



**FERNANDO NASCIMENTO COSTA**

# **Análise Comparativa da Válvula de Expansão Eletrônica e do Tubo Capilar em Sistemas de Refrigeração**

74/2014

**CAMPINAS  
2014**



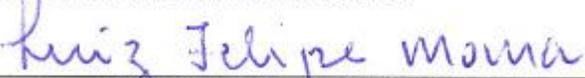
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**FERNANDO NASCIMENTO COSTA**

# **Análise Comparativa da Válvula de Expansão Eletrônica e do Tubo Capilar em Sistemas de Refrigeração**

Dissertação de mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO FERNANDO NASCIMENTO COSTA E ORIENTADA PELO PROF. DR. LUIZ FELIPE MENDES DE MOURA.

  
ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS  
2014**

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

C823a Costa, Nascimento Fernando, 1984-  
Análise comparativa da válvula de expansão eletrônica e do tubo capilar em sistemas de refrigeração / Fernando Nascimento Costa. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Luiz Felipe Mendes de Moura.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Válvulas eletrônicas. 2. Estudo comparativo. 3. Automação. I. Moura, Luiz Felipe Mendes de, 1958-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Comparative analysis of the electronic expansion valve and capillary tube for refrigeration systems

**Palavras-chave em inglês:**

Electronic valves  
Comparative study  
Automation

**Área de concentração:** Térmica e Fluidos

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Luiz Felipe Mendes de Moura [Orientador]  
Ricardo Nicolau Nassar Koury  
Kamal Abdel Radi Ismail

**Data de defesa:** 29-07-2014

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO E ENGENHARIA  
MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E  
FLUIDOS

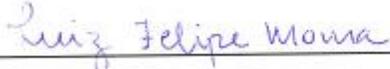
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Análise Comparativa da Válvula de  
Expansão Eletrônica e do Tubo Capilar em  
Sistemas de Refrigeração**

Autor: Fernando Nascimento Costa

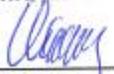
Orientador: Luiz Felipe Mendes de Moura

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura  
Universidade Estadual de Campinas

Prof. Dr. LUIZ FELIPE MENDES DE MOURA  
Departamento de Energia  
FEM - UNICAMP  
Matrícula 229393

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail  
Universidade Estadual do Campinas

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury  
Universidade Federal de Minas Gerais

Campinas, 29 de julho de 2014

*Dedico este trabalho os meus familiares, à  
minha esposa Samara, meus filhos, Luis Fernando e  
Maria Luisa, aos meus pais Custódio Barbosa e  
Conceição de Maria e a meus irmãos Watson e  
Deydson.*

## Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Agradeço a Deus por todas as bênçãos concedidas.

Aos meus familiares pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, Luiz Felipe Mendes de Moura, que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

À secretária do Departamento de Engenharia Térmica e Fluida, Cleusa de Vasconcelos Lima.

Aos amigos Cláudia Nóbrega e Edilson Dantas, que participaram ativamente para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao INSTITUTO ELDORADO, nas pessoas do Mauro Myashiro e José Martins que muito contribuíram para a realização deste trabalho.

Ao Professor Kamal Abdel Radi Ismail, que não mediu esforços em nos ajudar no que fosse necessário.

A Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade a mim concedida para a realização do curso de Mestrado.

A CAPES, pelo apoio financeiro, através da concessão da Bolsa.

*Que os vossos esforços desafiem as  
impossibilidades, lembrai-vos de que as grandes coisas do  
homem foram conquistadas do que parecia impossível.*

**Charles Chaplin**

## Resumo

O uso da refrigeração tem crescido de forma considerável nos últimos anos, promovendo diversos estudos que busquem a otimização destes sistemas. Utilizando a automação industrial, processos de instrumentação, sistemas de aquisição e processamento de dados, analisa-se a eficiência de um sistema de refrigeração com o tubo capilar e válvula de expansão eletrônica como dispositivo de expansão. Parâmetros importantes para o bom funcionamento do ciclo: temperatura de evaporação e condensação, pressão de evaporação e condensação, carga térmica no evaporador, grau de superaquecimento na saída do evaporador e coeficiente de desempenho (COP), são analisados. O circuito frigorífico é composto por duas subunidades. O circuito principal, dotado de uma unidade condensadora hermética, evaporador e dispositivos de expansão. A unidade secundária possui uma bomba para circulação de um fluido secundário (álcool etílico), um trocador de calor e um *fancoil*. Foi também desenvolvido uma análise de eficiência energética no compressor. A potência de compressão, bem como a potência consumida no compressor e a eficiência total do compressor para o tubo capilar e para a válvula de expansão eletrônica foram verificadas. Pode-se verificar que para o sistema em questão, a válvula de expansão eletrônica mostrou ser mais eficiente para todas as condições propostas para o tubo capilar e para a válvula de expansão eletrônica.

*Palavras Chave:* Válvula de Expansão Eletrônica; tubo capilar, estudo comparativo; Automação.

## **Abstract**

The use of refrigeration has grown considerably in recent years, many studies that seek to promote the optimization of these systems. Using industrial automation, process instrumentation, data acquisition and processing systems, we analyze the efficiency of a refrigeration system with capillary tube and electronic expansion valve as the expansion device. Important for the proper functioning of the cycle parameters: temperature of evaporation and condensation, evaporation and condensation pressure, the evaporator heat load, degree of superheat at the evaporator outlet and coefficient of performance (COP), are analyzed. The refrigeration circuit is composed of two subunits. The main circuit with a hermetic condensing unit, evaporator and expansion devices. The secondary unit has a pump for circulating a secondary fluid (ethyl alcohol), a heat exchanger and fan coil. Was also developed an analysis of energy efficiency in the compressor. The compression power and the power consumed at the compressor and the overall efficiency of the compressor to the capillary tube and the electronic expansion valve was observed. Can be seen that for the system in question, the electronic expansion valve proved to be more efficient for all conditions proposed for the capillary tube and the electronic expansion valve.

Key words: Refrigeration; optimization; Electronic Expansion Valve; Automation.

## Lista de Figuras

2.1	Distribuição de energia elétrica no Brasil .....	03
2.2	Distribuição do consumo de energia elétrica por setor .....	04
2.3	Válvula de expansão termostática modificada .....	06
2.4	Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor e Diagrama Pressão x Entalpia ..	09
2.5	Tubo capilar .....	11
2.6	Válvula de expansão eletrônica .....	12
3.1	Descrição da bancada experimental .....	14
3.2	Unidade condensadora hermética .....	15
3.3	Evaporador com fluxo em contracorrente .....	16
3.4	Controlador da VEE ETS-6 034G5100.....	18
3.5	Bomba do fluido secundário .....	19
3.6	Inversor de frequência para controle da bomba .....	20
3.7	Fancoil .....	21
3.8	Inversor de frequência para controle do fancoil .....	22
3.9	Diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados .....	25
3.10	Termopar tipo T .....	26
3.11	Termômetro de resistência .....	27
3.12	Transdutor de pressão WIKA Transmitter ECO-1 .....	28
3.13	Diagrama esquemático da montagem dos sensores de pressão .....	29
3.14	Medidor de vazão volumétrica tipo turbina .....	30
3.15	Volume de controle no evaporador .....	35
3.16	Alterações entre o ciclo padrão e real de refrigeração .....	38
3.17	Voltímetro e Amperímetro .....	40
4.1	Interface do programa Coolpack para inserção de dados e obtenção das entalpias .....	44
4.2	Temperatura de evaporação em função da carga térmica no evaporador para o tubo capilar .....	46

4.3	Temperatura de condensação em função da carga térmica no evaporador para o tubo capilar .....	47
4.4	Superaquecimento em função da carga térmica no evaporador para o tubo capilar .....	48
4.5	COP em função da carga térmica no evaporador para o tubo capilar .....	49
4.6	Carga térmica no evaporador sem a influenciado grau de superaquecimento e do grau de subresfriamento .....	49
4.7	Carga térmica no evaporador com a influência do grau de superaquecimento e do grau de subresfriamento .....	50
4.8	COP em função do grau de superaquecimento para o tubo capilar .....	50
4.9	COP em função da temperatura de evaporação para o tubo capilar .....	51
4.10	COP em função da temperatura de condensação para o tubo capilar .....	52
4.11	Influência da temperatura de evaporação e temperatura de condensação na carga térmica no evaporador .....	52
4.12	Potência consumida no compressor em função da carga térmica no evaporador com o tubo capilar .....	53
4.13	Eficiência total do compressor em função da carga térmica no evaporador com o tubo capilar .....	54
4.14	Temperatura de evaporação em função da carga térmica no evaporador para a VEE .....	57
4.15	Temperatura de condensação em função da carga térmica no evaporador para a VEE....	57
4.16	COP em função da temperatura de evaporação para a VEE .....	58
4.17	COP em função da temperatura de condensação para a VEE .....	59
4.18	COP em função da carga térmica no evaporador para a VEE.....	59
4.19	Potência de compressão em função da carga térmica no evaporador para a VEE .....	60
4.20	Eficiência total do compressor em função da carga térmica no evaporador para a VEE..	61

4.21	Temperatura de evaporação para o tubo capilar e para a VEE em função da carga térmica no evaporador .....	62
4.22	Temperatura de condensação para o tubo capilar e para a VEE em função da carga térmica no evaporador .....	63
4.23	COP com o tubo capilar e com a VEE em função da carga térmica no evaporador .....	64
4.24	Potência consumida no compressor no tubo capilar e na VEE em função da carga térmica no evaporador .....	66
4.25	Eficiência total do compressor em função da carga térmica no evaporador no tubo capilar e na VEE .....	67

## Lista de Tabelas

3.1	Propriedades termofísicas dos fluidos refrigerantes.....	14
3.2	Especificações da unidade condensadora.....	15
3.3	Especificações técnicas da VEE ETS-6, 0345100.....	17
3.4	Especificações da bomba.....	22
3.5	Especificações do inversor de frequência da bomba .....	23
3.6	Especificações do inversor de frequência do ventilador do fancoil .....	23
3.7	Especificações da placa de aquisição de dados .....	24
3.8	Especificações técnicas do medidor de vazão .....	30
3.9	Incerteza dos termopares .....	32
3.10	Incerteza dos termômetros de resistência .....	32
3.11	Dados de entrada para dimensionamento do tubo capilar .....	33
3.12	Dimensões recomendadas para o tubo capilar .....	33
4.1	Condições nominais de funcionamento .....	42
4.2	Temperaturas desejadas do subsistema secundário .....	42
4.3	Parâmetros medidos para os ensaios experimentais com o tubo capilar .....	43
4.4	Parâmetros calculados para os ensaios experimentais com o tubo capilar .....	45
4.5	Parâmetros medidos para os ensaios experimentais com a VEE .....	55
4.6	Parâmetros calculados para os ensaios experimentais com a VEE .....	56

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### *Letras Latinas*

<b>D</b> - diâmetro do tubo capilar	[mm]
<b>g</b> - unidade de massa	[grama]
<b>Hg</b> - mercúrio	
<b>L</b> - comprimento do tubo capilar	[m]
<b>P</b> - pressão manométrica	[bar]
<b>SA</b> - grau de superaquecimento	[°C]
<b>Q</b> - vazão volumétrica do álcool etílico	[g/s]
<b>T</b> - temperatura	[°C]
<b>s1</b> - entropia na entrada do compressor	[kJ/K]
<b>s2</b> - entropia na saída do compressor	[kJ/K]
<b>U</b> - tensão elétrica	[volt]
<b>V</b> - vazão volumétrica do álcool etílico	[g/s]
<b>W</b> - potência	[watt]

### *Letras Gregas*

$\Delta P_d$ - perda de carga na linha de condensação	[bar]
$\Delta P_s$ - perda de carga na linha de sucção	[bar]
$\dot{m}_{R-22}$ - vazão mássica de R-22	[g/s]
$\dot{m}_{Alc}$ - vazão mássica do álcool etílico	[g/s]
$\dot{\eta}_c$ - eficiência total do compressor compressão	
$\rho$ - massa específica	[g/ m <sup>3</sup> ]

## *Abreviações*

<b>ASHRAE</b>	- American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, INC	
<b>COP</b>	- Coeficiente de desempenho	
<b>DAQ</b>	- Data Acquisiton system	
<b>DETF</b>	- Departamento de Engenharia Térmica e Fluidos	
<b>EPE</b>	- Empresa de Pesquisa energética	
<b>FEM</b>	- Faculdade de Engenharia Mecânica	
<b>fem</b>	- Força eletromotriz	
<b>GPM</b>	- Galão por minuto	
<b>HP</b>	- Horsepower	
<b>HVAC</b>	- Heating, ventilation and air conditioning	
<b>LPM</b>	- Litros por minuto	
<b>PID</b>	- Proportional-integral-derivative	
<b>PPS</b>	- Pulso por segundo	
<b>TC</b>	- Tubo capilar	
<b><i>Tevap</i></b>	- Temperatura de saturação do R-22	[°C]
<b><i>Tsucç</i></b>	- Temperatura de sucção na entrada do compressor	[°C]
<b>TN</b>	- Termoelemento negativo	
<b>TP</b>	- Termoelemento positivo	
<b>Unicamp</b>	-Universidade Estadual de Campinas	
<b>VEE</b>	- Válvula de Expansão Eletrônica	
<b>VET</b>	- Válvula de Expansão Termostática	
<b>MBT</b>	- Médio torque de partida	
<b>MIMO</b>	- Múltiplas entradas e múltiplas saídas	

## *Siglas*

<b>Cp</b>	- Calor específico à pressão constante	[kJ/kg.K]
<b>cos <math>\phi</math></b>	- Fator de potência	
<b>Dancap</b>	- Programa de dimensionamento de tubo capilar	
<b><math>\Delta h</math></b>	- Variação de entalpia	[kJ/kg]
<b>h1</b>	- Entalpia específica da saída do compressor	[kJ/kg]
<b>h2</b>	- Entalpia específica na saída do condensador	[kJ/kg]
<b>h3</b>	- Entalpia específica na entrada do evaporador	[kJ/kg]
<b>h4</b>	- Entalpia específica na entrada do compressor	[kJ/kg]
<b><math>h_{Alc,s}</math></b>	- Entalpia do álcool etílico na saída do evaporador	[kJ/kg]
<b><math>h_{Alc,e}</math></b>	- Entalpia do álcool etílico na entrada do evaporador	[kJ/kg]
<b>Hz</b>	- Frequência	
<b>in</b>	- Comprimento	
<b>kcal</b>	- quilocaloria	
<b>mA</b>	- mili-ampere	
<b>mm</b>	- milímetro	
<b>PSI</b>	- Pounds per square inch	
<b>PPS</b>	- Pulso por segundo.	
<b><math>\dot{Q}_{R-22}</math></b>	- Carga térmica no evaporador	[W]
<b><math>\dot{Q}_{Alc}</math></b>	- Calor absorvido pelo álcool etílico	[W]
<b><math>\dot{Q}_{evap}</math></b>	- Carga térmica no evaporador	[W]
<b>rpm</b>	- Rotação por minuto	
<b>R1270</b>	- Propileno	
<b>R-22</b>	- Clorodifluormetano	
<b>R407C</b>	- HFC-32 (23%), HFC-125 (25%) e HFC-134a (52%)	

# SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	01
1.1	Objetivo Geral .....	02
1.2	Objetivo Específico .....	02
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	03
2.1	Análise energética no Brasil .....	03
2.2	Revisão da literatura .....	04
2.3	Dispositivos de expansão .....	08
2.3.1	Tubo capilar .....	10
2.3.2	Válvula de expansão eletrônica .....	11
2.3.3	Superaquecimento e subresfriamento .....	12
3	MATERIAIS E MÉTODOS .....	13
3.1	Unidade condensadora .....	14
3.2	Evaporador .....	16
3.3	ETS-6 034G5100 .....	16
3.4	Sistema de fluido secundário .....	18
3.5	Sistema de aquisição de dados e monitoramento .....	23
3.5.1	Medidas de temperatura .....	25
3.5.2	Medidas de pressão .....	27
3.5.3	Medida de vazão .....	29
3.6	Análise de erros experimentais .....	31
3.7	Dimensionamento do tubo capilar .....	32
3.8	Parâmetros do sistema de refrigeração por compressão de vapor .....	34
3.8.1	Carga térmica no evaporador e vazão mássica de R-22 .....	34
3.8.2	Coefficiente de desempenho .....	36
3.8.3	Eficiência total de compressão .....	39

4 ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	42
4.1 Testes experimentais com o tubo capilar.....	43
4.1.1 Análise do efeito da temperatura de evaporação e temperatura de condensação sobre a carga térmica no evaporador para o tubo capilar .....	45
4.1.2 Análise do grau de superaquecimento sobre a carga térmica no evaporador para o tubo capilar .....	47
4.1.3 Análise do efeito da carga térmica no evaporador sobre o COP para o tubo capilar	48
4.1.4 Análise da eficiência total do compressor para o tubo capilar .....	53
4.2 Testes experimentais com a válvula de expansão eletrônica.....	54
4.2.1 Análise do efeito da temperatura de evaporação e condensação sobre a carga térmica no evaporador para a VEE .....	56
4.2.2 Análise do efeito da carga térmica no evaporador sobre o COP para a VEE .....	58
4.2.3 Análise da eficiência total do compressor para a VEE.....	60
4.3 Análise comparativa entre o tubo capilar e a VEE.....	61
4.3.1 Análise comparativa da temperatura de evaporação e temperatura de condensação	61
4.3.2 Análise comparativa do coeficiente de desempenho.....	64
4.3.3 Análise da eficiência total de compressão.....	66
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA OS PRÓXIMOS TRABALHOS .....	68
REFERÊNCIAS .....	71
ANEXO A .....	74
ANEXO B .....	75
APÊNDICE A .....	77
APÊNDICE B .....	81

# 1. INTRODUÇÃO

A refrigeração é um processo de transferência de calor de um meio ou uma substância de uma temperatura mais baixa para uma temperatura mais elevada. Normalmente o calor flui de um meio mais quente para um meio mais frio. Para obter o processo inverso, faz-se necessário a utilização dos sistemas frigoríficos.

Atualmente a refrigeração e a climatização são extremamente necessárias aos seres humanos, seja para conservar produtos congelados ou resfriados, transporte e processamento de alimentos, controle de temperatura em laboratórios e hospitais, indústrias químicas e processos, e também para o conforto humano. Dado o intenso crescimento deste segmento, questões ambientais como a destruição da camada de ozônio, seguido da crescente preocupação com o racionamento energético, tornam-se necessário estudos que otimizem tais sistemas. Devido à necessidade de melhorar os processos mecânicos e termodinâmicos de sistemas de refrigeração, surgiu um crescente interesse do controle dos parâmetros envolvidos no processo e na redução do consumo de energia. As técnicas de instrumentação e controle oferecem confiabilidade aos processos, melhorando a supervisão dos parâmetros envolvidos e possibilitando redução dos custos energéticos e melhorias na eficiência.

O funcionamento dos sistemas atuais de refrigeração são projetados, para atuar com capacidade máxima independente das variações das cargas térmicas. O dispositivo de expansão é um componente essencial num sistema de refrigeração por compressão de vapor, pois é responsável por promover a queda de pressão de condensação até a pressão de evaporação e controlar a vazão de fluido refrigerante que chega ao evaporador. Diversos estudos tem sido desenvolvidos visando melhores desempenhos em sistemas de refrigeração. Questões energéticas também contribuem fortemente para o avanço dos estudos nessa área, uma vez que a economia e o racionamento energético importância cada vez maior. Através deste trabalho, busca-se dar uma parcela de contribuição para este tema bastante relevante para os dias atuais.

Esta dissertação consiste em cinco capítulos. O capítulo 1 é uma introdução onde apresenta-se uma justificativa, os objetivos e a estrutura do trabalho. No capítulo 2 apresenta-se a uma revisão bibliográfica sobre vários estudos desenvolvidos sobre a utilização da válvula de expansão eletrônica e tubos capilares em sistemas de refrigeração. No capítulo 3 é apresentada uma descrição da bancada de ensaios formada por dois subsistemas: subsistema do ciclo por compressão de vapor; o subsistema de fluido secundário; descreve-se os componentes do sistema de aquisição de dados; sensores de temperatura, pressão e vazão volumétrica do fluido secundário; descreve-se também a metodologia utilizada para calcular os parâmetros de operação. No capítulo 4 são apresentados e analisados os resultados experimentais realizados na bancada de ensaios. O trabalho se encerra com o capítulo 5 onde são apresentados as conclusões e as propostas de dobramentos para trabalhos futuros.

### **1.1 Objetivo geral**

Avaliar experimentalmente os parâmetros de operação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com válvula de expansão eletrônica como dispositivo de expansão.

### **1.2 Objetivo específico**

Comparar o desempenho do tubo capilar e de uma válvula de expansão eletrônica em um sistema de refrigeração. Propõe-se avaliar a eficiência total do compressor para os dois dispositivos, e investigar a faixa de operação do sistema em termos de temperatura de evaporação, temperatura de condensação, pressão de evaporação, pressão de condensação e Coeficiente de desempenho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica considera o funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, seus principais componentes e princípios de funcionamento. Apresentam-se também vários estudos, teóricos e experimentais, da válvula de expansão eletrônica com seus respectivos resultados que darão suporte ao desenvolvimento deste trabalho.

### 2.1 Análise energética no Brasil

Segundo a Empresa de Pesquisa Energética (EPE), a utilização de energia elétrica aumentou consideravelmente nos últimos anos. Devido às condições hidrológicas desfavoráveis, houve também uma redução da oferta de energia hidráulica, com um decréscimo de 5,4% para o ano de 2013.

A repartição da oferta de energia no Brasil é dividida em fontes renováveis e não renováveis. As fontes de energia renováveis são compostas pela biomassa da cana, hidráulica, lenha, carvão vegetal e outras fontes. Petróleo e derivados, gás natural, carvão mineral e urânio compõe a gama de fonte de energia não renováveis. A Fig. 2.1 mostra as fontes de distribuição de energia elétrica no Brasil.

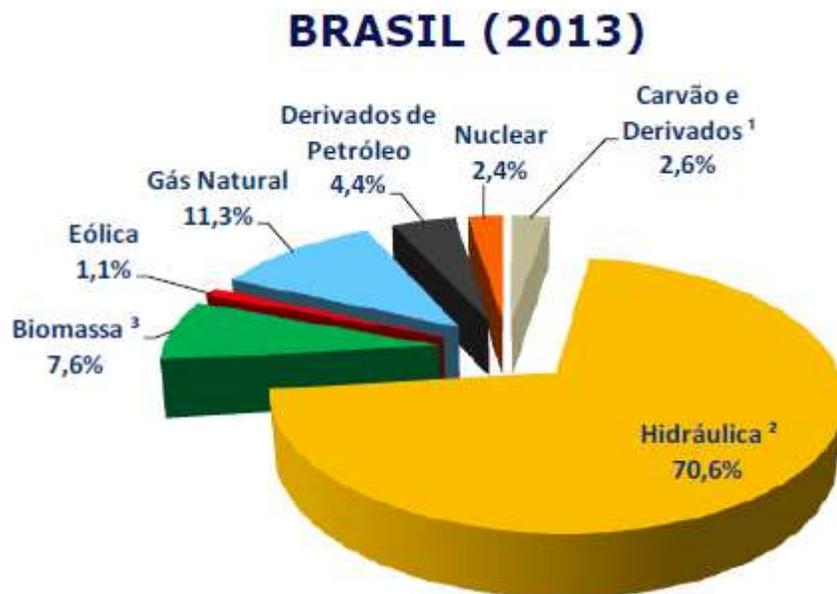


Figura 2.1 Distribuição da geração de energia elétrica no Brasil. Fonte: EPE, 2013.

A distribuição do consumo de energia elétrica por setor, segundo levantamento estatístico é mostrado na Fig. 2.2.

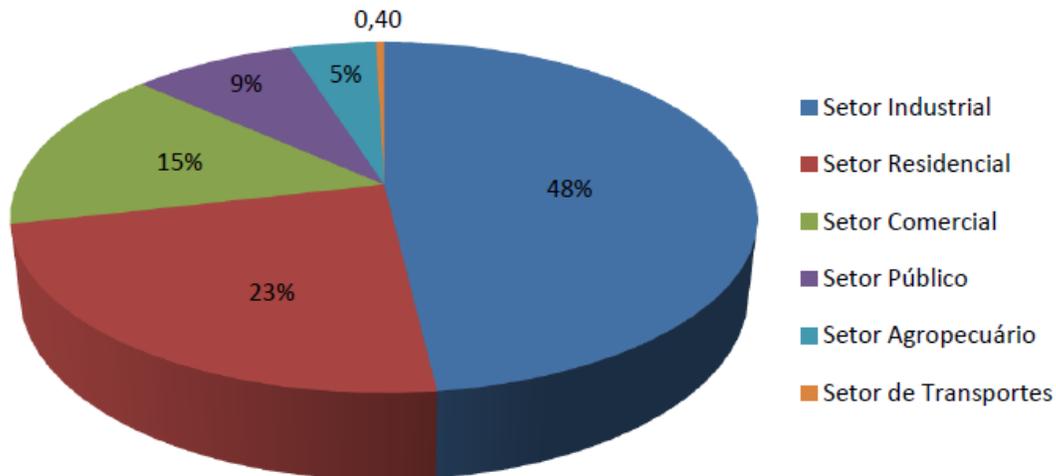


Figura 2.2 Distribuição do consumo de energia elétrica por setor. Fonte: National Energy Balance (BEN), 2009.

