

PROJETO DE UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA AR-ÁGUA A CO₂ EM CICLO SUBCRÍTICO

Carlos Henrique Neto da Silva
Hélio Augusto Goulart Diniz
Ivo Zatti Lima Meyer
Sara Isabel de Melo Resende
Neylor Makalister Ribeiro Vieira



EDITORA CONHECIMENTO LIVRE

Carlos Henrique Neto da Silva
Hélio Augusto Goulart Diniz
Ivo Zatti Lima Meyer
Sara Isabel de Melo Resende
Neylor Makalister Ribeiro Vieira

PROJETO DE UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA AR-ÁGUA A CO₂ EM CICLO SUBCRÍTICO

1ª ed.

Piracanjuba-GO
Editora Conhecimento Livre
Piracanjuba-GO

1ª ed.

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

da Silva, Carlos Henrique Neto
D111P PROJETO DE UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA AR-ÁGUA A CO2 EM CICLO SUBCRÍTICO
/ Carlos Henrique Neto da Silva. Hélio Augusto Goulart Diniz. Ivo Zatti Lima Meyer. Sara Isabel de
Melo Resende. Neylor Makalister Ribeiro Vieira. – Piracanjuba-GO

Editora Conhecimento Livre, 2022

125 f.: il

DOI: 10.37423/2022.edcl550

ISBN: 978-65-5367-156-0

Modo de acesso: World Wide Web

Incluir Bibliografia

1. co2 2. máquina-frigorífica 3. projeto-de-trocadores-de-calor 4. matlab I. da Silva, Carlos
Henrique Neto II. Diniz, Hélio Augusto Goulart III. Meyer, Ivo Zatti Lima IV. Resende, Sara Isabel
de Melo V. Vieira, Neylor Makalister Ribeiro VI. Título

CDU: 620

<https://doi.org/10.37423/2022.edcl550>

**O conteúdo dos artigos e sua correção ortográfica são de responsabilidade exclusiva dos seus
respectivos autores.**

EDITORA CONHECIMENTO LIVRE

Corpo Editorial

Dr. João Luís Ribeiro Ulhôa

Dra. Eyde Cristianne Saraiva-Bonatto

MSc. Frederico Celestino Barbosa

MSc. Carlos Eduardo de Oliveira Gontijo

MSc. Plínio Ferreira Pires

Editora Conhecimento Livre

Piracanjuba-GO

2022



10.37423/2022.edcl550



Resumo: O Dióxido de Carbono (CO₂, ASHRAE, R-744) é um fluido natural que existe em abundância na natureza. Ele vem sendo objeto de pesquisas nos últimos anos por ser um fluido refrigerante que além de não ser agressivo ao meio ambiente apresenta elevadas variação de entalpia e massa específica, quando comparado com os fluidos mais utilizados atualmente. O protocolo de Montreal é um tratado, em vigor desde 1989, revisto 2007, e assinado por um grupo de países dos quais o Brasil faz parte, que propõe a substituição dos gases nocivos à camada superior da estratosfera, especialmente os clorofluorcarbonetos (CFCs) e os hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs), por refrigerantes naturais e inofensivos. O cloro existente nos CFCs e HCFCs reage com o ozônio da ozonoesfera, deixando-o inativo quanto à realização de sua principal função: absorver a radiação solar. Diante disso, esse trabalho propõe uma máquina frigorífica ar-água utilizando componentes que operam com CO₂ em ciclo subcrítico, com o intuito de desenvolver pesquisas que possam contribuir cientificamente para a ascensão do R-744. O intuito inicial de apenas selecionar os componentes da máquina frigorífica não foi mantido uma vez que o dióxido de carbono é um fluido criogênico que possui elevadas pressões de trabalho. Como não foram encontrados comercialmente, trocadores de calor que atendessem às condições de projeto foram modelados, tendo em vista o ciclo de refrigeração aqui proposto. O condensador a água de tubos coaxiais de fluxo contra corrente em formato serpentina helicoidal com 26,49 metros, bem como um evaporador a ar com tubos aletados de fluxo cruzado em formato serpentina que possibilita um resfriamento do ar ambiente até a temperatura aproximada de 8,1 °C, foram modelados utilizando o software Matlab R2009a. Como conclusão do trabalho, a máquina proposta contém todos os componentes selecionados, com a exceção dos trocadores de calor que foram projetados e podem ser fabricados.

