situação obrigaria a válvula abrir rapidamente novamente, fechando rapidamente quando o superaquecimento voltasse a ficar nulo, e assim sucessivamente, levando à instabilidade do controle da válvula. A solução para este problema foi especificar dois controladores um rápido para realizar o *pull-down* e um lento para manter o sistema estável após o enchimento do evaporador. A condição para alternar estes dois controles é habilitar o controle rápido para superaquecimentos superiores a  $1^{\circ}\text{C}$  e o controle lento para superaquecimentos inferiores a  $1^{\circ}\text{C}$  e inferiores a 50% de abertura da válvula.

O controle rápido foi especificado para um tempo de assentamento de 0,08h e sobressinal máximo de 5%. O controle lento foi especificado para um tempo de assentamento de 0,3h e sobressinal máximo de 5%.

O projeto de ambos os controladores foi realizado utilizando o método lugar das raízes, figuras 5.2 e 5.3. Como o sistema da válvula é de primeira ordem, o controle PI foi suficiente para atender as especificações.

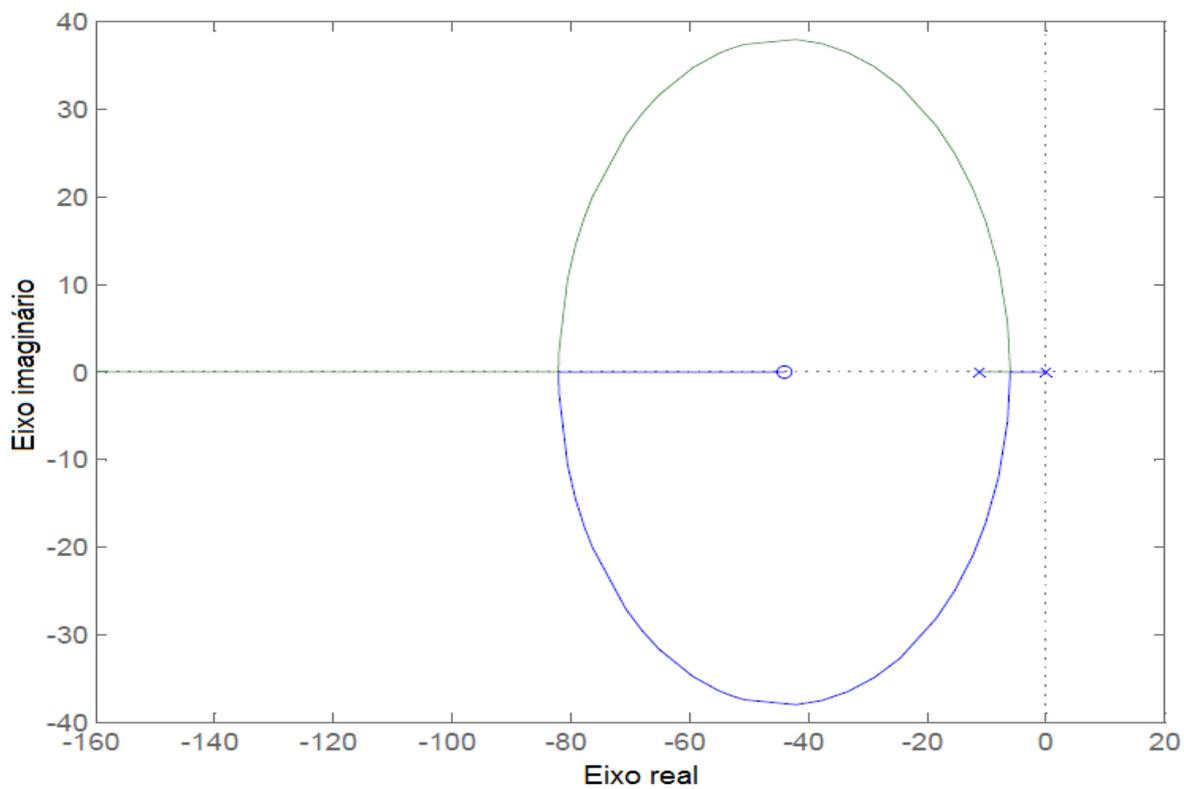


Figura 5.2 Lugar das raízes para o controle rápido.

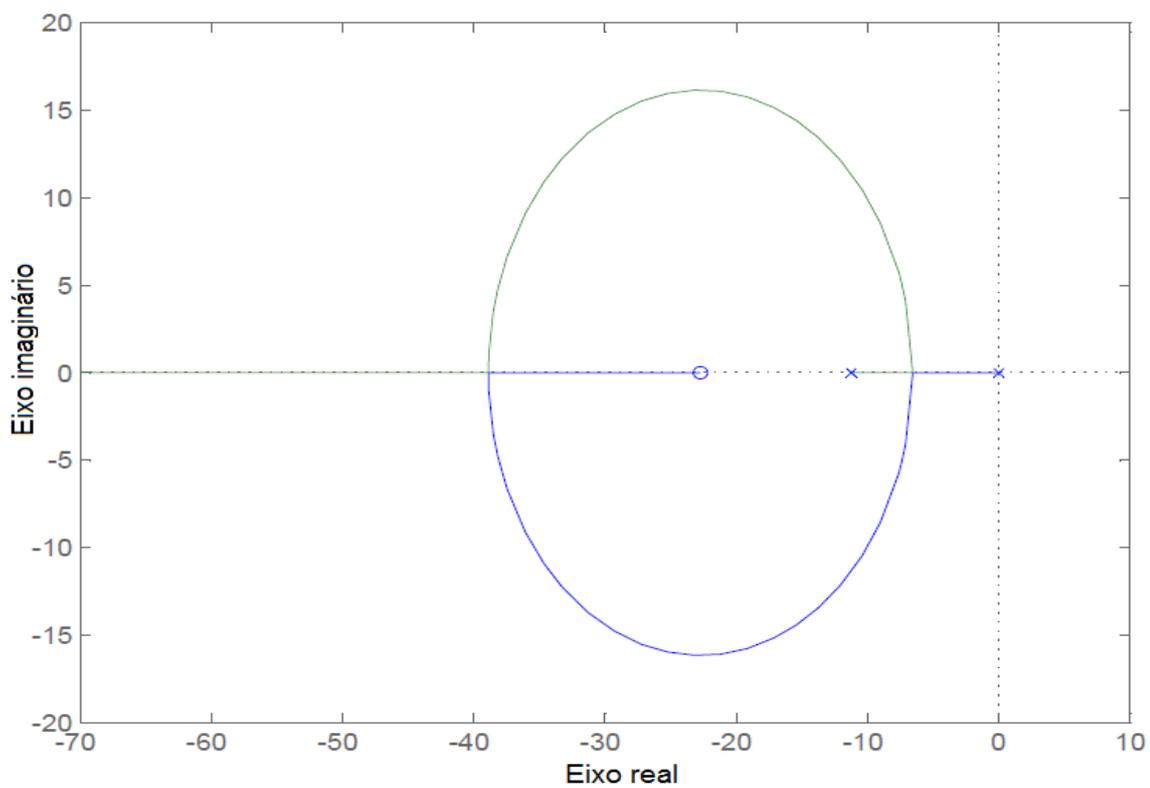


Figura 5.3 Lugar das raízes para o controle lento.

As funções de transferência do controlador rápido e do lento são representadas pelas equações 5.2 e 5.3.

$$C_{rápido}(s) = -13,35 \frac{(0,0227s+1)}{0,0227s} \quad (5.2)$$

$$C_{lento}(s) = -1,84 \frac{(0,044s+1)}{0,044s} \quad (5.3)$$

Para implementar os controladores no supervisor foi necessário discretizá-los conforme a equação 3.4. O PI rápido e o lento discreto são representados pelas equações 5.4 e 5.5 respectivamente.

$$U(k) = U(k-1) - 13,35E(k) + 11,72E(k-1) \quad (5.4)$$

$$U(k) = U(k-1) - 1,84E(k) + 1,72E(k-1) \quad (5.5)$$

A saída de controle foi saturada em 10 e 90% para que a válvula não ficasse totalmente fechada, o que aumentaria a pressão na descarga do compressor até que o mesmo “tombasse”, nem totalmente aberta, para não danificar o solenoide que aciona esta. O controlador foi testado no sistema em teste de seguimento de referência. O gráfico da figura 5.4 mostra o controle de superaquecimento atuando durante a fase de *pull-down*. Verifica-se nesse gráfico a mudança do PI rápido para o PI lento. O gráfico da figura 5.5 mostra um teste de mudança de referência do superaquecimento, embora essa não seja uma situação real de operação, pois sob o ponto de vista de eficiência do sistema não há interesse em mudar a referência do superaquecimento, é um teste interessante para validar o controlador.