No setor residencial, o maior consumo de energia é devido aos aparelhos de refrigeração e ar condicionado (33%). No setor comercial 20% do consumo de energia elétrica se devem aos aparelhos de ar condicionado (Tebchirani, 2011).

Das premissas propostas anteriormente, verifica-se que o uso racional de energia elétrica é muito importante nas escolhas de equipamentos de refrigeração, que representa em torno de 30% de consumo energético em uma indústria. Um sistema de refrigeração em corretas condições de funcionamento é importante para a conservação de energia.

## 2.2 Revisão da Literatura

A busca por técnicas de controle em sistemas frigoríficos, objetivando melhores rendimentos eletromecânicos e térmicos tem crescido nos dias atuais e vem sendo realizada de várias maneiras, como a utilização de novos métodos de degelo, subresfriamento, uso de microcontroladores e inversores de frequência, projeto e dimensionamento de tubulações e a

utilização de válvula de expansão eletrônica como dispositivo de expansão, sistema de armazenamento de gelo, são alguns dos métodos mais comumente empregados.

Se um dado sistema de refrigeração por compressão de vapor não possui um adequado método de controle, este não trabalhará eficientemente. A ênfase global de conservação de energia tem impulsionado pesquisas para promover o desenvolvimento de novas tecnologias viáveis economicamente para sistemas de ventilação, aquecimento e ar condicionado (HVAC). Melhores eficiências térmicas e energéticas podem ser obtidas de forma direta (controle de cargas individuais, ventiladores, bombas e compressores) e de forma indireta (gerenciamento e controle do dispositivo de expansão).

A redução energética pode ser conseguida operando os equipamentos próximos de seu limite termodinâmico, o mesmo não é garantido com a maximização de seus componentes individuais. (Carvajal, 2004). Dada à importância do superaquecimento na saída do evaporador em um sistema frigorífico, torna-se evidente que um controle adequado deste parâmetro é vantajoso, em termos de eficiência energética, bem como eficiência frigorífica.

Tassou e Qureshi (1994) desenvolveram um estudo de aplicação de inversores de frequência em sistemas de refrigeração industrial. O uso de inversores de frequência para controle da velocidade do compressor ocasionou distorções harmônicas no sistema. O inversor ocasionou uma redução no fator de potência ( $\cos \phi$ ), ocasionando custo adicional no consumo de energia. O controle de velocidade dos compressores acarretaram benefícios como melhor controle de temperatura e respostas mais rápidas para variações de carga térmica. Partidas sem inversores de frequência consomem em torno de 5% a mais do que o mesmo compressor com inversor. Isto ocorre devido a rampa de partida em inversores. Os autores verificaram também que a redução do consumo de energia é uma função do tipo de compressor.

Aprea e Mastrullo (2002) estudaram o desempenho energético de um sistema de refrigeração que usa válvula de expansão termostática comparando o mesmo sistema utilizando válvula de expansão eletrônica. Os dispositivos de expansão usados no experimento foram submetidos à mistura zeotrópica R407C, como substituto do R-22. Os resultados mostraram melhor adaptação às situações propostas na válvula de expansão termostática.

As instabilidades características que ocorrem no controle do grau de superaquecimento são discutidas por Schmidt (1999). Tomando-se como referência um sistema de refrigeração por compressão de vapor com quatro classes distintas de atuador (bulbo sensor, semi-eletrônica, solenóide e motor a passo), o autor concluiu que a válvula de expansão eletrônica, embora mais complexa em seu controle apresentou maior vantagem em relação às demais.

O superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador pode ser controlado por quatro parâmetros, individualmente ou em conjunto: pressão, temperatura, conteúdo de líquido e o sinal mínimo estável. Carvajal (2004) adaptou uma válvula de expansão termostática, balanceada externamente, para projetar uma válvula de expansão eletrônica (Fig. 2.3). A câmara de bulbo sensor foi substituída por um mecanismo de atuação que consiste num motor de passo acoplado a um conjunto de engrenagens, que aciona uma came atuando sobre o diafragma e fazendo a haste se deslocar produzindo o fechamento ou abertura da válvula de expansão. O autor concluiu que a estratégia de controle implementada garantiu boa estabilidade ao sistema e minimizou o erro a valores inferiores a 1°C para as condições de operação do sistema de refrigeração abrangendo todas as faixas de carga térmica. Foi observado também um excelente desempenho do controlador ao manter o grau de superaquecimento do refrigerante R-134a num nível constante e com um erro mínimo satisfatório.

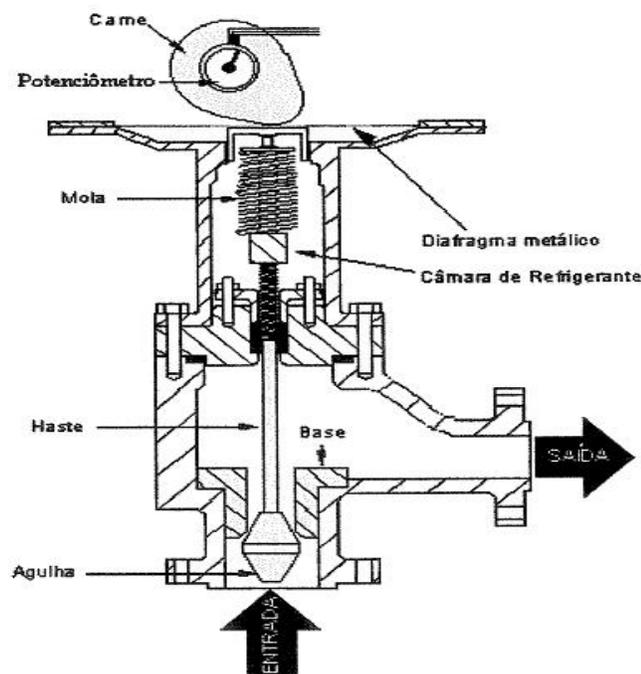


Figura 2.3 Válvula de expansão termostática modificada, conforme Carvajal (2004).

Segundo Maia (2000) os dispositivos de expansão convencionais, como a válvula de expansão termostática, não harmonizam seu funcionamento com compressores de velocidade variável e com a vazão adequada de fluido refrigerante presente no evaporador.

Para algumas faixas de operação, sistemas de refrigeração com válvula de expansão eletrônica apresentam maior rendimento quando comparados aos tubos capilares. Pottker (2006) avaliou o efeito da abertura do dispositivo de expansão, da carga de fluido refrigerante e da rotação do compressor simultaneamente. Também comparou o efeito da substituição de um dispositivo de expansão constante por um dispositivo de expansão eletrônico em um sistema dotado de um compressor com rotação variável. O autor concluiu que sistemas dotados com compressor de rotação variável e com válvulas de expansão eletrônica são mais eficientes que sistemas de compressor variável e dispositivo de expansão constante.

Objetivando a economia de energia, Garcia (2010) fez uso de controladores fuzzy em um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Para a velocidade de rotação do compressor e para a válvula de expansão eletrônica, trabalhando simultaneamente, foram utilizados um controle difuso-adaptativo e um controle fuzzy proporcional integrativo, respectivamente. Os resultados mostraram um excelente desempenho do sistema de refrigeração, tomando-se como referência a qualidade, sensibilidade, respostas e regulação do grau de superaquecimento.

Antunes (2011), através de um sistema de refrigeração convencional com fluido refrigerante R-22, automatizou um sistema. Em seguida alterou o fluido para o R1270. O autor concluiu que a válvula de expansão termostática no sistema convencional tem o papel de manter o grau de superaquecimento adequado, enquanto a válvula de expansão eletrônica além de manter o grau de superaquecimento na faixa desejada, garantiu uma capacidade de refrigeração uniforme durante o tempo de serviço dos sistemas automatizados. A válvula de expansão eletrônica mostrou um comportamento típico de controle PID, possibilitando um funcionamento contínuo do compressor.

Um controle de temperatura para câmaras de refrigeração baseado na velocidade variável do compressor foi efetuado por Ávila (2011). O sistema de controle liga-desliga comumente utilizado em câmaras frigoríficas apresenta elevado consumo energético e rendimento baixo. Para

a realização do trabalho foi desenvolvida uma bancada experimental subdividida em três partes: sistemas de monitoramento e controle contínuos, câmara de refrigeração e inversores de frequência. Da pesquisa proposta são apresentados os resultados experimentais com controle convencional e com o controle elaborado. Os resultados obtidos mostram vantagens como a melhor estabilização da temperatura e o aumento da eficiência operacional da câmara adaptada.

Paz (2010) estudou o comportamento em um sistema de refrigeração de pequeno porte e apresentou uma análise da influência da mudança das dimensões do tubo capilar e da velocidade de rotação do compressor sob o ponto de vista do desempenho e o consumo energético. Os resultados obtidos mostraram uma ótima combinação de critérios que resultaram em um melhor rendimento do sistema.

Melo (2004) investigou as características de funcionamento de uma válvula de expansão eletrônica, específica para refrigeradores domésticos, através da comparação com um sistema que utiliza tubo capilar como dispositivo de expansão. Foi verificado que em termos gerais, a válvula de expansão eletrônica apresentou um menor tempo de pull-down, e um maior consumo de energia. O autor também observou uma tendência clara de diminuição do consumo de energia do sistema modificado com o aumento da carga térmica.

### **2.3 Dispositivos de expansão**

O sistema de refrigeração por compressão de vapor é composto por quatro componentes básicos: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. O fluido refrigerante é o responsável pelo processo de retirada de calor de um ambiente transferindo-o a outro ambiente. A Fig. 2.4 mostra o esquema básico de um ciclo de refrigeração padrão por compressão de vapor.

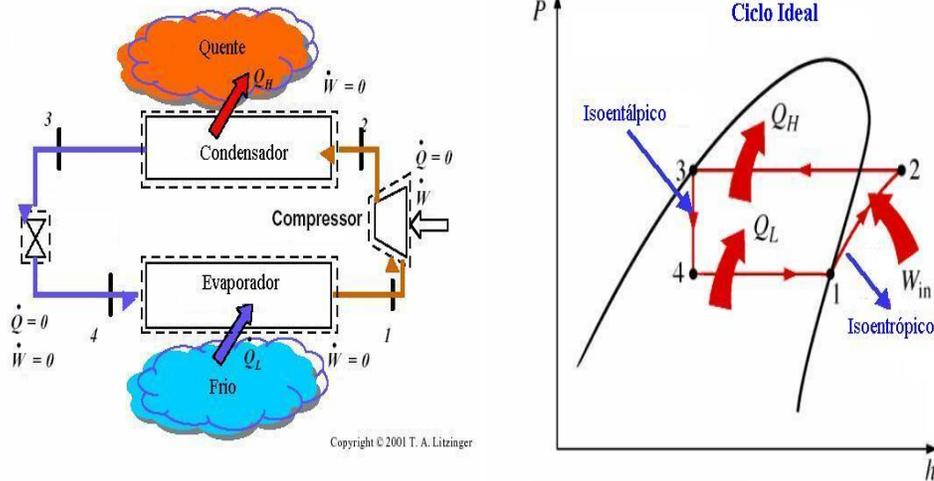


Figura 2.4 Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor e Diagrama Pressão x Entalpia.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o princípio termodinâmico usado na maioria dos sistemas de refrigeração e climatização. É um ciclo dotado de dois reservatórios, um de baixa temperatura e outro de alta. Faz-se necessário um trabalho externo para obter a transferência de calor entre os reservatórios (Wylen, Sonntag, & Borgnakke, 2001).

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor o elemento de expansão regula a vazão de fluido refrigerante que entra no evaporador e reduz a pressão do refrigerante desde a pressão de condensação até a pressão de evaporação. Válvulas de expansão termostática, válvulas de expansão a pressão constante, tubos capilares e válvulas de expansão eletrônicas são os principais tipos de dispositivos usados atualmente. O dispositivo de expansão e o compressor devem funcionar em condição de equilíbrio entre as pressões de evaporação e condensação, de forma a permitir que o compressor bombeie do evaporador, a mesma quantidade de fluido refrigerante que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador. Uma condição de fluxo desequilibrada poderá originar o secamento ou o encharcamento do evaporador.

O tubo capilar é um elemento de expansão que não se ajusta às variações das condições de operação do sistema, em relação à condição nominal. Na ocorrência de tais variações o próprio sistema tende a ajustar-se, fazendo-o sempre com redução do COP (Marcinichen, 2001).

As válvulas de expansão eletrônicas aumentam ou diminuem a área de passagem de refrigerante, em resposta às condições de operação do sistema. Bem mais complexa que o tubo capilar, possuem partes móveis e custo relativamente altos.

### **2.3.1 Tubo capilar**

Em sistemas de pequenas capacidades o elemento de expansão mais utilizado é o tubo capilar (Fig. 2.5), que consiste em um tubo de diâmetro reduzido e comprimento pré-estabelecido, conectado na saída do condensador e na entrada do evaporador. O diâmetro interno (D) de um tubo capilar varia de 0,5 a 2,0 milímetros. Seu comprimento (L) varia de 1,0 até 3,5 metros de comprimento, Lauand (2004). Os fluidos refrigerantes halogenados utilizam tubos capilares com uma relação L/D variando entre 3 e 30.

O fluido refrigerante líquido adentra o tubo capilar e à medida que passa pelo tubo, a pressão diminui devido à fricção e a aceleração do fluido refrigerante, Mesquita (2009). A diferença de pressão desejada pode ser encontrada combinando o diâmetro interno com o comprimento do tubo capilar. O tubo capilar regula a quantidade de fluido refrigerante no evaporador baseado no princípio de que uma massa de refrigerante líquido passará com maior facilidade através de um tubo capilar que a mesma massa de fluido refrigerante no estado gasoso. Se o vapor do refrigerante não condensado entra no tubo capilar ocorre uma redução no fluxo de massa, permitindo ao fluido mais tempo de arrefecimento no condensador. Se o fluido líquido acumular-se no condensador, ocorre aumento da pressão e temperatura, resultando no aumento de fluxo mássico de refrigerante.

O tubo capilar possui muitas vantagens, dentre elas pode-se destacar a sua simplicidade, seu baixo custo, a equalização das pressões com o equipamento desligado, eliminação do uso de um tanque de líquido e redução da quantidade de fluido refrigerante. As desvantagens do tubo capilar são a impossibilidade de se ajustar às variações de carga térmica, possibilidade de obstrução por elementos estranhos, carga de fluidos refrigerantes dentro de limites estreitos e redução da eficiência com variações de carga térmica.



Figura 2.5 Tubo Capilar

### 2.3.2 Válvula de expansão eletrônica

Uma válvula de expansão eletrônica (VEE) promove um controle mais preciso e eficiente do fluxo de fluido refrigerante, tendo como principal vantagem a economia de energia. Existem três tipos de válvulas de expansão eletrônicas: as válvulas acionadas por motores de passo, as de pulso de largura modulada e as válvulas analógicas.

Uma VEE acionada por motor de passo opera por meio de engrenagens que promovem movimentos lineares. Os movimentos lineares ocorrem devido à rotação de uma válvula de agulha magnética, que se move quando são aplicados sinais elétricos a bobina. Utilizando-se uma combinação apropriada de sinais (pulsos), a bobina induz o rotor da válvula a se mover gradualmente. A aplicação de vários pulsos de sinais faz com que o mecanismo da válvula se movimente através de uma série de etapas na direção escolhida, adaptando a válvula à posição desejada.

A VEE possui algumas vantagens quando comparadas com as válvulas de expansão termostática: promove um controle mais exato da temperatura e do superaquecimento à pressão variável, operam com menores pressões de condensação, não necessitam de ajuste e resultam em economia de energia. A Figura 2.6 mostra o esquema de uma válvula de expansão eletrônica com seus respectivos componentes.

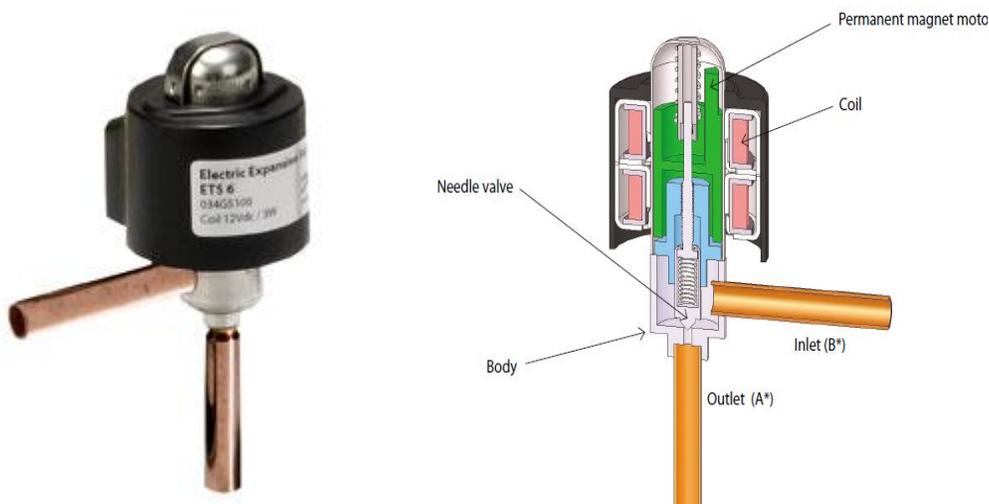


Figura 2.6 Válvula de expansão eletrônica. Fonte: Danfoss.

O sinal para o controle das válvulas de expansão eletrônica contam com um termistor, sensor para tomada de temperatura, instalado na linha de sucção do compressor. O termistor se comunica com um microprocessador, que coloca em ação a válvula eletrônica, fazendo com que aumente ou diminua a passagem de fluido refrigerante líquido para o evaporador.

### 2.3.3 Superaquecimento e subresfriamento

O superaquecimento na saída do evaporador garante que o fluido refrigerante retorna ao compressor no estado de vapor superaquecido a baixa pressão e que sua temperatura seja suficiente para suprir o resfriamento do conjunto mecânico e elétrico, evitando que a temperatura de descarga do compressor, atinja valores acima da temperatura de carbonização do óleo (Boletim Técnico- ELGIN, Ago/08).

O grau de sub-resfriamento tem por função garantir que o condensador rejeite o calor do sistema e condense todo o fluido refrigerante, garantindo a entrada de fluido refrigerante líquido no dispositivo de expansão. Este parâmetro permite avaliar a quantidade de fluido refrigerante ideal no sistema. É calculado pela diferença da temperatura na linha de líquido e a temperatura de saturação no condensador. A temperatura de condensação saturada é medida com o transdutor de pressão e convertida em pressão pela tabela de fluido refrigerante R-22 (ANEXO A). A temperatura da linha de líquido é encontrada usando termômetro de resistência.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

O presente capítulo descreve a metodologia usada neste trabalho, desde a bancada experimental até a execução dos ensaios no Laboratório de Armazenamento Térmico e tubos de Calor, FEM, UNICAMP. Será apresentada uma descrição da bancada experimental de testes, seus componentes, suas especificações técnicas e suas dimensões. Toda a parte referente à aquisição de dados, desde os sensores de temperatura, sensores de pressão, sensores de vazão até a visualização em uma tela de computador será exposta.

A bancada experimental de testes foi instrumentada com sensores de temperatura, pressão e vazão volumétrica simbolizada pelas letras T, P e V, respectivamente. É composta por dois subsistemas: subsistema primário e subsistema secundário. O subsistema primário é dotado dos seguintes componentes: uma unidade condensadora (constituída de um compressor hermético monofásico e um condensador com ventilação forçada de ar), um evaporador e dispositivo de expansão (tubo capilar e VEE). Pelo subsistema primário circula o fluido refrigerante primário (Clorodifluorometano, R-22). O subsistema secundário possui uma bomba para circulação do fluido secundário (Álcool etílico), um trocador de calor (evaporador) e um fancoil. Um esquema da bancada é mostrado na Fig. 3.1.

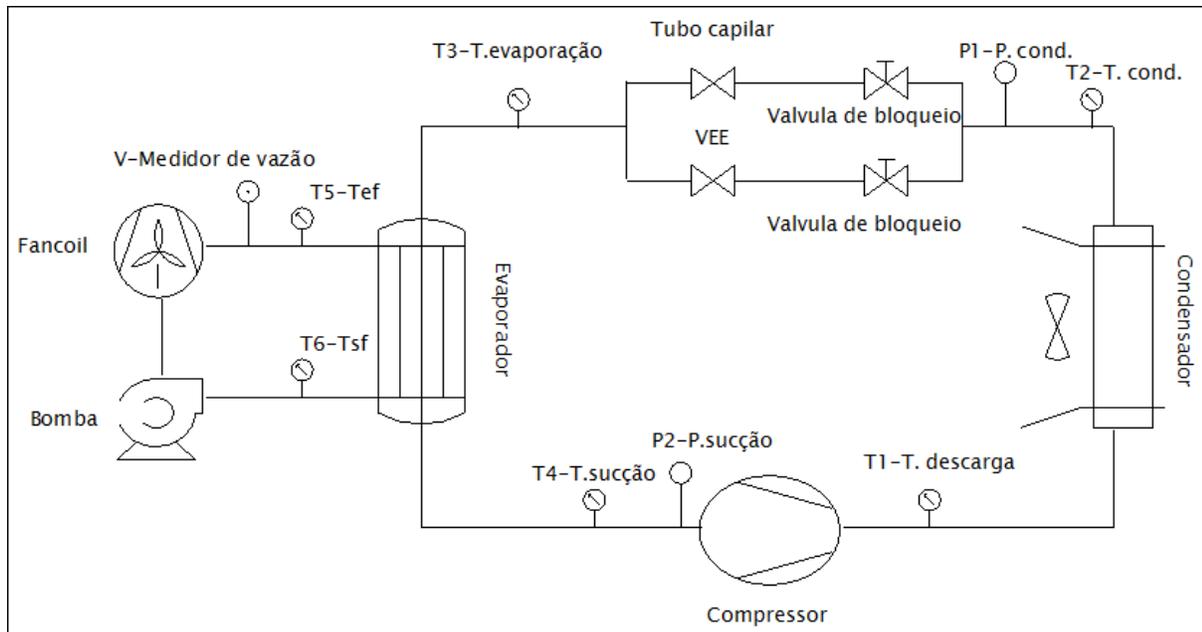


Figura 3.1. Descrição da bancada experimental.

As propriedades dos fluidos refrigerantes primário e secundário são mostradas na tabela 3.1.

Tabela 3.1 Propriedades termofísicas dos fluidos refrigerantes. Paixão, 2009

Propriedades	R-22	Álcool etílico
Temperatura de ebulição (°C)	-40,9	78,4
Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )	1200	790
Viscosidade (mPa.s)	0,206	1,40

### 3.1 Unidade condensadora

Na bancada experimental foi utilizada uma unidade condensadora da fabricante EMBRACO, modelo UNE9213E (Fig. 3.2) doada pelo INSTITUTO ELDORADO.



Figura 3.2 Unidade condensadora hermética. Fonte: Embraco.

Esta unidade condensadora possui um compressor com médio torque de partida (MBT) e é dotado das especificações mostradas na tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Especificações da unidade condensadora

<b>Modelo</b>	<b>UNE9213E</b>
<b>Velocidade de Rotação (rpm)</b>	2500
<b>Potência Média (HP/W)</b>	1/551
<b>Refrigerante</b>	R-22
<b>Voltagem</b>	220 V
<b>Capacidade Frigorífica</b>	1300 Kcal
<b>Corrente Elétrica</b>	3.5 A
<b>Frequência</b>	50/60 Hz

O compressor tem a função de aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema.

### 3.2 Evaporador

O evaporador é um trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo em contracorrente na qual o fluido primário circula pelo interior de um tubo de cobre de 1300 mm de comprimento e diâmetro interno de 6 mm. O fluido secundário circula pela área do trocador de calor com 17 mm de diâmetro interno do tubo exterior conforme mostra a Fig. 3.3.

