

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ÉVERTON TOIGO

DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

CAXIAS DO SUL
JULHO 2013

ÉVERTON TOIGO

DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado como requisito parcial para a
conclusão do Curso de Engenharia Mecânica
pela Universidade de Caxias do Sul.

Supervisor:
Prof. Carlos Roberto Altafini, Dr. Eng.

CAXIAS DO SUL

JULHO 2013

ÉVERTON TOIGO

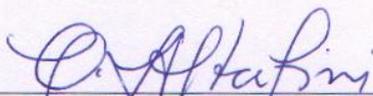
DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado como requisito parcial para a
conclusão do Curso de Engenharia Mecânica
pela Universidade de Caxias do Sul.

Supervisor:
Prof. Carlos Roberto Altafani, Dr. Eng.

Aprovado em 08 / 07 / 13

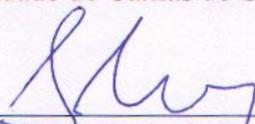
Banca Examinadora



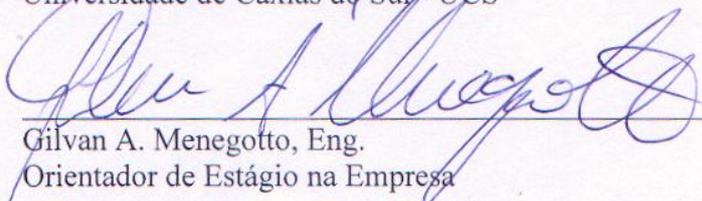
Prof. Carlos Roberto Altafani, Dr. Eng.
Superv. de Estágio Supervisionado em Engenharia Mecânica
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Eduardo Nabinger, Dr. Eng.
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Sergio Machado de Godoy, M. Eng.
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Gilvan A. Menegotto, Eng.
Orientador de Estágio na Empresa

RESUMO

O entendimento dos mecanismos e fenômenos termodinâmicos envolvidos em um sistema de refrigeração por compressão de vapor pode ser bastante complexo, principalmente pela quantidade de parâmetros e a influência que apresentam nas condições de operação e rendimento da instalação. O presente trabalho estabelece os conceitos e a metodologia empregada para o desenvolvimento de uma bancada didática, que propicie a análise experimental de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Os diversos estados da substância refrigerante nos diferentes pontos da bancada, bem como o COP de todo o sistema podem ser determinados em tempo real a partir de ajustes preestabelecidos de carga térmica e de operação.

Palavras-chave: termodinâmica; ciclo de refrigeração; bancada didática; COP.

ABSTRACT

Understanding the mechanisms and thermodynamic phenomena involved in a cooling system by vapor compression can be complex, especially for large number of parameters and the influence they have on the operating conditions and performance of the installation. This study establishes the concepts and methodology for development of a didactic workbench, which allow an experimental analysis of a cooling vapor compression. In real time, and from settings of thermal load and operation, you can determine the different states of the substance and the theoretical COP.

Keywords: thermodynamics, refrigeration cycle; didactic workbench; COP.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – O ciclo de refrigeração por compressão de vapor	14
Figura 2.2 – O ciclo de refrigeração no diagrama p-h.....	15
Figura 2.3 – O ciclo frigorífico de Carnot	18
Figura 2.4 – Compressor alternativo	20
Figura 2.5 – Compressor <i>scroll</i>	21
Figura 2.6 – Trocador de placas	25
Figura 2.7 – Distribuição de temperaturas em um trocador de calor	26
Figura 3.1 – Condicionador de ar <i>split</i>	36
Figura 3.2 – Bancada para montagem em refrigeração	37
Figura 3.3 – Simulador VRF	37
Figura 3.4 – Diagrama do simulador VRF	38
Figura 3.5 – Fluxograma de trabalho.....	39
Figura 3.6 – Diagrama da bancada de análise termodinâmica	42
Figura 3.7 – O ciclo teórico de refrigeração da bancada no diagrama p-h.....	44
Figura 3.8 – Imagem da instalação dos sensores de temperatura.....	48
Figura 3.9 – Imagem ilustrativa do projeto da bancada	50
Figura 3.10 – Imagem ilustrativa do painel de comando	51
Figura 3.11 – Imagem da aplicação de supervisão	52
Figura 3.12 – Imagem da estrutura de alumínio.....	53
Figura 3.13 – Imagem do painel elétrico	54
Figura 3.14 – Imagem da bancada finalizada.....	55
Figura 4.1 – Tela durante o teste com carga 1300 W	58
Figura 4.2 – Tela do diagrama de entalpia e pressão com carga 1300 W	61
Figura 4.3 – Conexões expostas no evaporador.	62
Figura 4.4 – Valores obtidos durante o teste com carga de 1800 W	64
Figura 4.5 – Tela do diagrama de entalpia e pressão com carga 1800 W	66
Figura 4.6 – Gráfico das pressões de sucção e descarga	68
Figura 4.7 – Gráfico da rotação do compressor.....	69
Figura 4.8 – Gráfico da temperatura na entrada e saída do compressor.....	70
Figura 4.9 – Gráfico da velocidade da bomba e trocas térmicas do condensador.....	70
Figura 4.10 – Gráfico da velocidade da bomba e trocas térmicas do evaporador.....	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedade termodinâmicas do R134a no ciclo	43
Tabela 3.2 – Parâmetros para seleção de componentes	47
Tabela 4.1 – Diferença percentual na entalpia calculada para a carga de 1300 W	59
Tabela 4.2 – Valores teóricos e práticos para o teste com carga 1300 W	60
Tabela 4.3 – Diferença percentual na entalpia calculada com carga 1800W	65
Tabela 4.4 – Valores teóricos e práticos para o teste com carga 1800 W	65

LISTA DE QUADROS

Quadro 2.1 – Características das linhas de refrigerante	30
Quadro 2.2 – Propriedades de vários refrigerantes.....	32

LISTA DE SIGLAS

A	área de troca	[m ²]
c_a	calor específico da água	[J/(kg.K)]
COP	coeficiente de eficácia	[adimensional]
COP_{Carnot}	coeficiente de eficácia de Carnot	[adimensional]
D	diâmetro do tubo	[m]
D_v	deslocamento volumétrico	[m ³ /s]
f	coeficiente de atrito	[adimensional]
F	fator de correção conforme o tipo do trocador de calor	[adimensional]
h	entalpia	[J/kg]
h_1	entalpia na entrada do compressor	[J/kg]
h_2	entalpia na saída do compressor	[J/kg]
I	irreversibilidade	[W/K]
\dot{m}	fluxo de massa	[kg/s]
\dot{m}_a	fluxo de água no processo	[kg/s]
P_C	potência de compressão	[W]
Q	calor trocado	[W]
Q_{ev}	calor retirado através do evaporador	[W]
R_{tot}	resistência total	[K/W]
s	entropia	[J/(kg.K)]
T	temperatura	[K]
T_d	taxa de deslocamento	[m ³ /s]
T_{SA}	temperatura de saída da água	[°C]
T_{EA}	temperatura de saída da água	[°C]
T_1	temperatura baixa	[K]
T_2	temperatura alta	[K]
U	coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
V	velocidade média do fluido	[m ² /s]
v_1	volume específico na entrada do compressor	[m ³ /kg]
W	trabalho realizado	[W]
W	trabalho realizado	[W]
ρ	densidade do fluido	[kg/m ³]
ΔT_{ml}	diferença de temperatura média logarítmica	[°C]
ΔT_1	diferença de temperatura na entrada do trocador	[°C]
ΔT_2	diferença de temperatura na saída do trocador	[°C]

LISTA DE ABREVIACOES

AUT	Automação Industrial
A/C	Ar Condicionado
CAD 3D	Projeto Auxiliado por Computador em Três Dimensoes
CFCs	Clorofluorcarbonos
CLP	Controlador Lógico Programável
COP	Coefficiente de Eficácia
EPT	Ensino Profissional Tecnológico
GWP	Potencial de Aquecimento Global
HFCs	Hidrofluorcarbonetos
IHM	Interface Homem Máquina
ODP	Potencial de Destruição da Camada de Ozônio
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
PID	Proporcional Integral Derivativo
VRF	Fluxo Variável de Refrigerante

SUMÁRIO

1. CARACTERIZAÇÃO GERAL DO TRABALHO	12
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO.....	12
1.2 AMBIENTE DE ESTÁGIO.....	12
1.3 JUSTIFICATIVA DO ESTÁGIO.....	13
1.4 OBJETIVOS	13
1.4.1 Objetivo geral	13
1.4.2 Objetivos específicos	13
2. REFERENCIAIS TEÓRICOS	14
2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	14
2.2 CICLO DE CARNOT	17
2.3 COEFICIENTE DE EFICÁCIA (COP).....	18
2.4 COMPRESSORES.....	19
2.4.1 Compressores rotativos	19
2.4.2 Compressores alternativos	20
2.4.3 Compressores <i>scroll</i>	20
2.4.4 Compressores centrífugos	22
2.4.5 Compressores parafuso	22
2.4.6 Acionamento dos compressores	22
2.4.7 Dimensionamento do compressor	22
2.5 TROCADORES DE CALOR	24
2.5.1 Evaporadores	24
2.5.2 Condensadores	25
2.5.3 Dimensionamento dos trocadores	25
2.6 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO	28
2.7 TUBULAÇÕES	29
2.8 REFRIGERANTES	31
2.9 ELEMENTOS DE CONTROLE E INSTRUMENTAÇÃO.....	33
2.9.1 Pressão	33
2.9.2 Vazão	34
2.9.3 Controlador Lógico Programável (CLP)	34
2.9.4 Temperatura	35
2.9.5 Válvulas de controle	35

2.9.6 Software supervisor	35
3. DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	36
3.1 AMBIENTE ATUAL.....	36
3.2 METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO	39
3.2.1 Levantamento de mercado	40
3.2.2 Conceituação da bancada	40
3.2.3 Dimensionamento teórico do sistema	43
3.3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	46
3.3.1 Adequação com itens de mercado	46
3.3.2 Análise de custos e revisão do projeto	49
3.3.3 Desenvolvimento do projeto mecânico	49
3.3.4 Desenvolvimento do projeto elétrico	51
3.3.5 Desenvolvimento da aplicação de supervisão	52
3.3.6 Construção do protótipo	53
3.3.7 Testes e adequações finais	55
3.4 METODOLOGIA DO ENSAIO	56
4. ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	58
4.1 RESULTADO COM BAIXA CARGA TÉRMICA	58
4.2 RESULTADO COM ALTA CARGA TÉRMICA	64
4.3 ANÁLISE DE GRÁFICOS	67
5. CONCLUSÃO	72
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73
APÊNDICE A – CATÁLOGO COMPRESSOR BITZER	75
APÊNDICE B – CATÁLOGO VÁLVULA DE EXPANSÃO	76
APÊNDICE C – CATÁLOGO DO CONDENSADOR ELGIN	77
APÊNDICE D – CATÁLOGO DA BOMBA KSB	78

1. CARACTERIZAÇÃO GERAL DO TRABALHO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são amplamente utilizados nas indústrias, estabelecimentos comerciais e residências. Cada um destes segmentos dispõe de diferentes equipamentos e configurações, porém tanto um sistema de ar condicionado, quanto um refrigerador residencial, ou até mesmo uma câmara frigorífica industrial, operam baseados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Embora o conceito do ciclo seja relativamente simples, o entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem durante o processo e os efeitos que estes fenômenos têm sobre a operação, costumam gerar dúvidas, comprometendo assim o aprendizado. Uma forma de facilitar o discernimento é através da integração entre a parte conceitual e a experimental, ou seja, através da comprovação da teoria, vista em sala de aula, com os resultados medidos em um equipamento físico, no laboratório.

Sendo assim, o presente trabalho tem como proposta o desenvolvimento do projeto de uma bancada didática de refrigeração por compressão de vapor, construída com os principais equipamentos que fazem parte do ciclo. O projeto prevê ainda a definição da instrumentação e automação da bancada, de modo a permitir que os dados de pressão, temperatura e vazão sejam facilmente coletados e os parâmetros de operação ajustados.

1.2 AMBIENTE DE ESTÁGIO

O projeto da bancada didática foi desenvolvido junto ao setor de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D) da Automatus Engenharia. Localizada em Caxias do Sul, com sede própria, a empresa atua desde 2000 no segmento de Automação Industrial (AUT), desenvolvendo projetos e painéis elétricos para a indústria de fabricante de máquinas. A partir de 2006 a empresa criou a divisão de Ensino Profissional Tecnológico (EPT), que é voltada para atender escolas, universidades e instituições de ensino técnico profissional de todo país, desenvolvendo bancadas e kits didáticos nas seguintes áreas do conhecimento: automação, eletricidade industrial, eletricidade predial, instrumentação, mecânica e refrigeração. A empresa oferece ainda os treinamentos para utilização dos equipamentos que são acompanhados de apostilas e tarefas práticas. Atualmente conta com uma estrutura de

aproximadamente 90 colaboradores, sendo que o faturamento das unidades AUT e EPT representam aproximadamente 50 % cada.

1.3 JUSTIFICATIVA DO ESTÁGIO

O planejamento estratégico da empresa prevê crescimento da unidade EPT, sustentado na exploração de novos mercados e na especialização em algumas das áreas de conhecimento mencionadas acima. Para isso foram realizados investimentos em P&D, objetivando a criação de novos kits e bancadas didáticas que, além das práticas de cunho técnico, possibilitassem a exploração conceitual sobre algum assunto. Uma das áreas que a empresa pretendia se especializar é a de refrigeração, visto a boa aceitação que alguns produtos já desenvolvidos tiveram e também, pelo amplo mercado que ela representa. Estes fatores foram determinantes e nortearam a escolha do assunto.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 **Objetivo geral**

O objetivo geral deste trabalho é conceber e desenvolver o projeto de uma bancada didática de refrigeração por compressão de vapor, dimensionando seus componentes, instrumentos de medição e controle.

1.4.2 **Objetivos específicos**

Como objetivos específicos, constam:

- a) definir os componentes do sistema;
- b) dimensionar cada componente isoladamente;
- c) definir a instrumentação necessária;
- d) estabelecer o sistema de controle;
- e) desenvolver a aplicação de supervisão; e
- f) construir a bancada.

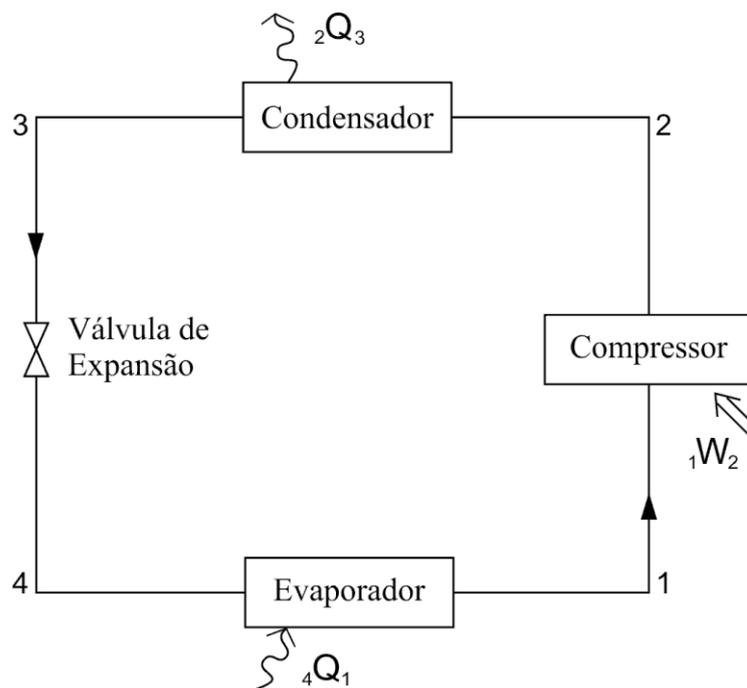
2. REFERENCIAIS TEÓRICOS

Nesse capítulo será feita uma revisão bibliográfica sobre o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, descrevendo-se todos os seus componentes, parâmetros de operação e de eficiência do mesmo. Considerações teóricas de funcionamento desses sistemas de refrigeração também serão abordadas.

2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor passa por quatro processos básicos que estão representados na Figura 2.1. Obviamente podem haver sistemas mais complexos, como os ciclos de múltiplos estágios de compressão, que envolvem um número relativamente maior de componentes, no entanto o princípio básico de funcionamento é o mesmo.

Figura 2.1 – O ciclo de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: adaptado de Ashrae 1997.

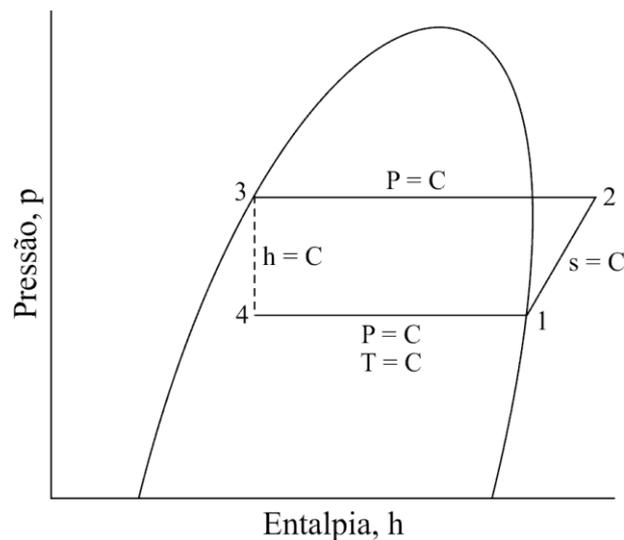
O fluido refrigerante circula entre os componentes e se responsabiliza por deslocar o calor captado no evaporador, até o meio externo através do condensador. No evaporador o fluido está à baixa pressão e temperatura, de modo que recebe calor do meio. Em seguida o

fluido tem sua pressão e temperatura aumentada, pelo trabalho do compressor. O calor recebido até então é rejeitado no condensador e em seguida o fluido refrigerante volta a ter sua temperatura e pressão reduzida através da válvula de expansão, completando assim o processo.

Compreender o ciclo de refrigeração através do gráfico p-h é de fundamental importância para o entendimento do processo. Ele está representado na Figura 2.2. No ciclo de Carnot, que é o de maior eficiência, o processo ocorre com duas etapas isotérmicas e duas isoentrópicas, que se desenvolvem dentro da curva de saturação. Na prática, isso significaria ter um compressor operando com parte de líquido, o que é impossível. Por isso a curva teórica no diagrama p-h é um pouco diferente.

Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), o ciclo mostrado na Figura 2.1 pode ser utilizado de duas formas. A primeira é utilizá-lo como ciclo de refrigeração, em que o objetivo é manter o espaço refrigerado com a temperatura do evaporador, que será inferior a do ambiente. A segunda situação é utilizar o ciclo da Figura 2.1 como bomba de calor. Neste caso o objetivo é manter o espaço a temperatura do condensador, que é maior que a temperatura do ambiente.

Figura 2.2 – O ciclo de refrigeração no diagrama p-h



Fonte: adaptado de Ashrae 1997.

Aplicando-se as equações de conservação de energias para os volumes de controle representados pelo evaporador equação (2.1), compressor equação (2.2), condensador equação (2.3) e válvula de expansão equação (2.4) tem-se:

$${}_4 Q_1 = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.1)$$

$${}_1 W_2 = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

$${}_2 Q_3 = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.3)$$

$$h_3 = h_4 \quad (2.4)$$

onde:

Q = calor trocado (W);

W = trabalho realizado (W);

\dot{m} = fluxo de massa (kg/s); e

h = entalpia (J/kg).

As equações consideram condições ideais de operação, como deslocamento volumétrico de 100 % no compressor, e entalpia constante através da válvula de expansão, a qual não apresenta transferências de calor, variação de energia potencial ou cinética.

Sistemas reais operam de forma diferente em relação aos ciclos ideais sob vários aspectos. Perdas de pressão ocorrem em todos os lugares do sistema, exceto no processo de compressão. Transferências de calor ocorrem entre o fluido refrigerante e o ambiente em todos os componentes. O processo de compressão real se difere substancialmente em relação à compressão isoentrópica (ASHRAE, 1997).

Todos os desvios mencionados acima geram irreversibilidades no sistema, que devem ser compensadas com um acréscimo de energia no trabalho de compressão. Para o dimensionamento e até mesmo o entendimento do funcionamento de algum sistema, é bastante importante compreender e estimar as irreversibilidades, pois a redução delas tem ligação direta com o coeficiente de eficácia (COP).

Baseado na segunda lei da termodinâmica, que estabelece que os processos irreversíveis ocorram numa certa direção, mas não ao contrário, como nos reversíveis, tem-se para os compressores, trocadores de calor e tubulações a equação (2.5) e para a válvula de expansão a equação (2.6).

$${}_1 I_2 = \dot{m}(s_2 - s_1) - \frac{{}_1 Q_2}{T} \quad (2.5)$$

$${}_1 I_2 = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (2.6)$$

onde:

I = irreversibilidade (W/K);

\dot{m} = fluxo de massa (kg/s);

s = entropia (J/kg·K);

Q = energia (W); e

T = temperatura (K).

2.2 CICLO DE CARNOT

Na termodinâmica, o ciclo de Carnot é representado por um processo cíclico reversível que se divide em quatro etapas ou transformações, sendo que duas são isotérmicas e duas são adiabáticas. O ciclo opera entre dois reservatórios térmicos ideais, que não mudam suas características em função do processo, estando um deles a alta temperatura e outro a baixa temperatura.

O ciclo de Carnot pode atuar como um motor térmico, utilizando o calor do reservatório de alta temperatura e rejeitando o excedente num reservatório de baixa temperatura. Se operado de forma inversa e reversível, o ciclo passa e se comporta como um refrigerador, que desloca calor do reservatório de baixa temperatura para o de alta temperatura, à custa de um trabalho.

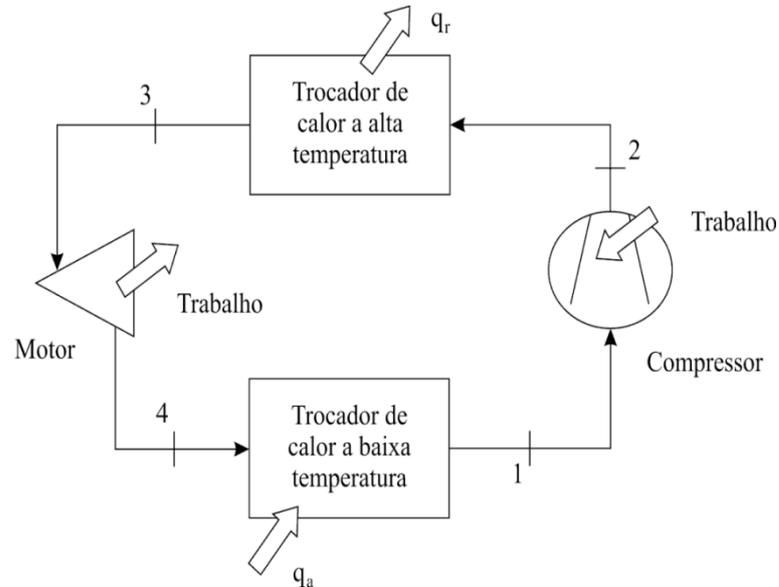
A Figura 2.3 representa o ciclo frigorífico de Carnot com suas quatro etapas. Entre os pontos 1 e 2 ocorre a compressão adiabática e reversível, entre os pontos 2 e 3 há a rejeição de calor a temperatura constante, entre os pontos 3 e 4 ocorre a expansão adiabática e reversível, e finalmente entre os pontos 4 e 1 há a remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura (STOECKER e JABARDO, 2002).