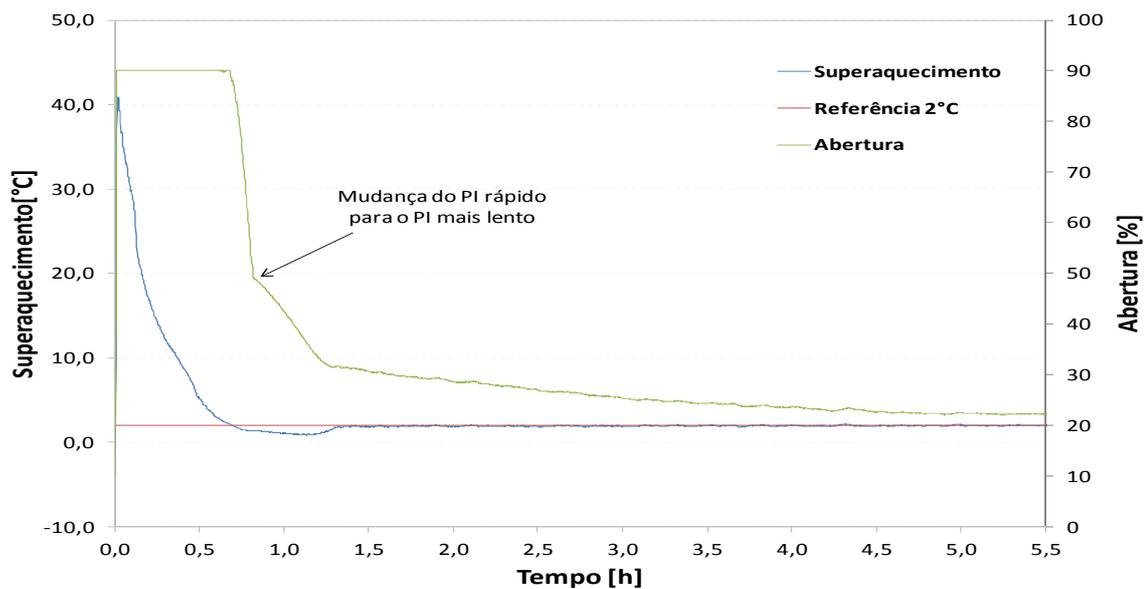


Figura 5.4 Gráfico do teste de pull-down com controle de superaquecimento.

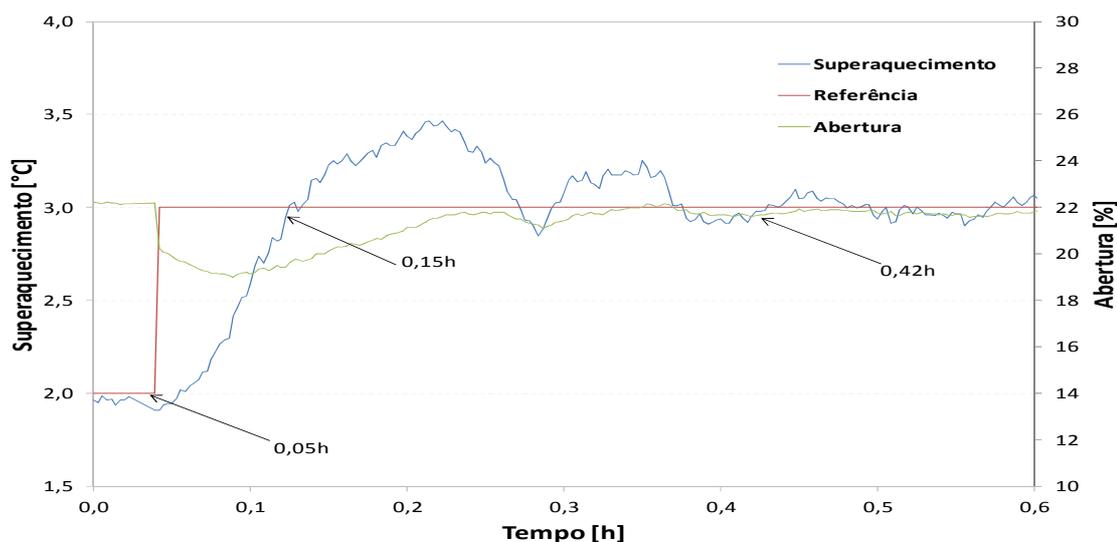


Figura 5.5 Mudança de referência do superaquecimento.

### 5.1.3: Desempenho do sistema com controle de superaquecimento operando em regime cíclico

O desempenho da atuação da válvula eletrônica de expansão foi avaliado em dois testes de consumo de energia em regime cíclico, um a 2000 RPM (33,32 Hz) e outro a 3600 RPM (60 Hz) ambos com 32°C de temperatura ambiente. Nesses testes, quando o compressor desligou, a válvula foi mantida aberta com o objetivo de isolar o efeito do controle de superaquecimento. Se a válvula fosse mantida

fechada, poderia aparecer um ganho de “stop valve”, causado pelo efeito de manter o fluido frio na evaporação e o quente na condensação. O comportamento do superaquecimento nos dois testes pode ser visto nas figuras 5.6 e 5.7.

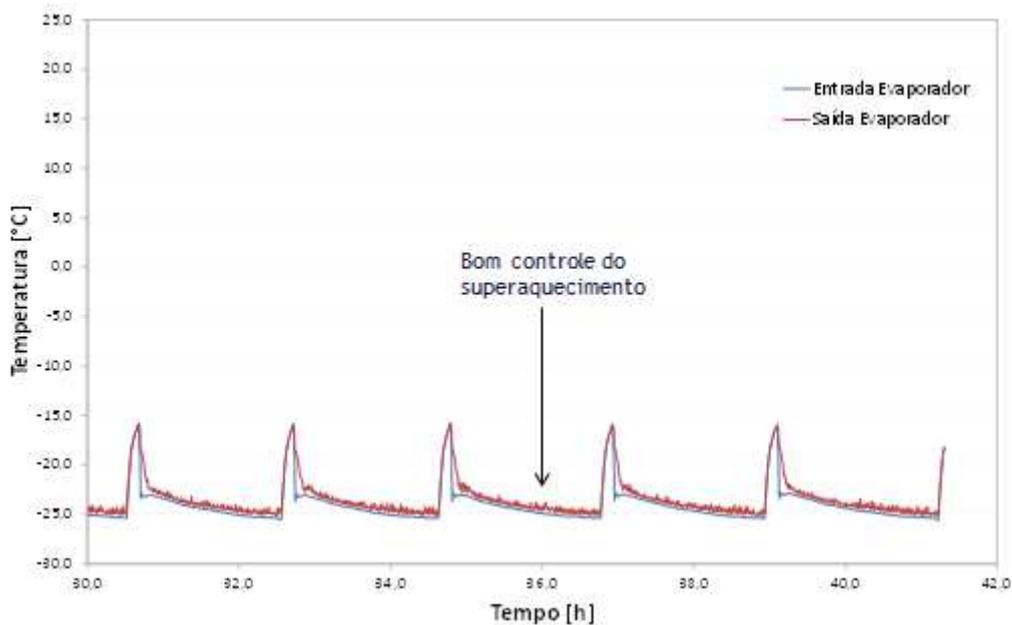


Figura 5.6 Superaquecimento controlado no teste cíclico a 2000 RPM (33,32 Hz).