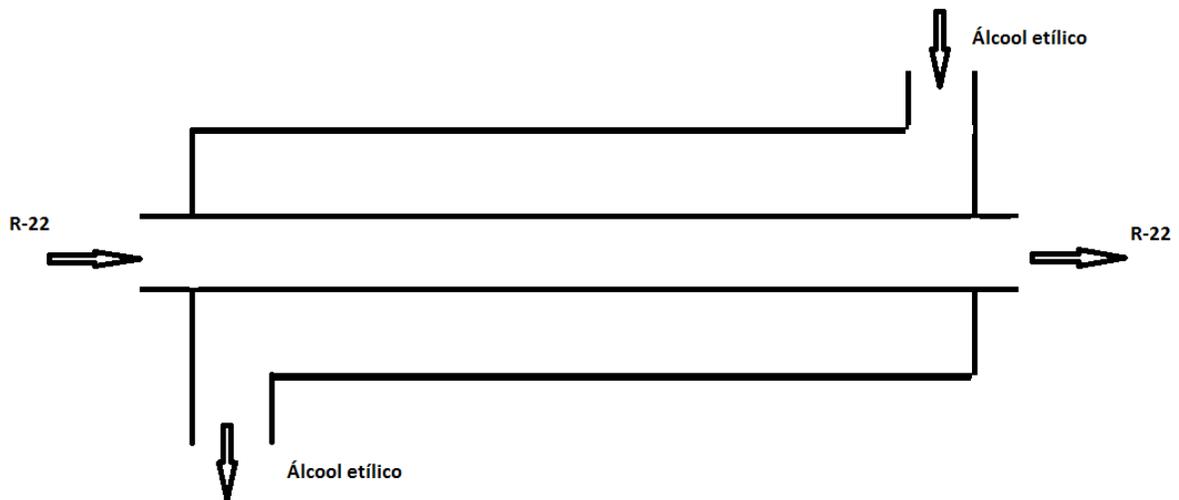


Figura 3.3 Evaporador com fluxo em contracorrente.

### 3.3 ETS-6 034G5100

A válvula de expansão eletrônica utilizada neste trabalho é da fabricante Danfoss, modelo ETS- 6, 034G5100. É uma VEE leve e compacta, com intercambialidade para todos os refrigerantes comuns e possui operação bifluxo. As especificações técnicas da válvula de expansão eletrônica usada no presente trabalho são descritas na tabela 3.3.

Tabela 3.3 Especificações técnicas da VEE ETS-6, 0345100

<b>Pressão máx. de trabalho</b>	47 bar
<b>Refrigerantes compatíveis</b>	R134a, R404A, R407C, R410A, R22 e outros
<b>Óleos lubrificantes</b>	Todos os óleos minerais e Polioéster
<b>Faixas de Temperatura ambiente (°C)</b>	-30°C a 70°C
<b>Faixas de Temperatura do refrigerante (°C)</b>	-30°C a 70°C
<b>Humidade</b>	≤ 95 %
<b>Modulação</b>	Ímã permanente tipo operação direta de motor de passo
<b>Método de excitação</b>	1-2 fases
<b>Velocidade de excitação (pps)</b>	30 a 90

Para o emprego da VEE descrita acima foi utilizada uma placa microprocessada para controle desenvolvida pelo Instituto Eldorado (Fig. 3.4) com as seguintes características:

- Bornes para as saídas para o acionamento do motor de passo da válvula de expansão (5 vias);
- Três sensores de temperatura do tipo NTC 10K, faixa de operação de -50°C a 75°C, resolução de 0,1°C;
- Pressostato (utilizando transdutor SB69-200 A) 0 a 200 PSI/ 0 a 13.8 BAR;
- Display dedicado baseado em 4 displays de 7 segmentos, 3 leds de status (refrigeração, ventilador e degelo), 2 leds para indicação de escala Celsius e Fahrenheit;
- Numero de passos de 0% aberto (0 V) a 100% aberto (3V);
- Numero de pulso por segundo ( 0 a 999).



Figura 3.4 Controlador da VEE ETS-6 034G5100.

### 3.4 Sistema de fluido secundário

Uma bomba (Fig. 3.5) dispendo de um controle de velocidade variável de 0 a 3450 rpm promove a circulação do álcool etílico pelo evaporador retirando calor do mesmo e fornecendo desta maneira capacidade térmica para o ar condicionado. A bomba do circuito secundário de refrigerante é do tipo monobloco com junta de vedação mecânica. Para o controle da velocidade de rotação utilizou-se um inversor de frequência (Fig. 3.6), no módulo potenciômetro.

As características do inversor de frequência da bomba encontram-se na tabela 3.4 e as especificações técnicas da bomba encontram-se na tabela 3.5.



Figura 3.5 Bomba do fluido secundário.



Figura 3.6 Inversor de frequência para controle da bomba.

O refrigerante secundário circula pelo *fancoil* (Fig. 3.7) retirando a carga térmica do ambiente a ser refrigerado. A capacidade do trocador de calor do sistema de condicionamento de ar é de 600 W e possui 4 passos com 8 tubos por passo; possui secção transversal de 270 mm de comprimento, 220 mm de altura e profundidade de 140 mm. Um ventilador centrífugo, dotado de um motor trifásico de 184 W é acoplado ao trocador de calor. A velocidade de rotação do *fancoil* varia de 0 a 3450 rpm e possui capacidade máxima de 8,5 m<sup>3</sup>/min. A velocidade de rotação do motor é controlada por um inversor de frequência (Fig. 3.8), cujas características estão disponíveis na tabela 3.6.



Figura 3.7 Fancoil.



Figura 3.8 Inversor de frequência para controle do fancoil.

Tabela 3.4 Especificações da bomba

<b>Motor</b>	<b>220 Vac Trifásico</b>
<b>Potencia (Watt)</b>	368
<b>Vazão (L/min)</b>	4 a 40
<b>Altura (mca)</b>	5 a 38
<b>Velocidade (rpm)</b>	3450
<b>Modelo</b>	P 500 T
<b>Fabricante</b>	KSB

Tabela 3.5 Especificações do inversor de frequência da bomba

<b>Motor</b>	<b>220 Vac Trifásico</b>
<b>Potencia (Watt)</b>	1.5 kW
<b>Type</b>	DF5-322-1K5
<b>Input</b>	1/3 AC 230V
<b>Output</b>	3 AC 0 a 360 Hz
<b>Fabricante</b>	Moeller

Tabela 3.6 Especificações do inversor de frequência do ventilador do fancoil

<b>Motor</b>	<b>220 Vac Trifásico</b>
<b>Potencia (Watt)</b>	0.75 kW
<b>Type</b>	DF5-322-075
<b>Input</b>	1/3 AC 230V
<b>Output</b>	3 AC 0 a 360 Hz
<b>Fabricante</b>	Moeller

### 3.5 Sistema de aquisição de dados e monitoramento

O sistema de aquisição de dados (DAQ) é responsável pelo controle da aquisição dos dados permitindo ao usuário monitorar, comandar e mensurar o processo de aquisição de dados. Os DAQ's armazenam os sinais obtidos em forma de arquivos, permitindo sua consulta a qualquer momento. Estes programas permitem a visualização e edição de dados. Também permitem a geração de relatórios e outros documentos impressos.

A aquisição de sinais foi realizada pelo registrador Field Logger da NOVUS AUTOMATION. É um equipamento de aquisição e registro de variáveis analógicas. Opera como um registrador eletrônico de dados, armazenando as informações adquiridas em sua memória interna para análise posterior. Opera também como um módulo remoto de medição em tempo real, que não possui memória interna e adquire as informações e transmite para um sistema

supervisório. As características técnicas da placa de aquisição de dados encontram-se na tabela 3.7.

Tabela 3.7 Especificações da placa de aquisição de dados

<b>ESPECIFICAÇÃO TECNICA</b>	
<b>Entrada de Sinal</b>	8 canais de entrada configuráveis
<b>Impedância de Entrada</b>	4 a 20 mA: 100Ω
<b>Resolução interna</b>	20.000 níveis (>14 bits)
<b>Capacidade de registros</b>	128.000 registros
<b>Taxa de amostragem</b>	Entre 550ms e 959ms
<b>Alimentação (POWER)</b>	85 a 265 Vca (50/60) Hz
<b>Temperatura de trabalho</b>	0 a 55°C
<b>Grau de Proteção</b>	IP30
<b>Comunicação Serial</b>	Padrão RS485

O processamento e monitoramento de dados foi realizado utilizando-se um computador com processador intel Core i3 560, 2,93 GHz, RAM 2GB. A interface entre o usuário e o hardware de aquisição de dados é feita em forma de gráficos disponível no próprio sistema DAQ Field Chart Novus.

Um diagrama esquemático do sistema de monitoramento e controle é mostrado na Fig. 3.9. Temperaturas no circuito principal e secundário e as pressões no circuito principal foram as medidas físicas que foram diretamente medidas pelo sistema DAQ utilizado. De posse destas medidas, utilizando as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante R-22, modelos matemáticos, são encontrados outros parâmetros: capacidade frigorífica, vazão em massa de R-22, temperaturas de saturação e o COP.

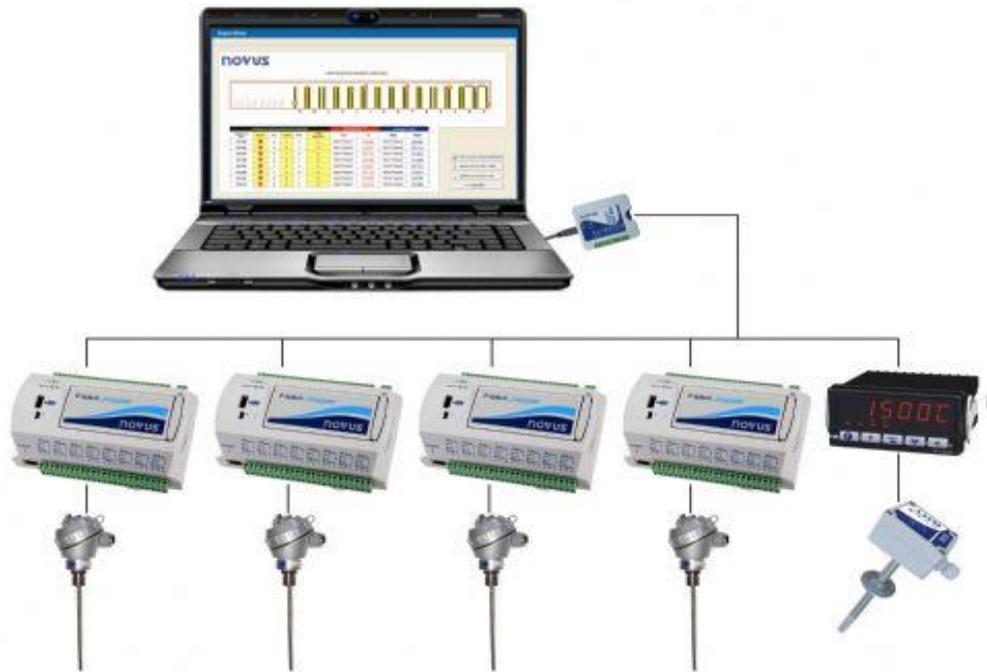


Figura 3.9 Diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados.

Termopares, termômetros de resistência, sensores de pressão e medidores de vazão foram instalados em pontos estratégicos, conforme mostrado na figura 3.1 para a obtenção das medidas úteis na avaliação dos parâmetros do ciclo frigorífico.

### 3.5.1 Medidas de temperatura

As medidas das temperaturas da bancada experimental de ensaios foram feitas por meio de termopares tipo T (Fig. 3.10) e termômetros de resistência (PT-100), (Fig. 3.11). Foram utilizados 2 termopares e 5 termômetros de resistência para monitoração das temperaturas na bancada experimental. O termopar utilizado foi do tipo T que é um dos termopares mais utilizados com uma ampla faixa de temperatura de trabalho ( $-270^{\circ}\text{C}$  a  $400^{\circ}\text{C}$ ). São formados por dois elementos: o termoelemento positivo (TP) e o termoelemento negativo (TN). Este formado por 55% de cobre e 45% de níquel e aquele feito de cobre. A força eletromotriz (fem) produzida varia de  $-6\text{mV}$  a  $20\text{mV}$ . É um componente resistente a corrosão, atmosferas úmidas e adequado para medições de temperatura abaixo de  $0^{\circ}\text{C}$  e largamente utilizado em aplicações industriais.



Figura 3.10 Termopar tipo T.

Os termômetros de resistência são sensores de temperaturas baseados no princípio de variação da resistência elétrica de um metal, em função da temperatura. Possuem alta estabilidade mecânica e térmica, resistência à contaminação, relação Resistência x Temperatura linear, desvio com uso e envelhecimento desprezível, e bom sinal elétrico de saída. Sua faixa de operação varia de  $-200^{\circ}\text{C}$  a  $650^{\circ}\text{C}$ .

A termoresistência de platina (PT-100), devido sua precisão e estabilidade é amplamente utilizada na indústria e foi usado no presente trabalho. Também conhecida por RTD ou PT100, apresenta uma resistência ôhmica de  $100\ \Omega$  a  $0^{\circ}\text{C}$ .



Figura 3.11 Termômetro de resistência.

As curvas de calibração dos termopares e dos termômetros de resistência e os procedimentos usados na calibração dos medidores de temperaturas são descritos no APÊNDICE A.

### **3.5.2 Medidas de pressão**

Para verificação das pressões do circuito primário de refrigeração, fez-se uso dos transdutores de pressão da WIKA Transmitter ECO – 1 ( Fig. 3.12). Para a medida da pressão de condensação utilizou-se o transdutor de pressão modelo 8430336/ECO -1, com faixa de operação de 0 a 25 bar e com incerteza de medição de 0.01V. O transdutor de pressão utilizado para a medida da pressão de evaporação foi o modelo 8391956/ECO-1, com faixa de operação de 0 a 10 bar e com incerteza de medição de 0.02V. Os transdutores foram alimentados por uma fonte com tensão 12 V, e realizada conforme ilustra a Fig. 3.13.



Figura 3.12 Transdutor de pressão WIKA Transmitter ECO-1.

A calibração dos sensores de pressão foi desenvolvida no Laboratório de Metrologia do Centro de Tecnologia da Unicamp, usando-se a balança de peso morto. O sinais oriundos dos dois sensores foram adquiridos pelo módulo Data Logger, usando as equações de calibração conforme ANEXO B.

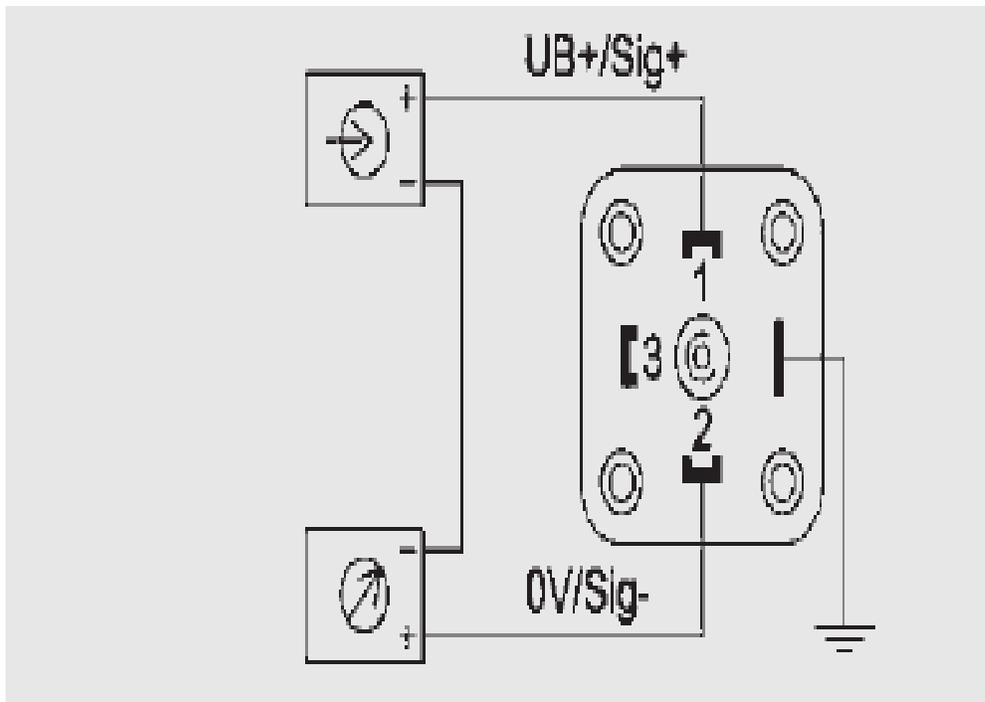


Figura 3.13 Diagrama esquemático da montagem dos sensores de Pressão.

### 3.5.3 Medida de vazão

As medidas de vazão mássica do fluido refrigerante R-22, foram obtidas por métodos indiretos. Tendo-se a vazão volumétrica do fluido secundário medido por um sensor tipo turbina (Fig. 3.14), com saída para um mostrador eletrônico digital e placa conversora de sinal de frequência para tensão, que acondiciona o sinal de entrada para a placa de aquisição de dados. As características técnicas do medidor de vazão utilizado encontra-se na tabela 3.8.

Os medidores de vazão da série FTB790 são configurados com uma curva de calibração de fábrica, não sendo possível alterá-la. A curva de calibração é armazenada permanentemente na memória do medidor. As configurações da calibração do medidor de vazão são corretas para fluidos da categoria do proposto trabalho. As leituras da vazão volumétrica do fluido secundário foram obtidas diretamente pela leitura no display do medidor de vazão.



Figura 3.14 Medidor de vazão volumétrica tipo turbina.

Tabela 3.8 Especificações técnicas do medidor de vazão

<b>Tipo</b>	<b>Turbina</b>
<b>Série</b>	FTB791
<b>Fabricante</b>	OMEGA
<b>Faixa de medida</b>	1,9 a 37,9 LPM/ 0.5 a 10 GPM
<b>Faixa de temperatura</b>	-10 a 60 °C
<b>Pressão Máxima</b>	103 bar
<b>Fluxo Máximo</b>	56.8 LPM/ 15GPM
<b>Faixa de velocidade</b>	0.2 a 3.2 m/s
<b>Conexões</b>	½ in

A unidade para vazão volumétrica utilizada no medidor de vazão foi o galão por minuto (GLM). Para a utilização das equações termodinâmicas, para obtenção da carga térmica no evaporador e da potencia de compressão, fez-se necessário encontrar a vazão mássica de R-22. Para converter a vazão volumétrica de fluido secundário para vazão mássica fez-se necessário

conhecer a massa específica do fluido secundário circulando pelo medidor. Buscaram-se as características do fluido secundário e usando a tabela 3.1, pôde-se aplicar a equação 3.1 para encontrar a vazão mássica do fluido secundário.

$$\dot{m}_{Alc} = Q \cdot \rho \quad 3.1$$

Onde  $\dot{m}_{Alc}$  é a vazão mássica do fluido secundário em g/s,  $Q$  é a vazão volumétrica em m<sup>3</sup>/s e  $\rho$  é a massa específica do álcool etílico em g/ m<sup>3</sup>.

### 3.6 Análise de erros experimentais

Segundo Ismail (2009), o erro é a diferença entre o valor real e o valor medido de uma grandeza. Esta variação é fundamental a todos os sistemas de medidas. Esta pode acontecer devido ao fato da grandeza a ser medida exibir variações significativas e o sistema de medidas, incluído todos os elementos como transdutor, condicionador de sinal, conversor, registrador e o operador podem inferir erros nas medidas. Dependendo da fonte, o erro se classifica em sistemático e aleatório. Os erros sistemáticos são provocados por causas identificáveis e podem ser eliminados. Subdividem-se em quatro tipos: instrumental, observacional, ambiental e teórico. Os erros aleatórios são devido as flutuações positivas e negativas que fazem com que metade das medidas sejam maiores e outra metade menores. As fontes dos erros aleatórios não são sempre identificáveis e as principais fontes de erros pode-se incluir: os erros de paralaxe, erros devido às flutuações da tensão de linha, temperatura de um sistema, entre outros.

Ao relatarmos o resultado de uma grandeza física, faz-se necessário uma indicação quantitativa da qualidade dos resultados. A incerteza de medição é utilizada nesse contexto como atributo para determinar a qualidade de um sistema de medição. A incerteza do resultado de uma medida exprime a falta de conhecimento associado à grandeza a ser medida. O resultado da medida de uma grandeza física é somente uma aproximação do valor da grandeza medida devido à incerteza proveniente dos erros aleatórios e da correção deficiente do resultado devido aos erros sistemáticos.

Os termopares e os termômetros de resistência foram calibrados, conforme descrito no item 3.5.1. Logo a incerteza relacionada a cada medidor é o resultado da curva de calibração. A tabela 3.9 e 3.10 mostra as incertezas relacionadas aos termopares e aos termômetros de resistência, respectivamente.

Tabela 3.9 Incerteza dos termopares

<b>Instrumento</b>	<b>Incerteza</b>
<b>Temperatura na entrada do fancoil</b>	$\pm 0.25$ °C
<b>Temperatura na saída do fancoil</b>	$\pm 0.25$ °C

Tabela 3.10 Incertezas dos termômetros de resistência

<b>Instrumento</b>	<b>Incerteza</b>
<b>Temperatura de descarga</b>	$\pm 0.20$ °C
<b>Temperatura na saída do condensador</b>	$\pm 0.30$ °C
<b>Temperatura na saída do tubo capilar/VEE</b>	$\pm 0.25$ °C
<b>Temperatura de sucção do compressor</b>	$\pm 0.30$ °C
<b>Temperatura ambiente</b>	$\pm 0.35$ °C

### 3.7 Dimensionamento do tubo capilar

O comprimento e o diâmetro do tubo capilar são parâmetros difíceis de dimensionar por métodos diretos ou fórmulas prontas, pois é necessário encontrar o ponto de equilíbrio correspondente à temperatura de evaporação. A determinação dos parâmetros, em muitos casos, é alcançada por testes experimentais.

Caso o tubo capilar esteja dimensionado de forma a impor uma restrição maior que a necessária, este não permitirá a passagem de toda vazão de fluido refrigerante bombeado pelo compressor. Isto levará a uma diminuição da pressão de evaporação e aumento na pressão de condensação, bem como uma redução no COP, devido a um maior consumo de energia pelo compressor. Caso a restrição imposta for menor que a necessária ocorrerá um esvaziamento no

condensador e inundação no evaporador, o que também ocorreria uma diminuição do COP devido a redução da carga térmica absorvida no evaporador. Variações de carga térmicas provocam efeitos semelhantes aos expostos acima (Fiorelli, 2000).

O método utilizado para o dimensionamento do tubo capilar da bancada experimental de testes foi eminentemente experimental, onde utilizou-se como ponto de referência para o dimensionamento do tubo capilar o programa *Dancap Version 1.0*. Trata-se de um programa disponibilizado pela *Danfoss*, onde de posse do tipo de fluido refrigerante, capacidade frigorífica do compressor, temperatura de evaporação, temperatura de condensação e superaquecimento (Tab. 3.11), pode-se estimar uma ampla faixa de valores de diâmetro interno e comprimento do tubo capilar, (Tab. 3.12). O valor em destaque mostra as dimensões usadas no presente trabalho.

Tabela 3.11 Dados de entrada para dimensionamento do tubo capilar

<b>DADOS</b>	<b>DESCRIÇÃO</b>
<b>Refrigerante</b>	R-22
<b>Potência do Compressor</b>	1300 kCal
<b>Temperatura de Evaporação</b>	2 °C
<b>Temperatura de Condensação</b>	40°C
<b>Superaquecimento</b>	5°C

Tabela 3.12 Dimensões recomendadas para o tubo capilar

<b>COMPRIMENTO (m)</b>	<b>DIAMETRO INTERNO (mm)</b>	<b>DIAMETRO (in)</b>
<b>0.51</b>	1.07	0.042
<b>0.64</b>	1.12	0.044
<b>1.10</b>	1.24	0.0488
<u>1.78</u>	<u>1.35</u>	<u>0.053</u>
<b>2.77</b>	1.50	0.059
<b>4.17</b>	1.63	0.064

### 3.8 Parâmetros do sistema de refrigeração por compressão de vapor

Os cálculos dos parâmetros foram realizados com a manipulação das grandezas físicas obtidas pelos sensores, transdutores e medidores de vazão, aplicando-se as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante a modelos matemáticos a serem descritos nos próximos itens, obteve-se a determinação dos parâmetros não mensuráveis do sistema: coeficiente de desempenho, vazão mássica de R-22, potência de compressão e a carga térmica no evaporador.