O ciclo de Carnot é considerado ideal porque opera de forma reversível, e essa reversibilidade permite obter a maior eficiência térmica sob os níveis estabelecidos de temperatura. Na prática o ciclo real de refrigeração não opera de forma reversível, pois as diferenças de temperatura nos trocadores de calor não são infinitesimais e, além disso, o compressor e a válvula de expansão não operam de forma isoentrópica, pois apresentam perdas como o atrito.

Embora seja apenas um processo ideal, compreender o ciclo frigorífico de Carnot é algo importante sob o ponto de vista da engenharia, já que ele estabelece o limite máximo de eficiência que o equipamento pode atingir operando entre dois níveis de temperatura. Esse

limite pode ser relacionado com o valor de eficiência real de modo a visualizar o quanto um sistema está ou não bem dimensionado.

Figura 2.3 – O ciclo frigorífico de Carnot



Fonte: adaptado de Stoecker e Jabardo 2002.

2.3 COEFICIENTE DE EFICÁCIA (COP)

O coeficiente de eficácia relaciona a quantidade de energia útil com a quantidade de energia gasta para se obter isso. Em refrigeração, define-se a energia útil como a quantidade de calor retirada através do evaporador e a energia gasta, como a energia entregue ao compressor para a sua operação. Sendo assim, o COP é expresso pela equação (2.7).

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W} \quad (2.7)$$

onde:

COP = coeficiente de eficácia (adimensional);

Q_{ev} = calor retirado através do evaporador (W); e

W = trabalho líquido do ciclo (W).

Já para o ciclo de refrigeração de Carnot, o coeficiente de eficácia é dado em função das temperaturas extremas do ciclo, como visto na equação (2.8).

$$COP_{Carnot} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.8)$$

onde:

COP_{Carnot} = coeficiente de eficácia de Carnot (adimensional);

T_1 = temperatura baixa (K), normalmente igual à temperatura de evaporação; e

T_2 = temperatura alta (K), normalmente igual à temperatura de condensação.

O coeficiente de eficácia é bastante utilizado em equipamentos de refrigeração para informar os quão eficientes eles são. Pelas equações fica fácil observar que quanto menor for a diferença entre a temperatura de evaporação e condensação, maior será o coeficiente de eficácia, no entanto essas temperaturas não podem ser determinadas arbitrariamente pelo projetista, mas sim pelas condições de instalação e operação do equipamento.

2.4 COMPRESSORES

Os compressores são um dos componentes mais importantes no sistema de refrigeração, já que eles têm por função bombear o fluido refrigerante através do sistema. Na entrada, os compressores recebem fluido refrigerante no estado de vapor a baixa pressão e temperatura, e entregam em sua saída o refrigerante, ainda no estado de vapor, porém a alta pressão e temperatura.

Evidentemente existem diversos tipos de compressores, que podem ser classificados de acordo com a forma construtiva: rotativo, alternativo, *scroll*, centrífugo e parafuso. Ainda podem ser classificados quanto ao tipo de carcaça: hermético, semi-hermético e aberto.

2.4.1 Compressores rotativos

Segundo Silva (2010), o compressor rotativo pode ser do tipo de palhetas simples ou de múltiplas palhetas. No compressor de palhetas simples ou de pistão rolante, o eixo do cilindro é excêntrico ao motor, de modo que a compressão se dá pela formação de duas câmaras, sendo uma de sucção e outra de descarga, divididas por uma palheta simples atuada por mola. A compressão se dá com a redução do volume da câmara de descarga pelo rotor.

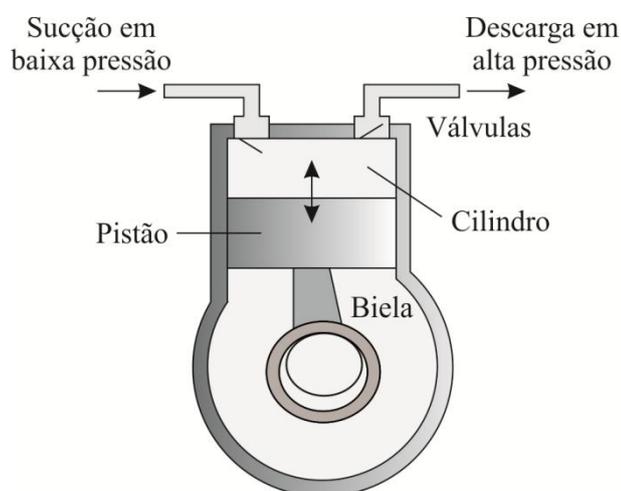
O compressor de palhetas múltiplas tem o mesmo tipo de disposição do rotor em relação ao cilindro de compressão, porém, nesse caso, as lâminas formam diversas câmaras de compressão.

2.4.2 Compressores alternativos

Neste tipo de equipamento o efeito de compressão é realizado através do movimento alternativo do pistão, que fica conectado ao motor através de um sistema de transmissão tipo biela manivela. Válvulas localizadas no tampo superior se responsabilizam por receber e enviar o fluido refrigerante através do sistema (SILVA, 2010).

Devido a sua forma construtiva, estes tipos de compressores têm uma ampla gama de aplicação, que permite utilizá-los tanto em instalações de pequeno quanto de grande porte. A Figura 2.4 ilustra o compressor alternativo.

Figura 2.4 – Compressor alternativo



Fonte: adaptado de Silva 2010.

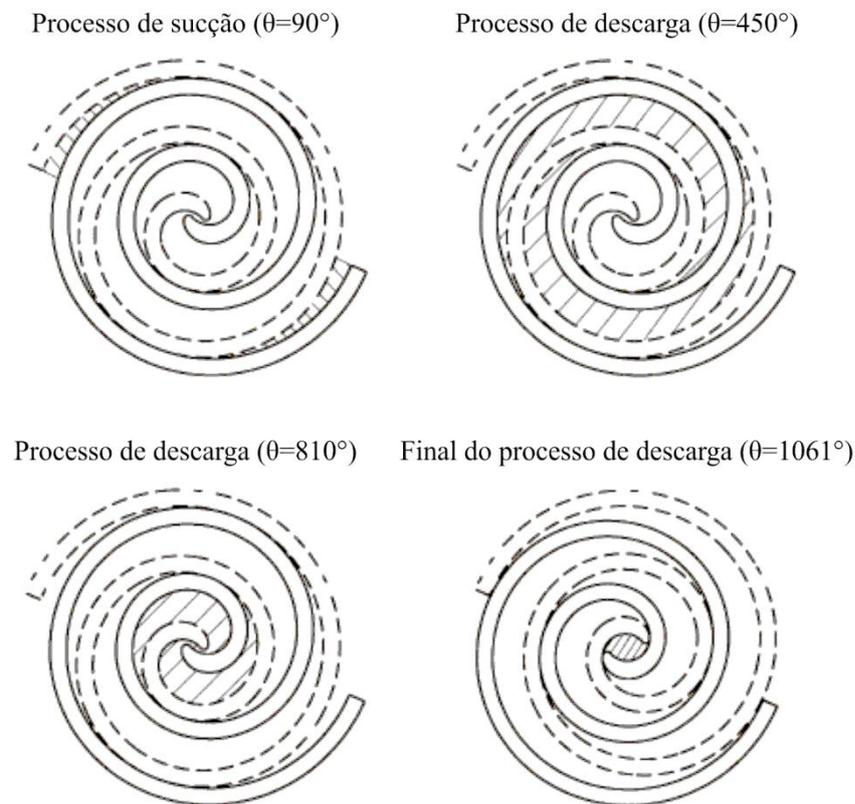
2.4.3 Compressores scroll

Os compressores do tipo *scroll* possuem origem mais recente, no entanto estão sendo amplamente utilizados em sistemas residenciais e comerciais de refrigeração. Sua forma permite deslocar o fluido refrigerante entre uma espiral fixa e outra móvel, dispensando assim o uso de válvulas na sucção e descarga. A Figura 2.5 demonstra o princípio de funcionamento

que consiste em deslocar o fluido da extremidade até o centro do espiral, fazendo seu volume diminuir causando assim um aumento de pressão.

Os compressores *scroll* apresentam vantagens tanto na redução de ruídos e vibração, como em termos de desempenho energético. De acordo com Aprea, Mastrullo e Renno (2005), os resultados de desempenho deste tipo de compressor podem ser comparados com os de compressores de alta eficiência do tipo semi-hermético recíproco. De fato, para altas taxas de compressão, os resultados do tipo recíproco são melhores que o *scroll*, mas é possível aumentar a eficiência deste, injetando refrigerante no estado de saturação líquido vapor.

Figura 2.5 – Compressor *scroll*



Fonte: adaptado de Chen, Halm, Groll e Braun 2001.

Aprea, Mastrullo e Renno (2005) ainda comentam, que outra possibilidade para aumentar a eficiência dos compressores *scroll* está ligada a sua tendência de modulação de velocidade, variando assim a capacidade de refrigeração. Estes equipamentos permitem ser operados com uma frequência de até 15 Hz, o que não é viável para compressores semi-herméticos recíprocos, que abaixo de 30 Hz têm o ruído e vibração aumentados consideravelmente, além de problemas na lubrificação devido ao sistema de esguicho.

2.4.4 Compressores centrífugos

Estes compressores podem ser utilizados em sistemas de grande capacidade em lugar de compressores alternativos. As vantagens principais do compressor centrífugo é que ele pesa menos, é mais compacto e vibra menos que o alternativo de mesma capacidade.

Inicialmente o vapor vindo do refrigerador atinge a entrada da primeira roda. As palhetas montadas na roda, que giram rapidamente, imprimem velocidade ao vapor, que é então dirigido ao centro da segunda roda através de passagens aerodinamicamente projetadas que reduzem a velocidade do vapor e convertem sua energia cinética em pressão (SILVA, 2010).

2.4.5 Compressores parafuso

Este tipo de compressor costuma ser utilizado em aplicações de grande porte, devido sua alta capacidade de compressão. Seu princípio construtivo está baseado em dois rotores, sendo que um deles é macho e outro fêmea. Quando engrenados, estes rotores se responsabilizam pelos processos de sucção, compressão e descarga. Uma boa vantagem da utilização dos compressores parafuso é o número reduzido de peças sujeitas ao desgaste.

2.4.6 Acionamento dos compressores

Todos os tipos de compressores vistos acima podem ser ainda classificados quanto a forma de acionamento, que se divide em três grupos: herméticos, semi-herméticos e abertos. Os compressores herméticos são aqueles em que o motor e o compressor estão alojados na mesma carcaça e não tem acesso.

Nos semi-herméticos o compressor e motor também ficam na mesma carcaça, porém separados e abertos ao acesso. Finalmente os compressores abertos são aqueles que o eixo de acionamento do compressor atravessa a carcaça do mesmo, e por isso um motor fica completamente separado, permitindo assim diversas formas de acionamento.

2.4.7 Dimensionamento do compressor

O dimensionamento teórico dos compressores para um determinado sistema de refrigeração deve ser feito de duas maneiras, que são através da potência de compressão e

deslocamento volumétrico. Ambas as formas tomam por base o fluxo de massa de fluido refrigerante, previamente estabelecido mediante a carga térmica, temperatura e meio de evaporação.

Essa forma de dimensionamento considera uma compressão isoentrópica, o que na prática não acontece, e portanto, sobre as equações abaixo listadas, ainda devem ser consideradas as ineficiências inerentes do processo que envolvem o tipo de compressor utilizado e suas particularidades.

A equação (2.9) representa o dimensionamento a partir da potência de compressão.

$$P_C = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.9)$$

onde:

P_C = potência de compressão (W);

\dot{m} = fluxo de massa (kg/s);

h_1 = entalpia na entrada do compressor (J/kg); e

h_2 = entalpia na saída do compressor (J/kg).

A equação (2.10) representa o dimensionamento a partir do deslocamento volumétrico.

$$D_v = \dot{m} \cdot v_1 \quad (2.10)$$

onde:

D_v = deslocamento volumétrico (m³/s);

\dot{m} = fluxo de massa (kg/s); e

v_1 = volume específico na entrada do compressor (m³/kg).

A equação (2.11) representa a taxa de deslocamento do compressor.

$$T_d = \pi r^2 \cdot h \cdot nc \cdot rps \quad (2.11)$$

onde:

T_d = taxa de deslocamento (m³/s);

r = raio do cilindro (m);

h = curso do cilindro (m);

nc = número de cilindros (adimensional); e

rps = rotações por segundo (s^{-1});

2.5 TROCADORES DE CALOR

Nos sistemas de refrigeração, os trocadores de calor são elementos fundamentais, que têm por função principal absorver calor (evaporadores) e rejeitar calor (condensadores). Existem diversos modelos que apresentam vantagens e desvantagens de acordo com a aplicação.

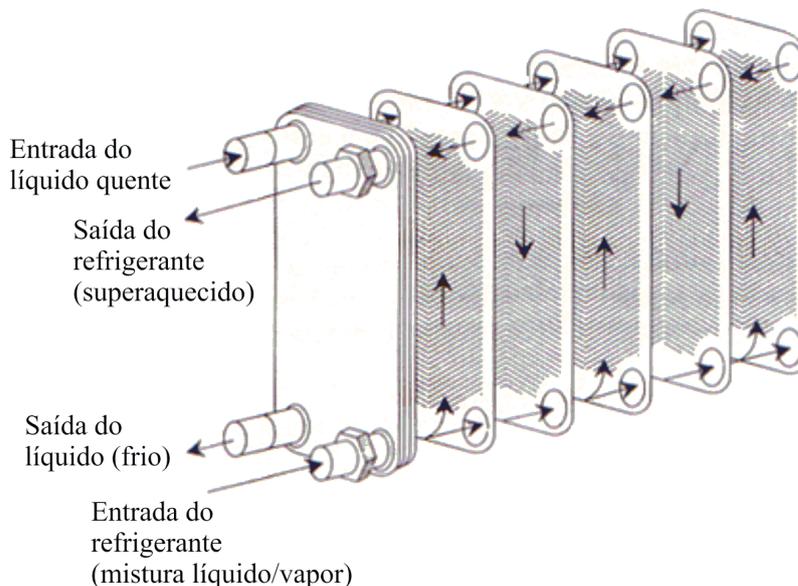
2.5.1 Evaporadores

Os evaporadores são equipamentos responsáveis por retirar o calor do meio a ser refrigerado, diretamente pelo fluido refrigerante (sistema de expansão direta), ou indiretamente através da passagem pela serpentina de água gelada (nos sistemas do tipo expansão indireta). Este último tem como vantagem principal, a centralização da produção de frio em uma casa de máquinas, onde está o *chiller* (resfriador), e a distribuição de água gelada através de tubulações hidráulicas (SILVA, 2010).

Quanto à forma construtiva, os evaporadores podem ser do tipo casco e tubos, duplo tubo e placas para o resfriamento de líquidos, ou serpentinas aletadas para o resfriamento de ar. Para utilização de amônia como fluido refrigerante, os trocadores são construídos de aço, e para os fluidos convencionais costumam ser feitos de cobre, latão ou alumínio. A Figura 2.6 ilustra um evaporador do tipo placas.

De acordo com Huang, Sheer e Bailey-Mcewan (2012), algumas características básicas dos trocadores de placa incluem elevada eficácia e compacidade, flexibilidade de acordo com a carga térmica desejada e perda de pressão, e custo competitivo. Os trocadores de placa geralmente apresentam eficiências térmicas melhores que os trocadores do tipo casco e tubo. O aumento de desempenho para transferência de calor se deve principalmente pela complexa geometria, que provoca um alto grau de turbulência do fluido, melhorando assim a troca térmica.

Figura 2.6 – Trocador de placas



Fonte: adaptado de Silva 2010.

2.5.2 Condensadores

Os condensadores são responsáveis por liberar o calor absorvido pelo evaporador somado ao calor absorvido no processo de compressão. Segundo Silva (2010), o processo de resfriamento do fluido refrigerante no condensador primeiro se dá através da troca de calor sensível, pela qual o fluido tem sua temperatura reduzida até a temperatura de saturação para a pressão em que se encontra. Nesse momento inicia-se a condensação propriamente dita do fluido.

Os três tipos de condensadores aplicados em refrigeração são os resfriados a ar, resfriados a água e evaporativo. Dos condensadores resfriados a água, dois tipos disputam o mercado: o tradicional casco e tubo, e o de placas. No caso do tipo casco e tubo, o refrigerante condensa no casco e a água circula pelos tubos. No caso do tipo placas, o refrigerante se condensa escoando no sentido descendente ao passo que a água circula no sentido ascendente. A água aquecida pela condensação do refrigerante é circulada por bombas através de uma torre de resfriamento, de onde retorna ao condensador (STOECKER e JABARDO, 2002).

2.5.3 Dimensionamento dos trocadores

Além de selecionar o modelo mais adequado de trocador de calor, em função das particularidades de alguma instalação, é necessário se determinar o tamanho que ele deve ter

visando atender as necessidades da aplicação. Para fazer isso, é necessário compreender os conceitos básicos que envolvem os mecanismos de transferência de calor.

Segundo Incropera e Dewitt (1998), uma etapa essencial, e frequentemente imprecisa, de qualquer análise de trocadores de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor. Conforme indicado pela equação (2.12), esse coeficiente é definido em função da resistência térmica total a transferência de calor de dois fluidos. Em alguns casos pode ser considerado inclusive o fator de incrustação, que faz aumentar a resistência térmica, e é decorrente da deposição de impurezas sobre as superfícies.

$$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A} \quad (2.12)$$

onde:

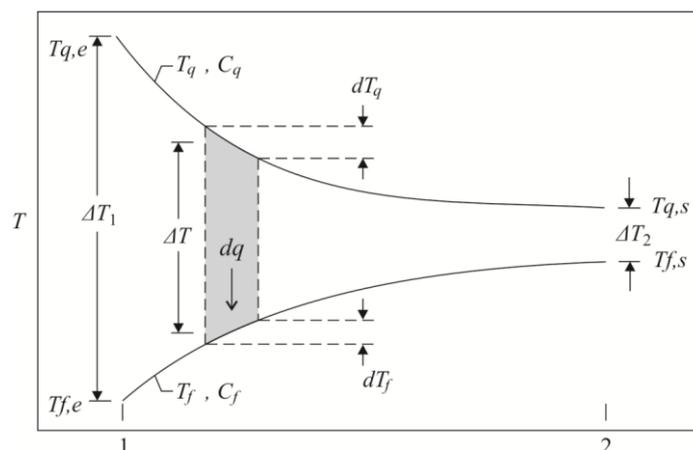
U = coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$);

R_{tot} = resistência térmica total (K/W); e

A = área de troca (m^2).

Outro parâmetro que deve ser determinado é a variação de temperatura ocorrida durante o processo de troca, no entanto essa variação muda constantemente em função da posição do trocador, tornando-se necessário trabalhar com a equação (2.13) que vai determinar a diferença de temperatura média logarítmica (DTML - ΔT_{ml}). A Figura 2.7 ilustra a distribuição de temperaturas através de um trocador de calor com escoamento dos fluidos em paralelo.

Figura 2.7 – Distribuição de temperaturas em um trocador de calor



Fonte: adaptado de Incropera e Dewitt 1998.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (2.13)$$

onde:

ΔT_{ml} = diferença de temperatura média logarítmica (°C);

ΔT_1 = diferença de temperatura na entrada do trocador (°C); e

ΔT_2 = diferença de temperatura na saída do trocador (°C).

Finalmente para fazer a análise em trocadores de calor, tanto o método da DTML quanto o método da efetividade (ϵ) – Número de Unidades de Transferência (NUT) pode ser utilizado, e os resultados obtidos em ambos os casos são equivalentes. Embora o método ϵ -NUT possa ser implementado de forma mais fácil, a utilização do método da DTML se torna mais interessante quando se conhecem as temperaturas de alimentação e saída do fluido quente e frio.

De acordo com Incropera e Dewitt (1998), tipicamente, as temperaturas de alimentação dos fluidos e vazões, bem como uma temperatura de saída desejada do fluido quente ou do fluido frio, são especificadas. O problema de projeto torna-se então o de selecionar um tipo apropriado de trocador de calor e o de determinar as suas dimensões, isto é, determinar a área de transferência de calor. A equação (2.14) relaciona as variáveis para isso. Na equação supracitada, pode ser observada ainda a presença do fator de correção, que determina o ajuste necessário em função da forma construtiva do trocador. Este fator pode ser obtido a partir de gráficos encontrados na literatura, relacionando as temperaturas de entrada e saída do trocador de calor.

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{ml} \quad (2.14)$$

onde:

Q = potência dissipada pelo trocador (W);

U = coeficiente global de transferência de calor (W/m²·K);

A = área de troca (m²);

F = fator de correção conforme o tipo do trocador de calor (adimensional); e

ΔT_{ml} = diferença de temperatura média logarítmica (°C).

Nos trocadores de calor, especialmente nos condensadores, é muito comum a utilização de água de arrefecimento, que circula num circuito fechado que vai do condensador até a torre de arrefecimento. Neste tipo de equipamento, que é refrigerado a água, o calor trocado pode ser definido pela equação (2.15).

$$Q = \dot{m}_a \cdot c_a (T_{SA} - T_{EA}) \quad (2.15)$$

onde:

Q = potência dissipada pelo trocador (W);

\dot{m}_a = fluxo de água no processo (kg/s);

c_a = calor específico da água (J/kg·K);

T_{SA} = temperatura de saída da água (°C); e

T_{EA} = temperatura de entrada da água (°C).

2.6 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

Os dispositivos de expansão têm a função de controlar a quantidade de líquido através do evaporador e de evitar que os vapores provenientes da evaporação sejam aspirados excessivamente quentes pelo compressor, ou que chegue fluido refrigerante no estado líquido ao compressor (SILVA, 2010).

Os tipos mais utilizados de dispositivos são: tubo capilar, válvula de expansão automática e válvula de expansão termostática. O tubo capilar é considerado o dispositivo mais simples, pois opera com a perda de pressão devido ao atrito com as paredes internas do tubo, que geralmente tem um diâmetro na ordem de 6 mm. Para determinar o comprimento do tubo leva-se em consideração o tipo de fluido refrigerante utilizado.

A válvula de expansão automática, opera de acordo com as variações de pressão através de seu diafragma, que tem em um dos lados submetido a pressão atmosférica, e o outro a pressão interna do evaporador. Caso o compressor esteja desligado, uma mola exerce pressão sobre o tucho, fazendo com que a passagem de refrigerante seja bloqueada. Ao ligar o compressor, uma redução de pressão interna no evaporador é provocada, fazendo com que o diafragma se movimente, regulando assim a passagem de fluido refrigerante.

A válvula de expansão termostática também opera com um diafragma submetido a diferenças de pressões, mas neste caso, um dos lados do diafragma fica conectado diretamente

a pressão do evaporador, e o outro a pressão exercida por um fluido de acionamento, que está contido dentro de um bulbo, fixado na saída do evaporador. Esse fluido é composto por uma mistura de líquido e vapor do refrigerante da instalação. As variações de temperatura no bulbo alteram a pressão interna do fluido, e com isso atuam a válvula que permite uma maior ou menor passagem de refrigerante. O ajuste da válvula é relativamente simples, através de um parafuso que regula a pressão exercida pela mola.

Tanto as aplicações de ar condicionado como de refrigeração, têm utilizado largamente a válvula de expansão termostática. Embora seja um dispositivo bastante comum, esta válvula revela algumas características que podem limitar sua versatilidade e desempenho. Isso fica mais evidente em plantas que apresentam uma carga térmica com bastante variação durante o ano. Uma solução para resolver quase todos estes problemas, é a utilização da válvula de expansão eletrônica, que controla o fluxo de refrigerante monitorando a pressão e temperatura na saída do evaporador. Esses parâmetros são tratados eletronicamente em tempo real, atuando na abertura da válvula (LAZZARIN e NORO, 2008).