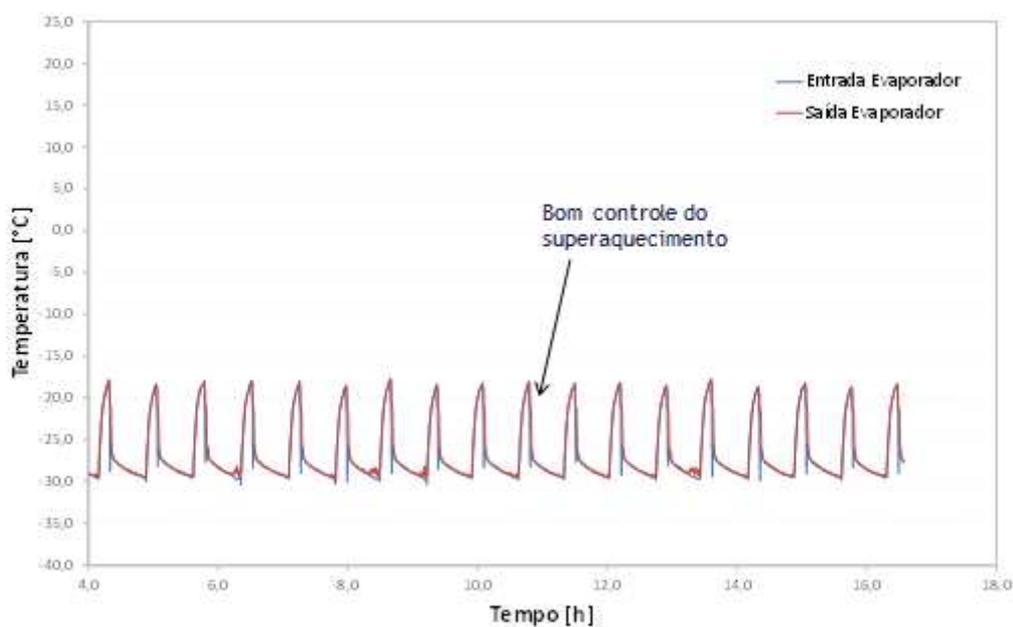


Figura 5.7 Superaquecimento controlado no teste cíclico a 3600 RPM (60 Hz).

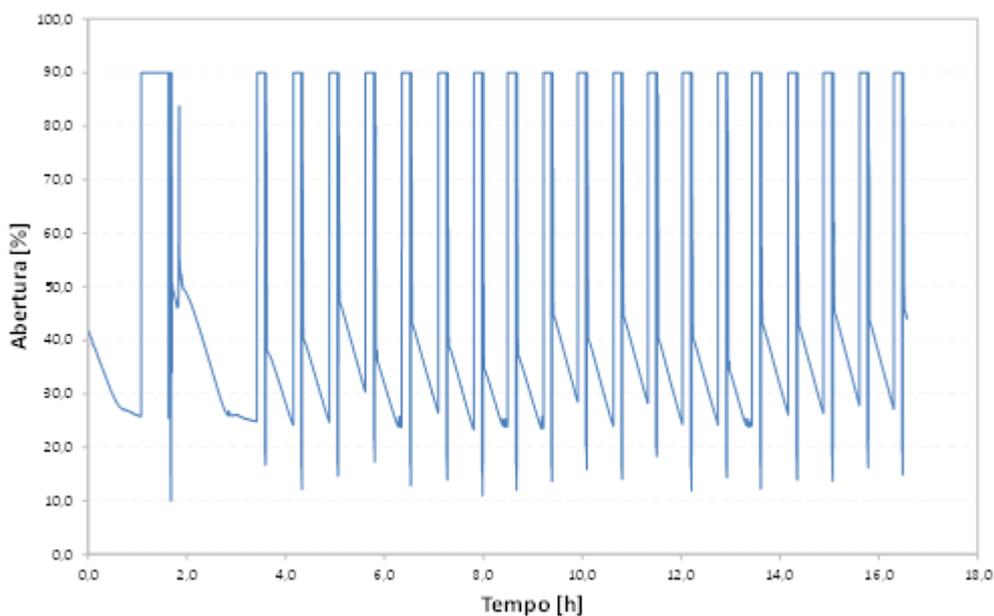


Figura 5.8 Abertura da válvula durante o teste cíclico de 3600 RPM (60 Hz).

O consumo de energia nos dois testes foi respectivamente 43,83 e 52,98 kWh/mês para 2000 RPM (33,32 Hz) e 3600 RPM (60 Hz). Esse consumo representou um aumento de 12,9% e 10,0% para os mesmos testes realizados com VCC e tubo capilar.

## 5.2: Controle do compressor de rotação variável

O controle do compressor de rotação variável tem como variável controlada a temperatura média do congelador, a qual é medida através de três termopares, um na base, outro no meio e outro na parte superior do compartimento. A temperatura do refrigerador é ajustada pelo *dampers*, o qual funciona como um controle mecânico.

### 5.2.1: Identificação do compressor de rotação variável

O compressor VEGZ11C atua na faixa de 1600 RPM (26,67 Hz) a 3600 RPM (60 Hz). Logo, a identificação deste sistema foi realizada em torno da rotação de 2500 RPM (41,67 Hz), aplicando-se degraus de entrada de 500 RPM (8,32 Hz), figura 5.9.

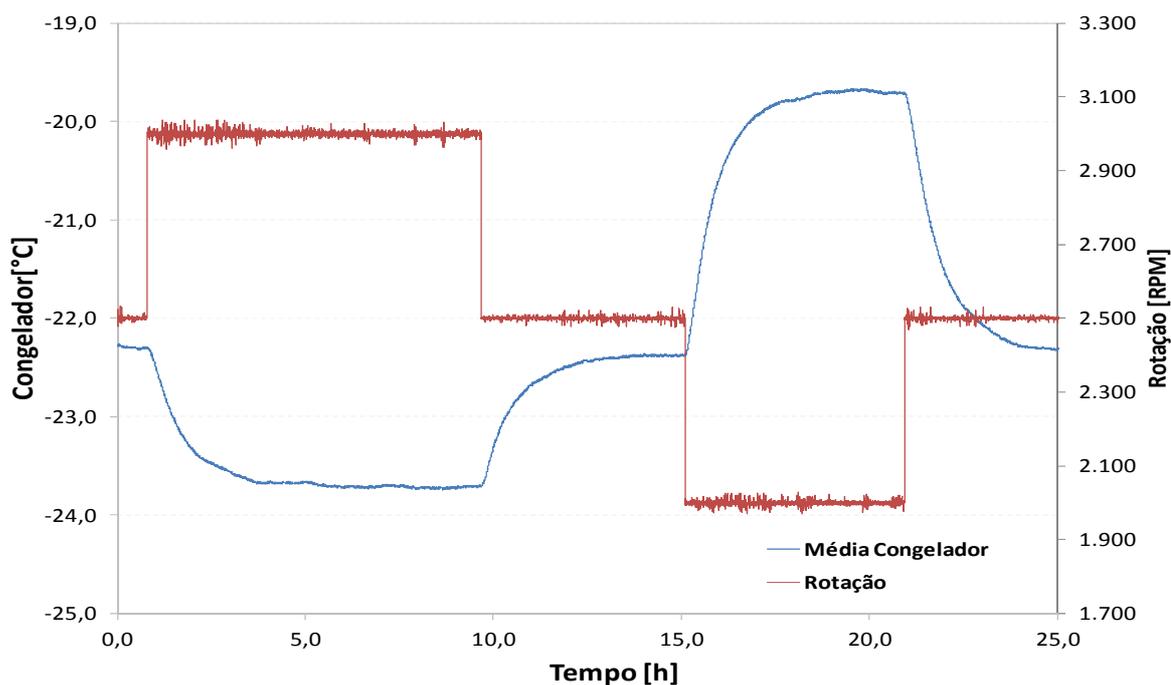


Figura 5.9 Gráfico de identificação do VCC.

O sistema pode ser representado por uma função de transferência de primeira ordem sem atraso. Para cada degrau aplicado foram levantados os parâmetros “K”, “ $\tau$ ” e ao final foi calculada a média para cada um, obtendo-se a função de transferência para este sistema, equação 5.6.

Tabela 5.2 Parâmetros da função de transferência do compressor.