#### 3.8.1 Carga térmica no evaporador e vazão mássica de R-22

A carga térmica no evaporador é a quantidade de calor por unidade de tempo que o evaporador absorve. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle no evaporador (Fig.3.15) com duas entradas e duas saídas tem-se a equação 3.8.

$$\begin{aligned} \frac{dEv.c}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) \\ - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \end{aligned} \quad 3.8$$

Aplicando-se as condições de operação em regime permanente para um volume de controle, temos:

$$gZ_e = gZ_s = 0 \quad 3.9$$

$$\frac{1}{2} V_e^2 = \frac{1}{2} V_s^2 = 0 \quad 3.10$$

$$\dot{W} = 0 \quad 3.11$$

- O volume de controle não se move em relação ao sistema de coordenadas (equação 3.9), as velocidades em relação a esse sistema são velocidades relativas, portanto nulas na superfície

de controle (equação 3.10), e não há trabalho associado ao volume de controle (equação 3.11).

$$\frac{dEv.c}{dt} = \frac{dmv.c}{dt} = 0 \quad 3.12$$

- Se a massa de cada ponto do volume de controle é constante ao longo do tempo (equação 3.12), temos:

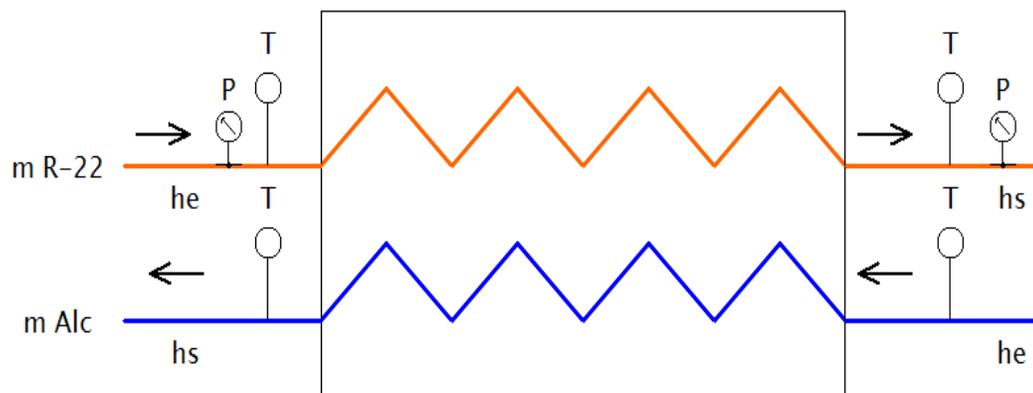


Figura 3.15 Volume de controle no evaporador.

Considerando as simplificações para um volume de controle em um trocador de calor para o fluido primário e para o fluido secundário em condições de regime permanente, a carga térmica no evaporador é dada pela equação 3.13.

Para o fluido refrigerante:

$$Q_{R-22} = \dot{m}_{R-22}(h_{R-22,s} - h_{R-22,e}) \quad 3.13$$

Onde  $Q_{R-22}$  é a carga térmica no evaporador,  $\dot{m}_{R-22}$  é a vazão mássica de fluido refrigerante R-22,  $h_{R-22,s}$  é a entalpia de saída de R-22 no evaporador e  $h_{R-22,e}$  é a entalpia de entrada de R-22 no evaporador.

Para o fluido secundário, temos a equação 3.14.

$$\dot{Q}_{Alc} = \dot{m}_{Alc}(h_{Alc,s} - h_{Alc,e}) \quad 3.14$$

Onde  $\dot{Q}_{Alc}$  é o calor recebido pelo álcool etílico,  $\dot{m}_{Alc}$  é a vazão mássica do fluido secundário (álcool etílico),  $h_{Alc,s}$  — é a entalpia de saída do fluido secundário no evaporador e  $h_{Alc,e}$  é a entalpia de entrada do fluido secundário no evaporador.

$$\dot{Q}_{R-22} = \dot{Q}_{Alc} = \dot{Q}_{evap} \quad 3.15$$

$$\dot{m}_{R-22} = \frac{\dot{m}_{Alc}Cp_{Alc}(\dot{T}_{Alc,s} - \dot{T}_{Alc,e})}{(h_{R-22,s} - h_{R-22,e})} \quad 3.16$$

Aplicando a lei da conservação da energia (equação 3.15), considerando que no sistema não há perdas de calor e de posse das entalpias e das temperaturas do fluido refrigerante e do fluido secundário, na entrada e na saída do trocador de calor, a vazão em massa do R-22 é obtido pela seguinte equação 3.16.

Onde:  $Cp_{Alc}$  é calor específico do álcool etílico,  $\dot{T}_{Alc,s}$  é a temperatura do álcool etílico na saída do evaporador e  $\dot{T}_{Alc,e}$  é a temperatura do álcool etílico na entrada do evaporador.

### 3.8.2 Coeficiente de desempenho

O Coeficiente de desempenho (COP) define a eficiência em um sistema frigorífico. É uma grandeza adimensional e é utilizada para expressar a relação entre a carga térmica do evaporador ( $\dot{Q}_{evap}$ ) e o trabalho gasto na obtenção da mesma ( $\dot{W}_{comp.}$ ).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp.}} \quad 3.17$$

O coeficiente de desempenho pode ser obtido matematicamente pela equação 3.17. Onde  $\dot{W}_{comp.}$  é a potencia de compressão [kW], e  $\dot{Q}_{evap}$  é a carga térmica do evaporador [kW].

A potência de compressão é a energia, por unidade de tempo, necessárias para elevar a pressão do fluido refrigerante até a pressão de condensação (equação 3.18).

$$\dot{W}_{comp.} = \dot{m}_{R-22}(h_{R-22,s} - h_{R-22,e}) \quad 3.18$$

Conhecidas as pressões e as temperaturas do fluido refrigerante na entrada e saída do evaporador, bem como a temperatura de entrada e saída do compressor, o COP do ciclo termodinâmico também pode também ser definido em função das entalpias (equação 3.19) e pode ser representada por:

$$COP = \frac{h1-h4}{h2-h1} \quad 3.19$$

Onde  $h1$  representa a entalpia de saída do evaporador,  $h2$  é a entalpia na entrada do condensador, e  $h4$  a entalpia na entrada do evaporador. As variações de entalpia ( $h1 - h4$ ) e ( $h2 - h1$ ), são a carga de refrigeração específica e o trabalho específico de compressão, respectivamente.

Diferenças significativas ocorrem entre o ciclo real e o ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor, descrito no item 2.2 (Fig. 3.16), dentre as quais cita-se as quedas de pressão nas linhas de sucção e descarga, bem como as perdas de carga no evaporador ( $\Delta P_s$ ) e no condensador ( $\Delta P_d$ ). Outra diferença importante é o subresfriamento no fluido refrigerante na saída do condensador, necessário para que as “bolhas” não atrapalhem o processo de expansão e o superaquecimento na linha de sucção, que evita que gotas de líquidos adentrem o compressor, provocando quebra no compressor e uma redução na eficiência volumétrica de compressão. O processo de compressão no ciclo teórico é isentrópico ( $s_1=s_2$ ), no ciclo real, devido as perdas como ruídos, vibrações e atrito tornam o processo de compressão politropico ( $s_1 \neq s_2$ ).

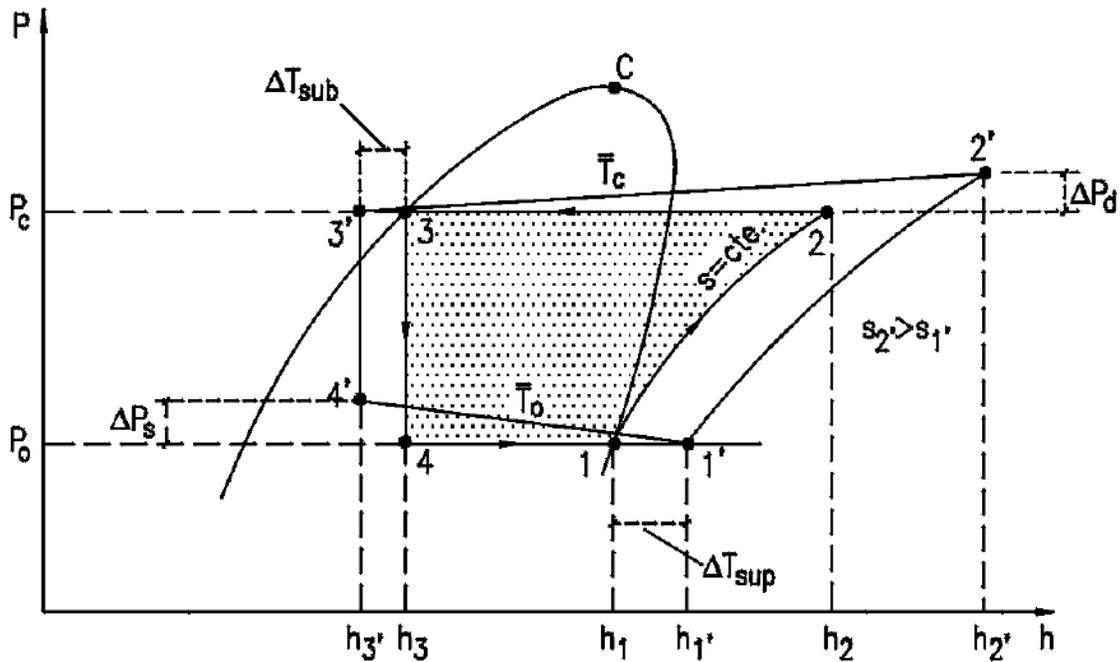


Figura 3.16 Alterações entre o ciclo padrão e real de refrigeração. Fonte: Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial, 2005.

Alguns parâmetros influenciam o coeficiente de desempenho do ciclo. A redução da temperatura de evaporação ou aumento da temperatura de condensação promovem a diminuição do COP. O subresfriamento garante que só haja líquido no dispositivo de expansão, aumentando a troca térmica e promovendo assim o aumento do coeficiente de desempenho. O superaquecimento garante a entrada de fluido gasoso na entrada do compressor. Aumentando-se o valor do superaquecimento até a faixa aceitável pelo fabricante, o aumento do coeficiente de desempenho é verificado.

Para a determinação do COP, fez-se uso da equação 3.17 com algumas considerações: as diferenças de pressões no condensador, evaporador, linha de líquido e linha de sucção foram desprezíveis quando comparadas com a diferença de pressão de condensação e evaporação. Para análise do COP são levadas em consideração a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação, o grau de superaquecimento e o grau de subresfriamento.

### 3.8.3 Eficiência total de compressão

O principal distanciamento entre o ciclo real e o ciclo padrão ocorre no compressor. A razão entre o trabalho isentrópico de compressão e o trabalho real de compressão é definida como eficiência isentrópica de compressão. Para compressores alternativos a eficiência isentrópica de compressão acontece em consequência do atrito entre as superfícies com movimentos relativos e a perda de carga nas válvulas que contribuem para a diminuição da eficiência de compressão e variam de 65% a 70% (Silva, 2005).

A eficiência total do compressor pode ser encontrada pela equação 3.20.

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{comp.}}{\dot{W}_{real}} \quad 3.20$$

A potência real de compressão pode ser encontrada por três maneiras distintas: a potência elétrica nominal (dada pelo fabricante do compressor), a potência mecânica do eixo de rotação e a potência elétrica real (medida por instrumentos). No presente trabalho, adotou-se a potência elétrica real, para as análises de eficiência energética do compressor (equação 3.21).

$$\dot{W}_{real} = U \cdot I \cdot \cos(\varphi) \quad 3.21$$

Onde  $U$  é a tensão elétrica do compressor,  $I$  é a corrente do compressor e  $\cos(\varphi)$  é o fator de potência do compressor. Para o fator de potência de 0.92 a potência fornecida ao compressor é encontrada diretamente pela multiplicação da tensão elétrica pela corrente do compressor. Estas medidas foram adquiridas pelos instrumentos elétricos mostrados na Fig. 3.17.

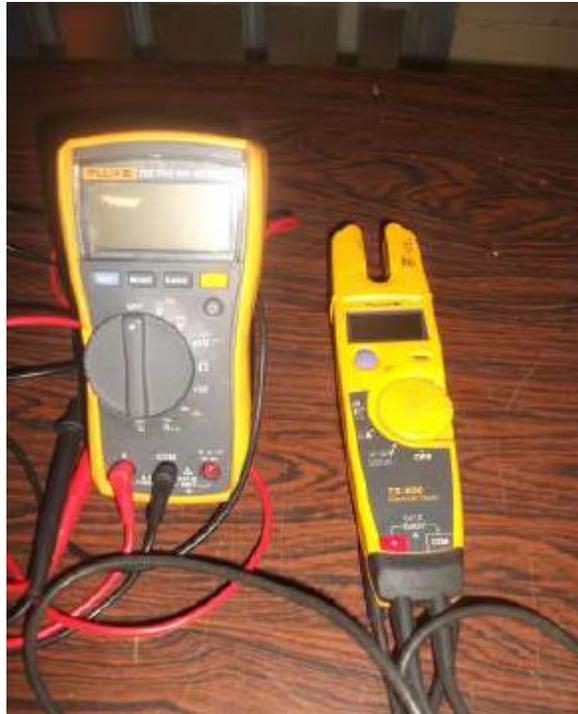


Figura 3.17 Voltímetro e Amperímetro.

A quantidade de fluido refrigerante R-22 adequada para o sistema foi encontrada experimentalmente tendo-se como parâmetro o grau de superaquecimento na linha de sucção, que deve estar em torno de  $5^{\circ}\text{C}$ , conforme recomendação do fabricante. Para obter o grau de superaquecimento utilizou-se a equação 3.18.

$$SA = T_{sucç} - T_{evap} \quad 3.18$$

Onde  $SA$  é o grau de superaquecimento,  $T_{sucç}$  é a temperatura na linha de sucção medida a 20 cm da entrada do compressor e  $T_{evap}$  é a temperatura de evaporação, obtida através da pressão lida no transdutor de pressão na válvula de serviço de sucção. Essa pressão de sucção corresponde a uma temperatura de evaporação, cuja relação é obtida pela tabela pressão x temperatura do fluido refrigerante R-22.

Vapor de fluido refrigerante foi sendo adicionado aos poucos no sistema com o tubo capilar como dispositivo de expansão. As velocidades do *fancoil* e da bomba de fluido secundário estavam em suas rotações máximas. Nestas condições encontrou-se uma faixa de

superaquecimento de 5°C, que neste trabalho foi considerado a carga de fluido adequada para a bancada experimental de testes. De posse destes dados iniciou-se a bateria de ensaios para a obtenção dos parâmetros acima descritos.

Baseando-se na Tab. 3.12, foram executados alguns testes para o dimensionamento do tubo capilar e foi verificado que o tubo capilar mais adequado para a presente bancada de testes é o de comprimento 1.80 m e diâmetro interno de 1.27 mm (0.05 in).

A vazão mássica do fluido secundário é controlada pela velocidade da bomba. A velocidade de rotação da bomba foi mantida na velocidade de 1725 rpm. O motivo pelo qual foi limitada (e posteriormente fixada) a rotação foi para obter uma variação significativa de temperatura de entrada e saída do evaporador, para ter uma estimativa mais precisa da vazão de R-22.

## 4. ANÁLISE EXPERIMENTAL

As condições operacionais nominais do sistema de refrigeração são determinadas pelo fabricante da unidade condensadora e são mostradas na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 Condições nominais de funcionamento

<b>ELEMENTO</b>	<b>CONDIÇÃO NOMINAL</b>
Evaporador	Pressão de evaporação ( $P_e$ ): 3.7 a 4.0 bar Temperatura de evaporação ( $T_e$ ): 0 a 3 °C
Condensador	Pressão de condensação ( $P_c$ ): 13.5 a 15.5 bar Temperatura de condensação ( $T_c$ ): 35 a 50 °C
Potência do Compressor	1 HP (756.8 W)
Temperatura ambiente	21 a 27 °C
Superaquecimento	5 a 7 °C
Subresfriamento	3 a 5 °C
Vazão mássica	11 g/s
Tensão Elétrica	220 V
Corrente Elétrica	3.44 A

Da mesma forma que as condições nominais da unidade condensadora descritas na tabela acima, faz-se necessário conhecer as faixas de temperaturas médias desejadas em cada componente do subsistema secundário, conforme mostra a Tab. 4.2.

Tabela 4.2 Temperaturas desejadas do subsistema secundário

<b>ELEMENTO</b>	<b>VALORES</b>
Temperatura na entrada do Fancoil	7 a 13°C
Temperatura na saída do Fancoil	12 a 17°C

#### 4.1 Testes experimentais com o tubo capilar

Alcançar as condições de operação nominais pela unidade condensadora foi uma tarefa árdua. Para sistemas de refrigeração diferentes resulta em resultados experimentais diferentes, porém um padrão de comportamento peculiar é observado para todos os sistemas de refrigeração.

Para o desenvolvimento dos ensaios experimentais foi necessário atingir as condições de regime permanente, o que ocorreu aguardando o funcionamento do circuito por um tempo médio de 30 min. Após a estabilização das medidas dos sensores de temperatura, pressão e vazão de fluido secundário, os dados do sistema foram coletados. Oito testes experimentais foram conduzidos, aumentando-se progressivamente a carga térmica no evaporador. Os resultados são mostrados na Tab. 4.3.

Tabela 4.3 Parâmetros medidos para os ensaios experimentais com o tubo capilar

<b>Carga térmica (W)</b>	<b>608</b>	<b>736</b>	<b>760</b>	<b>811</b>	<b>912</b>	<b>1036</b>	<b>1062</b>	<b>1071</b>
<b>Temperatura de descarga (°C)</b>	52.5	54.6	54.4	55.6	58.8	61.6	64.7	66.7
<b>Temperatura na saída do condensador (°C)</b>	35.5	35.8	36.3	36.4	35.7	35	35.2	36.1
<b>Temperatura de sucção (°C)</b>	0.5	0.9	1.8	2.3	3.4	3.9	4.9	6.2
<b>Temperatura na saída do fancoil (°C)</b>	14.5	14.4	14.8	15.1	15.5	16.2	16.6	17.3
<b>Temperatura na entrada fancoil (°C)</b>	9.1	10.1	11.2	11.8	12.8	13.5	14.3	15.2
<b>Pressão de condensação (bar)</b>	13.1	13.4	13.5	13.7	13.9	14,1	14.2	14.4
<b>Pressão de evaporação (bar)</b>	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.3
<b>Tensão Elétrica (V)</b>	225	225	225	226	226	226	226	225
<b>Corrente Elétrica (A)</b>	2.81	2.83	2.95	2.97	2.99	3.01	3.05	3.08
<b>Vazão mássica do álcool etílico (g/s)</b>	44.30	44.30	44.30	44.30	44.30	44.30	44.30	44.30

As entalpias necessárias para a obtenção do coeficiente de desempenho, carga térmica do evaporador e potência de compressão foram obtidas pelo programa *Coolpack* (Fig. 4.1). Selecionando-se o ciclo de um estágio no programa e inserindo os valores da pressão de evaporação, da pressão de condensação, do grau de superaquecimento e do grau de subresfriamento encontraram-se os valores das entalpias necessárias à análise do ciclo.

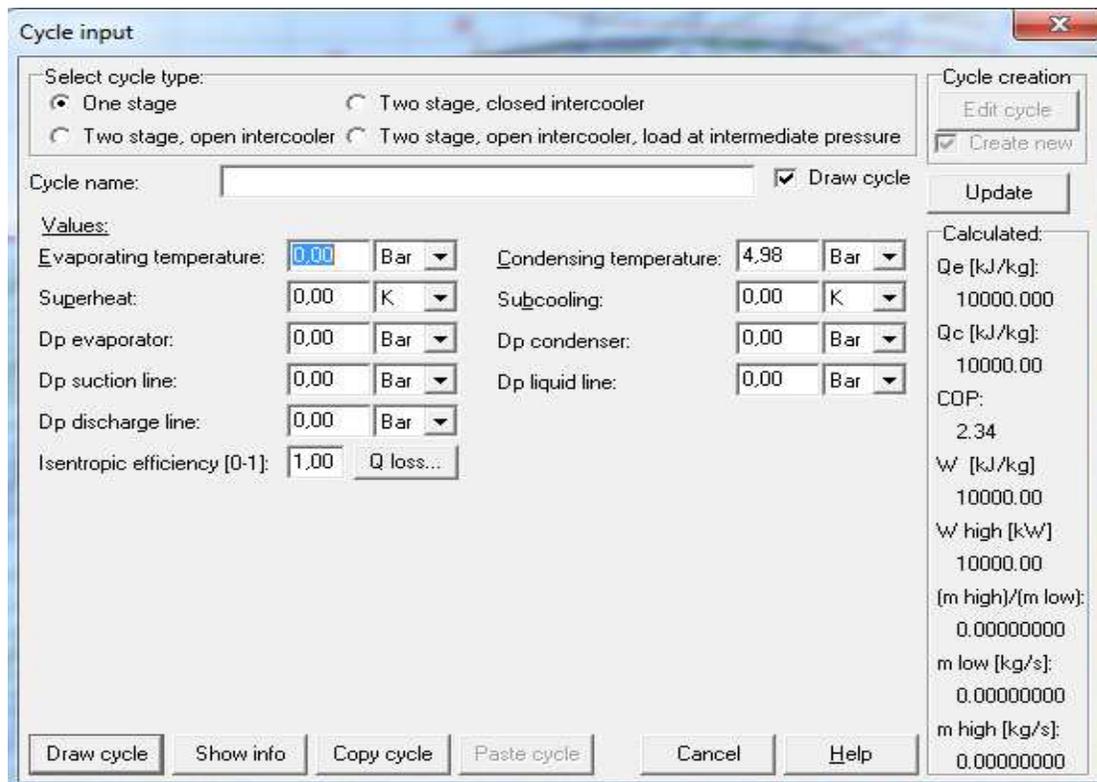


Figura 4.1 Interface do programa Coolpack para inserção de dados e obtenção das entalpias.

O coeficiente de desempenho, a carga térmica do evaporador e a potência de compressão do sistema frigorífico foram calculadas no algoritmo desenvolvido no software MATLAB (APÊNDICE B) e são mostrados na Tab. 4.4.

Tabela 4.4 Parâmetros calculados para os ensaios experimentais com o tubo capilar

<b>Carga térmica (W)</b>	<b>608</b>	<b>736</b>	<b>760</b>	<b>811</b>	<b>912</b>	<b>1036</b>	<b>1062</b>	<b>1071</b>
<b>Temperatura de evaporação (°C)</b>	-3.0	-2.8	-2.5	-1,7	-1.0	0.3	0.8	2.0
<b>Temperatura de condensação (°C)</b>	36.5	37.5	37.7	38.3	38.9	39.5	39.7	40.2
<b>Grau de Superaquecimento(°C)</b>	3,5	3,7	4,1	4,4	4,6	4,7	4,8	5,2
<b>Grau de SubResfriamento (°C)</b>	1.5	1.7	1.2	1.6	2.8	4.5	4.0	3.9
<b>Potência Consumida (W)</b>	579.6	579.6	600.3	602.9	602.9	623.7	623.7	621.0
<b>Potência de compressão (W)</b>	206.6	246.2	268.4	245.8	282.6	312.9	315.3	316.2
<b>Eficiência total do compressor</b>	0.35	0.42	0.44	0.40	0.46	0.50	0.50	0.51
<b>Coefficiente de desempenho (COP)</b>	2.94	2.99	3.05	3.12	3.22	3.31	3.37	3.39

Conforme descrito anteriormente, foram desprezadas as perdas de carga no evaporador, condensador, linha de sucção e na linha de líquido e levados em consideração somente os valores do superaquecimento na linha de sucção e o grau de subresfriamento na linha de líquido.

#### **4.1.1 Análise do efeito da temperatura de evaporação e temperatura de condensação sobre a carga térmica no evaporador para o tubo capilar.**

Pode-se verificar o aumento da temperatura de evaporação com o aumento da carga térmica no evaporador. (Fig. 4.2). A temperatura de evaporação tem pouca influência sobre o efeito refrigerante do R-22. À medida que a temperatura de evaporação aumenta, o volume específico diminui e a vazão mássica no compressor aumenta, aumentando a carga térmica no evaporador.