Para fins de cálculo em algum sistema de refrigeração, pode-se considerar que a entalpia é constante através da válvula de expansão. As grandezas que sofrem variação são a pressão e a temperatura, que tem seus valores substancialmente reduzidos ao passar pela válvula.

2.7 TUBULAÇÕES

As tubulações têm a finalidade de transportar o refrigerante através dos componentes que formam o equipamento de refrigeração. Esse transporte ocorre sob condições variadas, dependendo do estado do refrigerante e do equipamento a que ele serve. O Quadro 2.1 elenca algumas das características da linha de refrigerante.

De acordo com Stoecker e Jabardo (2002), para dimensionar as linhas das instalações, que geralmente possuem seção circular, é muito comum a utilização de tabelas que são especialmente preparadas para um determinado tipo de refrigerante, porém essas tabelas possuem condições operacionais limitadas, o que pode dificultar o projeto. Neste caso, a familiaridade com o procedimento básico de avaliação de perda de carga pode ser bastante útil. A equação (2.16) estabelece a perda de carga nas tubulações.

Para a linha de aspiração do compressor o critério de dimensionamento impõe uma queda máxima de temperatura de saturação variando entre 0,5 e 2 °C. A linha de descarga do compressor não é muito afetada com a queda na temperatura de saturação e normalmente

adota valores na faixa de 1 a 3 °C. Para a linha de líquido de alta pressão a perda de carga não constitui um problema, mas deve-se ter o cuidado para não saturar o líquido. O critério de dimensionamento toma por base a velocidade do líquido que deve ser mantida entre 1 e 2,5 m/s.

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.16)$$

onde:

Δp = queda de pressão ou perda de carga (Pa);

f = coeficiente de atrito (adimensional);

D = diâmetro do tubo (m);

V = velocidade média do fluido (m/s); e

ρ = densidade do fluido (kg/m³).

Quadro 2.1 – Características das linhas de refrigerante

Tipo de Linha	Estado do refrigerante	Queda de pressão permitida	Características físicas da linha
Descarga do compressor	Vapor	Moderada	-
Linha de líquido	Líquido	Moderada	Elevações devem ser limitadas
Aspiração do compressor	Vapor	Baixa, exceto para permitir o retorno do óleo	Sifonamento para o óleo em sistemas de expansão direta
Linhas de gás quente para degelo	Vapor	Moderada	-

Fonte: adaptado de Stoecker e Jabardo 2002.

Embora a maioria das variáveis da equação (2.16) possa ser facilmente determinada, o coeficiente de atrito pode se tornar um problema durante o dimensionamento, especialmente em instalações que envolvem um grande número de elementos, curvas e válvulas. Em função disso, uma prática muito comum na engenharia é a de utilizar *softwares* específicos para o dimensionamento da tubulação.

Um *software* muito empregado é o *DIRCalc*, desenvolvido pela fabricante de componentes de refrigeração Danfoss. O programa permite que a tubulação e os componentes sejam inseridos, formando um diagrama que representa a instalação. Além disso, são

informadas a capacidade de refrigeração desejada, as temperaturas de evaporação e condensação, o grau de subresfriamento e superaquecimento e o tipo de refrigerante. A partir destes dados, o *software* calcula a velocidade de escoamento e a perda de carga ao longo dos componentes.

2.8 REFRIGERANTES

São substâncias químicas que têm a função de absorver calor no ambiente a ser refrigerado através de sua vaporização. Os fluídos podem se classificar em hidrocarbonetos halogenados, misturas azeotrópicas, hidrocarbonetos, componentes inorgânicos e misturas não azeotrópicas.

Segundo Silva (2010), os hidrocarbonatos alogenados possuem em sua composição um ou mais halogênios como cloro, flúor e bromo. Os mais comuns são: R12, R22, R13, R21, R114 e R134a. As misturas azeotrópicas se caracterizam por não ter seus componentes separados por destilação se comportando como substâncias simples. Os hidrocarbonetos se destacam pela utilização na indústria petroquímica e como exemplo pode-se citar o R50, R170 e E290. Os compostos inorgânicos têm como principal exemplo a amônia, amplamente utilizada na indústria.

Os Hidrofluorcarbonetos (HFCs) são refrigerantes sintéticos e compreendem uma vasta gama de compostos individuais e misturas. O principal refrigerante de composto simples é o R134a, enquanto as misturas são R404A (R125/R143a/R134a), o R507 (R125/R143a), o R407C (R32/R125/R134a) e o R410A (R32/R125). As misturas foram criadas para atender as mais diversas aplicações.

Os Hidrocarbonetos se destacam pela utilização do R290 (Propano), o R600a (Isobutano) e o R1270 (Propileno). Outros hidrocarbonetos, tais como as misturas que contém etano, propano ou butano, também têm sido utilizados como refrigerantes. Desde que os refrigerantes a base de Clorofluorcarbonos (CFCs) começaram a ser substituídos, o R600a foi utilizado em aplicações domésticas na Europa Ocidental. Mais tarde o R290 foi introduzido para substituir o R134a, o R22 ou R404A em algumas aplicações.

O Dióxido de Carbono (CO₂) ou R744 é quimicamente inerte e ambientalmente benigno, mas mesmo assim impõe dificuldades no dimensionamento de algum sistema, em função de suas várias propriedades exclusivas.

A Amônia (NH₃) ou R717 é conhecida pela ampla utilização nas plantas industriais, a qual permite explorar todas suas vantagens sem comprometer a segurança das pessoas que

trabalham na instalação, desde que devidamente treinados. Suas propriedades termodinâmicas são favoráveis, de modo que sua eficiência teórica é bastante elevada e ligeiramente superior a do R134a ou Propano.

Embora as emissões de refrigerante tenham sido levadas bastante a sério pelas indústrias, essas emissões não podem ser totalmente evitadas. Isso cria a necessidade da utilização de novos refrigerantes, que tenham um impacto limitado sobre o meio ambiente, caso venham a ter. Para compreender os impactos do processo de substituição de um refrigerante, é necessário considerar o projeto do sistema e os riscos de uso. Mesmo que algum refrigerante seja viável em termos termodinâmicos, eles nem sempre podem ser utilizados em sistemas já existentes (DANFOSS e METAPHOR, 2011).

O Quadro 2.2 ilustra as propriedades de alguns refrigerantes.

Quadro 2.2 – Propriedades de vários refrigerantes

Refrigerante	R22	R134a	R404A	R410A	R717 (NH ₃)	R744 (CO ₂)	R290 (Propano)
Eficiência	😊	😊	😬	😊	😊	😬*/😊**	😊
Segurança	😊	😊	😊	😊	😬	😊	😬
Ambiente (ODP, GWP)	😬	😬	😬	😬	😊	😊	😊
Pressão e temperatura	😊	😊	😊	😬	😊	😬	😊
Propriedades químicas	😬	😊	😊	😊	😬	😬	😊
Aspectos econômicos	😊/😬***	😊/😬***	😊/😬***	😊/😬***	😬	😬	😬
Disponibilidade	😊/😬	😊	😊	😊	😊	😊	😊
Aplicações típicas	Todas	Comercial leve, A/C	Comercial	Comercial, bomba de calor, A/C	Comercial, industrial	Comercial leve, industrial, transportes	Doméstica, comercial leve, comercial, bombas de calor

* Algumas aplicações de refrigeração

** Bombas de calor e algumas aplicações de refrigeração

*** Altas taxas (países nórdicos)

Fonte: adaptado de Danfoss e Metaphor 2011.

Os fatores abaixo devem ser considerados na escolha de algum fluido refrigerante:

- eficiência (teórica, volumétrica, potencial para otimização do processo de trabalho);
- segurança (incluindo toxicidade, inflamabilidade e pressão máxima);
- impactos ambientais: devem ter zero Potencial de Destruição de Camada de Ozônio (*Ozone Depletion Potential* - ODP) e baixo Potencial de Aquecimento Global (*Global Warming Potential* - GWP);

- propriedades termodinâmicas: ponto crítico e ponto triplo, baixa pressão, razão de pressão do refrigerante na aplicação;
- propriedades químicas: compatibilidade com materiais, miscibilidade com óleo e água;
- viabilidade econômica: considerar o custo inicial do sistema e o custo do ciclo de vida;
- disponibilidade do refrigerante.

De acordo com Lucas e Koehler (2012), os sistemas de refrigeração são uma das principais fontes de emissão de gases de efeito estufa, os quais podem ser divididos em emissões diretas e indiretas. As diretas são provenientes dos vazamentos de refrigerante, e as indiretas decorrem do consumo de energia para operação dos sistemas. Para minimizar a emissão dos gases de efeito estufa, ambas as causas devem ser consideradas. Para as emissões indiretas, a utilização de métodos e ciclos mais eficientes deve ser adotada. Para as emissões diretas, a minimização de vazamentos e a utilização de gases com baixo GWP devem ser consideradas.

2.9 ELEMENTOS DE CONTROLE E INSTRUMENTAÇÃO

Para os sistemas de refrigeração existem diferentes métodos de controle, que podem variar significativamente em função do tamanho da aplicação, no entanto os objetivos são parecidos, visando controlar basicamente as variáveis de pressão, vazão e temperatura.

O controle automático é um subconjunto que garante o funcionamento harmônico, variando com o tempo, das diversas máquinas e equipamentos que compõe a instalação. É composto de um elemento sensível ou sensor, um elemento controlador e um elemento final, o atuador das válvulas, *dampers* e outros. Através dos circuitos, os controles atuam sobre a função dos equipamentos ou do processo, de forma a modificar e atingir o estado desejado (SILVA, 2010).

2.9.1 Pressão

Medir a pressão é uma das principais funções dos elementos de controle em um sistema de refrigeração, já que eles estão diretamente vinculados ao acionamento do compressor. É o caso do pressostato de alta e baixa, utilizado em praticamente todas as instalações. Este elemento possui um contato de saída que comuta entre as pressões mínima e

máxima de trabalho ajustadas, evitando que o compressor seja acionado fora das faixas ajustadas.

Em aplicações de maior complexidade, utilizam-se ainda os transmissores eletrônicos de pressão, que têm um elemento primário mecânico elástico, combinado com um transdutor elétrico, que gera um sinal elétrico padronizado, correspondendo a pressão medida (BEGA, 2011). O sinal elétrico gerado é recebido por um controlador, que após o tratamento, aciona os devidos atuadores.

2.9.2 Vazão

Conhecer o fluxo mássico de refrigerante é um fator primordial para o entendimento dos fenômenos envolvidos em algum ciclo de refrigeração, pois associado a entalpia, ele vai quantificar o calor transferido entre os elementos, e com isso servir de base para o dimensionamento dos componentes do processo.

Segundo Bega (2011), a vazão é definida como a quantidade de fluido que passa pela seção reta de um duto, por unidade de tempo. O fluido pode ser líquido, gás ou vapor. A quantidade de fluido pode ser medida em volume (vazão volumétrica) ou em massa (vazão mássica).

2.9.3 Controlador Lógico Programável (CLP)

De acordo com Bega (2011), o CLP é um equipamento de controle industrial microprocessado, criado inicialmente para efetuar especificamente o controle lógico de variáveis discretas, e atualmente usado para praticamente todos os tipos de controle.

Para uma bancada de refrigeração, o CLP pode ser usado como elemento central de controle, já que a maioria dos sensores e atuadores estarão interconectados a ele. Através de um algoritmo de programação, as variáveis do circuito poderão ser modificadas e os seus comportamentos analisados.

O funcionamento do CLP consiste basicamente em verificar o estado de suas entradas lógicas, executar a varredura do programa, e atualizar o estado de suas saídas. O tempo de varredura pode alterar de acordo com tipo de processamento, a quantidade de entradas e saídas, e a complexidade da lógica, mas geralmente será na ordem de milésimos de segundos. Tanto as entradas quanto as saídas lógicas podem ser do tipo digital ou analógica.

2.9.4 Temperatura

Junto com a pressão e vazão, a temperatura é uma das principais variáveis de processo. Sua medição e controle são de fundamental importância. A temperatura quantifica o calor, que é uma forma de energia associada a atividade molecular de uma substância (BEGA, 2011).

A medição de temperatura costuma ser indireta, baseada na alteração de alguma propriedade física do material, como seu comprimento, volume, resistência, entre outras. Existe uma gama muito extensa de sensores, que devem atender desde temperaturas muito baixas até milhares de graus.

2.9.5 Válvulas de controle

As válvulas são os elementos finais de controle e têm por finalidade manipular de forma correta os fluxos de matéria ou energia. Sua operação pode ser de forma manual, ou automática através de solenóides, atuadores elétricos, pneumáticos ou hidráulicos. Algumas válvulas podem assumir as posições completamente aberta ou completamente fechada, e outras podem ter ainda um ajuste proporcional de acordo com a necessidade exata de abertura.

2.9.6 Software supervisor

Os sistemas de automação são significativamente melhorados quando integram aos equipamentos de controle ou CLP, os *softwares* de supervisão. Manipular as variáveis e fazer modificações diretamente no *software* de programação do CLP costuma ser pouco prático, já que eles têm foco de desenvolvimento e não de operação.

A integração dos dados recebidos pelo CLP com o *software* supervisor, permite desenvolver uma interface gráfica, de fácil manipulação e com possibilidades bastante variadas de utilização de tabelas, gráficos e históricos, potencializando assim as análises executadas em alguma planta ou processo.

A integração entre o CLP e o computador de supervisão é feita através de algum protocolo específico de comunicação. Em milésimos de segundos, diversos pontos de medição executados pelo CLP, são transferidos e armazenados no computador através de um processo cíclico, facilitando a análise e navegação entre as variáveis adquiridas.

3. DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Nesse capítulo será feita uma abordagem sobre os equipamentos didáticos de refrigeração por compressão de vapor, que a Automatus produz alguns tipos. Será abordada também a metodologia utilizada para o desenvolvimento da nova bancada de refrigeração.

3.1 AMBIENTE ATUAL

A divisão EPT da empresa possui os seguintes equipamentos para aprendizagem de sistemas de refrigeração e condicionamento de ar em ambientes residenciais e comerciais: condicionador de ar *split*, condicionador de ar cassete, condicionador de ar janela, balcão de refrigeração, bancada para montagem em refrigeração e simulador de Fluxo Variável de Refrigerante (*Variable Refrigerant Flow – VRF*).

Os condicionadores de ar e o balcão de refrigeração permitem a exploração de conceitos mais técnicos, que envolvem a instalação, manutenção elétrica e manutenção mecânica dos equipamentos. Alguns defeitos pré-definidos podem ser facilmente inseridos no sistema através de chaves, forçando assim a busca e o diagnóstico do problema. A Figura 3.1 ilustra um dos modelos de condicionador de ar.

Figura 3.1 – Condicionador de ar *split*



Fonte: Automatus 2012.

A bancada de montagem também aborda conceitos técnicos. Ela é composta por uma câmara frigorífica, um balcão de montagem e os elementos básicos de um sistema de refrigeração comercial e de controle. Tanto a instalação mecânica como elétrica podem ser executadas neste equipamento, conforme pode ser visto na Figura 3.2.

Figura 3.2 – Bancada para montagem em refrigeração



Fonte: Automatus 2012.

O simulador VRF é um equipamento mais elaborado que os anteriores, pois além das questões técnicas, possibilita uma exploração conceitual e de controle mais apuradas. Neste equipamento, composto por uma câmara frigorífica com evaporador, uma unidade condensadora e um compressor aberto acionado por motor trifásico via inversor de frequência, o fluxo de refrigerante pode ser modificado, variando assim a capacidade frigorífica do sistema. A Figura 3.3 ilustra o equipamento.

Figura 3.3 – Simulador VRF

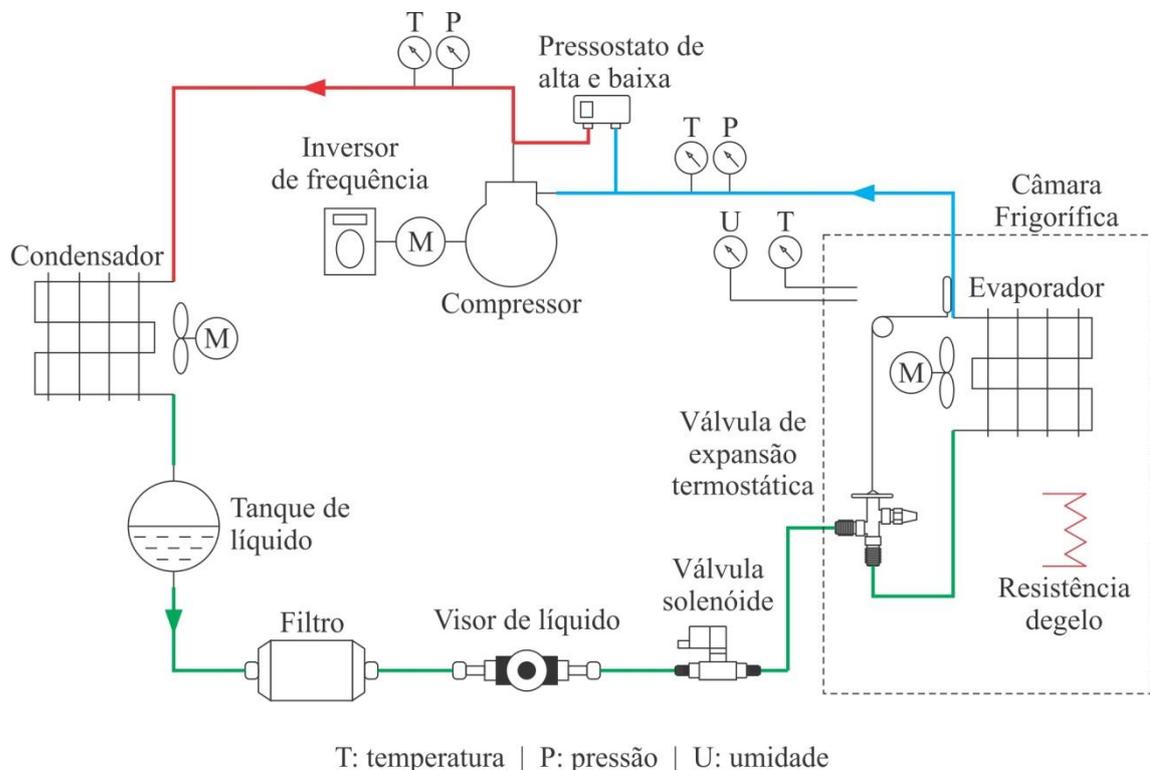


Fonte: Automatus 2012.

Outra característica que difere esta bancada em relação as anteriores é o tipo de controle utilizado, que neste caso não é dedicado, ou seja, um *software* próprio, rodando em um CLP, é o responsável por controlar os diferentes elementos do equipamento. Através de uma Interface Homem Máquina (IHM), os parâmetros do ciclo podem ser monitorados e ajustados. Além disso, um *software* supervisor, que também acompanha o equipamento, permite os ajustes de parâmetro e o monitoramento do processo através de gráficos de suas diferentes variáveis.

O ciclo frigorífico e seus elementos estão representados na Figura 3.4. Inicialmente o fluido refrigerante, que se encontra no estado de vapor, é aspirado pelo compressor através da linha de sucção. Após o processo de compressão, o refrigerante segue pela linha de descarga, passando pelo condensador, onde o vapor passará para a fase líquida. Neste estado, o refrigerante passa pelo tanque de líquido, filtro, visor, válvula solenóide e finalmente chega na válvula de expansão termostática, que provoca a queda de pressão, ocasionado a redução de sua temperatura antes da passagem através do evaporador, completando assim o ciclo.

Figura 3.4 – Diagrama do simulador VRF



Fonte: O Autor.

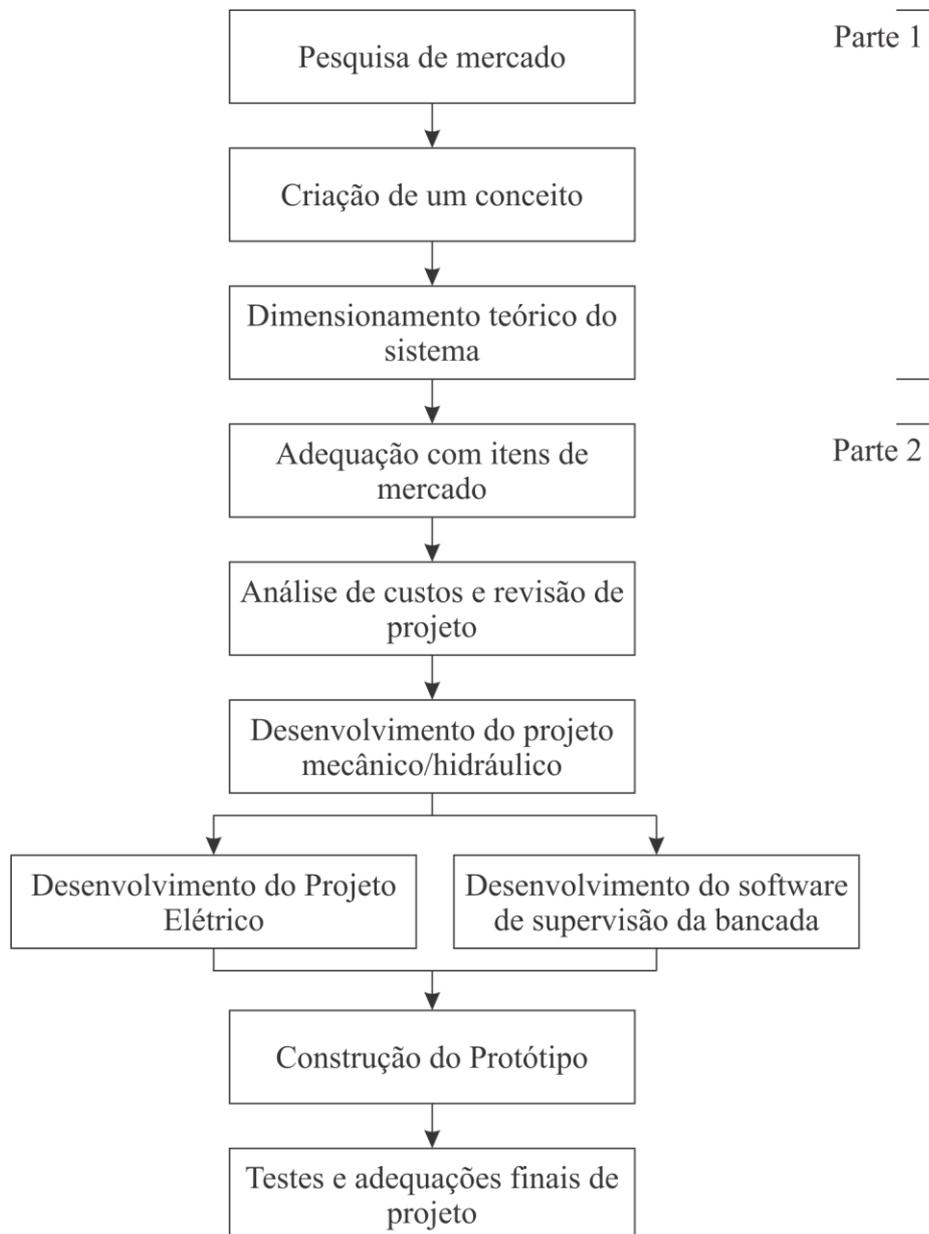
Das bancadas de refrigeração e condicionamento de ar já criadas pela empresa, o simulador VRF é o que mais se assemelha do equipamento que foi desenvolvido. As

principais diferenças entre eles estão no foco do estudo, sendo que a nova bancada, além de algumas diferenças construtivas, possui um maior número de instrumentos de medição, que torna o estudo conceitual mais abrangente.

3.2 METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO

O projeto e construção da bancada de análise termodinâmica em refrigeração foi concebido junto ao setor de P&D da empresa, de acordo com as etapas estabelecidas na Figura 3.5.