Parâmetro	Degrau 1	Degrau 2	Degrau 3	Degrau 4	Média
K, °C/RPM	-0,0028	-0,00264	-0,00542	-0,0053	-0,004
T, h	0,983	0,972	0,833	1,044	0,958

$$G(s) = \frac{-0,004}{0,958s+1} \quad (5.6)$$

### 5.2.2: Projeto do controlador do compressor de rotação variável

O controle foi projetado para seguir a referência de temperatura média do congelador e rejeitar perturbações de carga térmica e grau de superaquecimento. O tempo para assentamento da resposta de malha fechada foi especificado para ser 1,0h e o sobressinal máximo de 5%.

Com base nas especificações, o controlador foi projetado utilizando o lugar das raízes, figura 5.10. Como o sistema é de primeira ordem sem atraso, uma estrutura PI é suficiente para controlá-lo.

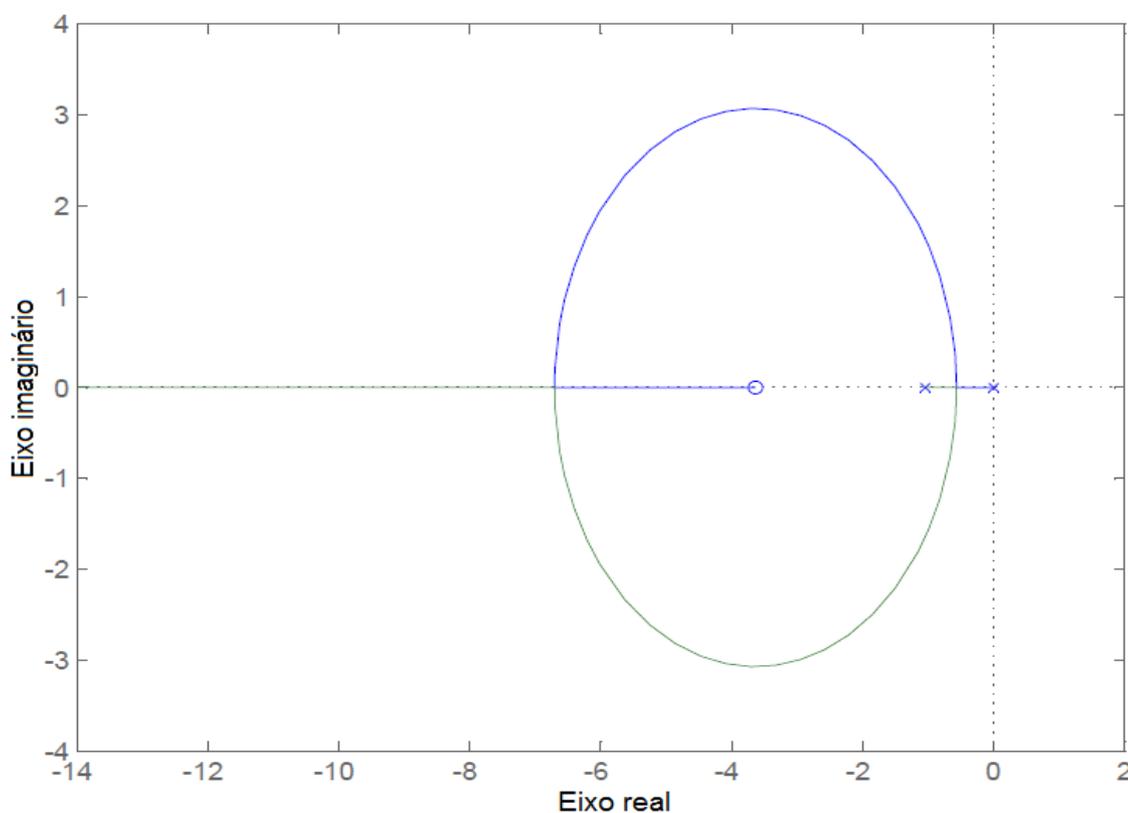


Figura 5.10 Lugar das raízes para o controle do VCC.

A função de transferência do controlador do VCC é representada pela equação 5.7.

$$C(s) = -1189 \frac{(0,275s+1)}{0,275s} \quad (5.7)$$

Utilizando a discretização representada pela equação 3.4, a fim de adaptar o controle ao algoritmo implementado no sistema supervisor, obtém-se a equação 5.8.

$$U(k) = U(k - 1) - 1189E(k) + 1177E(k - 1) \quad (5.8)$$

A saída de controle foi saturada em 1600 RPM (26,67 Hz) e 3600 RPM (60 Hz), que são as rotações limites do compressor utilizado. O controle foi testado em teste de seguimento de referência. A figura 5.11 representa um teste de abaixamento da temperatura (não é um teste de *pull-down*, pois a temperatura inicial está em torno de 20°C). A figura 5.12 é um teste de mudança de referência.

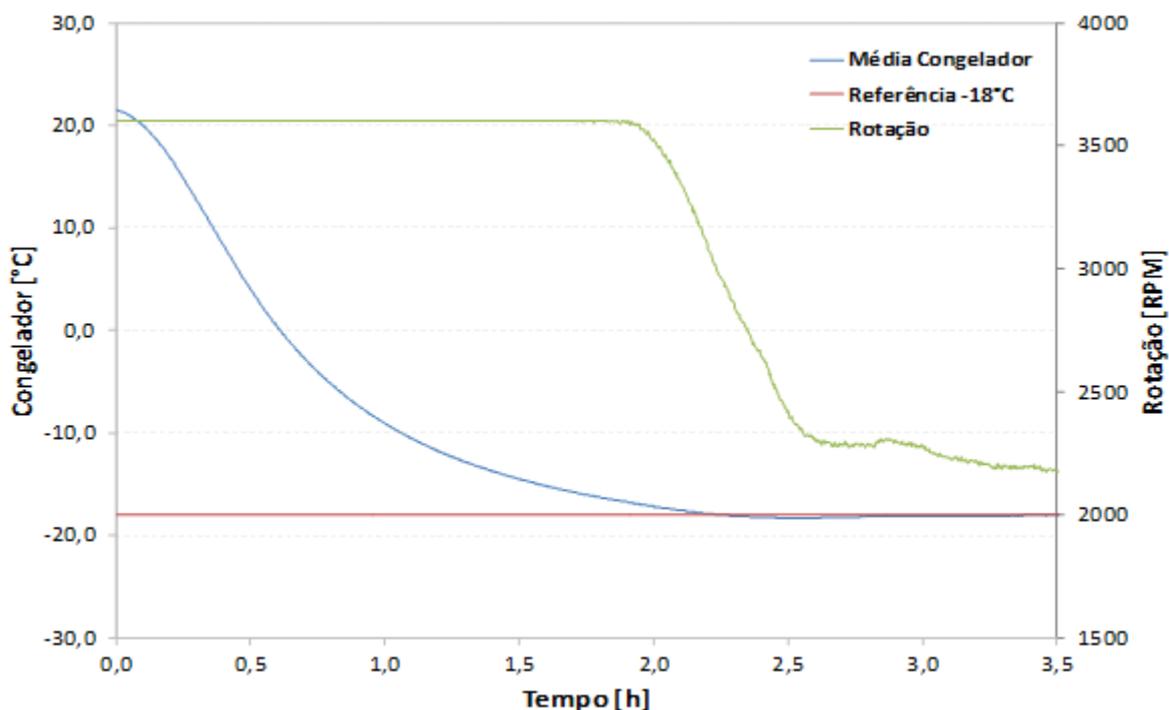


Figura 5.11 Controle VCC.