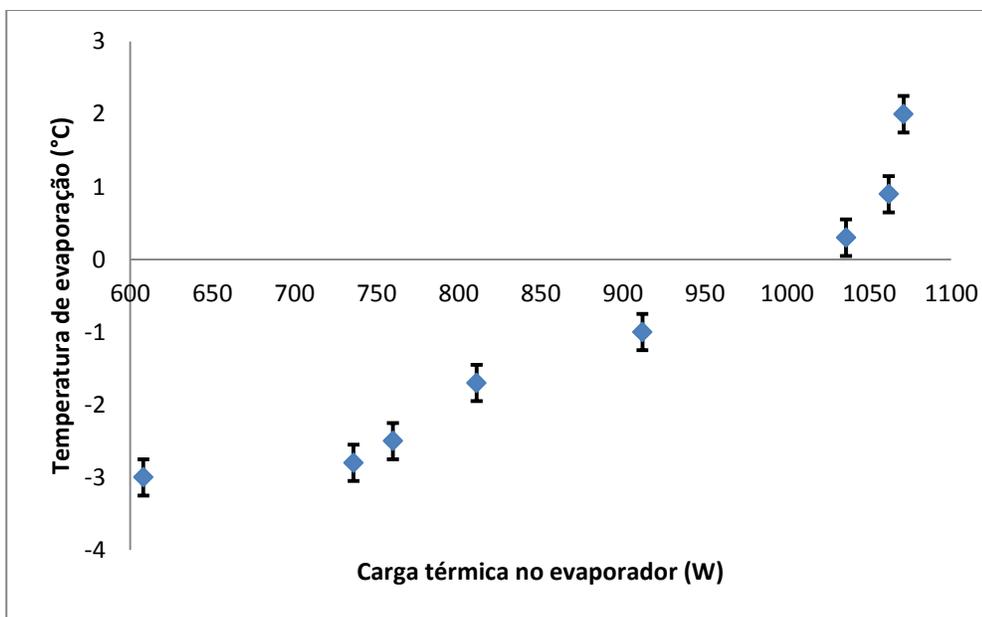


Figura 4.2 Temperatura de evaporação em função da carga térmica no evaporador para o tubo capilar.

De modo similar à temperatura de evaporação, o efeito da temperatura de condensação pode ser avaliado seguindo o mesmo tipo de análise. Mantendo a temperatura de evaporação constante e variando somente a temperatura de condensação para valores suficientemente elevados, o rendimento volumétrico, bem como a vazão devem assumir valores nulos (Jabardo e Stoecker, 2002) tendendo a anular a carga térmica no evaporador. Tal não foi o caso do presente estudo, pois foi verificado que a temperatura de condensação, embora tenha aumentado progressivamente, manteve-se em valores desejáveis, ocasionando a elevação da carga térmica no evaporador, conforme demonstra a Fig. 4.3.

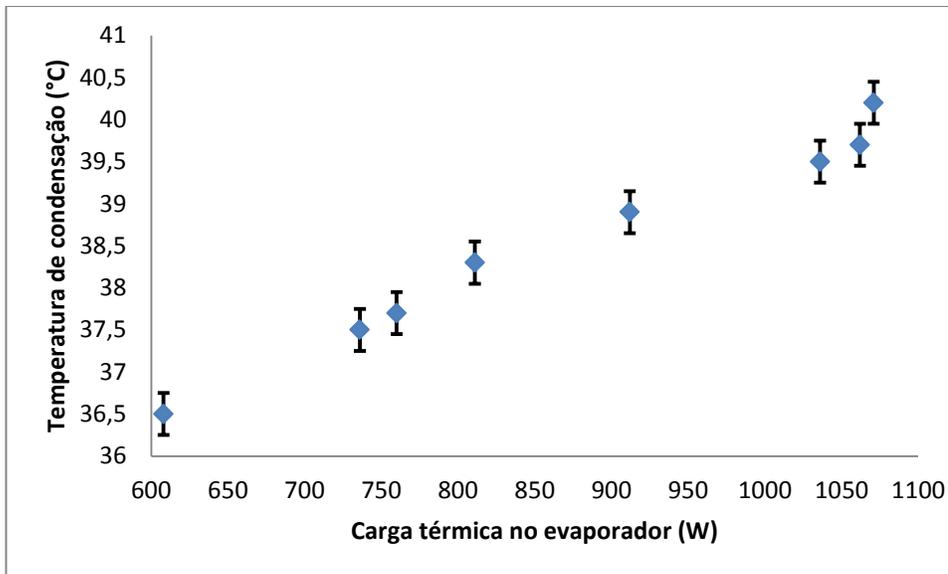


Figura 4.3 Temperatura de condensação em função da carga térmica no evaporador para o tubo capilar.

#### 4.1.2 Análise do grau de superaquecimento sobre a carga térmica no evaporador para o tubo capilar.

Pode-se verificar na Fig. 4.4 a evolução do superaquecimento com o aumento da carga térmica. Com o aumento da carga térmica no evaporador, observa-se um aumento contínuo no grau de superaquecimento. O superaquecimento proposto para o sistema com tubo capilar só foi atingido para as cargas térmicas elevadas ( condições próximas da nominal para a qual o tubo capilar foi dimensionado). Para as demais situações, conforme (Tab. 4.5), devido às baixas temperaturas de evaporação não foi possível atingir um superaquecimento adequado ( $5^{\circ}\text{C}$ ). A explicação de tal fato se dá através da temperatura de evaporação. O aumento da carga térmica no evaporador proporciona o aumento na temperatura de evaporação que por sua vez ocasiona o aumento do grau de superaquecimento.

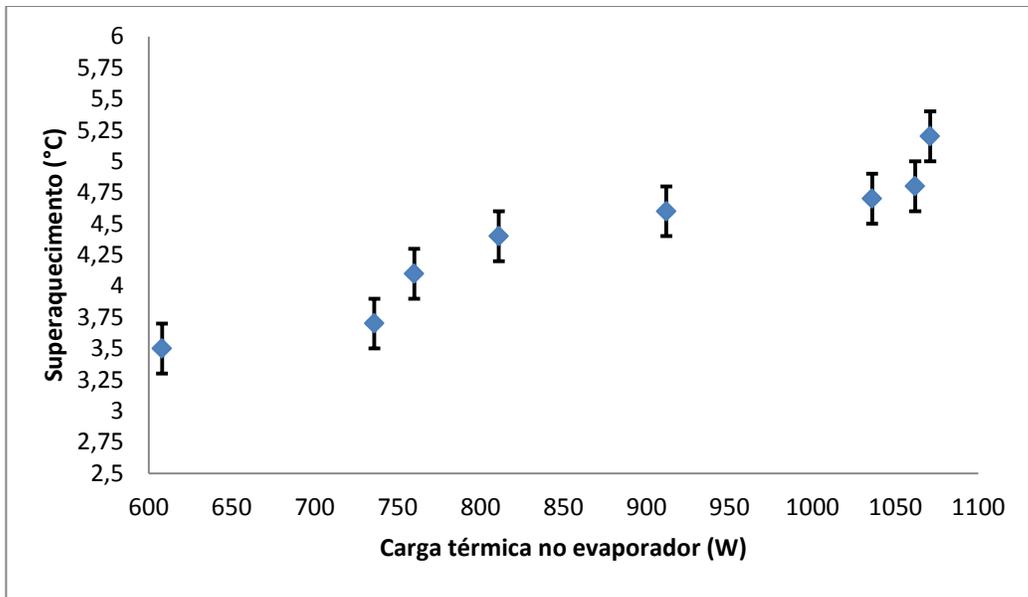


Figura 4.4 Superaquecimento em função da carga térmica no evaporador para o tubo capilar.

#### 4.1.3 Análise do efeito da carga térmica no evaporador sobre o COP para o tubo capilar

Com o aumento da carga térmica no evaporador é observado um aumento no COP (Fig. 4.5). Este fato ocorre devido a alguns parâmetros que influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, como o grau de superaquecimento, grau de subresfriamento a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação.

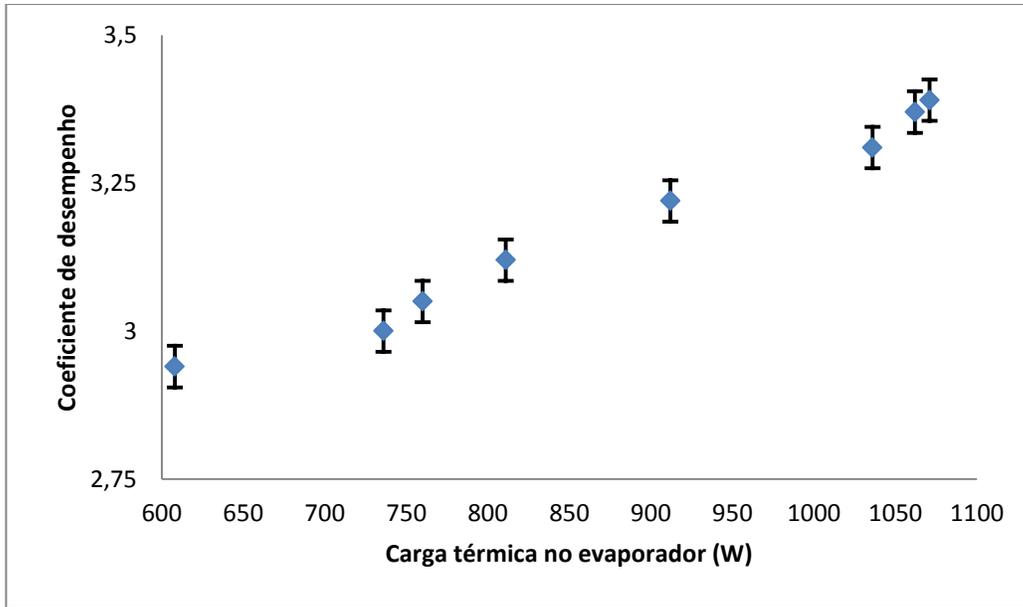


Figura 4.5 COP em função da carga térmica no evaporador para o tubo capilar.

O grau do superaquecimento e o grau do subresfriamento contribuíram para a elevação da carga térmica no evaporador. As Fig. 4.6 Fig. 4.7 mostram a carga térmica no evaporador sem e com a influência do grau do superaquecimento e do grau do subresfriamento, respectivamente.

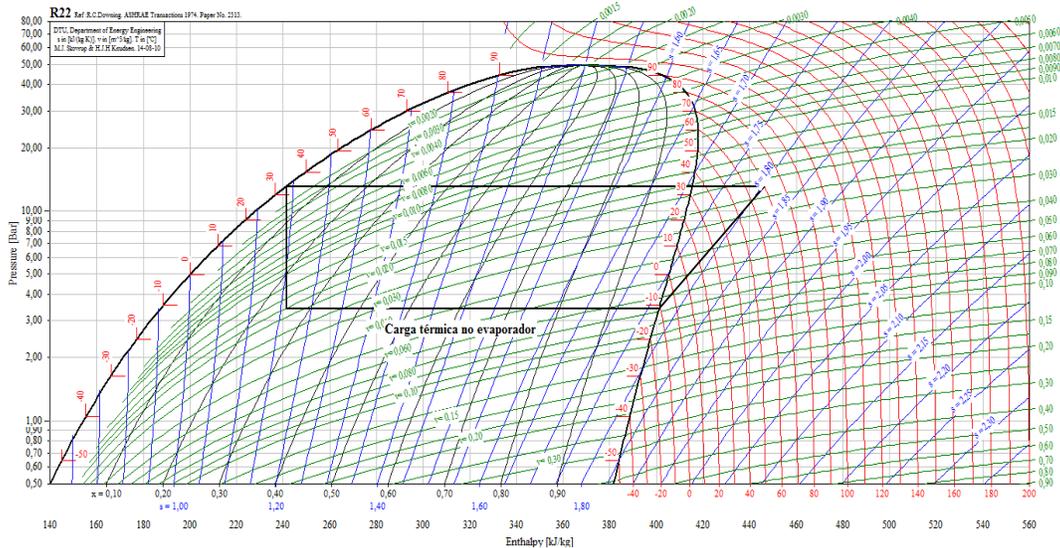


Figura 4.6 Carga térmica no evaporador sem a influência do grau de superaquecimento e do grau de subresfriamento.

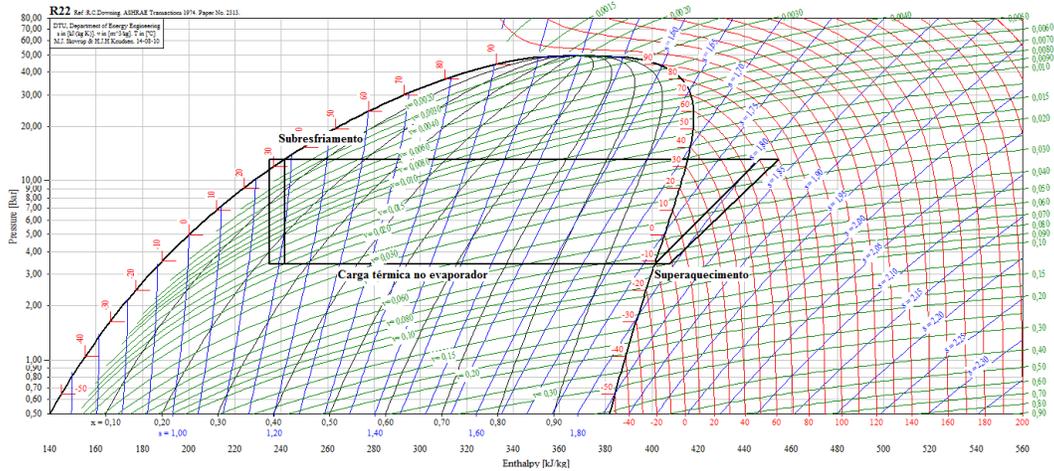


Figura 4.7 Carga térmica no evaporador com a influência do grau de superaquecimento e do grau de subresfriamento.

O aumento do grau do superaquecimento e do subresfriamento proporcionaram o aumento na carga térmica do evaporador com o consequente aumento do COP, conforme mostra a Fig. 4.8.

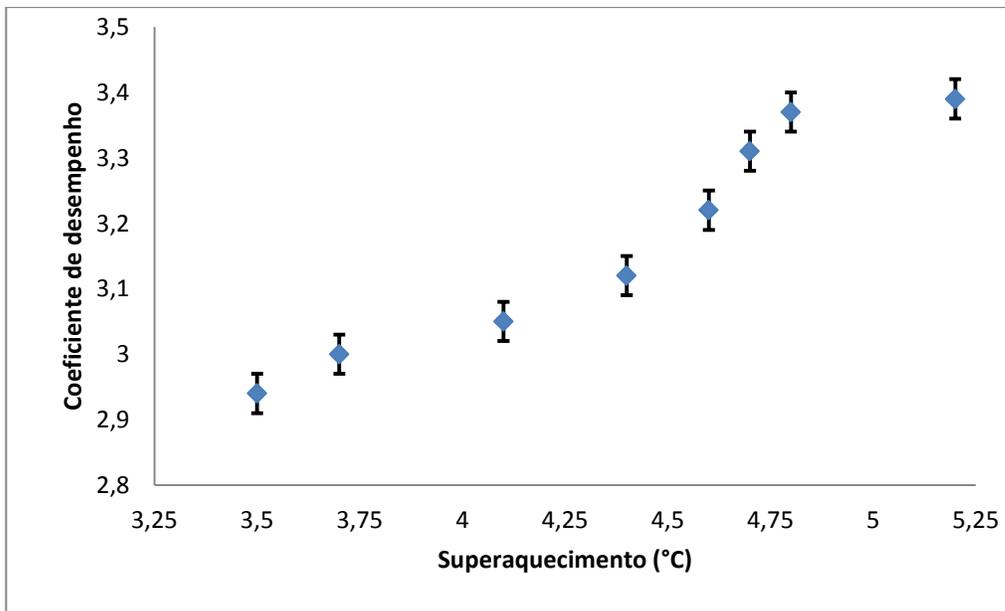


Figura 4.8 COP em função do grau de superaquecimento para o tubo capilar.

O aumento da temperatura de evaporação resultou no incremento do COP, tornando o sistema de refrigeração mais eficiente. A Fig. 4.9 mostra a evolução do COP em função da temperatura de evaporação.

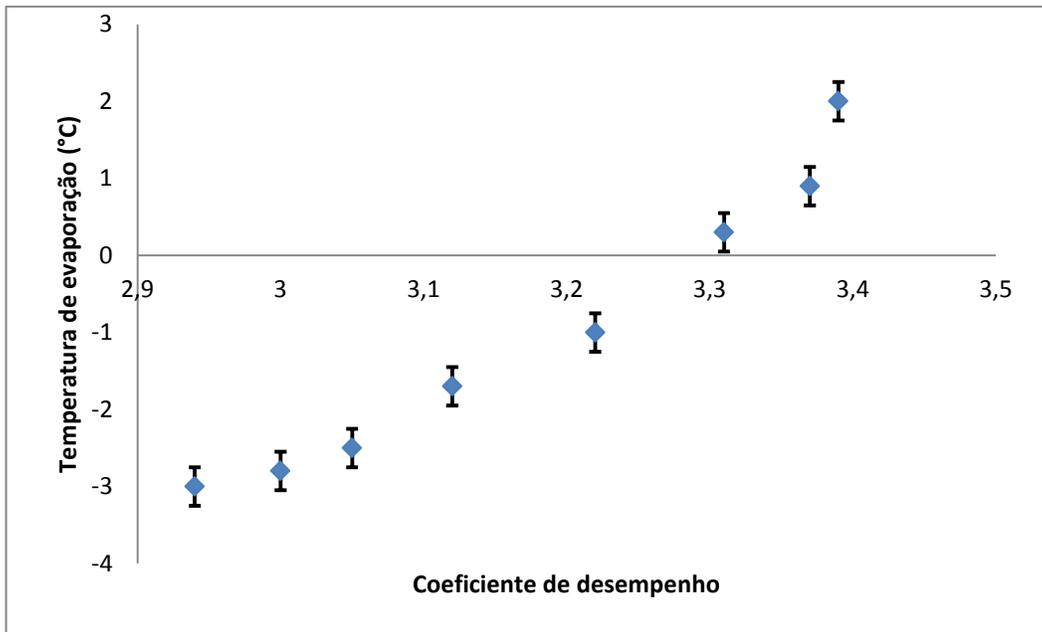


Figura 4.9 COP em função da temperatura de evaporação para o tubo capilar.

Conforme, descrito no item 4.1.2, a carga térmica no evaporador exerce influência na temperatura de evaporação que por sua vez promoveu a elevação do COP.

A temperatura de condensação, embora exerça menor influência no COP quando comparado com a temperatura de evaporação, também influencia no COP. Elevando-se o valor da temperatura de condensação e mantendo o valor da temperatura de evaporação constante deveria ser observado uma diminuição do COP (Silva, 2005). O fato que explica o aumento do COP do presente trabalho é que a temperatura de evaporação aumentou progressivamente aumentando a carga térmica no evaporador e a temperatura de condensação, embora tenha aumentado, manteve-se nas faixas recomendadas pelo fabricante. A Fig. 4.10 mostra a evolução do COP em função da temperatura de condensação.

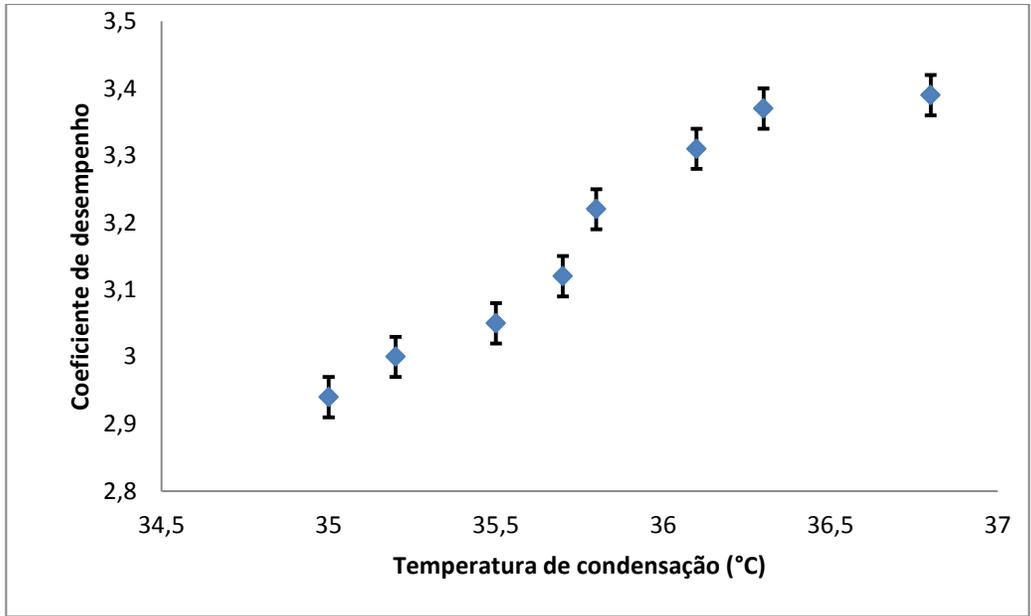


Figura 4.10 COP em função da temperatura de condensação para o tubo capilar.

Um diagrama P-xh é mostrado na Fig. 4.11, onde mostra a influência da temperatura de evaporação e temperatura de condensação no COP.

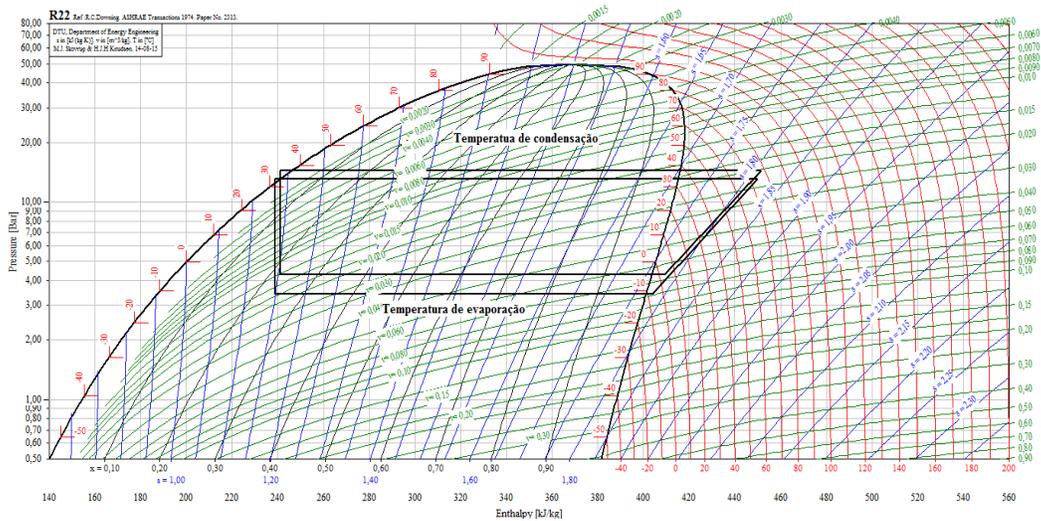


Figura 4.11 Influência da temperatura de evaporação e temperatura de condensação na carga térmica no evaporador.

#### 4.1.4 Análise da eficiência total do compressor para o tubo capilar

A potência consumida no compressor se eleva com o aumento na carga térmica no evaporador, como demonstra a Fig. 4.12.

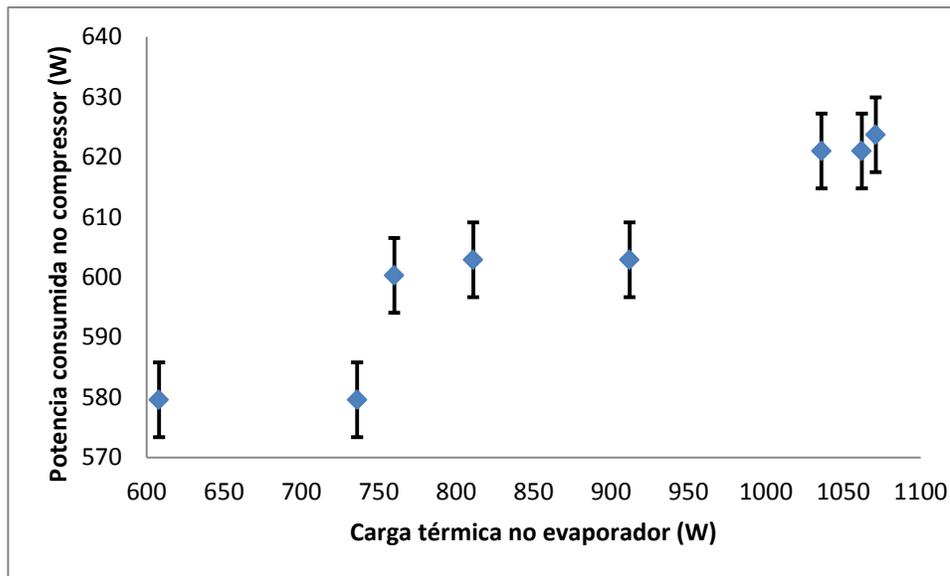


Figura 4.12 Potência consumida no compressor em função da carga térmica no evaporador com o tubo capilar.

A potência de compressão aumenta com a elevação da temperatura de aspiração do compressor (DOSSAT, 2004). Isto ocorre pela variação da energia por unidade de massa de fluido refrigerante necessária para atingir a pressão de condensação. A Fig. 4.13 mostra a evolução da eficiência total do compressor em função da carga térmica no evaporador. O crescimento da eficiência total do compressor é explicado pelo aumento progressivo na potência de compressão com o consequente aumento da potência consumida pelo compressor.