Figura 3.5 – Fluxograma de trabalho



3.2.1 Levantamento de mercado

Um levantamento de mercado focado em equipamentos didáticos de refrigeração revelou que pouquíssimos produtos envolvendo a área são fabricados nacionalmente. Outra característica dos produtos nacionais é que a maior parte deles está voltada ao ensino técnico, deixando poucas possibilidades de exploração dos conceitos teóricos envolvidos na área de refrigeração, que é o propósito do equipamento desenvolvido.

Em contrapartida, o mercado internacional dispõe de uma ampla variedade de equipamentos relacionados à área térmica. Alguns dos produtos são simples, envolvendo apenas alguns elementos básicos do sistema de refrigeração, como compressores, condensadores e dispositivos de expansão, o que possibilita o entendimento isolado do componente. Outros equipamentos, no entanto, apresentam uma maior complexidade, representando sistemas reais como: câmaras de resfriados e congelados com uma única unidade de condensação, instalações com compressores em paralelo, compressores em série, plantas de termoacumulação, sistemas de ventilação e ar condicionado, entre outros.

Os componentes utilizados na maior parte das bancadas são industriais, porém de pequeno porte, o que facilita a manipulação em laboratório e requer um menor consumo de energia para que sejam executados os experimentos. Elementos de instrumentação, como transdutores de pressão, temperatura e vazão são aplicados em diversos pontos das bancadas potencializando o estudo do comportamento dos diferentes elementos. Geralmente esses instrumentos ficam ligados a algum sistema de aquisição que associado a um *software* possibilita a manipulação e monitoramento do comportamento da bancada.

Entre os tópicos de aprendizado que os equipamentos possibilitam, pode-se destacar: a operação do ciclo de refrigeração; o comportamento dos diferentes componentes; a determinação da eficiência térmica/coeficiente de eficácia do ciclo; a execução do processo cíclico no diagrama de pressão e entalpia; a realização de balanços energéticos; e a determinação dos diferentes parâmetros reais de operação do ciclo, identificando as perdas e o comportamento do sistema sob diferentes cargas.

3.2.2 Conceituação da bancada

O conceito da bancada foi definido a partir dos requisitos de projeto a seguir descritos, que visam a construção de um equipamento que possibilite a compreensão dos fenômenos

termodinâmicos envolvidos em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Dentre as características principais, pode-se destacar:

- a) área máxima ocupada de 2 m²;
- b) potência máxima consumida de 4,4 kW;
- c) alimentação 220 V, monofásica, 60 Hz;
- d) compressor com velocidade variável;
- e) carga térmica ajustável;
- f) medição de potência consumida na alimentação do compressor;
- g) medição dos fluxos energéticos através do evaporador;
- h) medição dos fluxos energéticos através do condensador; e
- i) aquisição dos pontos de medição a cada segundo.

A partir das características acima e do levantamento de mercado realizado, definiu-se o diagrama do processo, representado na Figura 3.6. O fluido refrigerante no evaporador (trocador de placas), absorve o calor da água que circula pelo mesmo e pelo tanque 2. A água por sua vez, absorve a energia liberada por uma resistência elétrica, que fica instalada no interior do tanque 2.

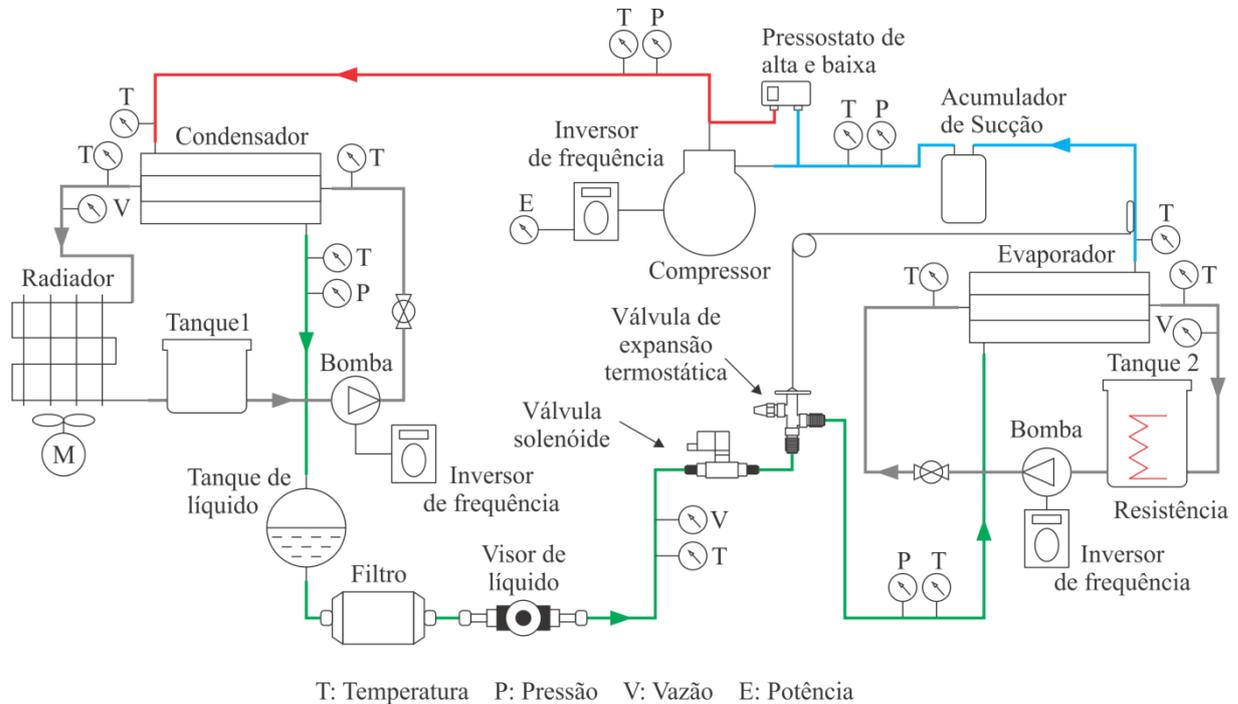
O refrigerante vaporizado pela ação do calor no evaporador tem sua pressão aumentada pelo trabalho do compressor, passando em seguida pelo condensador, que também é de placas. O calor absorvido no processo finalmente é rejeitado para a água, que aquecida circula pelo radiador, transferindo calor para o ambiente. O fluido refrigerante condensado a alta pressão passa pelo tanque de líquido antes de ter sua pressão e temperatura reduzidas através da passagem pela válvula de expansão termostática.

A utilização de trocadores de placas (evaporador e condensador) apresenta algumas vantagens como o tamanho, que é significativamente reduzido em comparação com outros modelos. Além disso, a determinação dos fluxos energéticos foi feita pela mensuração das pressões e temperaturas dos fluidos de trabalho nos diversos pontos da instalação e, também, da vazão mássica dos mesmos. Isso permitiu estabelecer o balanço energético nos vários componentes.

O ajuste da carga térmica através do evaporador pode ser feito alterando-se a potência da resistência ou variando-se a velocidade da bomba de circulação de água através do tanque 2, que é comandada por um inversor de frequência. Isso permite a visualização do comportamento do sistema operando sob diferentes condições de carga.

No condensador, a capacidade de troca térmica também pode ser influenciada, ajustando a vazão de água através da rotação da bomba, que também é comandada por inversor de frequência.

Figura 3.6 – Diagrama da bancada de análise termodinâmica



Fonte: o Autor.

Um terceiro inversor de frequência pode atuar no controle da velocidade do compressor, variando assim a capacidade frigorífica do equipamento, pela ação direta no fluxo mássico de fluido refrigerante. Esse ajuste de velocidade permite ainda comparar o funcionamento do sistema sob uma lógica liga/desliga ou variável de acordo com a carga recebida. A proteção do equipamento contra algum ajuste inadequado de operação é garantida com o pressostato de alta e baixa, que atua desligando o compressor caso isso ocorra.

Todos os pontos de medição destacados na Figura 3.6 são aquisitados por um CLP, que se comunica com um computador e, portanto, traz as informações da planta em tempo real. Esses dados também são disponibilizados através de gráficos, facilitando as análises. O COP e o gráfico de pressão e entalpia são atualizados instantaneamente durante a operação.

O radiador tem por função rejeitar no ar ambiente a carga térmica disponível no evaporador e a energia disponibilizada ao processo de compressão.

3.2.3 Dimensionamento teórico do sistema

Como se trata de uma bancada didática e não de uma aplicação real, foi determinada uma condição inicial de operação, para então se estabelecer o dimensionamento dos componentes. O fluido refrigerante selecionado foi o R134a e o motivo para esta escolha foram os pontos positivos apresentados no Quadro 2.2 e sua ampla utilização no mercado, o que garante uma ampla variedade de componentes.

Outro ponto determinado foram as temperaturas de condensação e evaporação, sendo definidas em 5 °C e 40 °C, respectivamente. Não foram adotadas temperaturas muito baixas de evaporação, embora o fluido refrigerante permita, para evitar o congelamento da água ao passar pelo trocador de placas.

O último dado a ser determinado antes de se iniciar o dimensionamento foi a carga térmica do sistema. Em um caso real, uma série de cálculos e considerações deveriam ser feitos para que essa carga fosse encontrada, mas para a bancada, o valor considerado foi de até 2400 W, garantindo assim um consumo de energia inferior ao requisitado no projeto.

Uma vez estabelecidas as condições de operação, uma etapa importante no dimensionamento é a visualização do ciclo de refrigeração em um diagrama p-h, conforme a Figura 3.7. O ciclo representado considera condições ideais de operação, como a compressão isoentrópica, por exemplo, e as considerações de vapor saturado à entrada do compressor e líquido saturado à entrada da válvula de expansão. Em função disso durante a seleção dos componentes da bancada, o dimensionamento foi recalculado considerando-se as ineficiências de cada componente, baseado nos catálogos dos fabricantes. O diagrama da Figura 3.7 adota os valores referentes às propriedades termodinâmicas do R134a, conforme representado na Tabela 3.1.

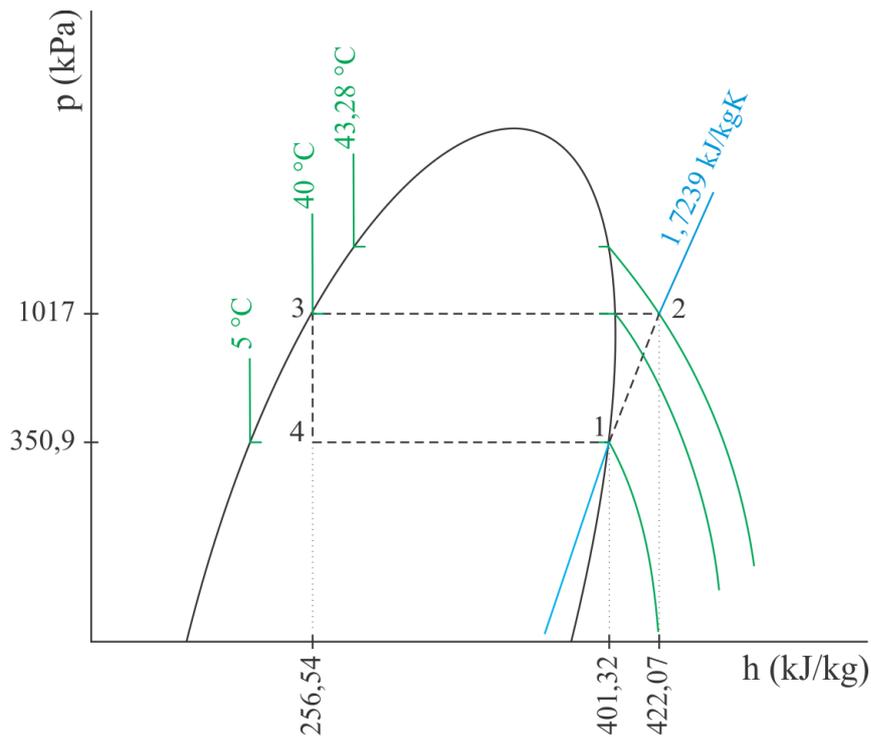
Tabela 3.1 – Propriedade termodinâmicas do R134a no ciclo

Ponto	Temperatura "T" (°C)	Pressão "p" (kPa)	Vol. Específico "v" (m ³ /kg)	Entalpia "h" (kJ/kg)	Entropia "s" (kJ/kgK)
1	5	350,9	0,05833	401,32	1,7239
2	43,287	1017	0,020339	422,075	1,7194
3	40	1017	0,000873	256,54	1,1909
4	5	350,9	0,0155	256,54	1,2033

Fonte: adaptado de Borgnakke e Sonntag 2009.

A partir dos valores mostrados na tabela 3.1 calculam-se os principais parâmetros de operação do sistema teórico, considerando a 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, processos em regime permanente e algumas hipóteses simplificativas, em especial, negligenciando as variações de energia cinética e potencial através dos componentes.

Figura 3.7 – O ciclo teórico de refrigeração da bancada no diagrama p-h



Fonte: o Autor.

De acordo com a potência térmica estabelecida de 2400 W dissipada através do evaporador, determina-se considerando as condições já estabelecidas de trabalho. Sendo assim, pela equação (3.1) tem-se o fluxo de massa de refrigerante.

$${}_4 Q_1 = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

$$\dot{m} = \frac{2,4}{401,32 - 256,54} = 0,01657 \text{ kg/s}$$

Com o fluxo de massa encontrado, pode-se determinar a potência de compressão, conforme a equação (3.2).

$$P_C = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

$$P_C = 0,01657 (422,07 - 401,32) = 343,9 \text{ W}$$

Outro dado necessário para a seleção do compressor é o deslocamento volumétrico do sistema, que pode ser obtido pela equação (3.3).

$$D_v = \dot{m} \cdot v_1 \quad (3.3)$$

$$D_v = 0,01657 \cdot 0,05833 = 0,0009669 \text{ m}^3/\text{s}$$

O condensador do sistema deve rejeitar o calor absorvido pelo evaporador somado ao calor absorvido pelo fluido no processo de compressão, de acordo com a equação (3.4).

$${}_2 Q_3 = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.4)$$

$${}_2 Q_3 = 0,01657(420,64 - 256,54) = 2720 \text{ W}$$

Outros dados a serem determinados são a vazão de água através do evaporador e condensador do tipo placas, para que ambos os componentes cumpram a sua função dentro do ciclo. No evaporador, o calor a ser dissipado é de 2400 W. Considerando-se uma variação de 5 °C sofrida pela água ao passar pelo evaporador, pode-se determinar a vazão de água através da equação (3.5). Nesta equação deve-se estabelecer o calor específico da água, que segundo Incropera e Dewitt (1998), para uma temperatura média de 20 °C o valor é de 4,182 kJ/kgK.

$$\dot{m}_{ae} = \frac{Q}{c_a(\Delta T)} \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_{ae} = \frac{2,4}{4,182(5)} = 0,1147 \text{ kg/s}$$

Para o condensador, considerando a mesma variação de temperatura e calor específicos, tem-se através da equação (3.6).

$$\dot{m}_{ac} = \frac{Q}{c_a(\Delta T)} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_{ac} = \frac{2,72}{4,182(5)} = 0,1299 \text{ kg/s}$$

O COP teórico do sistema pode ser determinado pela equação (3.7) considerando-se para tal a capacidade frigorífica e a potência de compressão acima determinados. Observa-se um favorecimento do COP em função da temperatura de evaporação, que é relativamente próxima a de compressão.

$$COP = \frac{4 Q_1}{P_C} \quad (3.7)$$
$$COP = \frac{2400}{343,9} = 6,97$$

3.3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

O desenvolvimento do projeto está baseado na parte 2 da Figura 3.5, a qual compreende as ações necessárias para a construção do protótipo da bancada.

3.3.1 Adequação com itens de mercado

Os cálculos estabelecidos na seção anterior se referem a condição crítica de operação, ou seja, com a carga térmica em seu nível máximo, que é de 2400 W, e com a temperatura de condensação de 40 °C.

Para facilitar a seleção de componentes e deixar o dimensionamento da bancada mais preciso, diferentes condições de operação foram consideradas e a partir delas foi criada a tabela 3.2. Para a construção desta tabela foram utilizadas as mesmas equações da seção anterior e a temperatura de evaporação foi fixada em 5 °C.

A partir dos dados da tabela 3.2, os catálogos técnicos de fabricantes foram consultados, permitindo a seleção de componentes. Dentes os principais fabricantes considerados, pode-se destacar Danfoss, Bitzer, Elgin e AlfaLaval.

O projeto construtivo da bancada foi baseado no diagrama da Figura 3.6 e teve sua estrutura concebida em perfis de alumínio, que acomodam os diferentes componentes da instalação, tornando a prática de laboratório de fácil manuseio.

O compressor selecionado foi o tipo aberto, que tem o eixo de acionamento para fora da carcaça, permitindo o acoplamento a um motor de indução trifásico, que por sua vez pode ter a velocidade modulada através por um inversor de frequência. Essas características

construtivas atendem os requisitos de projeto, que estabelecem uma capacidade de refrigeração variável para o protótipo.

Tabela 3.2 – Parâmetros para seleção de componentes

Temperatura Condensação (°C)	Carga Térmica (W)	Fluxo de Massa (kg/s)	Potência Compressão (W)	Calor Rejeitado (W)	Fluxo Água Evaporador (kg/s)	Fluxo Água Condensador (kg/s)
35	1000	0,0066	127	1127	0,0477	0,0539
35	1300	0,0085	165	1465	0,0622	0,0701
35	1800	0,0118	228	2028	0,0861	0,097
35	2400	0,01585	304	2704	0,1148	0,1293
40	1000	0,00694	144	1144	0,0477	0,0547
40	1300	0,0903	199	1499	0,0622	0,0717
40	1800	0,0125	275	2075	0,0861	0,0992
40	2400	0,0165	344	2744	0,1148	0,1312
45	1000	0,0073	181	1181	0,0477	0,0565
45	1300	0,0953	236	1536	0,0622	0,0735
45	1800	0,0132	326	2126	0,0861	0,1017
45	2400	0,0176	435	2835	0,1148	0,1356

Fonte: o Autor

O modelo de compressor escolhido foi o bloco II Y da Bitzer. Os dados técnicos do compressor estão no Apêndice A.

Os trocadores de calor selecionados para desempenhar a função do evaporador e condensador foram do tipo placa brasados e o modelo é o CB16-14H do fabricante Alfa Laval que podem trocar até 3000 W de calor.

A válvula de expansão selecionada foi a de modelo TN 2-0.8 da Danfoss que possui uma capacidade nominal de 2600 W, ou seja, levemente acima da carga máxima que pode ser ajustada em 2400 W. Os seus dados técnicos estão no Apêndice B.

Outros componentes básicos do ciclo de refrigeração como filtro da linha de líquido, visor de líquido, válvula solenóide, tanque de líquido, acumulador de sucção, pressostato de alta e baixa, foram selecionados levando-se em consideração as condições de operação acima descritas.

O radiador selecionado para fazer a rejeição final de calor foi Elgin, modelo CDE 2801, que pode rejeitar uma capacidade máxima de 4940 W, ou seja, quase o dobro da carga térmica. Isso garante o arrefecimento da água de condensação mesmo em condições críticas de operação. Como o radiador possui dois ventiladores que podem ser comandados

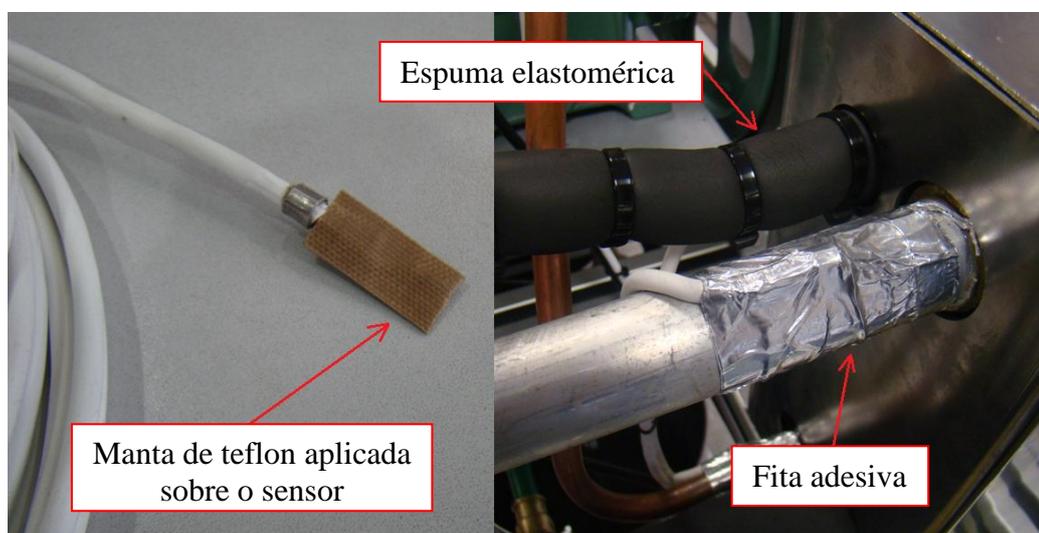
individualmente, sua capacidade possui uma boa gama de ajuste. Os seus dados técnicos encontram-se no Apêndice C.

As bombas selecionadas para circulação da água do circuito de condensação e do circuito de evaporação foram o modelo P 500 do fabricante KSB. Essas bombas podem oferecer uma vazão de aproximadamente 10 l/min em uma altura manométrica de 30 metros ou então 2,9 bar. Conforme a Tabela 3.2, a condição crítica exige uma vazão de aproximadamente 8 l/min, ou seja, inferior a capacidade da bomba. Os dados técnicos estão no Apêndice D.

A instrumentação da bancada é composta por sensores de temperatura, transdutores de pressão e transdutores de vazão. Essas três grandezas permitem a análise termodinâmica do processo.

Os sensores de temperatura utilizados são do tipo PT100. Uma forma construtiva específica foi adotada junto ao fabricante, para possibilitar o melhor contato possível com as tubulações por onde passam os fluidos. Ao invés de possuir um invólucro protetor, que é algo comum neste tipo de sensor, foi utilizada apenas uma manta de teflon, que o isola eletricamente dos elementos, no entanto permite uma boa troca térmica. Sobre cada um dos sensores foi aplicada uma fita adesiva, garantindo o seu contato com a tubulação e sobre ela foi aplicado um isolamento de espuma elastomérica que tem por função evitar que correntes de ar passando sobre a tubulação influenciem na medida. A Figura 3.8 mostra a forma como os sensores foram instalados, sendo que um deles está apenas com a fita adesiva e o outro já com a isolação de espuma elastomérica.

Figura 3.8 – Imagem da instalação dos sensores de temperatura



Os transdutores de pressão utilizados são de dois modelos específicos, sendo que um deles mede pressões até 5 bar e o outro até 20 bar. Ambas pressões medidas são manométricas, então para os cálculos termodinâmicos é adotada uma conversão para pressão absoluta, já que as tabelas de propriedades termodinâmicas consideram essa situação. No *software* supervisor é possível informar a pressão atmosférica local, que passa a ser somada aos valores de pressão medidos pelos transdutores.

Os transdutores de vazão selecionados são do tipo turbina pelton. Eles informam a vazão volumétrica do fluido através de um sinal pulsado, também chamado de sinal de frequência. Para a bancada, dois tamanhos diferentes de sensores foram considerados. Dois deles medem vazões de água até 11,5 l/min e outro mede vazão de fluido refrigerante até 0,95 l/min.

3.3.2 Análise de custos e revisão do projeto

Depois de determinados os componentes de mercado para a construção do protótipo, foi feita uma análise de custos junto a direção da empresa. Nessa análise ficou claro como os custos relativos a instrumentação são expressivos perante o custo total da bancada, chegando a aproximadamente 23 %.