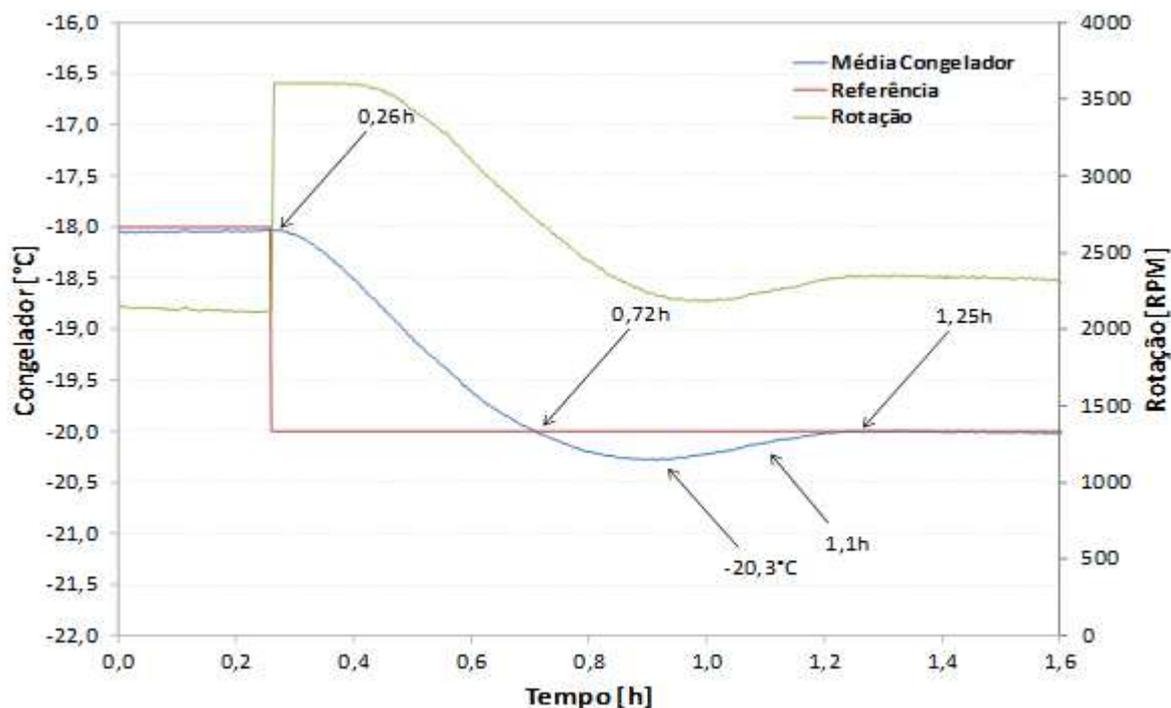


Figura 5.12 Mudança de referência da temperatura média do congelador.

### 5.3: Controle VCC + EEV

Ambos os controladores funcionaram satisfatoriamente quando isolados. Porém o objetivo do trabalho é fazê-los operarem simultaneamente. Para tanto eles foram testados sem nenhuma estratégia de acoplamento. Foram realizados testes de mudança de referência na temperatura do congelador e no superaquecimento e para ambos foi analisada a rejeição de perturbação.

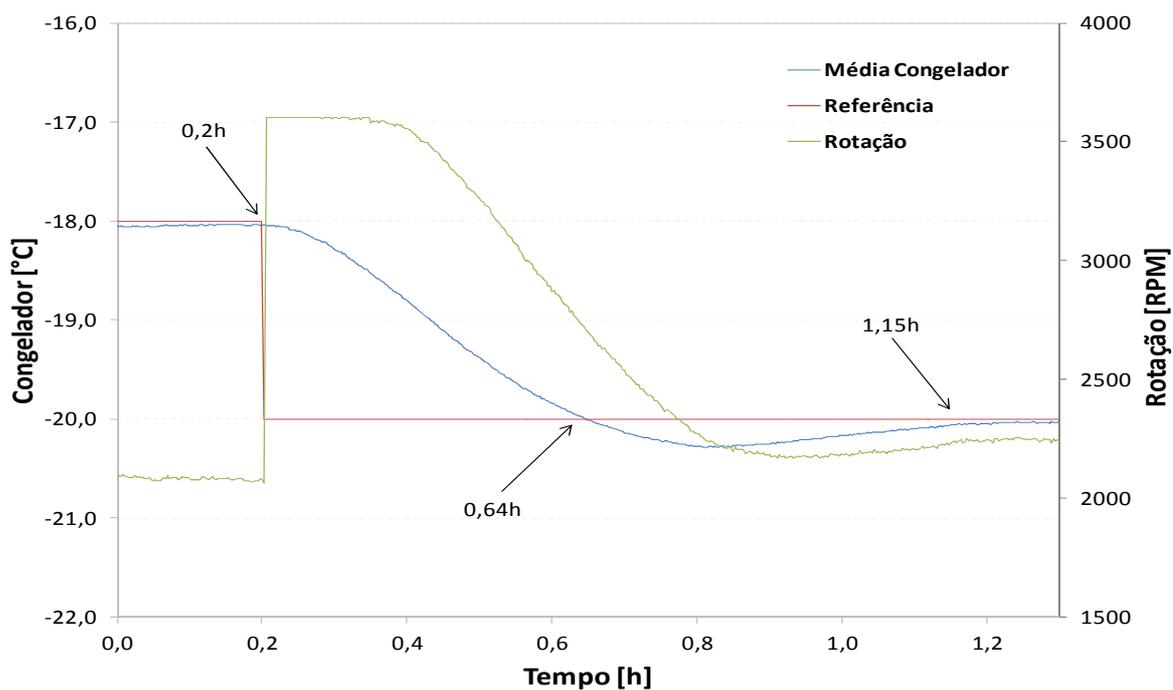


Figura 5.13 Mudança de referência na temperatura do congelador.

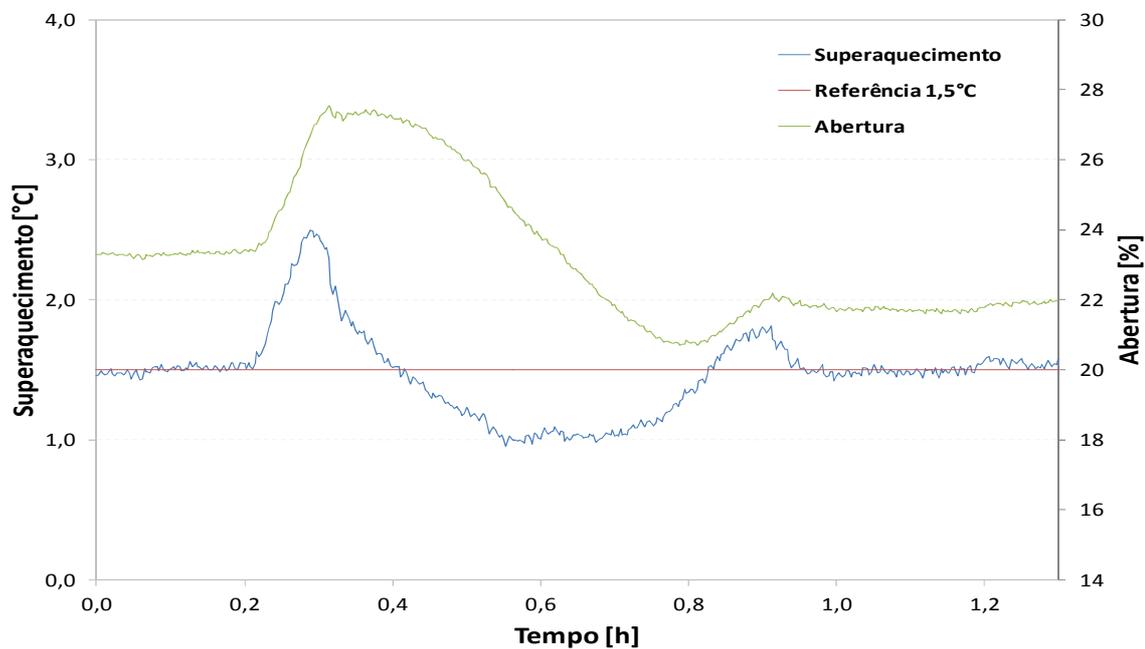


Figura 5.14 Comportamento do superaquecimento durante mudança de referência na temperatura do congelador.