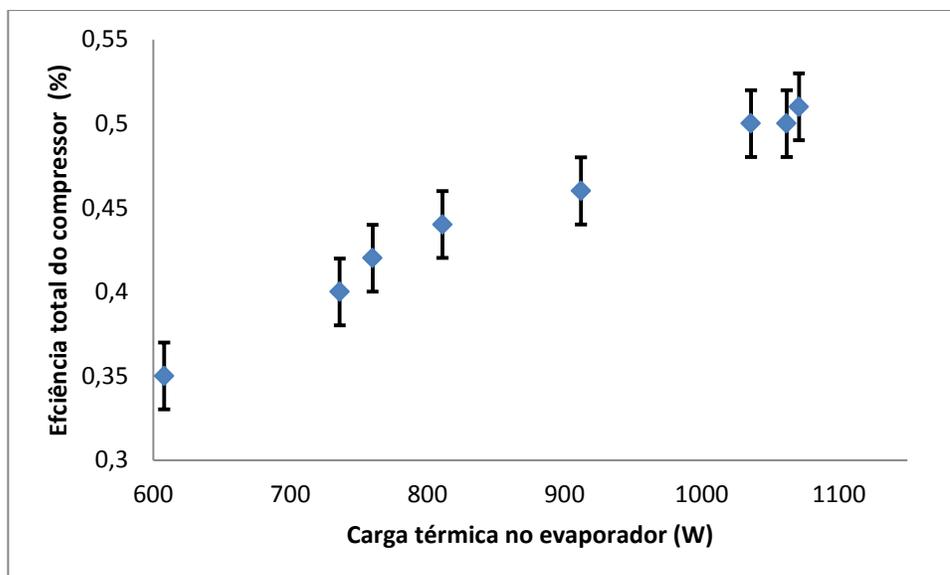


Figura 4.13 Eficiência total do compressor em função da carga térmica no evaporador com o tubo capilar.

#### 4.2 Testes experimentais com a válvula de expansão eletrônica

Análise semelhante ao tubo capilar foi desenvolvida para a válvula de expansão eletrônica. Fazendo-se uso do controlador descrito no item 3.3, e variando-se a abertura da VEE pelo potenciômetro presente no controlador, buscou-se alcançar o grau de superaquecimento de  $5^{\circ}\text{C}$  para diferentes cargas térmicas. Foi observado através de testes iniciais que para a bancada experimental deste trabalho, a abertura da válvula de expansão eletrônica variava entre 30% e 70%. Abaixo de 30% a vazão de gás refrigerante que passa pelo orifício da válvula é pequena, o que não ocasionava um bom efeito refrigerante no evaporador. Acima de 70% a quantidade de fluido refrigerante é demasiadamente grande, com pressões de sucção elevadas, o que comprometia o desempenho do compressor, não atingindo as temperaturas adequadas no sistema. Os resultados dos ensaios experimentais com a válvula de expansão eletrônicas são apresentados nas tabelas 4.5 e 4.6.

Variando-se a carga térmica no evaporador para a válvula de expansão eletrônica, foram encontrados diversos valores do grau de superaquecimento para diferentes aberturas da VEE. Em termos de análise para o presente trabalho, somente foi levado em consideração os resultados com grau de superaquecimento próximo de  $5^{\circ}\text{C}$ .

Pode-se atribuir este comportamento as vantagens vinculadas à VEE de adaptar-se a variadas situações de cargas térmicas mantendo o mesmo grau de superaquecimento. Variou-se os valores das cargas térmicas onde, através da placa microprocessada foi ajustada a abertura na VEE com o objetivo de obter o grau de superaquecimento fixo desejado (5°). Como já comentado anteriormente, as aberturas da VEE do presente trabalho foram controlados através de um controlador tipo potenciômetro.

Tabela 4.5 Parâmetros medidos para os ensaios experimentais com a VEE.

<b>Carga térmica (W)</b>	721	723	803	944	997	1141	1163	1284
<b>Temperatura de descarga (°C)</b>	48,7	54.3	60.3	65.2	69.0	76.1	73.6	82.4
<b>Temperatura na saída do condensador (°C)</b>	35,9	36.2	36.2	36.6	36.7	36.7	37.9	37.2
<b>Temperatura de sucção (°C)</b>	3,6	3.2	5.5	5.7	5.5	5.8	6.1	6.7
<b>Temperatura na saída do fancoil (°C)</b>	15,9	15.4	15.8	16.0	16.0	17.0	17.7	18.3
<b>Temperatura na entrada fancoil (°C)</b>	10,5	11	12.7	13.0	13.4	14.4	14.7	15.4
<b>Pressão de condensação (bar)</b>	12.9	13.1	13.3	13.3	13.5	13.6	13.7	14.0
<b>Pressão de evaporação (bar)</b>	3,7	3.8	3.9	4.0	4.0	4.1	4.1	4.2
<b>Tensão Elétrica (V)</b>	225	227	227	228	229	227	227	228
<b>Corrente Elétrica (A)</b>	2,92	2.95	2.95	2.97	2.99	3.02	3.07	3.13
<b>Vazão mássica do álcool etílico (g/s)</b>	44.30	44.30	44.30	44.30	44.30	44.30	44.30	44.30

Tabela 4.6 Parâmetros calculados para os ensaios experimentais com a VEE.

<b>Carga térmica (W)</b>	<b>721</b>	<b>723</b>	<b>803</b>	<b>944</b>	<b>997</b>	<b>1141</b>	<b>1163</b>	<b>1284</b>
<b>Temperatura de evaporação (°C)</b>	-1.5	-0.5	0.5	0.6	0.6	1.0	1.0	1.5
<b>Temperatura de condensação (°C)</b>	36.2	36.5	37.1	37.1	37.7	38.2	38.6	39.4
<b>Grau de Superaquecimento(°C)</b>	5.1	4.9	5.0	5.1	4.9	4.8	5.1	5.2
<b>Grau SubResfriamento (°C)</b>	1.3	1.1	1.7	1.5	1.8	2.5	1.9	2.9
<b>Potência Consumida (W)</b>	600.3	605.5	605.6	608.3	623.7	626.5	626.5	650.2
<b>Potência de compressão (W)</b>	228.8	221.1	240.4	275.2	288.1	315.2	316.7	347.9
<b>Eficiência total do compressor</b>	0.38	0.36	0.39	0.45	0.46	0.50	0.50	0.53
<b>Coefficiente de desempenho (COP)</b>	3.15	3.27	3.34	3.43	3.46	3.62	3.67	3.69

#### 4.2.1 Análise do efeito da temperatura de evaporação e condensação sobre a carga térmica no evaporador para a VEE

Semelhante à análise desenvolvida para o tubo capilar, foi observado que o aumento na carga térmica promoveu um aumento na temperatura de evaporação para a válvula de expansão eletrônica (Fig. 4.14). O incremento na temperatura de evaporação é devido à abertura do orifício na VEE que promove maior vazão mássica de fluido refrigerante. Para se ajustar à demanda de carga térmica mantendo o mesmo grau de superaquecimento foi necessário a abertura do orifício da VEE permitindo uma maior passagem de fluido refrigerante e como consequência acarretou o aumento do valor de temperatura de evaporação.

O aumento da temperatura de condensação também é devido ao incremento da vazão mássica de R-22, obtido pela abertura no orifício da VEE para ajuste do grau de superaquecimento, conforme apresenta a (Fig. 4.15).

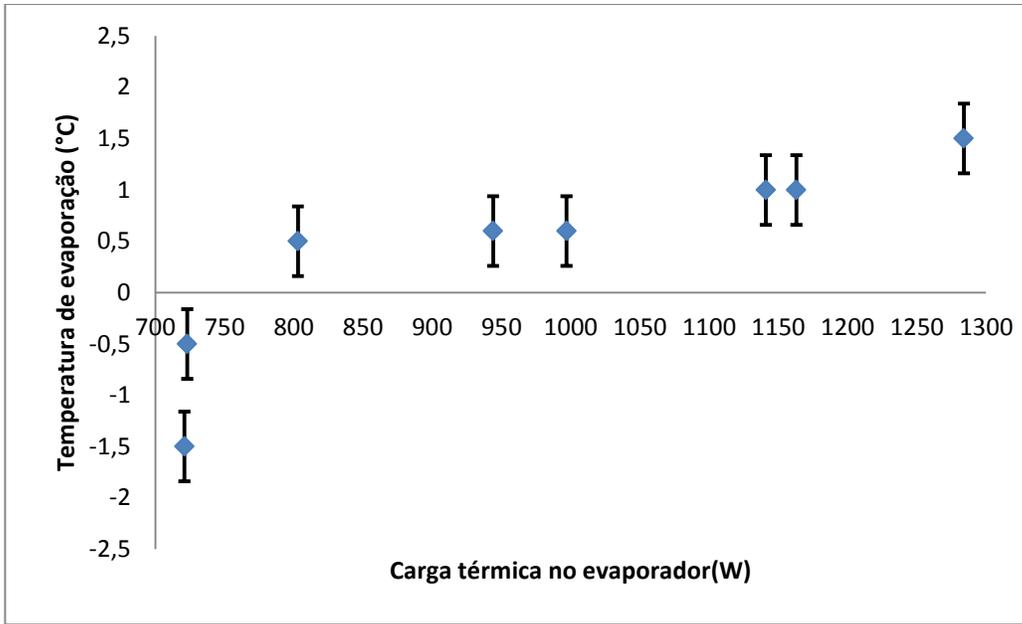


Figura 4.14 Temperatura de evaporação em função da carga térmica no evaporador para a VEE.

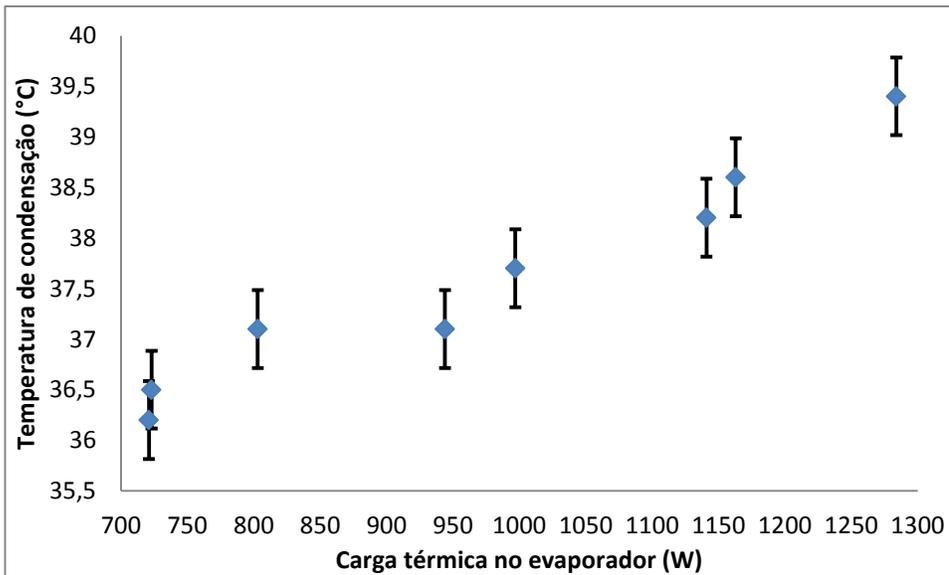


Figura 4.15 Temperatura de condensação em função da carga térmica no evaporador para a VEE.

#### 4.2.2 Análise do efeito da carga térmica no evaporador sobre o COP para a VEE

A temperatura de evaporação, a temperatura de condensação, a carga térmica no evaporador, e o grau de subresfriamento, apresentaram as mesmas tendências já descritas no item 4.1.4 sobre o COP do sistema para a VEE. As Fig. 4.16 a 4.18 mostram a influência destes parâmetros sobre o coeficiente de desempenho.

Pode-se observar o aumento do coeficiente de desempenho com o aumento da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação. Similarmente ao tubo capilar, estes parâmetros aumentam carga térmica no evaporador, que por sua vez acarretaram o aumento do COP para o sistema com a VEE.

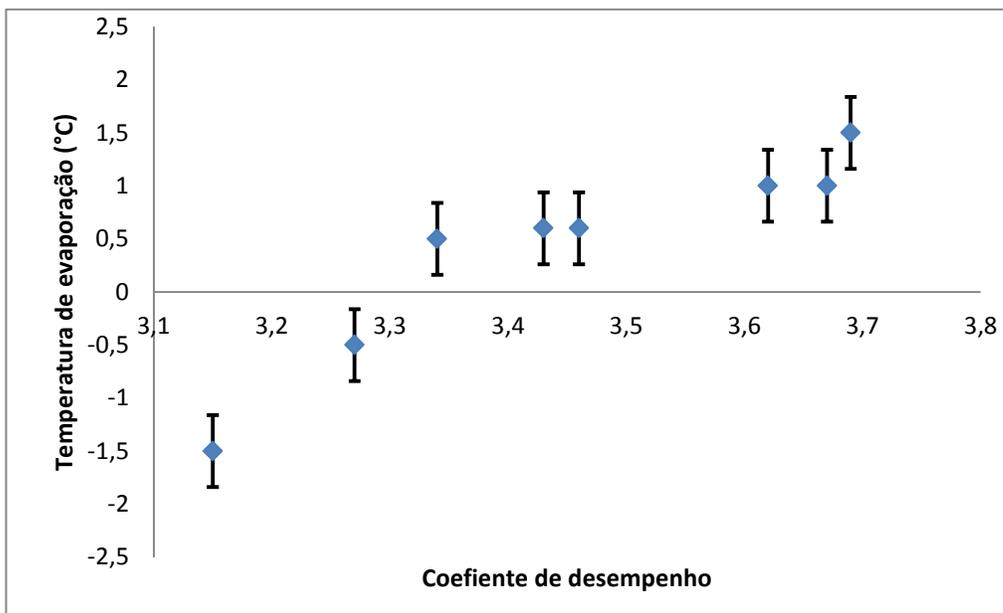


Figura 4.16 COP em função da temperatura de evaporação para a VEE.

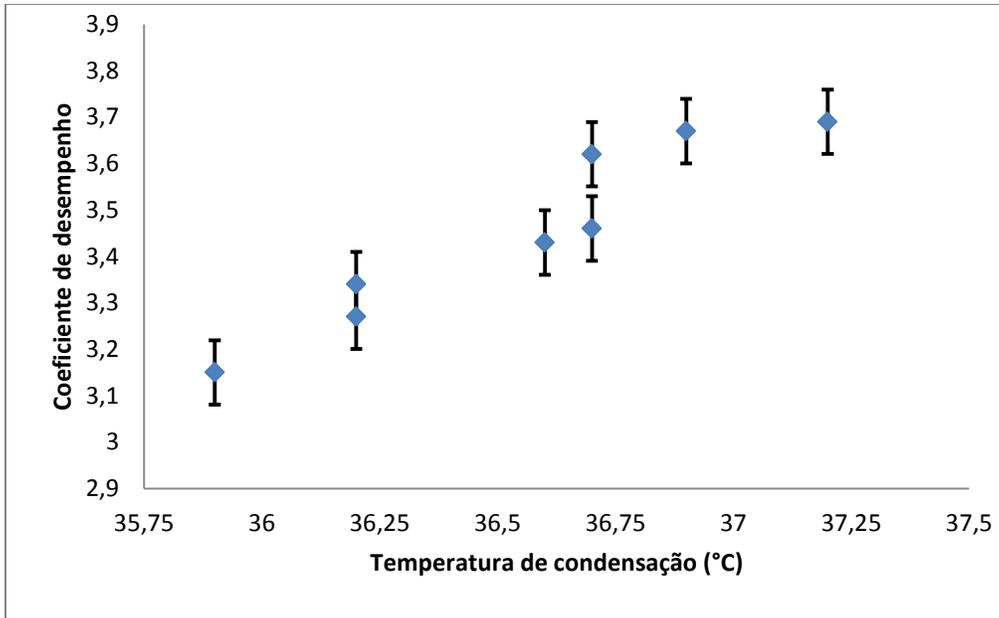


Figura 4.17 COP em função da temperatura de condensação para a VEE.

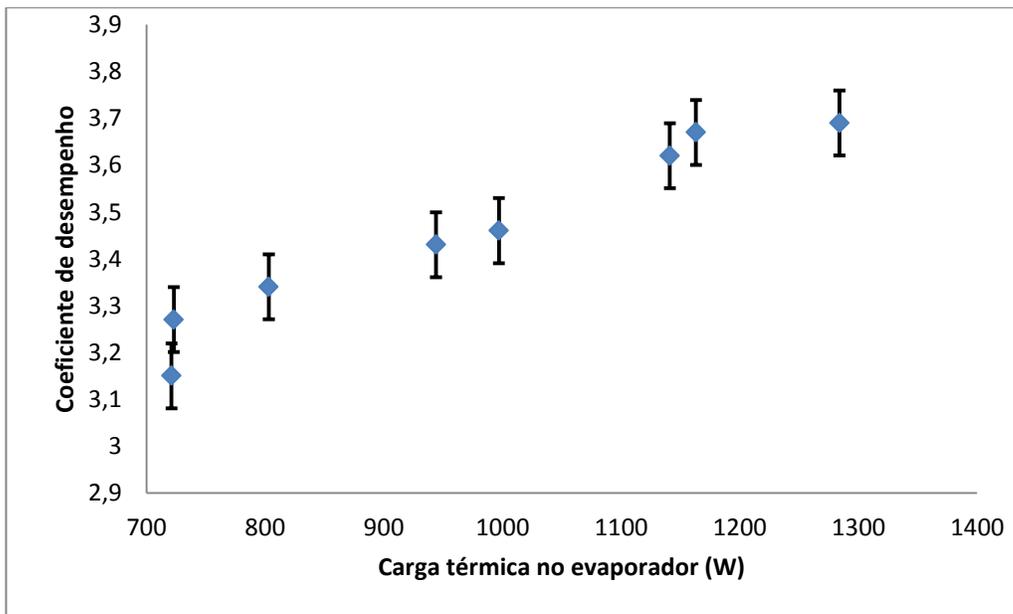


Figura 4.18 COP em função da carga térmica no evaporador para a VEE.

### 4.2.3 Análise da eficiência total do compressor para a VEE

O comportamento da potência consumida no compressor na VEE é descrito na Fig. 4.19, onde se pode observar o aumento na potencia consumida no compressor com o aumento na carga térmica no evaporador.

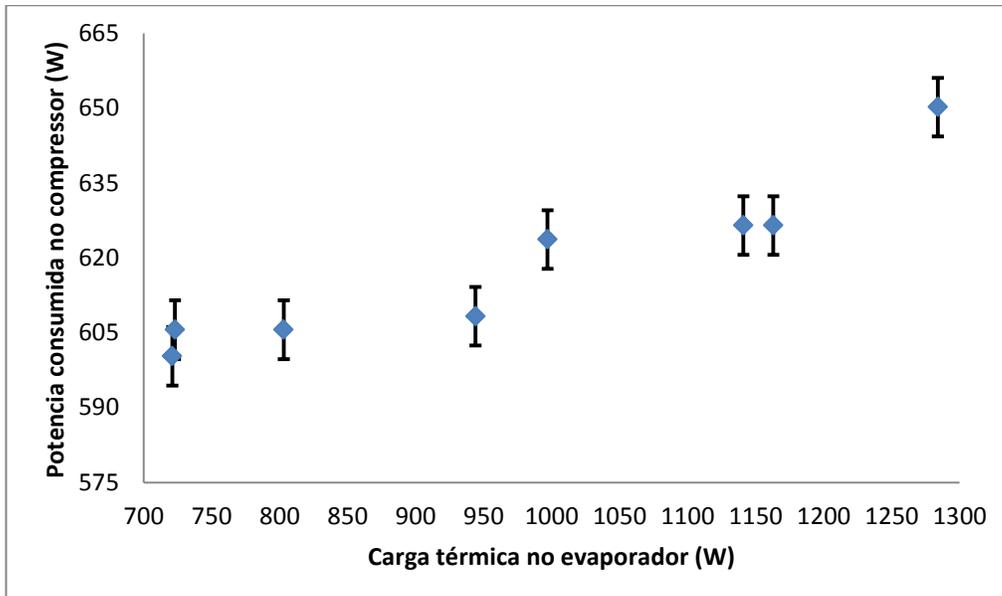


Figura 4.19 Potência de compressão em função da carga térmica no evaporador para a VEE.

O aumento da eficiência total do compressor com a carga térmica no evaporador é mostrado na Fig. 4.20.

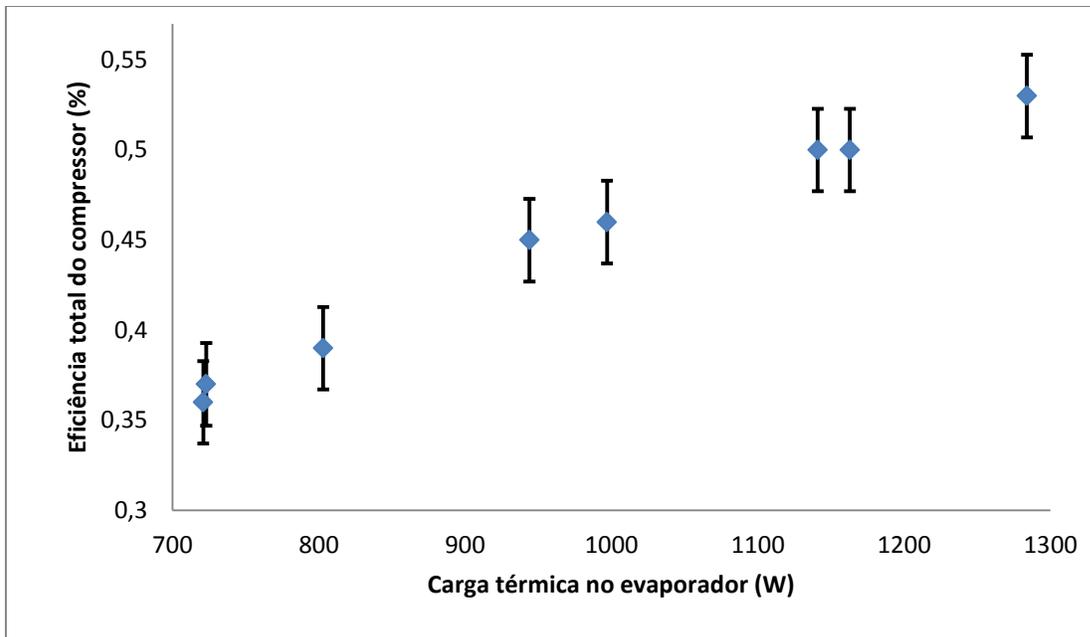


Figura 4.20 Eficiência total do compressor em função da carga térmica no evaporador para a VEE.

### 4.3 Análise comparativa entre o tubo capilar e a VEE

Procurou-se submeter à bancada experimental de ensaios às mesmas condições para o tubo capilar e para a VEE. As mesmas variações da velocidade do *fancoil* impostas ao sistema utilizando o tubo capilar foram reproduzidas para a VEE.

Utilizando a carga térmica como parâmetro de análise, fez-se estudo comparativo entre o tubo capilar e a VEE. Cabe ressaltar que embora os valores das cargas térmicas não coincidam ponto a ponto, as curvas obtidas mostraram as tendências de cada variável para os dois dispositivos.

#### 4.3.1 Análise comparativa da temperatura de evaporação e temperatura de condensação

O aumento da carga térmica acarretou o aumento das temperaturas de evaporação (Fig. 4.21) em ambas situações. As cargas térmicas obtidas no evaporador com a VEE foram à maior parte dos testes experimentais superiores às cargas térmicas obtidas com o tubo capilar, o que explica os maiores valores de temperaturas encontrados para a VEE.

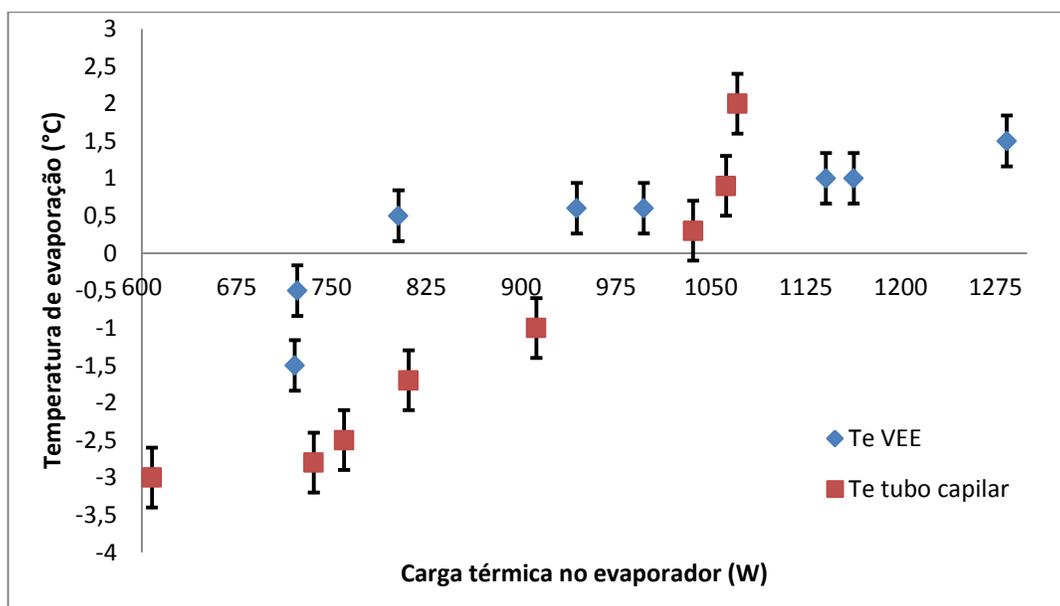


Figura 4.21 Temperatura de evaporação para o tubo capilar e para a VEE em função da carga térmica no evaporador.