A medição de vazão do fluido refrigerante, por exemplo, poderia ser mais efetiva com a utilização de um transdutor de vazão mássica do tipo coriolis, porém o valor deste tipo de sensor inviabilizaria a construção do protótipo. Em função disso, um transdutor de vazão volumétrica foi considerado e, através do *software* da bancada, é feita a conversão para vazão mássica.

O investimento realizado em materiais para a construção do protótipo foi de aproximadamente trinta mil reais, e ficou dentro do previsto pela direção para a realização deste projeto.

3.3.3 Desenvolvimento do projeto mecânico

A primeira etapa no desenvolvimento do projeto mecânico da bancada foi a modelagem de cada um dos componentes através de um programa de Projeto Auxiliado por Computador em três dimensões (CAD 3D).

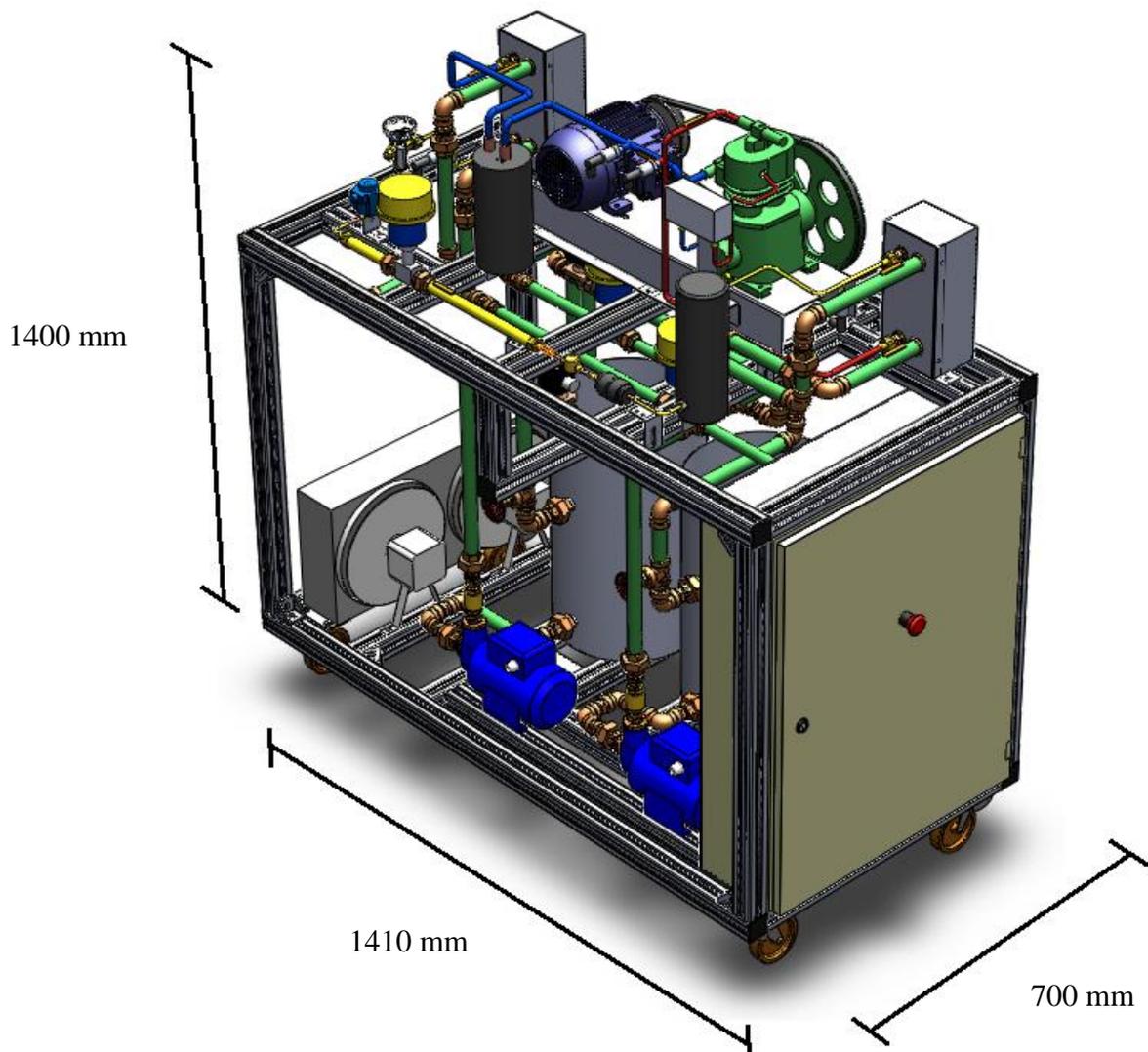
Em seguida foi desenvolvida uma estrutura de perfis de alumínio que permitisse o acomodamento de cada componente e que permanecesse dentro dos limites máximos

dimensionais. Os elementos que compreendem o ciclo de refrigeração propriamente dito ficaram dispostos na parte superior da bancada, enquanto que os componentes auxiliares do processo que representam a circulação de água ficaram na parte inferior.

Uma vez dispostos os componentes na estrutura da bancada, foi modelada a tubulação hidráulica. No circuito do fluido refrigerante foram utilizados tubos de cobre enquanto que a tubulação de circulação de água foi feita com tubos de alumínio. Na modelagem da tubulação foram respeitadas as particularidades de cada componente visando seu melhor funcionamento.

O painel elétrico ficou acomodado numa posição pouco privilegiada, em uma das laterais da bancada, no entanto o acesso ao mesmo somente será necessário caso haja alguma manutenção, pois todas as informações do processo estão disponíveis no *software* de operação e supervisão da bancada. A Figura 3.9 ilustra o projeto mecânico da bancada.

Figura 3.9 – Imagem ilustrativa do projeto da bancada



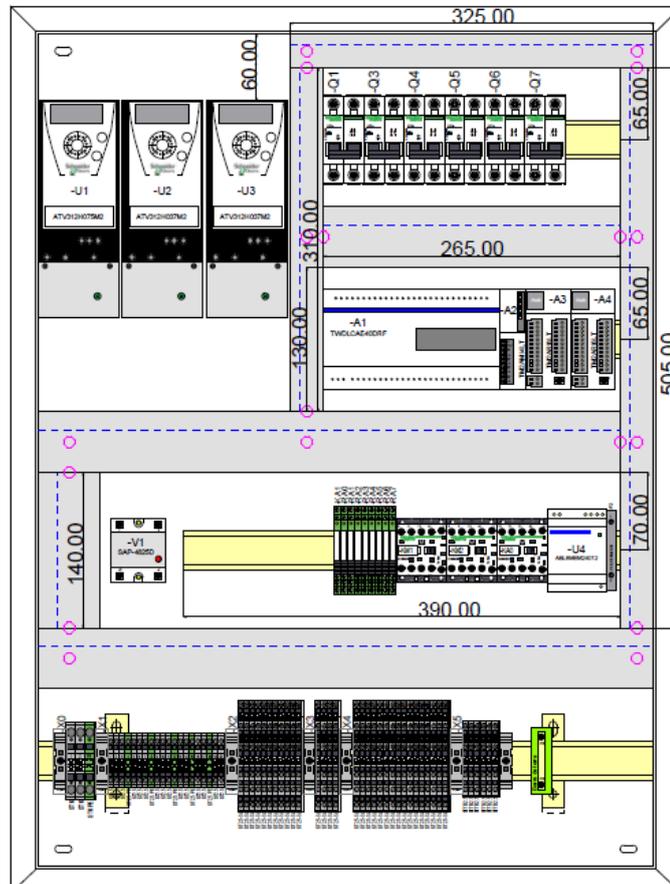
3.3.4 Desenvolvimento do projeto elétrico

O projeto elétrico compreende o painel de comando da bancada bem como o detalhamento de seus elementos de campo que podem ser sensores ou atuadores. No painel de comando estão montados os principais elementos de controle como o CLP, os inversores de frequência do motor do compressor e bombas, os dispositivos de proteção (disjuntores), e os dispositivos de manobra (relé de estado sólido), que aciona a resistência de aquecimento da água.

Todos os elementos de instrumentação sejam eles digitais ou analógicos, estão interligados ao CLP do painel, que se comunica também com os inversores de frequência através de uma rede *Modbus*. Essa comunicação permite que os dados de corrente, tensão, potência, frequência de acionamento, por exemplo, sejam lidos ou escritos através do CLP.

O diagrama elétrico foi desenvolvido com *software* específico e o leiaute interno do painel pode ser visto na Figura 3.10.

Figura 3.10 – Imagem ilustrativa do painel de comando



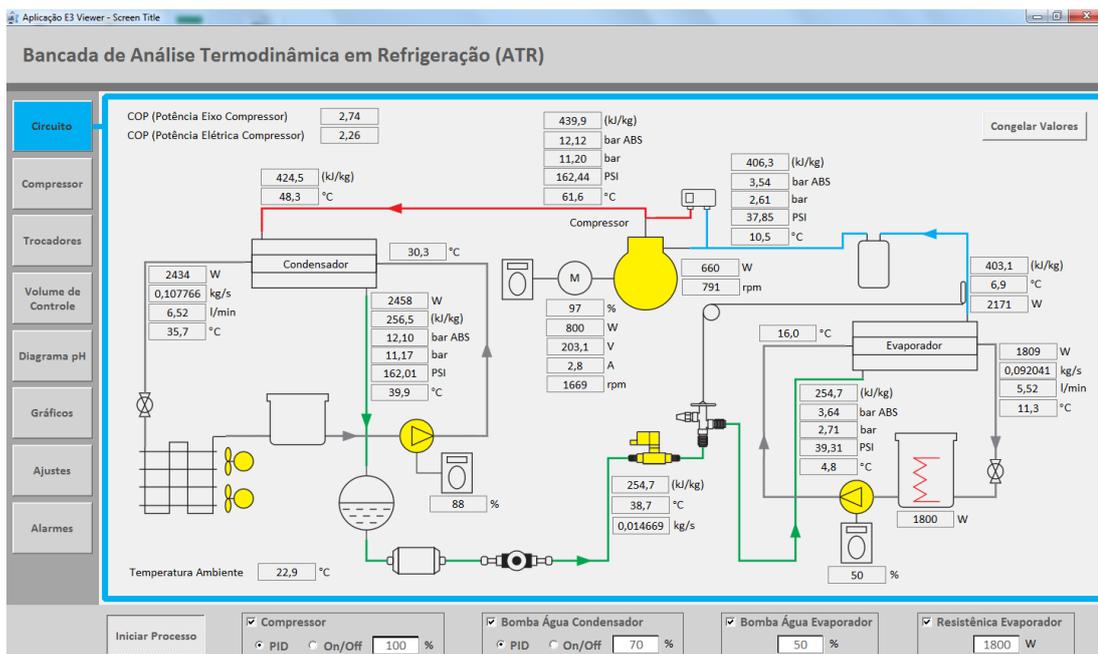
3.3.5 Desenvolvimento da aplicação de supervisão

A aplicação de supervisão e operação da bancada foi desenvolvida no *software* E3 da Elipse e permite que usuário interaja em tempo real com o equipamento. Todos os pontos medidos de pressão, vazão, temperatura, potência de motores, são informados nas telas de controle.

Entre os recursos da aplicação estão a visualização do circuito e suas variáveis em tempo real, a seleção do tipo de controle do compressor que pode ser pelo método Proporcional Integral Derivativo (PID) ou ainda pelo método tradicional liga/desliga. A seleção do tipo de controle da bomba de circulação de água no condensador que aceita os mesmos métodos de controle do compressor, a modulação de carga térmica através do acionamento mais intenso ou menos intenso da resistência, o controle de velocidade da bomba de circulação de água no evaporador, a visualização dinâmica dos pontos críticos do processo em um diagrama de pressão e entalpia.

A aplicação permite também a visualização de qualquer variável medida ao longo do tempo através de gráficos. A taxa de armazenamento de variáveis é de um segundo, possibilitando uma análise criteriosa dos fenômenos envolvidos. A Figura 3.11 mostra uma das telas da aplicação de supervisão da bancada. Nela é possível identificar o circuito e os valores mensurados em cada ponto.

Figura 3.11 – Imagem da aplicação de supervisão



Fonte: o Autor.

3.3.6 Construção do protótipo

O protótipo da bancada foi construído junto a unidade EPT da empresa. Para tal, foram disponibilizados os materiais e todos os detalhes do projeto mecânico, hidráulico e elétrico.

A primeira parte a ser construída foi a estrutura de alumínio que acomoda todos os componentes da bancada. A Figura 3.12 ilustra como ficou a montagem. O segundo passo foi a fixação dos elementos principais, como tanques, bombas, compressor, trocadores de calor e radiador.

A tubulação dos circuitos de água foi construída fora da bancada, a partir do projeto detalhado, para depois disso ser conectada aos seus elementos. As conexões foram feitas de uniões roscáveis para possibilitar uma posterior desmontagem e pintura.

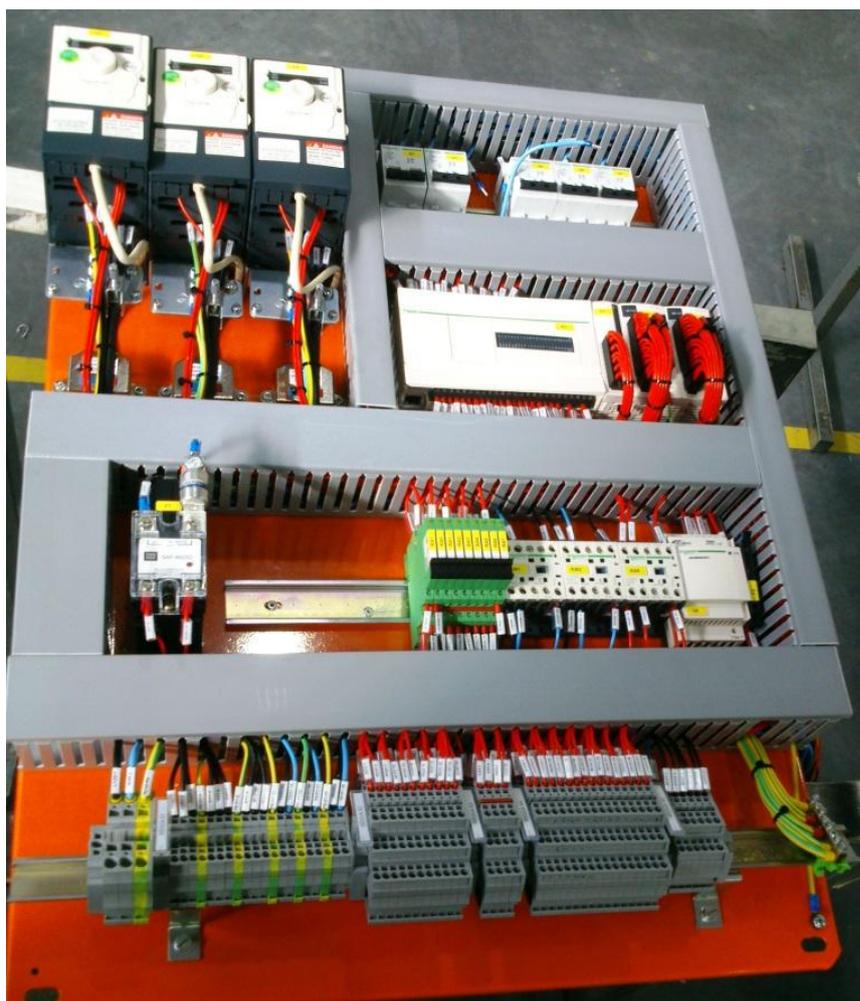
Figura 3.12 – Imagem da estrutura de alumínio



Fonte: o Autor.

O painel elétrico da bancada foi desenvolvido paralelamente a estrutura, já que sua montagem não depende disso. A Figura 3.13 ilustra a placa de montagem já finalizada. No canto superior esquerdo estão os inversores de frequência. No canto superior direito os disjuntores de proteção. Na parte central o CLP, e na parte inferior acima dos bornes de ligação, os elementos de manobra de cargas.

Figura 3.13 – Imagem do painel elétrico



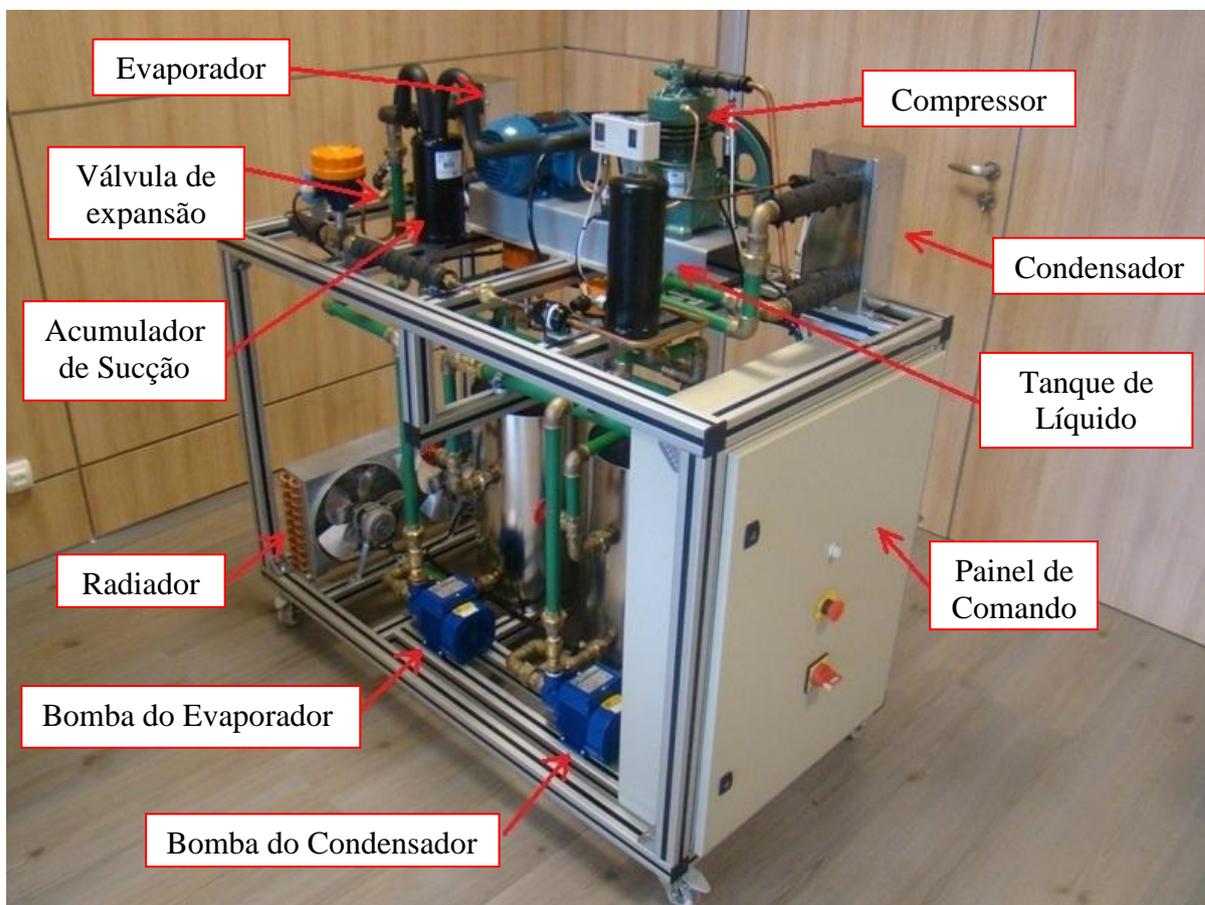
Fonte: o Autor.

A última atividade realizada na construção da bancada foi a montagem do circuito de refrigeração. Esse trabalho foi concebido por uma empresa terceirizada, que após o término submeteu a tubulação a um teste de estanqueidade com nitrogênio, garantindo as condições seguras de operação. A Figura 3.14 ilustra a montagem final da bancada.

Os trocadores de calor tipo placas, que fazem a função do condensador e evaporador tiveram sua superfície externa isolada com uma camada de aproximadamente 30 mm de espuma elastomérica, aplicada entre eles e uma caixa externa de proteção. Esse isolamento

teve por objetivo garantir que as trocas térmicas sejam feitas somente entre o fluido refrigerante e a água, que são os pontos instrumentados.

Figura 3.14 – Imagem da bancada finalizada



Fonte: o Autor.

3.3.7 Testes e adequações finais

Antes de adquirir os dados para a análise de resultados, toda a bancada foi submetida a testes de modo a garantir a perfeita operação e leitura de valores. Os primeiros parâmetros ajustados foram os dados elétricos dos motores das bombas e do compressor nos respectivos inversores de frequência.

Depois disso, os medidores de temperatura foram testados um a um tendo o valor medido comparado ao de um instrumento calibrado já utilizado na empresa. Não foi necessário nenhum ajuste, pois todos os sensores apresentaram um erro inferior a 2 %.

Os medidores de vazão de água foram calibrados medindo-se a massa de água deslocada num determinado período de tempo. Foi utilizada uma balança com precisão de 1 g.

O medidor de vazão do fluido refrigerante não foi calibrando internamente, em virtude da dificuldade de fazer esse procedimento em uma tubulação com circuito fechado. O dado de conversão ajustado no *software* foi o mesmo do informado pelo fabricante do medidor.

Os transdutores de pressão também não foram calibrados pelo mesmo motivo citado acima, no entanto o fabricante garante um erro inferior a 1 % do fundo de escala, incluindo não linearidade, histerese e repetibilidade.

Finalmente, foram ajustados os parâmetros de proteção contra sobrecorrente nos motores e ajustados os valores de pressão máxima e mínima de trabalho do sistema. Esses acertos evitam danos ao equipamento em caso de algum ajuste indevido de operação. Foi verificada a carga de fluido refrigerante, a regulagem da válvula de expansão, as pressões manométricas das linhas de alta e baixa pressão e as trocas térmicas através do evaporador, condensador e radiador. Nenhum inconveniente foi observado, de modo que o protótipo ficou pronto para o início dos testes.

3.4 METODOLOGIA DO ENSAIO

Para fazer a verificação dos dados mensurados em relação aos teóricos calculados, duas situações distintas de operação foram configuradas, sendo uma de baixa carga térmica e outra de alta carga térmica. Foram comparados os valores práticos e teóricos referentes a entalpia, potência de compressão, vazões mássicas de água e fluido refrigerante, potências dissipadas através dos trocadores e COP.

Entre os recursos disponibilizados no software supervisor para operação e realização de experimentos, pode-se destacar:

- a) a seleção do modo de operação do compressor e bomba de circulação de água do condensador entre liga-desliga (*on-off*) e PID;
- b) ajuste dos parâmetros da malha PID como efeito das ações proporcional, integral e diferencial;
- c) ajuste da carga térmica através de controle de chaveamento da resistência elétrica;
- d) opção de habilitar ou desabilitar qualquer um dos ventiladores do radiador;
- e) visualização em tempo real das entalpias referente cada ponto instrumentado do circuito;
- f) visualização do gráfico dinâmico de pressão versus entalpia; e

- g) visualização de qualquer variável medida e calculada através de gráficos ao longo do tempo que podem ser ajustados entre tempo real ou histórico (até dois meses com uma taxa de aquisição de um segundo);

A primeira configuração foi feita com uma carga térmica de 1800 W ajustada diretamente na resistência de aquecimento. A velocidade da bomba de circulação de água do evaporador foi mantida fixa em 50 % do valor nominal.

A pressão de sucção foi ajustada em 2,6 bar, com um controle PID, responsável por controlar a velocidade do compressor visando a manutenção estável desta pressão de sucção durante todo o experimento.