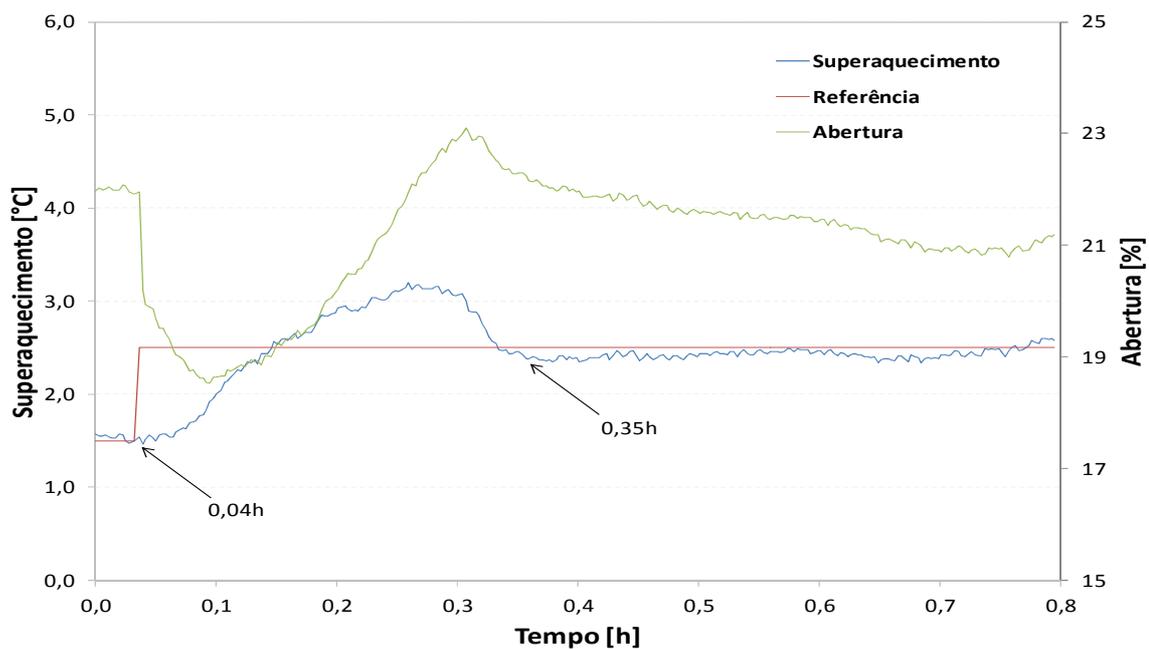


Figura 5.15 Mudança de referência no grau de superaquecimento.

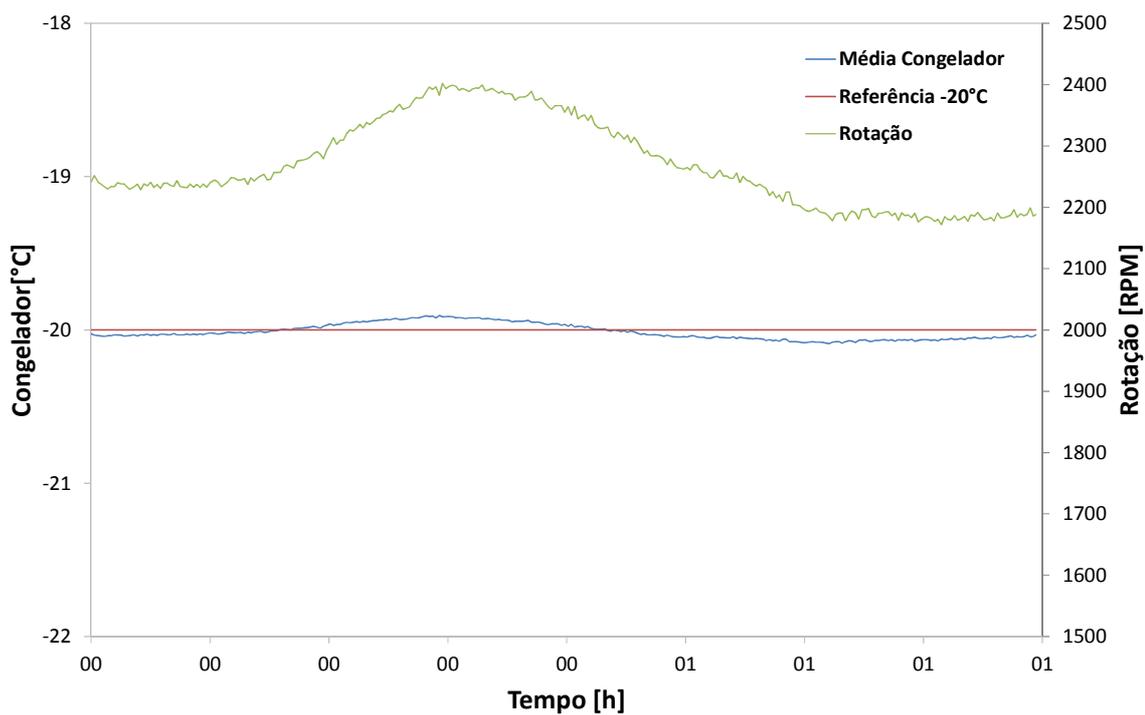


Figura 5.16 Comportamento da temperatura do congelador durante a mudança de referência no grau de superaquecimento.

A análise dos gráficos das figuras 5.13, 5.14, 5.15 e 5.16 permite auferir que a estratégia de controle utilizada apresentou um comportamento satisfatório e não é necessário desenvolver um controle multivariável para essa aplicação.

### **5.3.1: Desempenho do sistema controlado**

O sistema controlado foi testado em teste de consumo de energia em regime cíclico obtendo-se o consumo de 43,05 kWh/mês. Embora o teste realizado seja cíclico, o compressor não ciclou, pois como a temperatura foi controlada não foi atingida a temperatura mínima para o termostato enviar o sinal para desligar o compressor. Comparado com o sistema VCC + tubo capilar, sem nenhuma estratégia de controle, o sistema VCC+EEV foi superior apenas do que o teste com rotação de 3600 RPM (60 Hz).

Embora o controle do sistema tenha sido satisfatório, em termos de consumo de energia o sistema VCC+EEV não apresentou vantagens. Um fator que pode explicar o desempenho inferior do sistema com válvula é o trocador de calor tubo capilar – linha de sucção refeito que pode ter perdido efetividade. Também, a válvula utilizada não é adequada para sistemas domésticos, é uma válvula utilizada em sistemas comerciais e é grande para sistemas domésticos.

O desenvolvimento de uma válvula específica para sistemas domésticos é uma alternativa, porém devido aos custos envolvidos é interessante estudar mais profundamente um sistema equipado com VCC e tubo capilar para avaliar a real necessidade no uso da válvula. Se um tubo capilar devidamente projetado conseguisse manter o superaquecimento próximo da condição ideal, então o desenvolvimento de uma válvula de expansão não seria necessário.

## Capítulo 6: Análise do potencial do uso de válvula de expansão em um refrigerador equipado com VCC e capilar

### 6.1: Sistema

O estudo do comportamento do superaquecimento em um sistema com VCC e tubo capilar foi realizado no refrigerador Brastemp Inverse, figura 6.1. Este sistema é equipado de fábrica com VCC e um tubo capilar projetado para *pull-down*. Apesar de o compressor ser de rotação variável, ele não é controlado por um sinal de temperatura, mas sim por um sinal de torque do motor do compressor. Quando o torque está elevado, a rotação é aumentada e quando o torque está baixo, a rotação é reduzida. Um termostato eletromecânico envia um sinal de liga/desliga para o compressor conforme a temperatura interna, da mesma forma que ocorre com sistemas dotados de compressores de rotação fixa. A faixa de rotação deste VCC é de 1200 RPM (20 Hz) a 4500 RPM (75 Hz).



Figura 6.1 Brastemp Inverse.

### 6.1.1: Instrumentação

O sistema foi instrumentado com termopares nos compartimentos internos, no evaporador, no condensador e no compressor. Também foram utilizados transdutores de pressão na sucção e na descarga do compressor, na saída do evaporador e na entrada do filtro secador. São medidas as potências do compressor, do ventilador do evaporador e a potência total consumida pelo sistema. Não foi utilizado medidor de vazão.