Algumas diferenças evidentes entre o tubo capilar e a VEE foram as estabilidades das temperaturas na VEE. Valores mais elevados e próximos das condições nominais de funcionamento Tab. (4.1), foram encontrados para a VEE. Somente para as cargas térmicas de 721W e 723 W as temperaturas de evaporação foram negativas, para todas as outras variações de cargas térmicas os valores foram positivos. Para se ajustar ao grau de superaquecimento de 5°C, foi necessário promover a abertura na válvula de expansão eletrônica. O aumento da abertura na VEE reduz a restrição ao escoamento, o que aumenta a massa de fluido refrigerante que entra no evaporador, aumentando a temperatura de evaporação. Pode-se notar que as cargas térmicas de 721W e 723 W são pequenas e de valores aproximados entre si, fato este que explica os baixos valores das temperaturas de evaporação.

O mesmo não se deu com o tubo capilar, as temperaturas de evaporação que ficaram dentro das condições nominais de funcionamento foram somente para as cargas térmicas mais elevadas 1036 W a 1071 W, condições para o qual o tubo capilar foi dimensionado.

Observa-se pela Fig. 4.22 que as temperaturas de condensação atingidas para o tubo capilar foram sempre superiores as temperaturas de condensação atingidas para a VEE, não diferindo significativamente uma em relação à outra.

Considerando que o calor absorvido no evaporador foi rejeitado no condensador à mesma taxa, a elevação no regime de vaporização aumenta o regime de transmissão de calor necessário no condensador. O regime de transferência de calor que o calor fluiu através das paredes do condensador do vapor refrigerante para o agente de condensação (temperatura ambiente) foi em função da área da superfície de condensação, do coeficiente de condutância das paredes do condensador e da diferença entre o vapor refrigerante e o agente de condensação. A área da superfície do condensador e o coeficiente de condutividade térmica são constantes de modo que o coeficiente de transferência de calor pelas paredes do condensador ocorreram em função somente da diferença entre a temperatura do fluido refrigerante e a temperatura ambiente. Este fato explica o motivo pela qual as temperaturas de condensação na VEE foram inferiores às do tubo capilar.

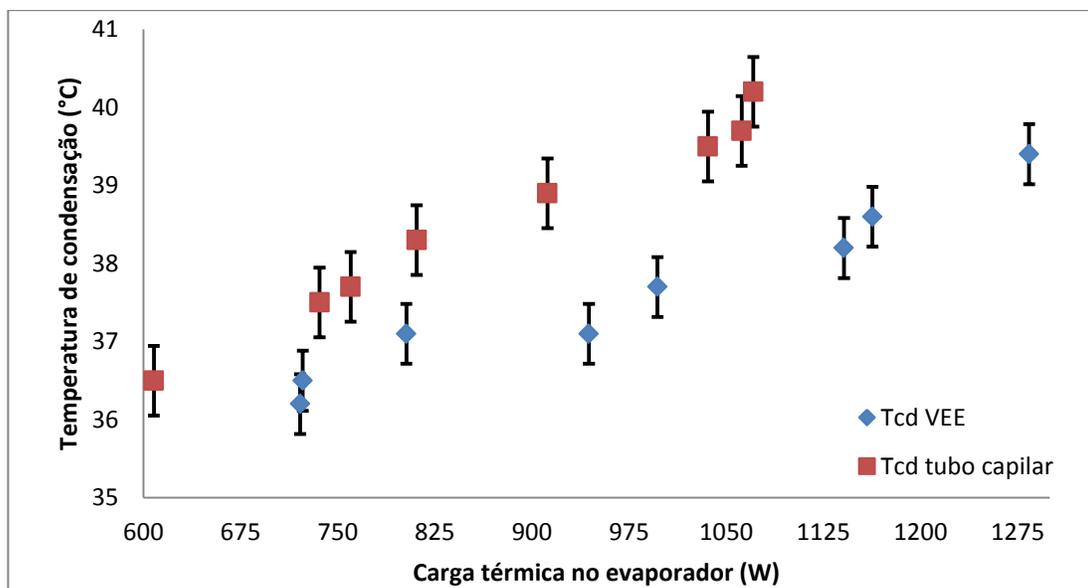


Figura 4.22 Temperatura de condensação para o tubo capilar e para a VEE em função da carga térmica no evaporador.

### 4.3.2 Análise comparativa do coeficiente de desempenho

Vários parâmetros exerceram influência no desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Pode-se observar pela Fig. 4.23 que na VEE o COP foi sempre superior ao COP obtido com o tubo capilar.

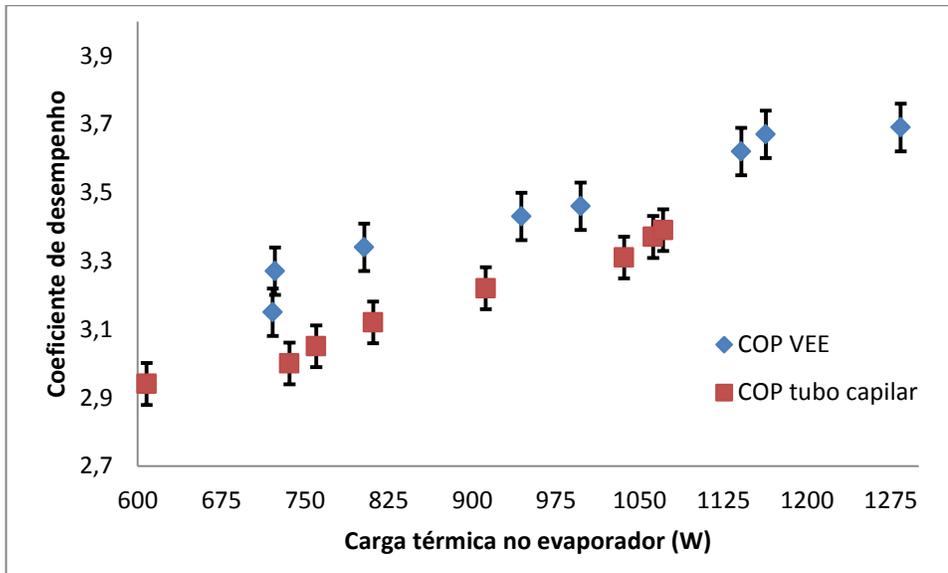


Figura 4.23 COP com o tubo capilar e com a VEE em função da carga térmica no evaporador.

As temperaturas de evaporação obtidas na VEE foram, na maioria dos testes, superiores as obtidas para o tubo capilar, conforme já descrito no item 4.3.1. As maiores temperaturas de evaporação desenvolveram maiores cargas térmicas no evaporador, com consequentes aumentos no COP.

O menor valor do COP foi observado com o tubo capilar ( $COP = 2.94$ ) com carga térmica no evaporador de 608 W. Para esta carga térmica a temperatura de evaporação foi também a menor, o grau de superaquecimento e o grau de subresfriamento foram também os menores. O mesmo se deu com a potência de compressão. Todos estes parâmetros em conjunto contribuíram para o COP reduzido.

O maior valor do COP foi observado com a VEE (COP = 3.69) com carga térmica no evaporador de 1284 W. Embora a potência de compressão tenha sido a mais elevada, não houve redução significativa do COP devido ao elevado valor da carga térmica obtida no evaporador. Esta carga térmica é devido à alta temperatura de evaporação obtida na VEE, juntamente com o grau de superaquecimento ( $5.2^{\circ}\text{C}$ ) e o grau de subresfriamento ( $2.9^{\circ}\text{C}$ ).

As tendências de crescimento das curvas do COP no tubo capilar e na VEE em função de carga térmica no evaporador foram semelhantes, porém observou-se maior estabilidade na VEE, muito provavelmente devido às temperaturas de evaporação na VEE que tiveram intervalos mais regulares e constantes que as temperaturas de evaporação no tubo capilar. Os intervalos de crescimento do COP na VEE foram mais regulares que os intervalos obtidos no tubo capilar.

A temperatura de condensação no tubo capilar e na VEE, não exerceram grandes variações no COP. Uma vez que as temperaturas de condensação dependem fortemente da temperatura ambiente, esta não sofreu variações significativas, mantendo as temperaturas de condensação praticamente iguais. Fato este que não ocasionou variações expressivas na carga térmica no evaporador e nem na potência de compressão.

O grau de superaquecimento na VEE apresentou comportamento distinto do grau de superaquecimento no tubo capilar. No tubo capilar, o grau de superaquecimento foi tratado como um resultado, já que não era possível controlá-lo. Na válvula de expansão eletrônica foi possível controlar o grau de superaquecimento para o valor aproximado de ( $5^{\circ}\text{C}$ ), não sendo este um resultado e sim um parâmetro de teste fixado.

No tubo capilar o valor do grau do superaquecimento aumentou progressivamente em decorrência dos aumentos observados nas temperaturas de sucção do compressor e os aumentos das pressões de evaporação para cada variação de carga térmica. Alterando-se o grau de superaquecimento, foi observado o aumento da carga térmica no evaporador, onde para a bancada experimental de ensaios notou-se que com o aumento do grau de superaquecimento acarretou aumento na carga térmica no evaporador, com conseqüente elevação do COP.

Foi observado que o aumento da carga térmica no evaporador proporcionou aumento no grau de subresfriamento. Com a elevação da carga térmica no evaporador a taxa de refrigerante líquido vaporizado no evaporador e condensado no condensador foi maior que taxa de que o tubo capilar passou líquido para o evaporador, isso ocasionou o aumento das pressões de condensação e conseqüentemente maiores graus de subresfriamento. Notou-se também que na VEE os graus de subresfriamento foram mais baixos que os obtidos no tubo capilar. As cargas térmicas atingidas na VEE foram maiores que as cargas atingidas com o tubo capilar. Porém nota-se que as pressões de condensação no tubo capilar foram maiores que as pressões de condensação na VEE, o que justifica o maior grau de subresfriamento no tubo capilar.

### 4.3.3 Análise da eficiência total de compressão

A potência consumida no compressor se elevou com o aumento da carga térmica no evaporador, conforme mostra a Fig. 4.24.

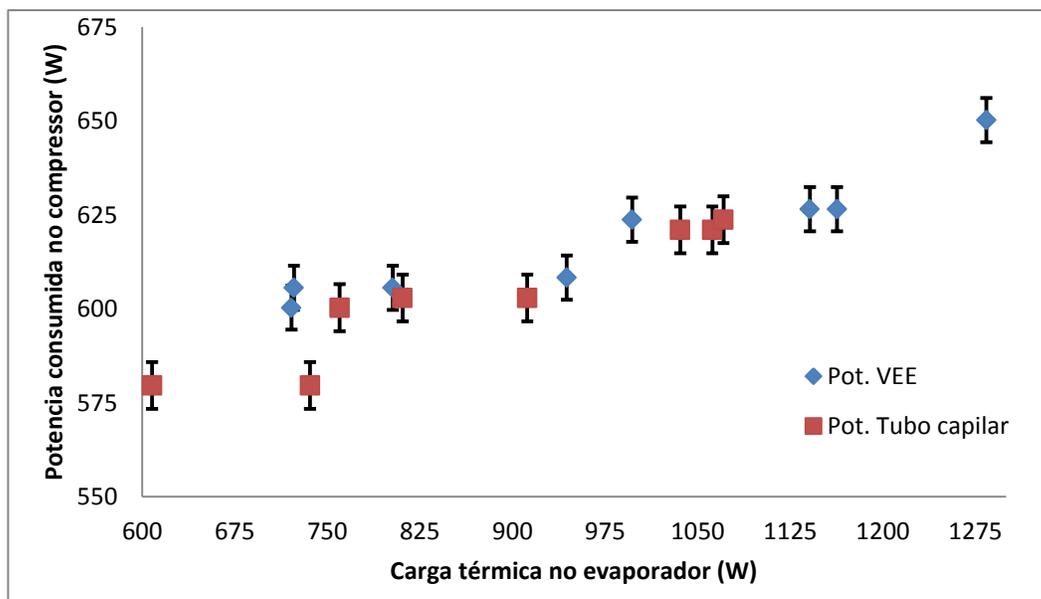


Figura 4.24 Potencia consumida no compressor no tubo capilar e na VEE em função da carga térmica no evaporador.

A potência de compressão se elevou com a elevação da temperatura de aspiração do compressor no tubo capilar. O mesmo não ocorreu na VEE, onde para cada modalidade de teste

houve variações na vazão mássica. Nota-se para a carga térmica no evaporador de 721 W a potencia de compressão foi superior à carga térmica de 723 W. A contribuição do aumento do calor de compressão foi inferior à contribuição da vazão mássica para a potência de compressão, apesar da elevação da temperatura de aspiração do compressor e a consequente elevação do volume específico do fluido refrigerante.

A eficiência total do compressor no tubo capilar e na VEE é mostrada na Fig. 4.25, onde se pode verificar o aumento da eficiência em função carga térmica do evaporador. A eficiência global de compressão ocorreu em função da potência de compressão e da potência consumida no compressor, conforme discorrido no item 3.8.2. As potências de compressão atingidas na VEE foram maiores que as potências de compressão atingidas no tubo capilar. O mesmo aconteceu com a potência consumida no compressor para os ensaios experimentais, fato esse que contribuiu para o aumento da eficiência total do compressor.

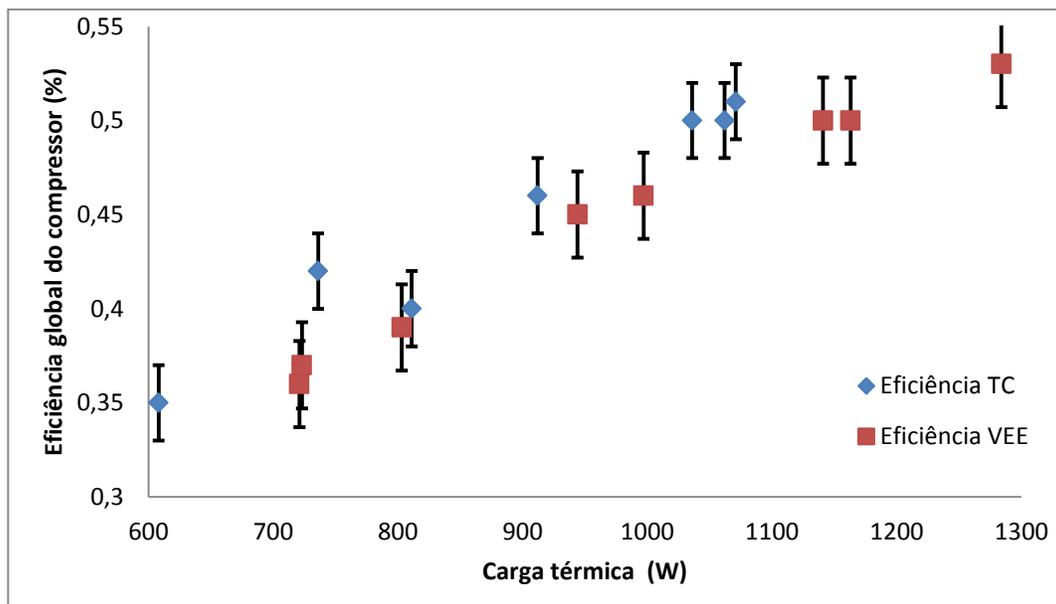


Figura 4.25 Eficiência total do compressor em função da carga térmica no evaporador no tubo capilar e na VEE.

## 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA OS PRÓXIMOS TRABALHOS

Neste trabalho foi investigado um sistema de refrigeração por compressão de vapor dotado de válvula de expansão eletrônica como dispositivo de expansão. Para tanto, utilizou-se como referência o mesmo sistema com tubo capilar como dispositivo de expansão. Os parâmetros de análise foram a temperatura de evaporação, pressão de evaporação, temperatura de condensação, pressão de condensação, a carga térmica no evaporador, a potência do compressor, a eficiência total do compressor, o grau de superaquecimento, o grau de subresfriamento e o COP.

Para sistemas que utilizam elementos de expansão com dimensões fixas (tubo capilar), somente é possível atingir as condições ótimas, manipulando-se a carga de fluido refrigerante e a variação da velocidade do compressor. No presente trabalho a velocidade do compressor foi fixa, logo as condições ótimas foram encontradas adicionando fluido refrigerante ao sistema. O sistema com o tubo capilar mostrou a melhor performance (COP = 3,39) com a carga térmica no evaporador de 1071 W, grau de subresfriamento de 3.9 °C e o grau de superaquecimento de 5.2°C.

Na VEE foi observado valores mais estáveis e mais elevados para as temperaturas de evaporação, o que contribuiu para o alcance de maiores valores da carga térmica no evaporador e maiores valores do coeficiente de desempenho. Para as temperaturas de condensação, não foi observado diferenças significativas entre a VEE e o tubo capilar.

O COP na VEE foi sempre superior ao COP encontrado no tubo capilar. Este resultado é devido em grande medida as cargas térmicas alcançadas na VEE, que foram maiores às cargas térmicas obtidas no tubo capilar. Diversos fatores podem ser atribuídos aos elevados valores das cargas térmicas, dentre as quais, a que tem maior peso, pode-se destacar as temperaturas de evaporação.

Outro fator que contribuiu para as elevadas cargas térmicas na VEE, e como consequência altos valores do COP, foi o grau de superaquecimento. Pode-se observar para o tubo capilar que

os graus de superaquecimento atingidos nos ensaios experimentais foram reduzidos, fazendo-se a exceção para os valores de cargas térmicas elevadas. Isto mostra a limitação do tubo capilar. O tubo capilar foi dimensionado para uma única faixa de operação (carga máxima). Fora dessa faixa de operação demonstrou sua ineficiência para se ajustar às situações propostas. Os valores do grau de superaquecimento foram aumentando gradativamente até atingir o grau de superaquecimento desejado ( $5^{\circ}\text{C}$ ).

Pode-se observar pelos resultados mostrados anteriormente que a VEE ajusta-se às demandas térmicas, mantendo o grau de superaquecimento desejado. No proposto trabalho assumiu-se o grau de superaquecimento desejado de ( $5^{\circ}\text{C}$ ), onde este grau de superaquecimento foi obtido para todas as variações de carga térmica na VEE..

Para a VEE o coeficiente de desempenho máximo ( $\text{COP} = 3,69$ ), também foi encontrado para a maior carga térmica no evaporador (1284 W). O grau de subresfriamento para esta carga térmica foi de  $2,9^{\circ}\text{C}$  e o grau de superaquecimento de  $5,2^{\circ}\text{C}$ . A potência de compressão obtida para esta variação de carga térmica foi máxima (347 W). Apesar da elevada potência de compressão o COP foi máximo devido à elevada carga térmica obtida no evaporador.

A potência consumida no compressor para o tubo capilar e para a VEE não ofereceram diferenças significativas, embora a potência consumida no compressor para a VEE, foi ligeiramente superior à potência consumida no compressor para o tubo capilar. Como já comentado, uma das principais vantagens da VEE é a economia de energia, fato que não ocorreu neste trabalho. Este resultado mostrou que a válvula de expansão eletrônica, em termos de consumo energético, é mais eficiente com compressores de rotação variável, onde a velocidade do compressor ajusta-se às aberturas adquiridas na VEE. Esta única desvantagem não elimina as outras vantagens adquiridas com a VEE.

Algumas sugestões para trabalhos futuros são:

Efetuar um estudo comparativo da válvula de expansão eletrônica com válvula de expansão termostática e compressor de rotação variável.

Efetuar um estudo comparativo da válvula de expansão eletrônica com o tubo capilar e compressor de rotação variável.

Analisar a influência da vazão mássica e temperatura do fluido secundário utilizado no trocador de calor.

Estudar a influência da vazão de fluido secundário no sistema com o tubo capilar e com a válvula de expansão eletrônica.

Estudar o comportamento do sistema para diferentes valores de grau de superaquecimento na válvula de expansão eletrônica.

## Referências

- Antunes ,A. H. P, **Análise experimental da eficiência energética de um sistema de refrigeração automatizado utilizando R-22 e propileno como fluido refrigerante.** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia- MG, 2011.
- Apra C., Mastrullo R., **An experimental evaluation of the vapour compression plant performances inpresence of R407C leaks using an eletronic expansion valve.** Applied Thermal Engineering, 22(2): 161-17, 2002
- Ávila A. F S, **Monitoramento e controle de câmaras de refrigeração via velocidade variável do compressor.** Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, MG, 2011.
- BEN, **National Energy Balance.** Brazil : Mynistry of mines and energy, 2009.
- BITZER, **Boletim de engenharia, Definição do superaquecimento e subresfriamento.** 20 edição, 03/05.
- Carvajal, F. F. A, **Implementação de uma bancada de ensaios para análise de estratégias de controle de sistemas de refrigeração de ar condicionado.** Tese de doutorado, Universidade Estadual de Campinas-SP,2004.
- Dossat, R, **Princípios de refrigeração.** HEMUS.
- ELGIN, **Boletim técnico, Calculando superaquecimento e subresfriamento,** Trimestral, edição, 08/08.
- Empresa de Pesquisa Energética, **Balanco energético nacional.** Relatório síntese, ano base 2013, Rio de Janeiro, 2014.
- Fiorelli F. A. S, **Análise do escoamento de fluidos refrigerantes alternativos ao HCFC 22 em tubos capilares adiabáticos.** Tese de doutorado, Universidade de São Paulo, SP, 2000.
- Garcia, **Avaliação teórico experimental de um controle adaptativo para um sistema de refrigeração.** Tese de doutorado, Universidade Federal de Uberlândia MG, 2010.
- Hariharan N, **Parameter estimation of dynamic Air- conditioning component models using limited sensor data.** Master Dissertation, Graduate Studies of Texas University, EUA, 2010.
- Kamal A. R. Ismail, **Técnicas de medidas e instrumentação,** Terceira edição, Campinas-SP, 2009.
- Koury R. N. N, **Modelagem numérica de uma máquina frigorífica de compressão de vapor.** Tese de doutorado, Universidade Estadual de Campinas, SP, 1998.

Medeiros, P. S. G, **Análise do coeficiente de performance de um chiller doméstico operando com R-401<sup>a</sup> em regime transiente.** Artigo. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, UFRN, Natal-RN, 2009.

Maia, T. A. A, **Estudo experimental do comportamento transiente do conjunto Evaporador Válvula de Expansão.** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, MG, 2000.

Paixão, L. C. **Estudo numérico e experimental da solidificação em torno de um cilindro com e sem o uso de promotor de turbulência.** Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, SP, 2009.

Paz A. J. G, **Análise de desempenho do tubo capilar num sistema de refrigeração de pequeno porte com variação da velocidade do compressor.** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, MG, 2010.

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

Silva S. A, **Desenvolvimento de uma válvula de expansão comandada por um microcomputador.** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia MG, 2009

Schmidt F, **Optimol control of electronic expansion valves in modern low desing.** **International Congress of refrigeration IIR/IIF**, Sidney Austrália, 1999.

Tebchirani. T, L, **Análise termodinâmica experimental de um sistema de ar condicionado Split utilizando um trocador de calor linha de sucção/linha de líquido.** Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná, PR, 2011

Matos P. V. Z, **Simulação de sistemas de simples estágios de refrigeração por compressão de vapor.** Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Pará, PA, 2006.

Marcinichen J. B, **Avaliação experimental da redução do fluxo de massa em tubos capilares pela deposição de óleo Éster.** Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, 2001.

Melo C, **Análise comparativa entre um tubo capilar e uma válvula de expansão eletrônica num sistema doméstico de refrigeração.** Proceedingsofthe 10th BrazilianCongress of Thermal Sciences and Engineering--ENCIT 2004,, 2004.

Koury R. N. N, **Modelagem numérica de uma máquina frigorífica de compressão de vapor.** Tese de doutorado, Universidade Estadual de Campinas, SP, 1998.