A pressão de descarga foi ajustada em 11,2 bar e também utilizou do controle PID, que teve ação direta na velocidade de rotação da bomba de circulação de água no condensador. Durante o teste, os dois ventiladores do radiador ficaram ligados para rejeitar o calor para o ambiente.

O equipamento permaneceu operando nesta condição por aproximadamente uma hora, de modo a garantir a estabilidade do processo e a partir de então coletar os dados de pressão, vazão, temperatura, potência e entalpia em cada ponto relevante do circuito.

A segunda configuração foi feita com uma carga térmica inferior, ou seja, 1300 W ajustados diretamente na resistência. Neste experimento foi mantida a velocidade da bomba do circuito do evaporador em 50 %. O ajuste da pressão de sucção e modo de controle foi mantido igual a situação anterior, ou seja, 2,6 bar e controle PID.

A pressão de descarga foi reduzida para 10 bar, pois com uma menor carga térmica, uma menor capacidade de condensação é exigida. Neste experimento o controle a bomba de condensação ainda foi mantido no modo PID.

Depois de ajustada a potência da resistência e a pressão de descarga, o equipamento foi deixado em operação por aproximadamente vinte e cinco minutos, até atingir uma forma mais estável de trabalho para a partir de então, serem coletados novamente os dados informados acima.

A bancada permite ser operada com uma carga ainda inferior aos 1300 W, no entanto, foi priorizada uma operação em regime estável. Fixar a potência inferior a esse valor acarretaria em o compressor operar em liga-desliga (*on-off*) em alguns momentos, o que pode não ser bom para a comparação de resultados.

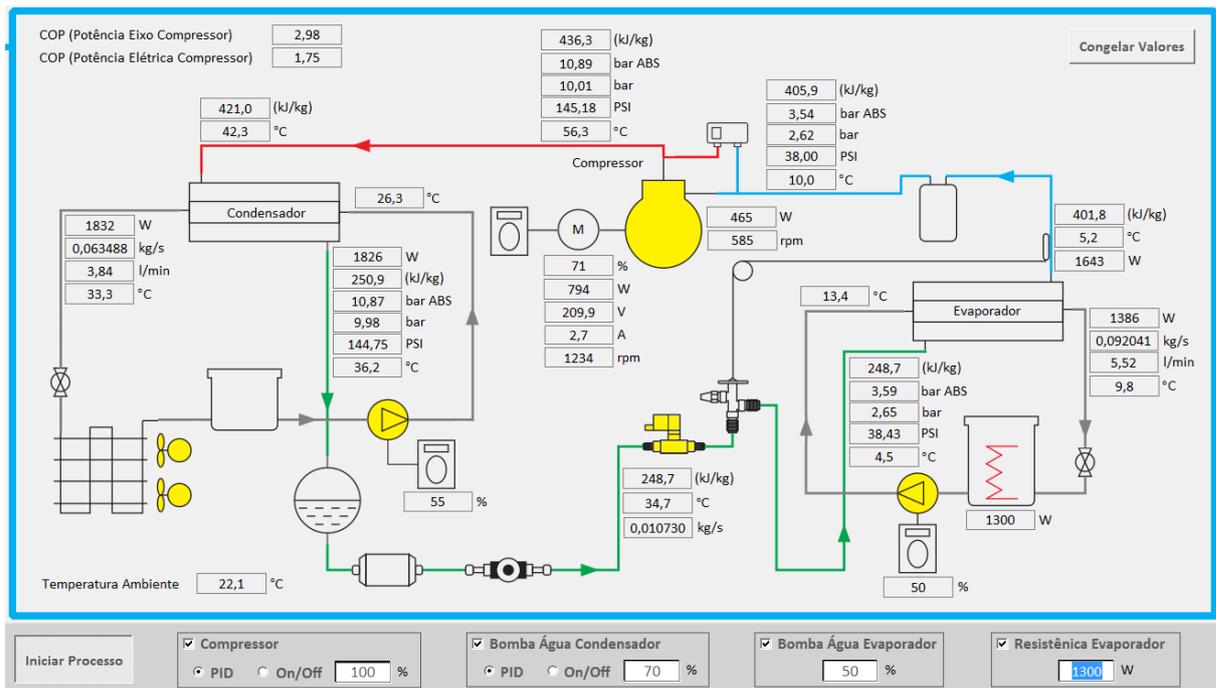
4. ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Nesse capítulo são apresentados os resultados medidos pela bancada nas duas condições de teste descritas anteriormente. Esses resultados são comparados aos teóricos e a partir disso é feita uma análise do ciclo, tendo em vista suas perdas e fontes de imprecisão.

4.1 RESULTADO COM BAIXA CARGA TÉRMICA

A seguir são apresentados os resultados para a carga térmica de 1300 W. A Figura 4.1 traz uma captura da tela durante o regime estável de operação. Nela podem ser observados os valores mensurados e calculados em cada ponto do processo.

Figura 4.1 – Tela durante o teste com carga 1300 W



Fonte: o Autor.

A grande vantagem de operar no modo PID foi a estabilidade do processo, algo que seria muito difícil com o controle liga-desliga (*on-off*). Pode-se observar que para os 1300 W ajustados, o compressor operou no modo PID com aproximadamente 585 rpm, sendo que o mínimo possível é de 500 rpm.

A pressão manométrica ajustada em 2,6 bar, corresponde a uma temperatura de evaporação de aproximadamente 5 °C, ou seja, o valor de temperatura definido para os cálculos teóricos na seção anterior.

A pressão manométrica de descarga do compressor é consequência da vazão da bomba de condensação e da rejeição de calor feita pelo radiador. Sendo assim, uma temperatura ambiente elevada vai exigir uma maior vazão de água para ter a mesma troca térmica que um ambiente com temperatura inferior. Durante os testes foi observado que com a pressão manométrica de 10 bar, a bomba podia garantir a sua função operando em um regime estável. A vazão de água na bomba do evaporador foi mantida de forma constante.

A pressão atmosférica medida antes de iniciar os ensaios foi de 931 hPa. Esse valor foi inserido no *software* para obter a pressão absoluta nos pontos medidos e com isso determinar a entalpia.

O cálculo da entalpia é feito a partir de equações de estado. Segundo Cleland (1992), os cálculos são simples e computacionalmente rápidos e para as condições de refrigeração comumente encontradas, as propriedades geralmente concordam com os dados de origem com uma diferença de até 0,4 % e ocasionalmente chega a 0,6 %. A Tabela 4.1 traz um comparativo dos valores calculados pelas equações de estado e dos valores informados pelo programa *CoolPack*. Fica nítido que os valores calculados são bastante próximos e, portanto confiáveis.

Tabela 4.1 – Diferença percentual na entalpia calculada para a carga de 1300 W

Ponto Mensurado	Entalpia Calculada (kJ/kg)	Entalpia <i>CoolPack</i> (kJ/kg)	Diferença Percentual (%)
Saída Compressor	436,3	435,4	0,2
Entrada Condensador	421	419	0,48
Saída Condensador	250,9	250,5	0,16
Linha de Líquido	248,7	248,3	0,16
Entrada Evaporador	248,7	248,3	0,16
Saída Evaporador	401,8	400,1	0,42
Entrada Compressor	405,9	404,6	0,32

Fonte: o Autor

Uma grandeza importante durante toda a análise de resultados é a vazão mássica do fluido refrigerante, pois a mesma interfere em todos os pontos, já que tem ligação direta com a taxa de calor trocado em cada elemento. Conforme mencionado no capítulo anterior, não foi

feita uma aferição deste medidor, no entanto uma análise simples pode ser feita. Conhecendo a rotação do compressor, e as propriedades do fluido refrigerante em sua entrada, é possível determinar a vazão mássica aproximada através dele.

Uma análise mais criteriosa só não é possível, porque o fabricante do compressor não informa o volume de espaço nocivo dos cilindros. O fluido confinado nesse espaço fica não sendo transferido para a linha de alta pressão. De qualquer forma, se for considerada a pressão absoluta de admissão em 3,54 bar e a temperatura em 10 °C, tem-se para esta condição um volume específico de 0,05877 m³/kg. A taxa de deslocamento do compressor (T_d) pode ser obtida pela equação (4.1), sendo o diâmetro do cilindro de 40 mm, curso (h) de 30 mm e o número de cilindros (nc) de 2. A rotação é medida pela bancada.

$$T_d = \pi r^2 \cdot h \cdot nc \cdot rps \quad (4.1)$$

$$T_d = \pi \cdot 0,02^2 \cdot 0,03 \cdot 2 \cdot 9,75 = 0,00073513 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dividindo a taxa de deslocamento calculada pelo volume específico, se obtém a vazão mássica de 0,0125 kg/s através do compressor. Esse valor está 14 % acima da vazão medida pelo sensor, o que era esperado visto que o volume de espaço nocivo não ter sido considerado. Isso significa que o valor medido pelo sensor de vazão está coerente.

A Tabela 4.2 apresenta os resultados teóricos comparados aos resultados práticos. Essa tabela traz os valores calculados considerando-se as condições do teste, ou seja, temperatura de evaporação de 4,5 °C e temperatura de condensação de 42,3 °C.

Tabela 4.2 – Valores teóricos e práticos para o teste com carga 1300 W

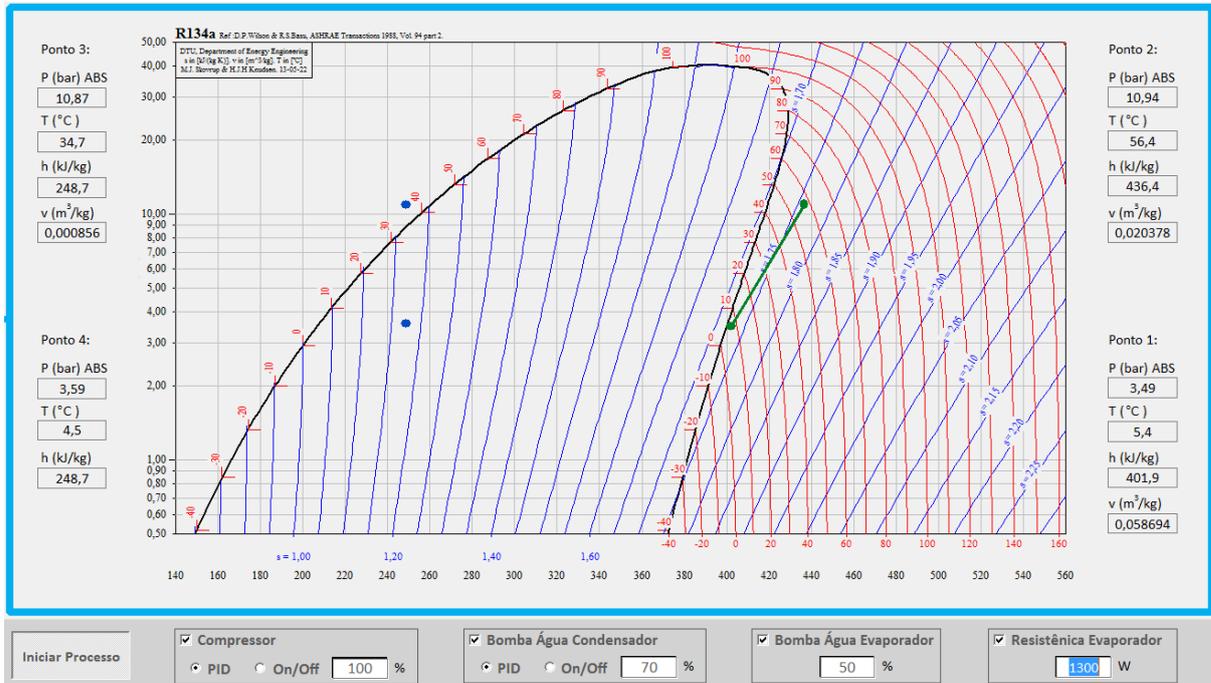
Dados	Carga Aplicada (W)	Fluxo de Massa (kg/s)	Potência Compressão (W)	Carlor Rejeitado (W)	Fluxo Água Evaporador (kg/s)	Fluxo Água Condensador (kg/s)
Teórico	1386	0,0098	233	1620	0,0662	0,0774
Prático	1386	0,0107	465	1832	0,092	0,0634

Fonte: o Autor

Comparando-se os valores obtidos no teste prático com os valores teóricos calculados, percebe-se algumas diferenças. Na Tabela 4.2, para a carga térmica de 1386 W a uma temperatura de condensação de 42,3 °C é demandado no compressor uma potência teórica de aproximadamente 233 W. Esse valor seria para uma condição ideal de compressão, ou seja,

uma compressão adiabática. Na prática isso não ocorre, porque existem perdas no compressor, como a dissipação de temperatura para o meio externo, por exemplo. A Figura 4.2 traz uma captura de tela do gráfico dinâmico de pressão e entalpia.

Figura 4.2 – Tela do diagrama de entalpia e pressão com carga 1300 W



Fonte: o Autor.

Os dois pontos verdes localizados a direita da curva de saturação indicam a condição do fluido refrigerante antes e depois do processo de compressão. Para ser igual ao modelo teórico, a linha verde que une os dois pontos deveria ser paralela as linhas isentrópicas, marcadas na cor azul, porém isso não é verdadeiro.

Essa inclinação para a direita deixa claro que o compressor provoca um processo irreversível no sistema e que, portanto, um acréscimo de potência deve ser fornecido ao seu eixo para obter o mesmo resultado do modelo teórico.

Na Tabela 4.2 estão determinados os fluxos de água através do evaporador e condensador que são respectivamente 0,0662 kg/s e 0,0774 kg/s. Esses valores ficaram bastante divergentes dos reais mensurados, que foram de 0,092 kg/s e 0,0634 kg/s, mas essa divergência pode ser explicada pela diferença entre a temperatura de entrada e saída da água através dos trocadores considerada no cálculo teórico, e o medido na bancada.

No cálculo teórico, foi considerado uma diferença fixa de 5 °C, mas que na prática foi de 3,6 °C para o evaporador e 7 °C para o condensador. Essa diferença tem relação direta com

a vazão, no entanto se for observada a potência de troca, que é fator principal, os valores ficam equilibrados.

Pela Tabela 4.2, o calor rejeitado no condensador é de 1620 W, ou seja, 12 % inferior ao valor medido na bancada. Essa diferença também é reflexo da compressão isoentrópica, que na prática não ocorre.

Somando a taxa de calor absorvido no evaporador que é de 1386 W com a potência de compressão que é de 465 W, se obtém 1851 W. Comparando esse valor com a taxa de calor rejeitada na água através do condensador que é de 1832 W, se obtém uma diferença de aproximadamente 1 %, condizendo com a teoria.

Outra análise que pode ser feita a partir dos resultados é a comparação entre a taxa de calor trocada pela a água e o fluido refrigerante no condensador e no evaporador. No lado do condensador, os valores ficam bastante próximos, sendo que a água absorveu uma taxa de 1832 W e o fluido rejeitou 1826 W. A diferença produz em erro de 0,32 %, ou seja, um valor bem aceitável. O isolamento térmico feito com espuma elastomérica contribuiu muito para manter estes valores próximos. Durante os testes foi observada a temperatura externa da caixa de isolamento que se manteve próxima a temperatura ambiente, comprovando a eficiência da isolação.

No evaporador, no entanto, a taxa de calor trocada entre a água e o fluido refrigerante não apresentou valores tão próximos. Fontes dessa diferença podem ser trocas térmicas entre o trocador de placas e o meio externo, porém não foi observado deficiências no isolamento. A única questão notada são duas conexões que estão expostas, conforme a Figura 4.3.

Figura 4.3 – Conexões expostas no evaporador.



Pode-se observar que a água rejeita uma taxa de 1386 W, enquanto que o fluido absorve uma taxa de 1643 W, representando uma diferença percentual de aproximadamente 16 %. Outro fator que pode ter contribuído para essa diferença é a entalpia calculada após a válvula de expansão. Por definição, ela foi considerada a mesma da linha de líquido, já que a medida de pressão e temperatura após a válvula de expansão não define o estado do fluido refrigerante por estar na condição de saturação líquido-vapor.

Através dos dados mensurados, também é possível determinar a efetividade dos trocadores, que representa o seu desempenho térmico. Tanto para o evaporador como para o condensador, considera-se o C_{min} referente a corrente de água, já que ela não altera sua fase durante o processo de troca térmica. A equação (4.2) trás os resultados.

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{C_{min}(\Delta T_{max})} = \frac{Q_{real}}{\dot{m}_a \cdot c_p(\Delta T_{max})} \quad (4.2)$$

$$\varepsilon_{evap} = \frac{1386}{0,092041 \cdot 4189(8,9)} = 0,4 = 40\%$$

$$\varepsilon_{cond} = \frac{1832}{0,063488 \cdot 4178(16)} = 0,43 = 43\%$$

O produto UA, que relaciona o coeficiente global de transferência de calor com a área de troca pode ser determinado pela equação (4.3).

$$U \cdot A = \frac{Q}{\Delta T_{ml}} \quad (4.3)$$

$$U \cdot A_{evap} = \frac{1386}{6,6448} = 208,58 \text{ W/K}$$

$$U \cdot A_{cond} = \frac{1832}{9,4428} = 194,01 \text{ W/K}$$

Conhecendo-se a área útil de troca, que de acordo com os dados técnicos do fabricante é de 0,1974 m², pode ser determinado diretamente o coeficiente global de transferência de calor que é de 1057 W/m²K para o evaporador, e 983 W/m²K para o condensador.

Outro ponto interessante de ser analisado é o COP do sistema. Teoricamente o COP para esta condição de operação seria em torno de 5,95. Para tal, foi considerada a potência dissipada de 1386 W e o trabalho teórico aplicado ao compressor de 233 W. Como visto anteriormente, essa definição se aplicaria caso houvesse uma compressão isoentrópica. Como

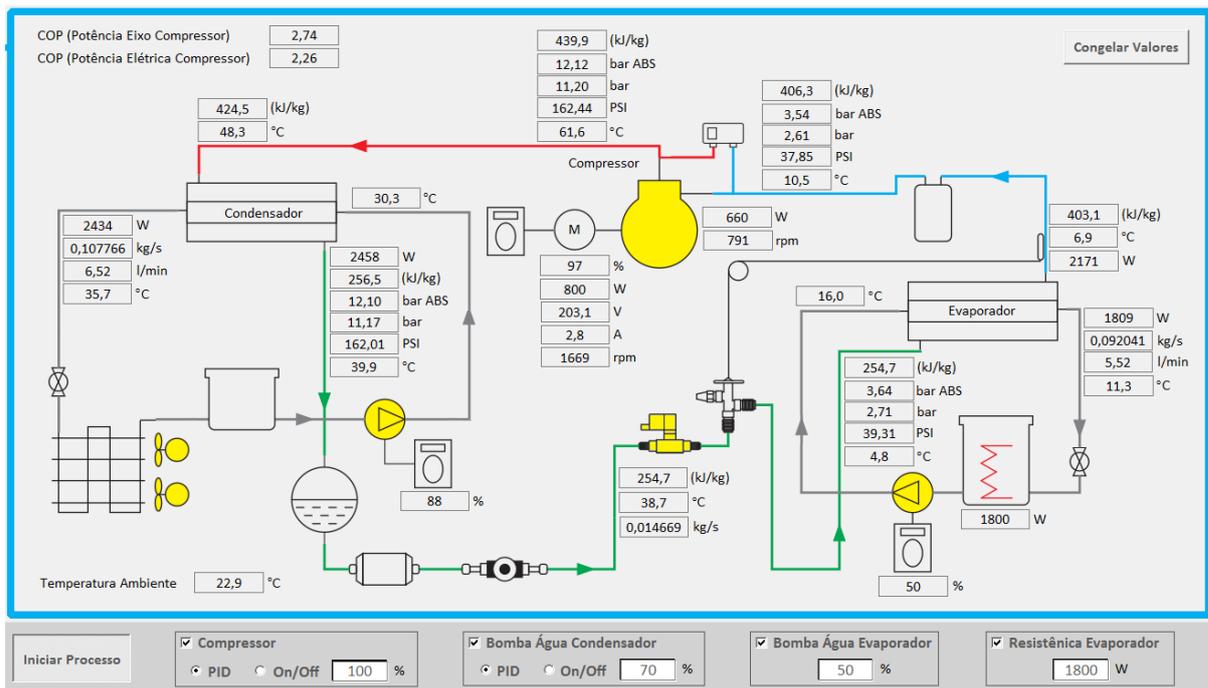
isso não é possível, o COP medido pela bancada foi de 2,98, ou seja, aproximadamente 50 % inferior ao teórico. Neste caso, foi considerada a mesma taxa de transferência de calor no evaporador e a potência mecânica de eixo no compressor.

4.2 RESULTADO COM ALTA CARGA TÉRMICA

A seguir são apresentados os resultados com alta carga térmica, ou seja, 1800 W. A Figura 4.4 ilustra a tela do supervisor durante o regime estável de operação, na qual podem ser observados os valores mensurados e calculados em cada ponto do processo.

Para os 1800 W ajustados, o compressor operou no modo PID com aproximadamente 791 rpm. Com 11,2 bar de pressão manométrica ajustados na descarga, a bomba conseguiu operar de forma estável com 88 % de sua velocidade.

Figura 4.4 – Valores obtidos durante o teste com carga de 1800 W



Fonte: o Autor.

Durante esse ensaio a pressão atmosférica também se manteve em 931 hPa. A Tabela 4.3 mostra um comparativo dos novos valores calculados e dos valores informados pelo programa *CoolPack*. Novamente, as diferenças percentuais encontradas foram insignificantes.

Tabela 4.3 – Diferença percentual na entalpia calculada com carga 1800 W

Ponto Mensurado	Entalpia Calculada (kJ/kg)	Entalpia <i>CoolPack</i> (kJ/kg)	Diferença Percentual (%)
Saída Compressor	439,9	439	0,2
Entrada Condensador	424,5	423,1	0,33
Saída Condensador	256,5	256	0,2
Linha de Líquido	254,7	254,2	0,2
Entrada Evaporador	254,7	254,2	0,2
Saída Evaporador	403,1	401,7	0,35
Entrada Compressor	406,3	405,1	0,3

Fonte: o Autor

Assim como no teste com baixa carga térmica, a Tabela 4.4 reporta agora os valores teóricos e práticos considerando as mesmas condições do experimento com alta carga térmica, ou seja, com temperatura de evaporação de 4,8 °C e temperatura de condensação de 48,3 °C.