### 6.2: Testes de excitação com carga térmica

Foram realizados testes em três condições diferentes de temperatura ambiente: 25°C, 32°C e 43°C. O objetivo é avaliar o superaquecimento nessas três condições de carga térmica em testes cíclicos.

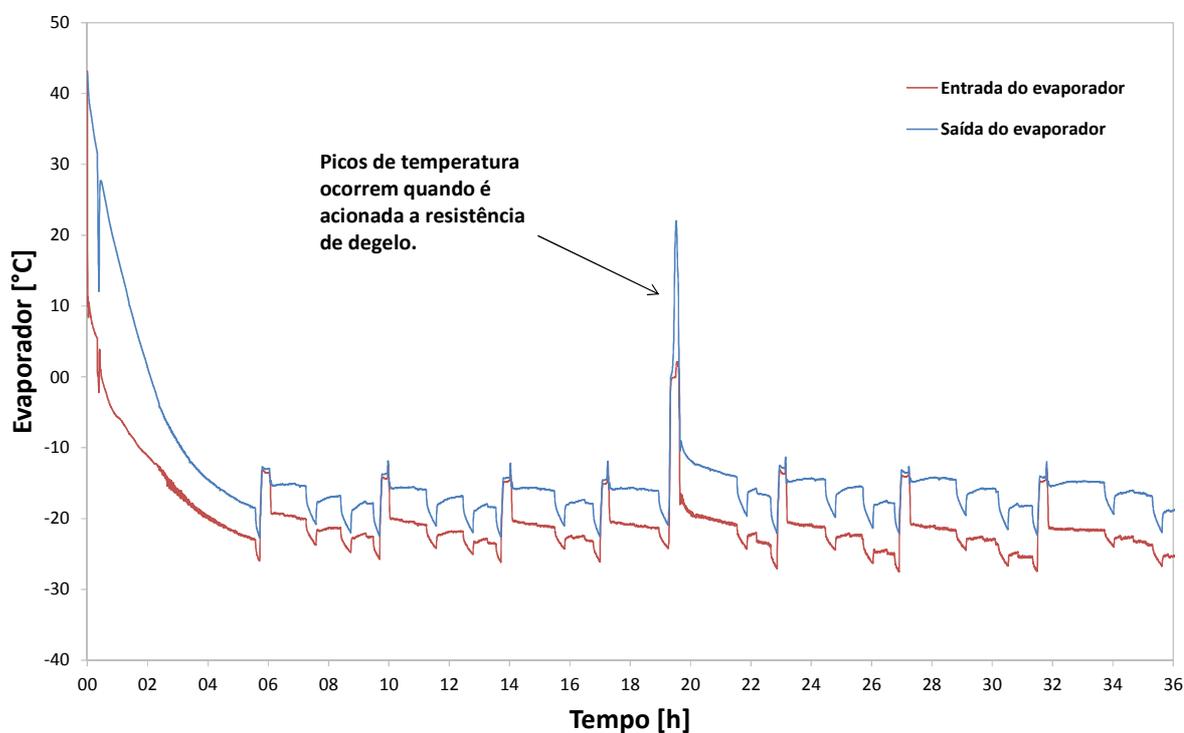


Figura 6.2 Pull-down e teste cíclico a 43°C.

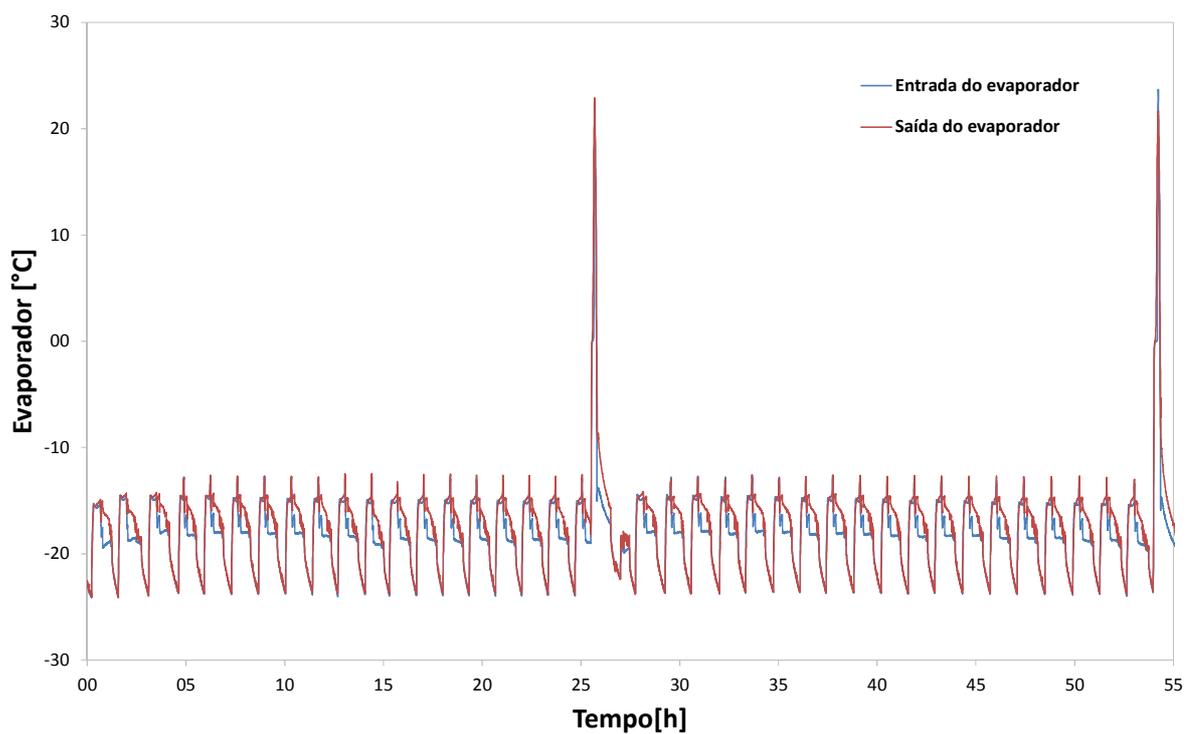


Figura 6.3 Teste cíclico a 32°C.

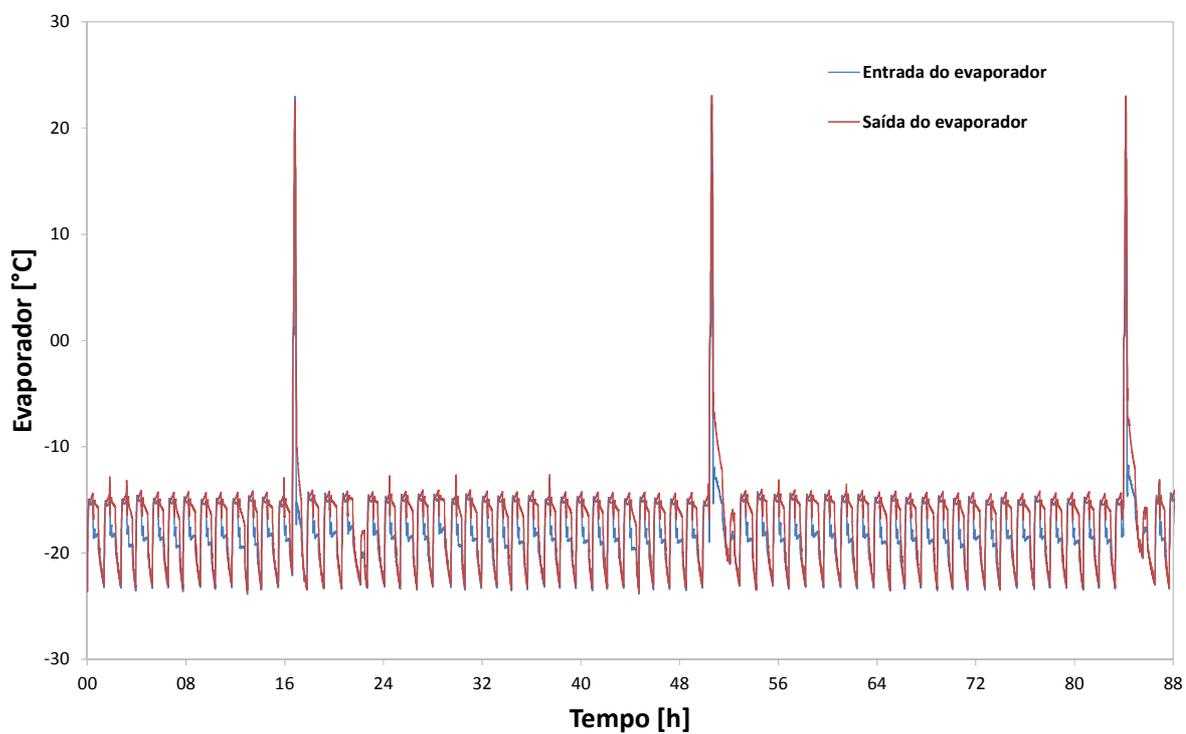


Figura 6.4 Teste cíclico a 25°C.