Lauand C. A, **Manual prático de geladeiras, Refrigeração Industrial e Residencial,** São Paulo,SP, 2004.

Mesquita N, **Documentos do projecto, redução do consumo energético de um equipamento de frio,** FEUP, Universidade do Porto, Faculdade de Engenharia, Lisboa, Portugal, 2009.

Paixão, L. C, **Estudo numérico e experimental da solidificação em torno de um cilindro com e sem o uso do promotor de turbulência.** Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas, SP, 2009.

Peixoto R. A, **Análise Teórico-Experimental do escoamento do fluido refrigerante HFC-134<sup>a</sup> em trocadores de calor Tubo Capilar-Linha sucção utilizados em sistemas de refrigeração .** Tese de doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, SP, 1994.

Pedro H, **Análise de ensaios de desempenho de compressores herméticos durante o transitório.** Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, SC, 2006.

Tassou S. A., Qureshi T. Q., **Performance of a variable-speed inverter motor drive for refrigeration applications.** Computing & Control Engineering Journal, 5(4): 193-199,1994.

SILVA, M. N. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial.** Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial.** 2<sup>a</sup> edição. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Wylen, G. V.; Sonntag, R., & Borgnakke, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica.** Edgar Blucher LTDA, 2001.

## ANEXO A - Tabela do fluido refrigerante R-22

**Tabela pressão x temperatura - R22**

°C	°F	kPa	psig	°C	°F	kPa	psig
-40	-40,0	105	0,533	13	55,4	745	93,357
-39	-38,2	110	1,258	14	57,2	767	96,548
-38	-36,4	115	1,983	15	59,0	789	99,739
-37	-34,6	121	2,854	16	60,8	812	103,075
-36	-32,8	126	3,579	17	62,6	836	106,556
-35	-31,0	132	4,449	18	64,4	860	110,037
-34	-29,2	138	5,319	19	66,2	885	113,662
-33	-27,4	144	6,189	20	68,0	910	117,288
-32	-25,6	151	7,205	21	69,8	936	121,059
-31	-23,8	157	8,075	22	71,6	962	124,830
-30	-22,0	164	9,090	23	73,4	989	128,746
-29	-20,2	171	10,106	24	75,2	1016	132,662
-28	-18,4	178	11,121	25	77,0	1044	136,723
-27	-16,6	186	12,281	26	78,8	1072	140,785
-26	-14,8	193	13,296	27	80,6	1101	144,991
-25	-13,0	201	14,457	28	82,4	1131	149,342
-24	-11,2	210	15,762	29	84,2	1161	153,693
-23	-9,4	218	16,922	30	86,0	1192	158,189
-22	-7,6	227	18,228	31	87,8	1223	162,685
-21	-5,8	236	19,533	32	89,6	1255	167,326
-20	-4,0	245	20,838	33	91,4	1288	172,113
-19	-2,2	255	22,289	34	93,2	1321	176,899
-18	-0,4	265	23,739	35	95,0	1355	181,830
-17	1,4	275	25,189	36	96,8	1389	186,761
-16	3,2	285	26,640	37	98,6	1424	191,838
-15	5,0	296	28,235	38	100,4	1460	197,059
-14	6,8	307	29,831	39	102,2	1497	202,426
-13	8,6	319	31,571	40	104,0	1534	207,792
-12	10,4	330	33,167	41	105,8	1571	213,158
-11	12,2	342	34,907	42	107,6	1610	218,815
-10	14,0	355	36,792	43	109,4	1649	224,471
-9	15,8	367	38,533	44	111,2	1689	230,273
-8	17,6	381	40,563	45	113,0	1729	236,074
-7	19,4	394	42,449	46	114,8	1770	242,021
-6	21,2	408	44,479	47	116,6	1812	248,112
-5	23,0	422	46,510	48	118,4	1855	254,349
-4	24,8	436	48,541	49	120,2	1899	260,731
-3	26,6	451	50,716	50	122,0	1943	267,112
-2	28,4	466	52,892	51	123,8	1988	273,639
-1	30,2	482	55,212	52	125,6	2033	280,166
0	32,0	498	57,533	53	127,4	2080	286,983
1	33,8	514	59,853	54	129,2	2127	293,799
2	35,6	531	62,319	55	131,0	2175	300,761
3	37,4	548	64,785	56	132,8	2224	307,868
4	39,2	566	67,395	57	134,6	2274	315,120
5	41,0	584	70,006	58	136,4	2324	322,372
6	42,8	603	72,762	59	138,2	2375	329,769
7	44,6	622	75,518	60	140,0	2428	337,456
8	46,4	641	78,273	61	141,8	2481	345,143
9	48,2	661	81,174	62	143,6	2534	352,830
10	50,0	681	84,075	63	145,4	2589	360,807
11	51,8	702	87,121	64	147,2	2645	368,929
12	53,6	723	90,166	65	149,0	2701	377,051

Temperatura em °C  
abaixo de zero

Temperatura em °F  
abaixo de zero

# ANEXO B – Calibração dos sensores de pressão



## CENTRO DE TECNOLOGIA DDPP – LABORATÓRIO DE METROLOGIA

### CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 348-06CT2002

**Cliente:** PROF. LUIZ FELIPE DE MOURA  
FEM/DEF - UNICAMP

**Ordem de serviço:** PRU – Nº 0810-06CT2002  
**Data da medição:** 10/12/2002 -Laboratório de Metrologia/DDPP/CT/UNICAMP

**Objeto:** Transdutor de Pressão  
**Fabricante:** WIKA  
**Nº de série:** 3242800  
**Identificação:** 2  
**Modelo/tipo:** 8430336/ECO-1  
**Faixa:** 0 à 25bar  
**Resolução:** 0,01V

**Equipamentos/padrões :** Balança peso morto, BUDENBERG, modelo Gás, tipo 450 ,certificado INMETRO DIMCI 0015/2002.

**Descrição:** A medição foi feita com o instrumento em sua posição vertical, com a temperatura de 22 °C. A medição foi realizada em comparação com o padrão do laboratório, em carga ascendente e descendente rastreado ao INMETRO com incerteza de 0,01%.

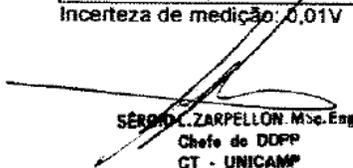
#### Resultados:

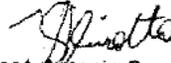
A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padrão combinada multiplicada por um fator de abrangência k=2, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

TABELA I - RESULTADOS

Pressão de Referência (bar)	Indicação no Transdutor (V)
0,00	1,01
2,49	1,41
4,99	1,81
7,48	2,21
9,98	2,61
12,47	3,01
14,97	3,41
17,47	3,81
19,96	4,20
22,46	4,60
24,95	4,99

Incerteza de medição: 0,01V

  
SÉRGIO C. ZARPELLON, M.Sc. Eng.  
Chefe do DDPP  
CT - UNICAMP  
Matrícula: 05401-1

  
Eng.º José Antonio Serra Ghirotto  
Laboratório de Pressão - DDPP/CT  
Matrícula/Unicamp: 107482

Data da calibração: 10.12.02

Página  
01 de 01

O presente certificado é válido para o estado do instrumento na data da medição, nas condições especificadas, não sendo extensivo a qualquer outro similar. Sua reprodução só poderá ser completa, sem nenhuma alteração.

CENTRO DE TECNOLOGIA - Campinas - SP - Brasil CEP: 13084-971 - Cx.P.: 6131 Fax: (019)3788.5030 Fone: : (019) 3789 5000 /5019.5005 /4871 e-mail: metrologia@ct.unicamp.br



# CENTRO DE TECNOLOGIA

DDPP – LABORATÓRIO DE METROLOGIA

## CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 349-06CT2002

**Cliente:** PROF. LUIZ FELIPE DE MOURA  
FEM/DETF - UNICAMP

**Ordem de serviço:** PRU – Nº 0810-06CT2002  
**Data da medição:** 10/12/2002 -Laboratório de Metrologia/DDPP/CT/UNICAMP

**Objeto:** Transdutor de Pressão  
**Fabricante:** WIKA  
**Nº de série:** 3529933  
**Identificação:** 3  
**Modelo/tipo:** 8391956/ECO-1  
**Faixa:** 0 à 10bar  
**Resolução:** 0,01V

**Equipamentos/padrões :** Balança peso morto, BUDENBERG, modelo Gás, tipo 450 ,certificado INMETRO DIMCI 0015/2002.

**Descrição:** A medição foi feita com o instrumento em sua posição vertical, com a temperatura de 22 °C. A medição foi realizada em comparação com o padrão do laboratório, em carga ascendente e descendente rastreado ao INMETRO com incerteza de 0,01%.

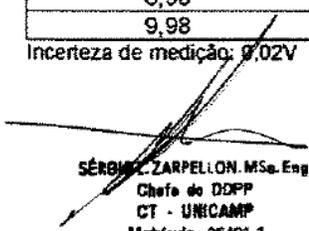
**Resultados:**

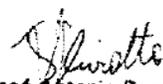
A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padrão combinada multiplicada por um fator de abrangência k=2, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

TABELA I - RESULTADOS

Pressão de Referência (bar)	Indicação no Transdutor (V)
0,00	1,01
1,00	1,41
1,99	1,81
2,99	2,20
3,99	2,59
4,99	2,99
5,99	3,39
6,98	3,78
7,98	4,18
8,98	4,57
9,98	4,98

Incerteza de medição: 0,02V

  
SÉRGIO ZARPELLON, MSc. Eng.  
Chefe de DDPP  
CT - UNICAMP  
Matrícula: 09401-1

  
Eng.º José Antonio Serra Ghirotto  
Laboratório de Pressão - DDPP/CT  
Matrícula/Unicamp: 107492

Data da calibração: 10.12.02

## APÊNDICE A – Curva de calibração dos termopares e das termoresistências

Para a calibração dos termopares e dos termômetros de resistência fez-se uso de um termômetro de mercúrio com faixas de temperaturas de -10 °C a 30 °C e precisão de 0.1°C. O procedimento descrito a seguir foi utilizado:

1. Uniu-se o do conjunto de termopar e termômetro de resistência, com o bulbo do termômetro padrão, colocados no mesmo plano;
2. O conjunto foi imerso em um tanque com água a baixa temperatura;
3. Esperava-se a estabilização da coluna de mercúrio (Hg) do termômetro padrão, indicando uma temperatura fixa. Era realizada e registrada a leitura;
4. Iniciava-se o registro das temperaturas nos termopares e termômetros de resistência, através do sistema de aquisição de dados;
5. O registro de temperatura dos sensores era interrompido após alguns segundos e era registrado o valor médio das medidas.
6. O mesmo procedimento foi executado para um determinado número de temperaturas.

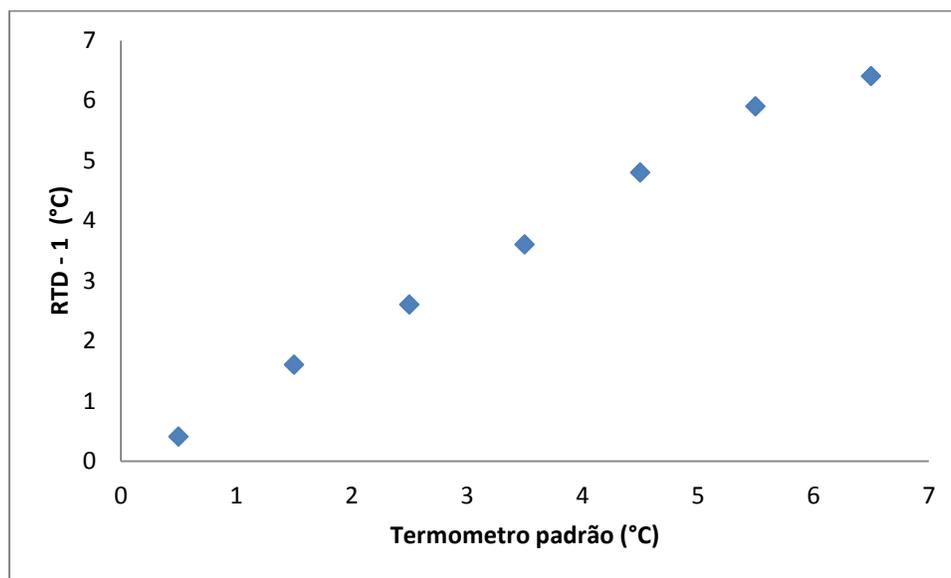


Figura A1 – Curva de calibração do medidor da temperatura na descarga no compressor.

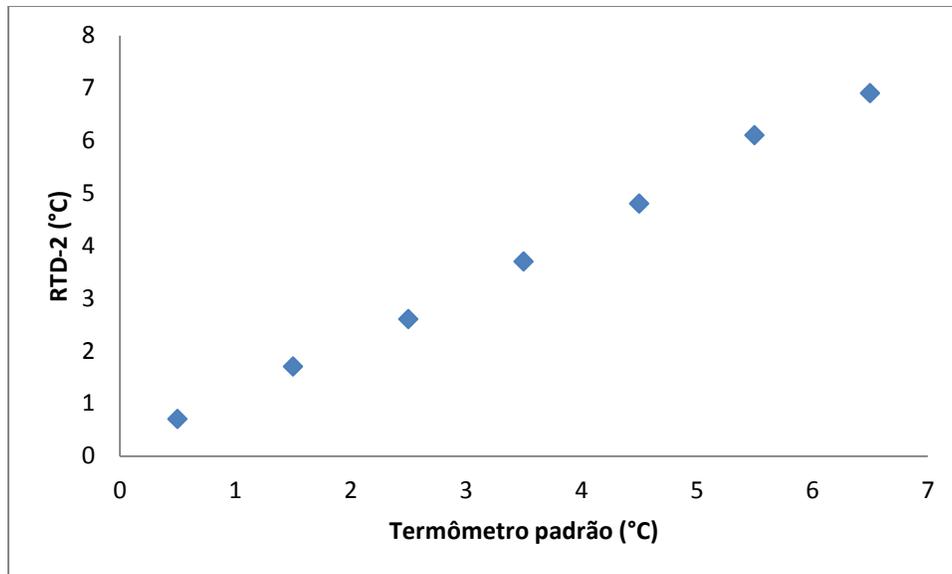


Figura A2 – Curva de calibração do medidor da temperatura na saída do condensador.

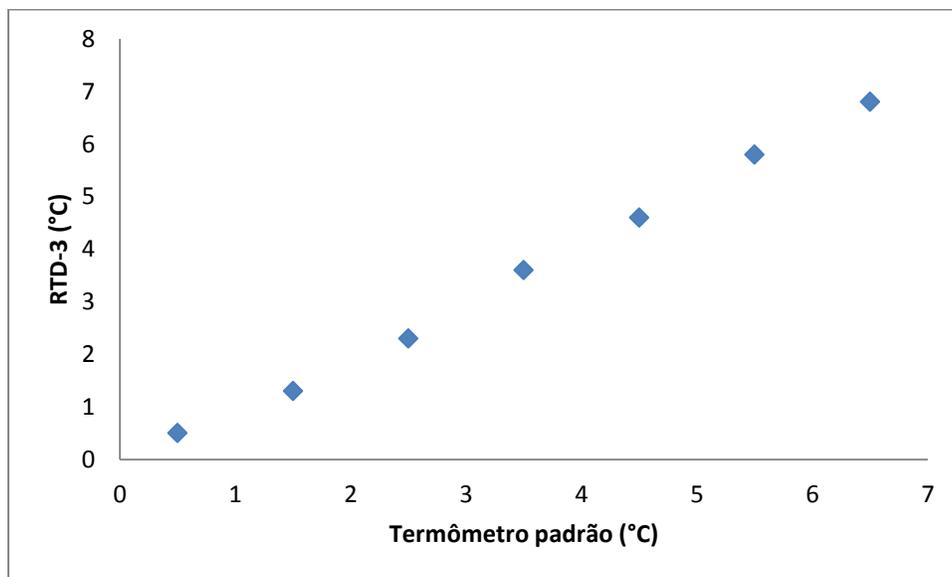


Figura A3 – Curva de calibração do medidor da temperatura na saída do dispositivo de expansão.

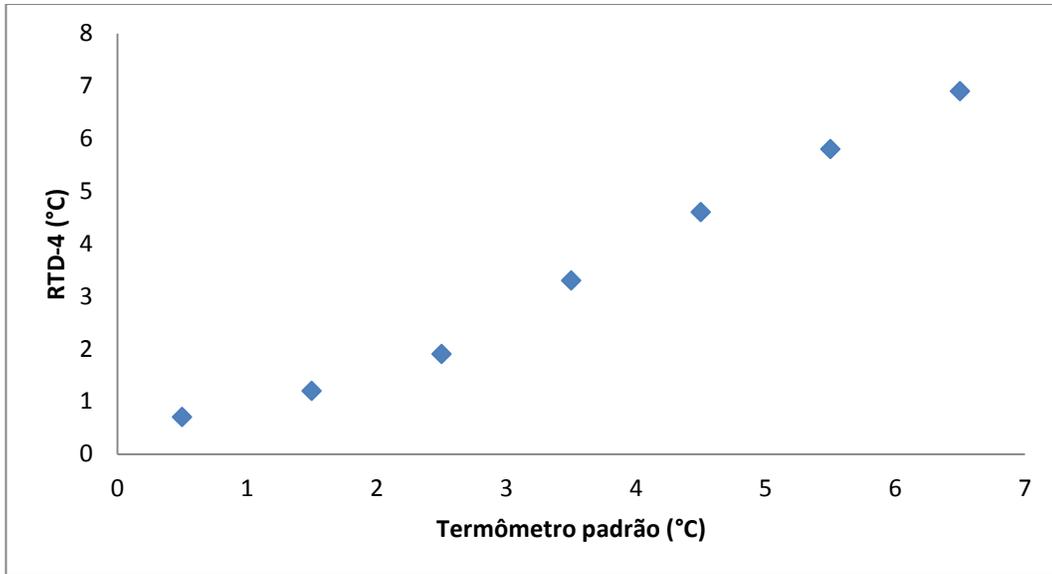


Figura A4 – Curva de calibração do medidor da temperatura de sucção do compressor.

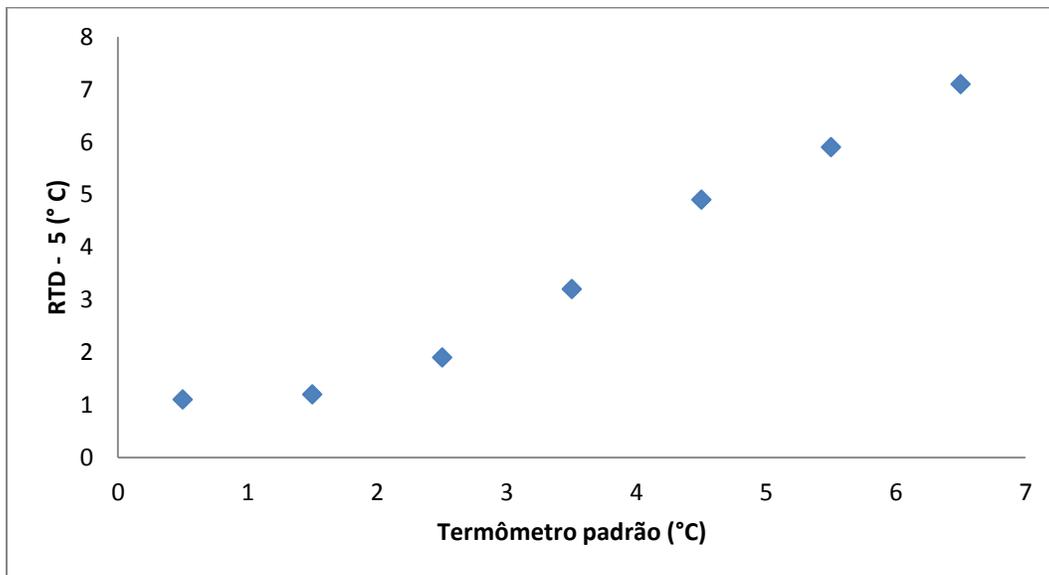


Figura A5 – Curva de calibração do medidor da temperatura ambiente.

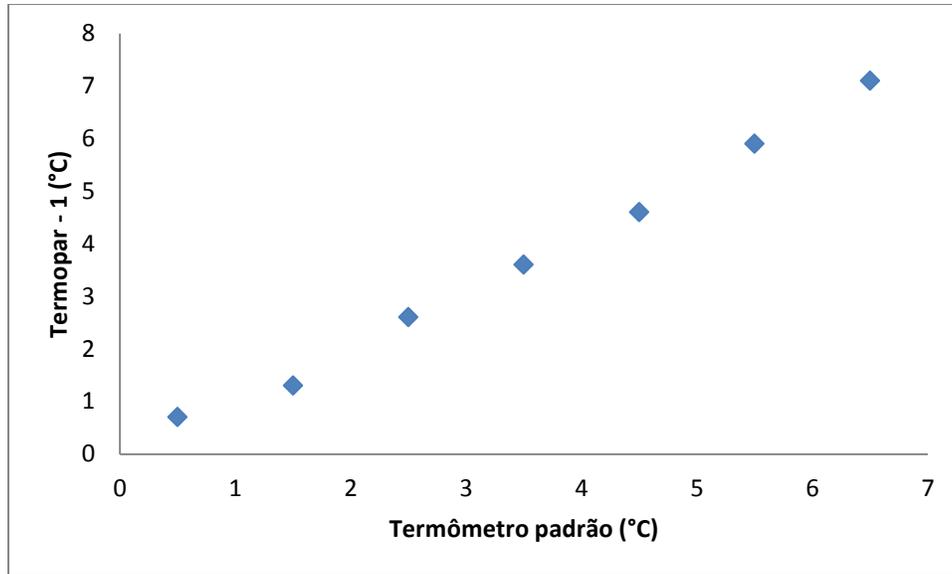


Figura A6 – Curva de calibração do medidor de temperatura na saída do fancoil.

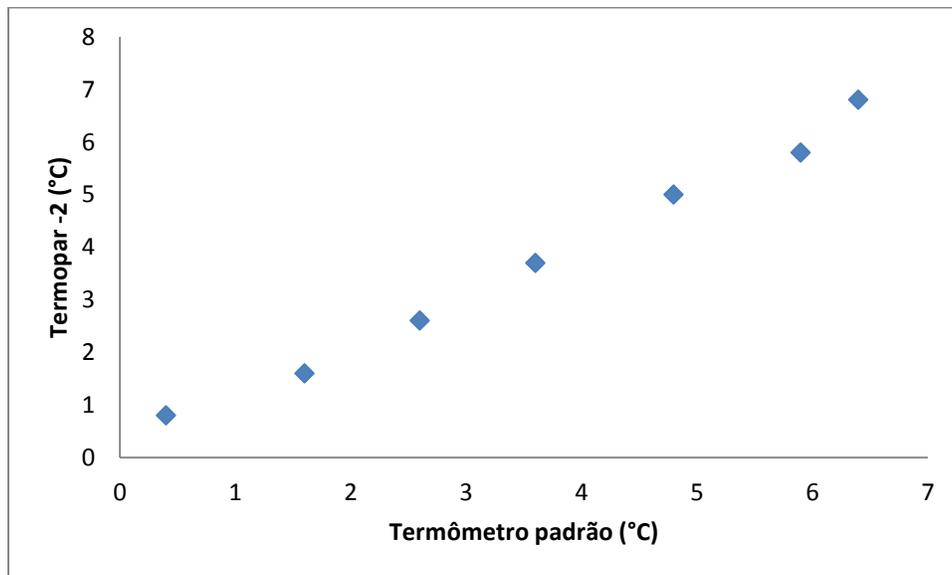


Figura A7 – Curva de calibração do medidor de temperatura na entrada do fancoil.

## APÊNDICE – B Estimativa da vazão mássica de R-22, Cálculo da Potencia de compressão, Carga térmica no evaporador e COP

```
% Capacidade Frigorífica vazão mássica e Cop
h1= input('entalpia na entrada do compressor ');
h2 =input ('entalpia de condensação ');
h3 = input('entalpia na entrada do evaporador ');
h4 = input('entalpia na entrada do compressor ');
ts = input('temperatura na saida do fancoil ');
te = input('temperatura na entrada do fancoil ');
cp = 4527; % calor específico
v = input(' vazão em volume galao por minuto ');

Q = v*3.7854*0.01666667*0.001; % conversão de GPM para m3/s
p = 789000; % densidade do alcool etílico grama/m3

ma = Q*p; % vazão em massa do fluido secundário g/s

mr = ((ma/1000)*cp*(ts-te))/((h1-h4)); % vazão em massa de R-22

COP = ((h1-h4)/(h2-h1)); % Coeficiente de Perfomance

Qe= mr*(h1-h4); % Capacidade de refrigeração

Wc = mr*(h2-h1);
```