Tabela 4.4 – Valores teóricos e práticos para o teste com carga 1800 W

Dados	Carga Aplicada (W)	Fluxo de Massa (kg/s)	Potência Compressão (W)	Calor Rejeitado (W)	Fluxo Água Evaporador (kg/s)	Fluxo Água Condensador (kg/s)
Teórico	1809	0,0138	367	2176	0,0865	0,104
Prático	1809	0,0146	660	2434	0,092	0,107

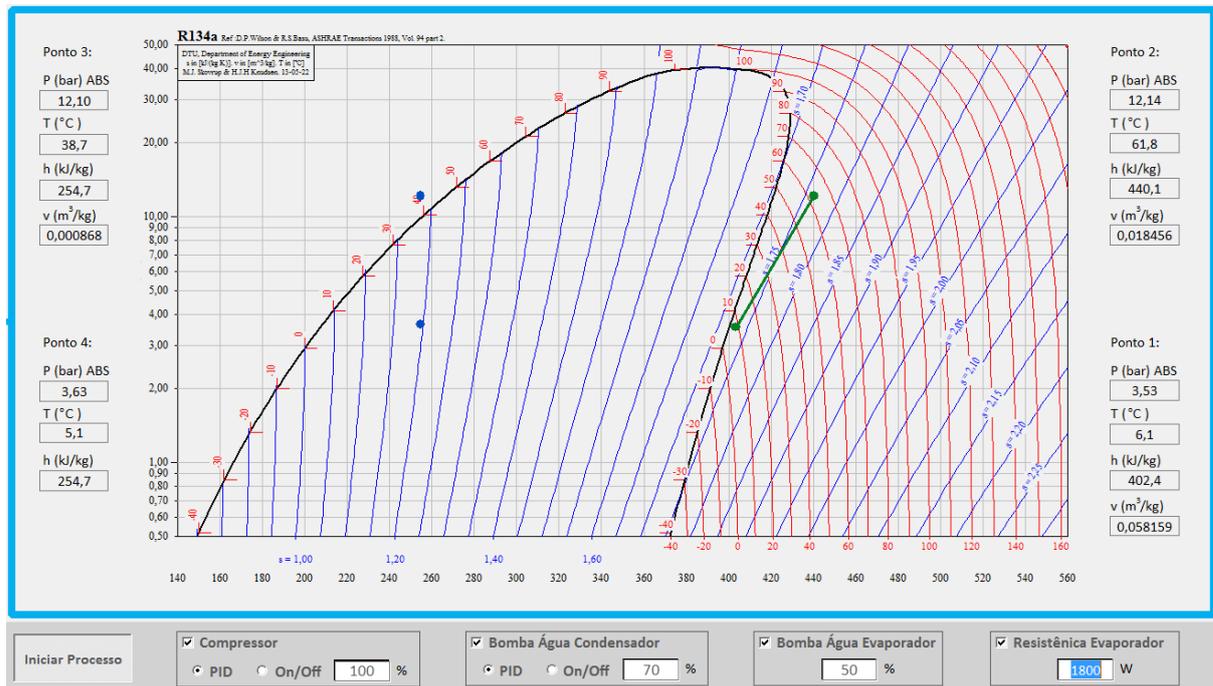
Fonte: o Autor

Para este caso, a potência de compressão teórica também se manteve inferior a real medida na bancada. A Figura 4.5 trás uma captura de tela do gráfico dinâmico de pressão e entalpia.

Em relação a Figura 4.2, é possível observar que a inclinação da reta verde foi mantida, o que caracteriza uma condição estável de compressão para ambos os casos. A única diferença está no ponto final da reta, ou então após a compressão, que nesta nova condição foi deslocado para cima em função da pressão manométrica de descarga ajustada em 11,2 bar.

A soma da taxa de calor absorvida no evaporador que foi de 1809 W, com a potência de compressão medida de 660 W, representa 2469 W. Relacionando esse valor com a taxa de calor rejeitada na água através do condensador que foi de 2434 W, chega-se a uma diferença percentual de 0,4 %, ou seja, um valor bastante aceitável.

Figura 4.5 – Tela do diagrama de entalpia e pressão com carga 1800 W



Fonte: o Autor.

Novamente, a taxa de calor trocada pela água e pelo fluido refrigerante no condensador teve valores bastante próximos. Foram registrados 2434 W trocado pela água contra 2458 W trocado pelo fluido refrigerante. Isso representa uma diferença de 1 %. No evaporador, foram registrados dados um pouco mais divergentes. No lado do fluido refrigerante foram trocados 2171 W contra 1809 W mensurados no fluxo de água. Isso representa um erro de 17 %. As justificativas para essa diferença são as mesmas mencionadas anteriormente.

Para este caso de maior carga térmica, também foram determinadas as efetividades dos trocadores levando-se em consideração os mesmos critérios do teste com 1300 W. A equação (4.4) trás os resultados.

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{\dot{m}_a \cdot c_p (\Delta T_{max})} \quad (4.4)$$

$$\varepsilon_{evap} = \frac{1809}{0,092041 \cdot 4187(11,2)} = 0,42 = 42\%$$

$$\varepsilon_{cond} = \frac{2434}{0,107766 \cdot 4178(18)} = 0,30 = 30\%$$

Acima pode ser observado um decréscimo da efetividade do condensador, que passou a ser de 30 %. Nessa condição, a bomba operou com 88 % de sua velocidade, fazendo aumentar substancialmente a vazão de água. Esse aumento de vazão reduz o tempo de troca térmica entre os fluídos, de modo que o trocador passa a operar de uma forma menos eficiente. O produto UA , está determinado pela equação (4.5).

$$U \cdot A = \frac{Q}{\Delta T_{ml}} \quad (4.5)$$

$$U \cdot A_{evap} = \frac{1809}{7,7272} = 234,10 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U \cdot A_{cond} = \frac{2434}{11,0321} = 220,62 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Com a área de troca, determina-se o coeficiente global de transferência de calor que é de $1186 \text{ W/m}^2\text{K}$ para o evaporador, e $1118 \text{ W/m}^2\text{K}$ para o condensador.

O COP teórico para a condição atual de operação é de 4,93, sendo que para isso foi considerada a carga dissipada de 1809 W e o trabalho de compressão de 367 W. O COP medido na bancada foi de 2,74, ou seja, 44 % inferior ao teórico.

Pode-se perceber que a relação de diferença entre o COP teórico e real do teste com baixa e alta carga térmica se manteve parecido. Outro fator que pode ser observado é que o COP medido para a condição de 1800 W de carga térmica foi reduzido em aproximadamente 8 % se relacionado ao COP da carga de 1300 W, o que se atribui às diferenças de pressão de descarga ajustadas. Para a maior carga foi exigido um trabalho maior de compressão, já que a pressão manométrica de descarga foi aumentada em 1,2 bar. Isso reflete diretamente da eficiência do processo.

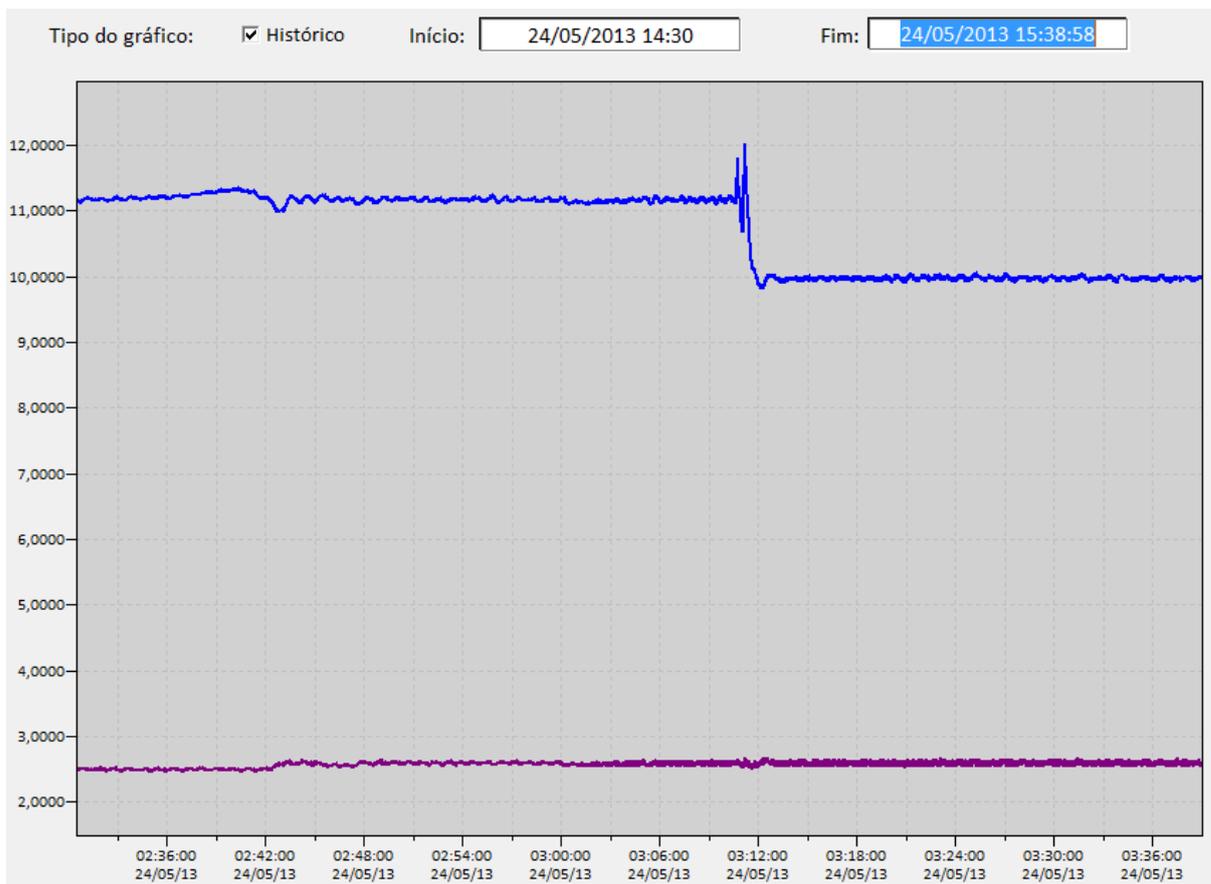
4.3 ANÁLISE DE GRÁFICOS

A seguir estão representados alguns registros feitos pelo *software* da bancada através de gráficos de históricos. Embora na seção anterior a explanação tenha iniciado com o teste de baixa carga, o primeiro experimento realizado na bancada foi com a carga de 1800 W. Em seguida, sem desligar ou colocar em repouso o equipamento, foi reduzida a carga térmica para 1300 W. O ensaio completo levou cerca de uma hora, sendo que para atingir o regime de

operação estável e coletar as telas de registros, foi aguardado um tempo de aproximadamente vinte e cinco minutos após as alterações iniciais de parâmetro.

A Figura 4.6 apresenta os valores de pressão medidos na entrada e saída do compressor. Pode-se observar como o controle PID da bomba de condensação conseguiu manter estável a pressão de descarga. Na primeira parte do gráfico ela fica ajustada com valor de 11,2 bar. Um pouco a frente da metade do gráfico ocorre uma alteração dos valores representada por um pico e em seguida uma estabilidade. Isso ocorreu no momento em que a pressão de descarga foi ajustada em 10 bar. Na parte inferior do mesmo gráfico está representada a pressão de sucção, que foi mantida constante durante todo o teste com o controle PID feito pelo compressor.

Figura 4.6 – Gráfico das pressões de sucção e descarga

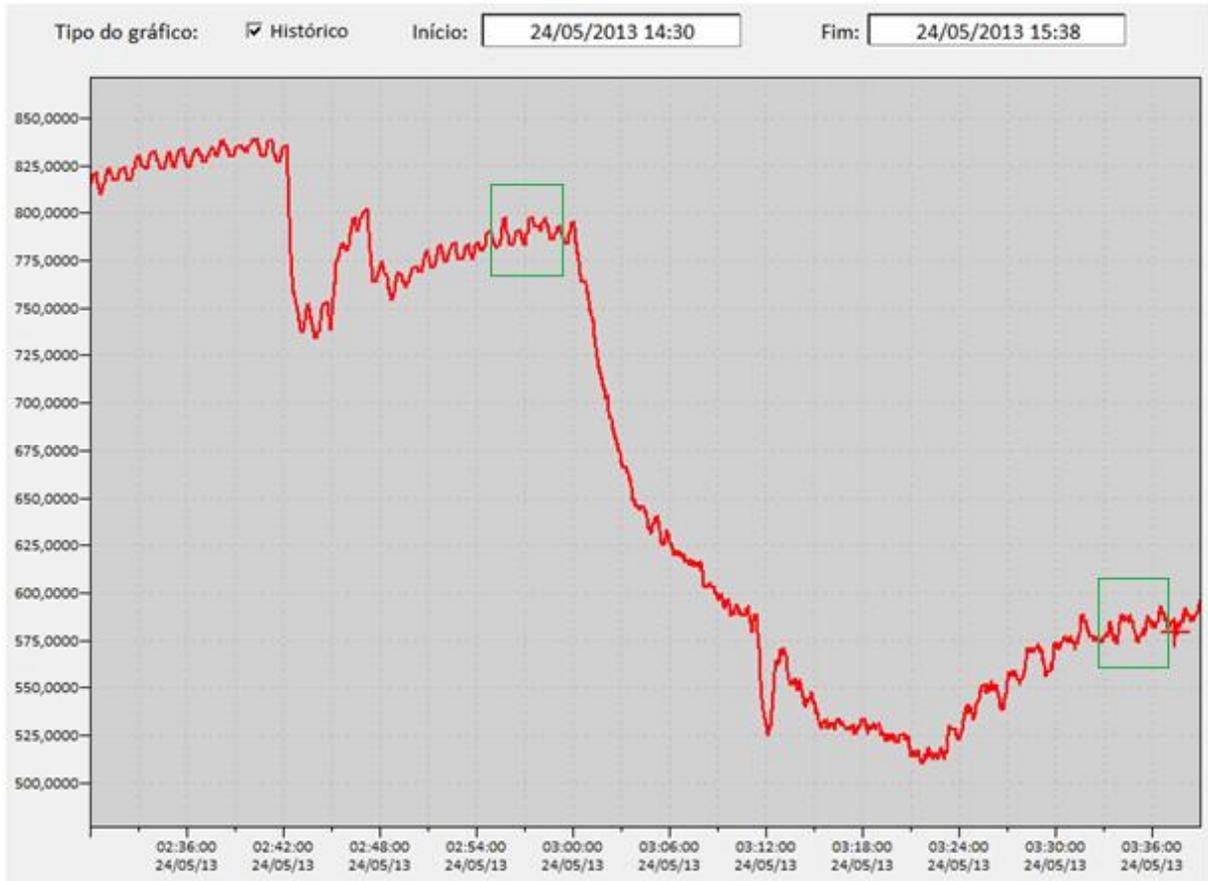


Fonte: o Autor.

A Figura 4.7 ilustra a rotação do compressor durante as condições de teste. Pode-se observar que para manter a pressão de sucção constante, o compressor precisou modular a cada pouco a sua rotação. Para fazer a coleta de dados foi aguardado o momento de maior

estabilidade em cada caso. Esses momentos estão destacados com os dois quadrados na cor verde. A queda de rotação observada na metade do gráfico foi consequência apenas da variação da carga térmica de 1800 W para 1300 W.

Figura 4.7 – Gráfico da rotação do compressor

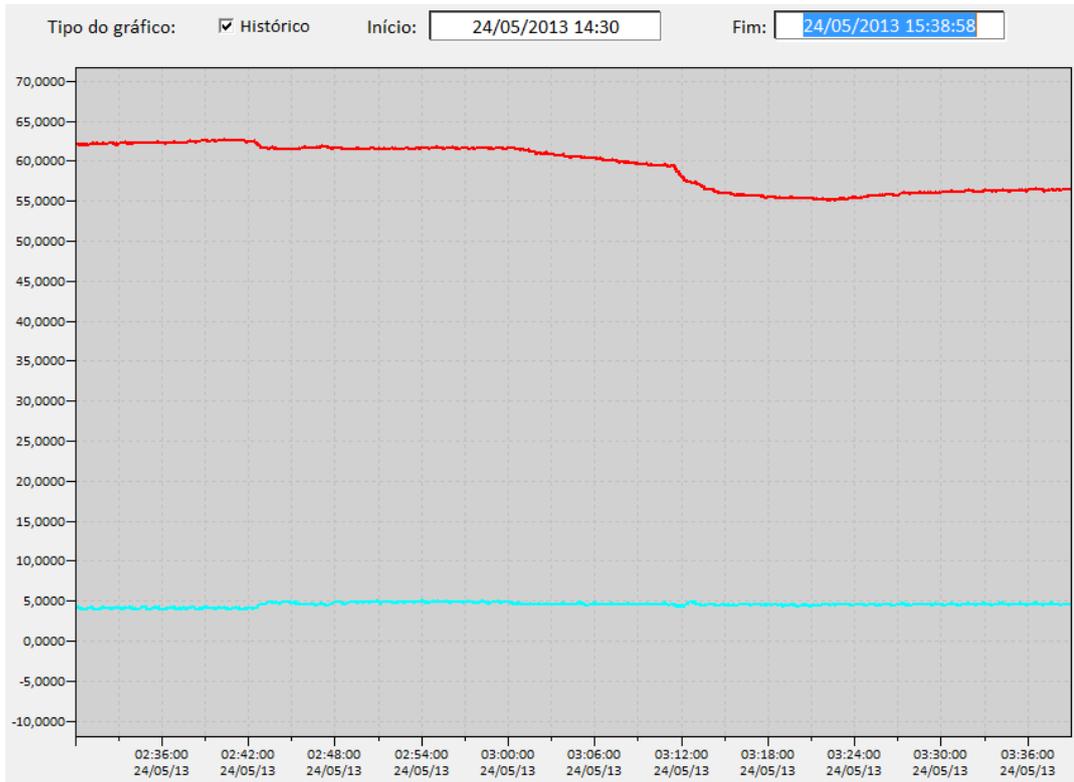


Fonte: o Autor.

A Figura 4.8 mostra as temperaturas de descarga e sucção do compressor. Fica claro como ambas se comportaram de acordo com as pressões de trabalho ajustadas, no entanto de uma forma bem mais suave perante as mudanças do processo.

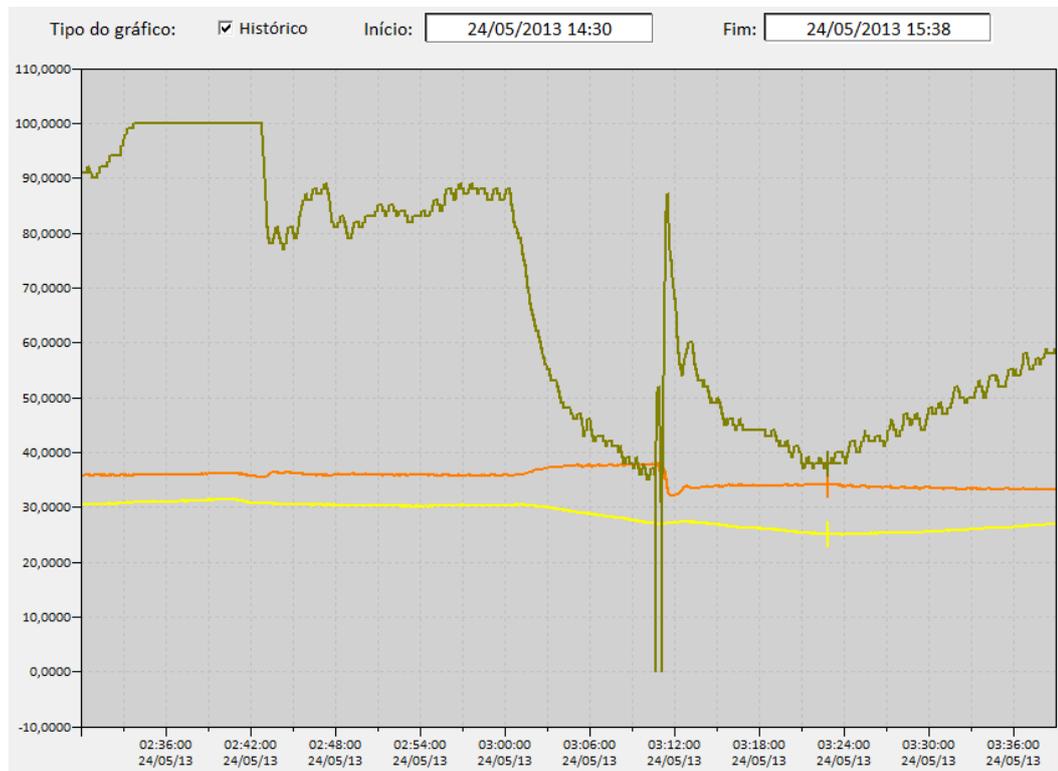
Na Figura 4.9 está representada a velocidade percentual da bomba de condensação e as temperaturas da água na entrada e saída do condensador. Durante todo o processo é possível observar uma constante modulação da bomba para manter estável a pressão de descarga do compressor. Outro ponto que pode ser observado na Figura 4.9, é diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água através do trocador em função da velocidade da bomba.

Figura 4.8 – Gráfico da temperatura na entrada e saída do compressor



Fonte: o Autor.

Figura 4.9 – Gráfico da velocidade da bomba e trocas térmicas do condensador

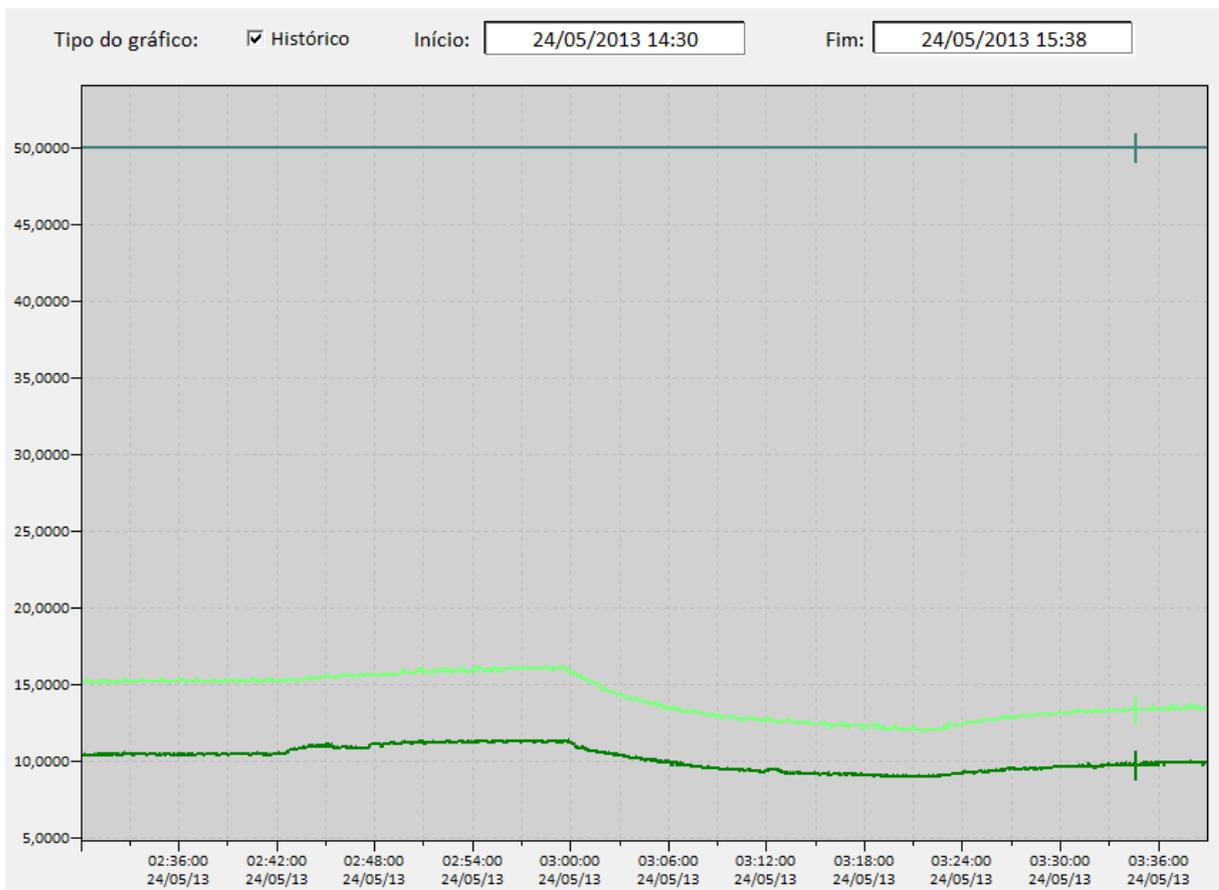


Fonte: o Autor.

Nos momento que a bomba operou com velocidade de 100 %, a diferença de temperatura não ultrapassou 5 °C. A partir da metade do gráfico, que caracterizou a redução da carga térmica e que foi o momento em que a bomba reduziu substancialmente a sua velocidade, pode ser observado que o tempo de passagem pelo trocador permitiu que ela trocasse até 10 °C.