A análise dos gráficos revela que nos testes de 25°C e 32°C o superaquecimento está próximo do ideal e apenas o teste de 43°C apresenta um superaquecimento um pouco mais elevado, em torno de 5°C. Fica claro que este resultado mostra o potencial do uso de válvula para regular a expansão principalmente em condições extremas de carga térmica e elevadas rotações do compressor. Porém como no Brasil é utilizado o teste de consumo a 32°C como norma para determinar o consumo dos refrigeradores domésticos e neste teste o superaquecimento foi ideal, não deve haver um grande interesse da indústria em desenvolver uma válvula própria para sistemas domésticos.

É importante ressaltar que esta não é uma bateria de testes completa para avaliar o superaquecimento. Outros testes devem ser realizados para uma melhor conclusão. Testes interessantes seriam avaliar o sistema com carga térmica interna e também com abertura de portas, alterando as condições de umidade e temperatura nos ambientes refrigerados.

Neste sistema também fica evidente o uso inadequado do compressor de rotação variável. A grande vantagem deste compressor é a capacidade de se adequar à carga térmica imposta, operando continuamente sem ciclar. Porém, como a rotação não é controlada por um sinal de temperatura, o compressor cicla conforme o sinal do termostato eletromecânico.

## Capítulo 7: Conclusões e Perspectivas

### 7.1: Análise dos resultados

O objetivo do trabalho foi estudar o efeito do uso simultâneo de compressor de rotação variável e válvula de expansão variável sobre sistemas de refrigeração domésticos de forma a validar para esses sistemas os ganhos obtidos com tais dispositivos em sistemas comerciais e em bancada de testes. O compressor deveria manter a temperatura do congelador controlada e a válvula manter o superaquecimento ideal, e estas variáveis controladas deveriam resultar em ganhos no consumo de energia. Podem-se dividir os resultados em resultados do controle desenvolvido para as variáveis de interesse e resultados do sistema de refrigeração, ou seja, resultados acerca do efeito das variáveis controladas nos ganhos de consumo de energia.

#### 7.1.1: Análise dos resultados de controle

O problema de controle enfrentado consistia em duas variáveis manipuladas (rotação do compressor e abertura de válvula) ambas com influência nas duas variáveis controladas (temperatura do congelador e superaquecimento). A abordagem mais óbvia seria resolver o problema com uma estratégia de controle multivariável, porém os trabalhos realizados em sistemas comerciais e em bancadas de teste mostraram que o controle poderia ser feito através de dois controladores SISO independentes. E foi baseado nestes dados da literatura que se optou por adotar esta última estratégia.

O maior interesse no controle era manter as variáveis bem acomodadas e com erro nulo em regime permanente para que se obtivessem ganhos nos testes de consumo de energia. Porém também existia interesse no regime transitório de forma a se obter uma melhor resposta do sistema em termos de *pull-down* e em testes onde o compressor ciclaria.

A seção 5.3 mostra que o controle teve bom desempenho tanto em termos de regime transitório quanto em regime permanente. Ambas as variáveis controladas responderam bem à mudança de referência e à rejeição de perturbação. Assim, o controle independente para as duas variáveis manipuladas foi validado, não sendo necessário utilizar o controle multivariável.

### **7.1.2: Análise dos resultados de sistema**

A primeira alteração do sistema original foi a substituição do compressor de rotação fixa pelo compressor de rotação variável. Comparados em teste de *pull-down* na rotação de 3600 RPM (60 Hz) (que é a rotação do compressor original) o sistema VCC mostrou pior rendimento, porém no consumo de energia ele se apresenta vantagem por ter a capacidade de se adequar à carga térmica imposta ao sistema. O pior rendimento do VCC quando operando na mesma rotação do compressor de rotação fixa é explicado pelo fato de o compressor de rotação fixa ser projetado especificamente para sua rotação nominal, enquanto o VCC ser projetado de forma a conseguir se adaptar a toda sua faixa de rotação.

A segunda modificação do sistema foi a instalação da válvula eletrônica de expansão e do capilar redimensionado (consequentemente foi refeito o trocador tubo capilar – linha de sucção). Esta nova configuração do sistema mostrou pior rendimento do que quando comparado com o VCC com tubo capilar. A principal hipótese para esta queda no rendimento é a queda no rendimento do novo trocador tubo capilar – linha de sucção que é demonstrada pela temperatura na sucção do compressor que teve uma queda média em torno de 8,8°C quando comparada entre os testes com tubo capilar e os testes com válvula. É importante reafirmar que o novo trocador tubo capilar – linha de sucção foi feito e adaptado ao sistema no POLO enquanto o trocador original é de fabrica.

### **7.1.3: Análise global**

O sistema controlado não apresentou os ganhos imaginados provavelmente pela piora do rendimento apontada na seção 7.1.2. Porém o controle do sistema mostra outro benefício de interesse da indústria que é a capacidade de manter as temperaturas internas bem acomodadas.

As pesquisas sobre o real potencial de ganho da válvula de expansão em sistemas dotados de compressor de rotação variável devem continuar. Se os resultados forem favoráveis à utilização da válvula, deverá ser desenvolvida uma válvula própria para sistemas domésticos, e assim os trabalhos com VCC+EEV em refrigeradores domésticos deverão ser retomados.

## Referências:

- [1] Melo, C.; Da Silva, L. W., **A Perspective on Energy Savings in Household Refrigerators**, Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology, Stockholm, Sweden, 2010.
- [2] Pöttker, G.; Melo, C., **Experimental Study of the Combined Effect of the Refrigerant Charge, Compressor Speed and Expansion Valve Opening in a Refrigeration System**, International Congress of Refrigeration, Beijing, 2007.
- [3] Marcinichen, J.; Melo, C., **Comparative Analysis between a Capillary Tube and an Electronic Expansion Valve in a Household Refrigerator**, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2006.
- [4] Marcinichen, J.; Melo, C.; Schurt, L.; Vieira, L., **Performance Evaluation of a Plug-in Refrigeration System Running Under The Simultaneous Control Speed e Expansion Valve Opening**, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2008.
- [5] Marcinichen, J.; Holanda, T.; Melo, C., **A Dual SISO Controller for a Vapor Compression Refrigeration System**, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2008.
- [6] Stoecker W.F.; Jones, J. W., **Refrigeração e ar condicionado**, 2<sup>a</sup> edição, Auckland: McGraw- Hill Book Company, 1982.
- [7] Resende, F.E, **Um método para determinação do consume de energia de refrigeradores domésticos**, Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2010.
- [8] Association of Home Appliance American National Standard, **Household refrigerators/household freezers**, ANSI/AHAM HRF, Chicago, 1998.
- [9] ISO 15502, **Household refrigerating appliances – characteristics and test methods**, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2007.

- [10] Normey-Rico, J. E.; Camacho, E. F. **Ensino do Projeto de Compensadores para Processos com Atraso**. Florianópolis. (Apostila da Disciplina DAS9010 – Controle Preditivo Baseado em Modelo) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- [11] Franklin F., Gene; Powell, J. David; Emani-Naeni, Abbas, **Feedback Control of Dynamic Systems** 4ª edição, Prentice Hall, 2002.
- [12] Pöttker, D. L. **Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração**, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2009.