A Figura 4.10 demonstra a velocidade da bomba de circulação de água no evaporador e as respectivas temperaturas de entrada e saída. Durante todo o experimento a velocidade da bomba foi mantida em 50 %. Com a carga térmica de 1800 W, um melhor desempenho do trocador foi exigido, sendo que neste caso, a diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água foi de aproximadamente 5 °C. Ao reduzir a carga térmica para 1300 W, a diferença de temperatura da água entre a entrada e a saída passou a ser de 3 °C aproximadamente. Um fator que favorece isso é a menor diferença de temperatura entre a água e o fluido refrigerante, diminuindo assim, a taxa de transferência de calor.

Figura 4.10 – Gráfico da velocidade da bomba e trocas térmicas do evaporador



Fonte: o Autor.

5. CONCLUSÃO

Baseado nos resultados medidos durante os testes da bancada, pode-se dizer que o objetivo principal deste trabalho foi atingido. A construção do protótipo já se demonstrou uma tarefa bastante desafiadora, no entanto, ela não seria suficiente caso os dados apresentados fossem inconsistentes. Na prática, foram observados resultados bastante satisfatórios, que condizem com a teoria abordada e isso é algo muito importante, principalmente em se tratando de um equipamento para uso acadêmico.

Para tal, foi dispensado um esforço bastante grande, sempre buscando o equilíbrio entre conceito, equipamento, instrumentação, controle e custo. A união destes fatores foi a responsável pelo sucesso do projeto. O conceito da bancada, por exemplo, foi criado levando-se em consideração a facilidade da instrumentação, aquisição de equipamentos, limitações do projeto e os custos. O controle foi pensado de forma a propiciar a melhor exploração possível dos recursos da bancada.

O *software* supervisor foi desenvolvido com o intuito de facilitar o manuseio do equipamento, sendo que para tal foi criada uma interface intuitiva, e também com diversas informações. Foram desenvolvidos algoritmos específicos para trazer informações em tempo real, como o COP, a entalpia em cada ponto relevante do circuito, e o gráfico dinâmico p-h. Essas facilidades tornam o procedimento de testes bastante prático e eficiente. Um recurso para análise retroativa de informações também foi criado e com ele é possível observar os gráficos de qualquer grandeza medida até dois meses.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se implementar melhoras no *software* supervisor, deixando-o ainda mais completo com informações de entropia e volume específico em cada ponto relevante do circuito. Além disso, diferentes gráficos podem ser criados, cruzando informações específicas em cada eixo e não apenas em função do tempo como está feito atualmente. Outra possibilidade de trabalho é a exploração de algum conceito específico da refrigeração que busque melhorar a eficiência de um processo e para tal utilizar a bancada como recurso.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers; PARSONS, Robert A. **1997 ASHRAE handbook: fundamentals**. SI ed. Atlanta: ASHRAE, 1997. ca 700 p. ISBN 1883413451

APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. Experimental Analysis of Scroll Compressor Performances Varying its Speed. **Applied Thermal Engineering**, 2006, Vol. 26. Pp. 983-992.

BEGA, Egídio A. **Instrumentação Industrial**. 3.ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2011. 694 p. ISBN 9788571932456

CHEN, Yu; HALM Nils P.; GROLL Eckhard A.; BRAUN James E. Mathematical modeling of scroll – part I: compression process modeling. **International Journal of Refrigeration**, 2002, Vol. 25. Pp. 731-750.

CLELAND, A. C. Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a. **International Journal of Refrigeration**, 1992, Vol. 17. Pp. 245-249.

DANFOSS A/S & METAPHOR REKLAMEBUREAU. REFRIGERANT OPTIONS NOW AND IN THE FUTURE. Disponível em:

<<http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/RA/DKRAPE300A402.pdf>>.

Acesso em: 28 set. 2012.

HUANG, Jianchang; SHEER, Thomas J.; BAILEY-MCEWAN, Michael. Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators. **International Journal of Refrigeration**, 2012, Vol. 35. Pp. 325-335.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998. 494 p. ISBN 8521611463.

LAZZARIN, R.; NORO, M. Experimental comparison of electronic and thermostatic expansion valves performances in an air conditioning plant. **International Journal of Refrigeration**, 2008, Vol. 31. Pp. 113-118.

LUCAS, Christian; KOEHLER, Juergen. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. **International Journal of Refrigeration**, 2012, Vol. 35. Pp. 1595-1603.

SILVA, Jesué Graciliano da.. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização. 2.ed.** São Paulo: Artliber Editora, 2010. 263 p.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E.; VAN WYLEN, Gordon J. **Fundamentos da termodinâmica.** São Paulo, SP: E. Blücher, 2009. xvii, 461 p. (Série Van Wylen) ISBN 9788521204909.

STOECKER, Wilbert F.; JABARDO, José M. Saiz. **Refrigeração industrial. 2.ed.** São Paulo: E. Blücher, 2002. xii, 371 p. ISBN 9788521203056.

APÊNDICE A – CATÁLOGO COMPRESSOR BITZER


R134a
Kälteleistung in Watt

 bezogen auf 20°C Sauggasttemperatur,
 ohne Flüssigkeits-Unterkühlung,
 Motordrehzahl = 1450 min⁻¹
Cooling capacity in Watt

 based on a 20°C suction gas temper-
 ature, without liquid subcooling,
 motor speed = 1450 rpm

Puissance frigorifique en Watt

 se référant à une température de gaz aspiré
 de 20°C, sans sous-refroidissement de
 liquide, moteur = 1450 min⁻¹

Verdichter Typ	Motor- scheibe α	Hub- Volumen α	Erforderlicher Antriebsmotor			Verfl. Temp.	Kälteleistung Cooling capacity Puissance frigorifique										
			Necessary driving motor				Cond. temp.	Q ₀ [Watt]									
			Moteur de com- mande nécessaire kW					K			N			T			
Compressor type	Motor pulley α	Displace- ment	K	N	T	Temp. de cond.	Verdampfungstemperatur °C			Evaporating temperature °C			Température d'évaporation °C				
Compresseur type	Poulie du moteur α mm	Volume balayé m ³ /h	K	N	T	°C	+10	+7,5	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	
O Y	70	0,96	0,18	0,12	0,12	30	760	690	625	510	410	325	250	190	140	100	
			0,18	0,18	0,12	40	660	600	545	440	350	290	215	160	115	75	
			0,25	0,18	0,12	50	570	520	470	380	300	235	180	130	90	60	
	90	1,24	0,18	0,18	0,12	30	980	890	805	655	530	420	325	250	180	130	
			0,25	0,18	0,18	40	855	775	700	570	455	360	275	205	150	100	
			0,25	0,25	0,18	50	740	670	605	490	390	300	230	170	115	75	
	110	1,52	0,25	0,25	0,18	30	1200	1090	985	805	645	515	400	305	225	155	
			0,25	0,25	0,18	40	1050	950	860	700	560	440	340	250	180	120	
	130	1,80	0,37	0,25	0,18	50	905	820	740	600	475	370	280	205	140	90	
			0,25	0,25	0,18	30	1420	1290	1170	950	765	610	475	360	265	185	
	70	1,70	0,37	0,25	0,18	40	1240	1130	1020	825	660	520	400	300	215	145	
			0,37	0,37	0,25	50	1070	970	880	710	560	440	335	245	170	110	
I Y	90	2,20	0,25	0,25	0,18	30	1350	1220	1110	900	725	575	450	340	250	175	
			0,37	0,25	0,18	40	1180	1070	965	780	625	495	380	285	205	135	
			0,37	0,37	0,25	50	1020	920	830	670	535	415	320	230	160	105	
	110	2,70	0,37	0,37	0,25	30	1740	1580	1430	1170	940	745	580	440	325	225	
			0,55	0,37	0,25	40	1520	1380	1250	1010	810	640	490	370	265	175	
			0,55	0,37	0,25	50	1310	1190	1070	870	690	540	410	300	210	135	
	120	2,92	0,37	0,37	0,37	30	2140	1940	1760	1430	1150	915	710	540	400	280	
			0,55	0,37	0,37	40	1870	1700	1530	1240	995	785	600	450	325	220	
	90	2,26	0,55	0,55	0,37	50	1610	1460	1320	1070	850	660	505	370	260	165	
			0,55	0,37	0,37	30	2310	2100	1900	1550	1250	990	770	585	430	300	
	II Y	110	2,78	0,55	0,55	0,37	40	2020	1830	1660	1340	1080	845	650	490	350	235
				0,75	0,55	0,37	50	1740	1580	1430	1150	920	715	545	400	280	180
0,37				0,37	0,25	30	1780	1620	1470	1190	960	760	595	450	330	230	
130		3,28	0,55	0,37	0,25	40	1560	1410	1280	1040	830	650	500	375	270	180	
			0,55	0,37	0,25	50	1350	1220	1100	890	705	550	420	305	215	135	
			0,37	0,37	0,37	30	2190	1990	1800	1470	1180	940	730	555	410	285	
150		3,80	0,55	0,55	0,37	40	1920	1740	1570	1280	1020	800	620	460	330	220	
			0,75	0,55	0,37	50	1650	1500	1350	1090	870	680	515	380	260	165	
180		4,52	0,55	0,55	0,37	30	2590	2350	2130	1730	1400	1110	860	655	480	340	
			0,75	0,55	0,37	40	2260	2050	1860	1500	1200	950	730	545	390	260	
			0,75	0,55	0,37	50	1950	1770	1600	1290	1020	800	610	445	310	195	
III Y		90	4,70	0,55	0,55	0,37	30	3000	2720	2470	2010	1620	1280	1000	760	560	390
	0,75			0,55	0,55	40	2620	2380	2150	1740	1390	1100	845	630	450	305	
	0,75			0,75	0,55	50	2260	2050	1850	1490	1190	925	705	515	360	230	
	110	5,79	0,75	0,75	0,55	30	3570	3240	2930	2390	1920	1530	1190	900	665	465	
			0,75	0,75	0,55	40	3120	2830	2560	2070	1660	1310	1000	750	540	360	
			1,1	0,75	0,55	50	2690	2440	2200	1780	1410	1100	835	615	425	270	
	130	6,83	0,75	0,75	0,55	30	3770	3430	3110	2530	2040	1620	1270	970	715	505	
			1,1	0,75	0,55	40	3290	2990	2700	2200	1760	1390	1070	805	580	395	
			1,1	0,75	0,55	50	2830	2570	2320	1880	1490	1170	890	655	460	300	
	150	7,90	1,1	0,75	0,55	30	4650	4220	3830	3120	2520	2000	1560	1190	880	625	
			1,1	1,1	0,75	40	4060	3680	3330	2700	2170	1710	1320	990	715	490	
			1,1	1,1	0,75	50	3490	3160	2860	2310	1840	1440	1100	810	570	365	
180	9,42	1,1	1,1	0,75	30	5480	4980	4510	3680	2970	2360	1840	1410	1040	735		
		1,5	1,1	0,75	40	4790	4340	3930	3190	2560	2020	1560	1170	845	575		
		1,5	1,1	0,75	50	4120	3730	3370	2730	2170	1700	1290	955	670	430		
90	4,70	1,5	1,5	1,1	30	6340	5760	5220	4260	3430	2730	2130	1630	1200	850		
		1,5	1,5	1,1	40	5530	5020	4540	3690	2960	2330	1800	1350	980	665		
		1,5	1,5	1,1	50	4760	4310	3900	3150	2510	1960	1500	1100	775	500		
110	5,79	1,5	1,5	1,1	30	7560	6870	6230	5080	4090	3250	2540	1940	1440	1020		
		1,5	1,5	1,1	40	6600	5990	5420	4400	3530	2780	2150	1610	1170	790		
		2,2	1,5	1,1	50	5680	5150	4650	3760	2990	2340	1790	1320	920	595		

 K: Klima-Bereich
 N: Normalkühlung
 T: Tiefkühl-Bereich

 K: Air - conditioning range
 N: Medium temperature refrigeration range
 T: Low temperature refrigeration range

 K: Domaine de climatisation
 N: Réfrigération à moyenne températures
 T: Réfrigération à basses températures

APÊNDICE B – CATÁLOGO VÁLVULA DE EXPANSÃO



Válvulas de expansão termostática com conexões rosca, tipos T 2 e TE 2
Válvulas Completas

Especificações

Válvulas completas T 2 e TE 2
com conexões rosca



Faixa N (sem MOP): -40 a +10°C

R-22, R-134a, R-404A

Refrigerante	Tipo de válvula	Capacidade nominal (kW)	Número do orifício	Equalização de pressão	Conexões em polegada		Nº de Código
					Entrada	Saída	
R-22	TX 2-0.15	0.5	0X	Int	3/8	1/2	06826362
	TX 2-0.3	1.0	00	Int	3/8	1/2	06826334
	TX 2-0.7	2.5	01	Int	3/8	1/2	06826040
	TX 2-1.0	3.5	02	Int	3/8	1/2	06826077
	TX 2-1.5	5.2	03	Int	3/8	1/2	06826042
	TX 2-2.3	8.0	04	Int	3/8	1/2	06826043
	TX 2-3.0	10.5	05	Int	3/8	1/2	06826044
	TX 2-4.5	15.5	06	Int	3/8	1/2	06826078
	TEX 2-0.15	0.5	0X	Ext	3/8	1/2	06826363
	TEX 2-0.3	1.0	00	Ext	3/8	1/2	06826052
	TEX 2-0.7	2.5	01	Ext	3/8	1/2	06826047
	TEX 2-1.0	3.5	02	Ext	3/8	1/2	06826084
	TEX 2-1.5	5.2	03	Ext	3/8	1/2	06826049
	TEX 2-2.3	8.0	04	Ext	3/8	1/2	06826050
R134a	TN 2-0.25	0.9	00	Int	3/8	1/2	06826302
	TN 2-0.5	1.8	01	Int	3/8	1/2	06826303
	TN 2-0.8	2.6	02	Int	3/8	1/2	06826304
	TN 2-1.3	4.6	03	Int	3/8	1/2	06826305
	TN 2-1.9	6.7	04	Int	3/8	1/2	06826306
	TN 2-2.5	8.6	05	Int	3/8	1/2	06826307
	TN 2-3.0	10.5	06	Int	3/8	1/2	06826308
	TEN 2-0.25	0.9	00	Ext	3/8	1/2	06826309
	TEN 2-0.5	1.8	01	Ext	3/8	1/2	06826310
	TEN 2-0.8	2.6	02	Ext	3/8	1/2	06826311
	TEN 2-1.3	4.6	03	Ext	3/8	1/2	06826312
	TEN 2-1.9	6.7	04	Ext	3/8	1/2	06826313
	TEN 2-2.5	8.6	05	Ext	3/8	1/2	06826314
	TEN 2-3.0	10.5	06	Ext	3/8	1/2	06826315
R-404A	TS 2-0.21	0.7	00	Int	3/8	1/2	06826386
	TS 2-0.45	1.6	01	Int	3/8	1/2	06826387
	TS 2-0.6	2.1	02	Int	3/8	1/2	06826388
	TS 2-1.2	4.2	03	Int	3/8	1/2	06826389
	TS 2-1.7	6.0	04	Int	3/8	1/2	06826390
	TS 2-2.2	7.7	05	Int	3/8	1/2	06826391
	TS 2-2.6	9.1	06	Int	3/8	1/2	06826392
	TES 2-0.21	0.7	00	Ext	3/8	1/2	06826393
	TES 2-0.45	1.6	01	Ext	3/8	1/2	06826394
	TES 2-0.6	2.1	02	Ext	3/8	1/2	06826395
	TES 2-1.2	4.2	03	Ext	3/8	1/2	06826396
	TES 2-1.7	6.0	04	Ext	3/8	1/2	06826397
	TES 2-2.2	7.7	05	Ext	3/8	1/2	06826398
	TES 2-2.6	9,1	06	Ext	3/8	1/2	06826399

1) A capacidade nominal está baseada:

- Na temperatura de evaporação $t_e = +5^\circ\text{C}$
- Na temperatura de condensação $t_c = +32^\circ\text{C}$
- Na temperatura do refrigerante antes da válvula $t_1 = +28^\circ\text{C}$

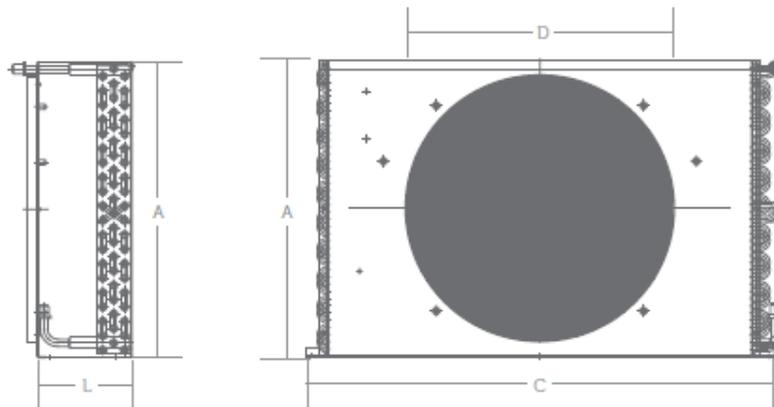
APÊNDICE C – CATÁLOGO DO CONDENSADOR ELGIN

Condensador / Dados Técnicos

Condenser / Technical Data

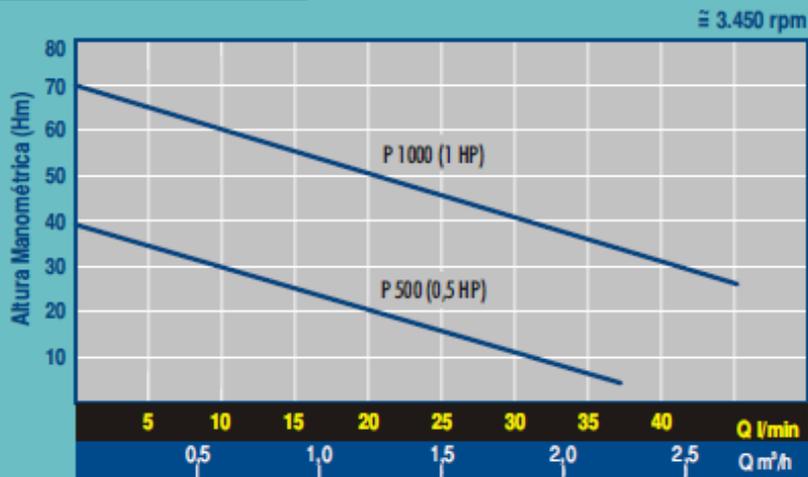
Condensador / Datos Técnicos

Modelo Model Modelo	Ref.Com Comm. Ref.Com (HP)	Calor Rejeitado Rejected Heat Calor Rechazado (Kcal/h)	Vazão de ar recomendada Recommended air flow Flujo de aire recomendado (m ³ /h)	Dimensões Dimensions Dimensiones				Qtde de Vent. Qty of Fans Cant de Vent.	nº de tubos no. of tubes nº de tubos	nº de filas no. of lines nº de filas	nº de aletas por polegadas no. of fins per inch nº de aletas por pulgadas	Área de face Face area Área de face (cm ²)	Área de troca térmica Thermal exchange area Área de intercambio de calor
				C (mm)	A (mm)	L (mm)	D (mm)						
CDA 2580 CDE 2580	1/6	915	570	263	220	81	-	1	8	2	8	432,8	1,198
CDA 2782 CDE 2782	1/5	1.133	570	265	222	81	-	1	12	2	8	432,8	1,356
CDA 2775 CDE 2775	1/4	1.218	570	357	218	81	210	1	12	2	8	581,0	1,752
CDA 2776 CDE 2776	1/3	1.821	570	357	218	81	210	1	16	2	8	581,0	1,779
CDE 6776	1/3	1.821	570	357	218	81	-	1	16	2	8	581,0	1,779
CDA 2777 CDE 2777	1/2	1.925	980	367	268	81	260	1	18	2	8	774,7	2,226
CDE 6777	1/2	1.925	980	367	268	81	-	1	18	2	8	774,7	2,226
CDE 2778	3/4	2.385	980	367	268	81	260	1	30	3	8	774,7	3,366
CDE 2802	3/4	2.514	980	370	266	101	260	1	40	4	8	876,3	5,081
CDE 2785	7/8	3.968	980	395	316	101	260	1	48	4	8	1.048,8	6,083
CDE 2801	1,0	4.248	1.960	606	266	101	260	2	40	4	8	1.397,0	8.130
CDE 2829	1,3	5.892	1.960	606	320	101	260	2	48	4	8	1.678,1	9.732
CDE 2781	1,5	7.811	3.200	550	414	150	368	1	48	3	10	1.991,4	13.904
CDE 2793	2,0	9.238	3.200	630	457	165	368	1	72	4	8	2.606,0	15.105
CDE 2830	2,5	13.530	5.835	800	521	165	470	1	60	3	8	3.759,2	16.715
CDE 2792	2,5 - 3,0	12.889	3.200	800	457	165	368	1	72	4	8	3.383,3	19.610
CDE 2840	3,0	16.718	5.835	800	674	165	470	1	104	4	8	4.887,0	25.976
CDE 2791	4,0 - 5,0	26.125	6.400	1.000	457	165	368	2	72	4	12	4.297,7	36.250
CDE 2860	4,0 - 5,0	30.713	11.670	1.210	521	165	470	2	60	3	8	5.842,0	25.977
CDE 2900	5,5 - 7,5	34.037	11.670	1.210	521	165	470	2	80	4	8	5.842,0	26.736
CDE 2930	6,0 - 7,5	39.181	11.670	1.210	674	165	470	4	104	4	8	6.945,4	37.333
CDE 2812	7,5 - 10,0	54.816	12.800	1.020	889	168	368	4	140	4	12	8.356,6	70.516



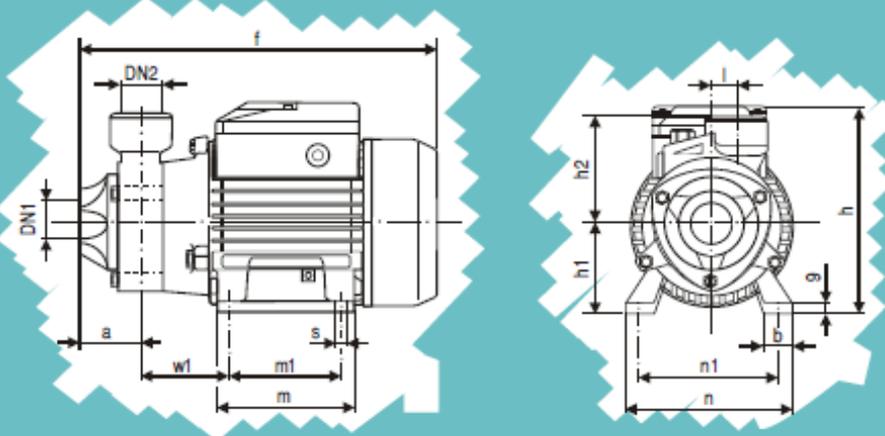
APÊNDICE D – CATÁLOGO DA BOMBA KSB

Curvas Características



Tolerância das curvas conforme Norma ABNT MB 1032 Anexo A.

Tabela de Medidas



Modelo Bomba	DN1 (1)	DN2 (1)	Dimensões em mm													Peso (Kg)	
			a	b	f	g	h	h1	h2	l	m	m1	n	n1	s		w1
P 500	1"	1"	42	22	251	8	152	63	75	20	98	80	120	100	7	63	5,5
P 1000	1"	1"	55	23	285	8	179	71	85	20	110	90	134	112	7	62	11,5

(1) Rosca Gás

OBS: As bombas com motores trifásicos são identificadas com a letra "T" após a designação, ex: P 500 T