Palavras-chave: CO₂, Máquina Frigorífica, Projeto de Trocadores de Calor, Matlab.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Cronograma de eliminação do consumo de HCFCs.....	20
Figura 2.1 - Transferência de calor por condução, convecção e radiação.....	23
Figura 2.2 - Ciclo de Chapman.....	25
Figura 2.3 - Diagrama de fase de um anticongelante.....	30
Figura 2.4 - Diagrama de fase CO ₂	34
Figura 2.5 - Compressão em dois estágios do CO ₂ - ciclo transcrito.....	35
Figura 2.6 - Ciclo transcrito do CO ₂	36
Figura 2.7 – Gas-cooler.....	36
Figura 2.8 - Ciclo subcrítico do CO ₂	37
Figura 2.9 - Variação do COP em ciclo de refrigeração subcrítico a base de CO ₂ com superaquecimento.....	38
Figura 2.10 - Variação do COP do ciclo subcrítico de CO ₂ com e sem trocador de calor.....	38
Figura 2.11 - Ciclo Cascata - CO ₂ / Amônia.....	39
Figura 2.12 - Diagrama esquemático de um circuito de ar condicionado automotivo utilizando CO ₂	40
Figura 2.13 – Protótipos de trocadores de calor: CO ₂ à esquerda e R410A à direita.....	41
Figura 2.14 - Secador com CO ₂	42
Figura 2.15 – Temperatura de condensação de CO ₂ ótima (para COP ótimo), em função da temperatura de evaporação em sistema cascata utilizando CO ₂ / Amônia.....	43
Figura 2.16 - Fluxograma com os tipos de compressores destacando o escolhido para este projeto.....	44
Figura 2.17 - Esquema do processo de compressão adiabática no compressor.....	47
Figura 2.18 - Compressor semi-hermético Bitzer.....	47
Figura 2.19 - Fluxograma com os principais tipos de condensadores destacando o escolhido para este projeto.....	50
Figura 2.20 – Esquema do processo de rejeição isotérmica de calor no condensador.....	51
Figura 2.21 - Condensador coaxial em contra corrente formato serpentina.....	51
Figura 2.22 - Regime de escoamento durante a condensação em tubos horizontais.....	54
Figura 2.23 - Fluxograma com os principais tipos de evaporadores destacando o escolhido para este projeto.....	61
Figura 2.24 - Esquema do processo de evaporação isobárica no evaporador.....	62

Figura 2.25 - Trocador de calor com escoamento cruzado aletado (a) e não aletado (b).....	63
Figura 2.26 - Sistema bypass usando válvula solenoide.....	63
Figura 2.27 - Esquema do processo de expansão adiabática na válvula de expansão.....	70
Figura 2.28 - Fluxograma com os tipos de dispositivos de expansão destacando o escolhido para este projeto.....	70
Figura 2.29 - Diagrama esquemático de uma válvula de expansão termostática.....	71
Figura 2.30 – Filtro secador Sporlan para uso em linha de líquido.....	72
Figura 2.31 - Instalação e funcionamento de filtro separador de óleo.....	73
Figura 2.32 - Acumulador de líquido na linha de sucção do compressor.....	74
Figura 2.33 - Separador de líquido em alta pressão.....	75
Figura 2.34 - Diagrama pressão-entalpia do ciclo padrão de compressão a vapor.....	75
Figura 3.1 - Máquina frigorífica esquematizada.....	76
Figura 3.2 - Detalhe do compressor semi-hermético alternativo Bitzer série K - aplicações subcríticas com CO ₂	77
Figura 3.3 - Compressor Bitzer: Capacidade de refrigeração e Potência.....	78
Figura 3.4 - Ponto de operação do compressor.....	78
Figura 3.5 - Dados de entrada no software Bitzer para os cálculos do ciclo da máquina.....	79
Figura 3.6 - Resultados cálculos do ciclo utilizando o software da Bitzer.....	80
Figura 3.7 - Ventilador axial CL350 Elgin para convecção forçada no evaporador.	82
Figura 3.8 - Válvula de expansão CCM Danfoss.....	83
Figura 3.9 - Conjunto de válvulas servo-piloto para realização do degelo.....	84
Figura 3.10 - Filtro secador Danfoss linha DCRH.....	85
Figura 3.11 - Separador de óleo modelo STH Henry Technologies para CO ₂	85
Figura 3.12 - Catálogo separador de líquido Carly.....	86
Figura 3.13 - Separador de líquido Henry em alta pressão modelo S-8490-HP.....	87
Figura 3.14 - Instrumentos de medição: termopares tipo K (a); manômetro bourdon (b) e.....	88
Figura 4.1 - Esquema de um condensador coaxial CO ₂ – Água.....	89
Figura 4.2 - Máquina frigorífica da qual virá a água gelada para o condensador.....	89
Figura 4.3 – Aumento sugerido da temperatura da água no sub-resfriamento para definição do calor específico.....	92
Figura 4.4 - Interface gráfica do programa criado em MATLAB para projeto do condensador.....	93
Figura 4.5 - Geometria do trocador de calor aletado com fluxo cruzado.....	94

Figura 4.6 - Interface gráfica do programa criado em MATLAB para projeto do evaporador.....	101
Figura 5.1 - Resultados do projeto do condensador.....	103
Figura 5.2 - Análise da temperatura da superfície do tubo de refrigerante em contato com a água.....	105
Figura 5.3 - Desenho do condensador modelado.....	106
Figura 5.4 - Resultados do projeto do evaporador.....	107
Figura 5.5 - Desenho do evaporador modelado.....	109
Figura 6.1 - Brasagem de uma junta de ligação.....	110
Figura 6.2 - Brasagem em tubos de refrigeração: (a) inspeção da amostra por corte lateral; (b) inspeção da amostra por corte lateral e teste de penetração na matriz.....	111
Figura 6.3 - Detector de gás para teste de vazamento.....	112
Figura 6.4 - Montagem recomendada para para conectores.....	112
Figura 6.5 - Conexão de tubo de cobre em "T".....	113
Figura 6.6 - Cotovelos de raio curto (a) e de raio longo (b).....	113

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Alguns refrigerantes halocarbônicos.....	28
Tabela 2.2 - Alguns refrigerantes inorgânicos.....	29
Tabela 2.3 - Hidrocarbonetos refrigerantes.....	29
Tabela 2.4 - Características comparativas do CO ₂ em relação a alguns fluidos refrigerantes	33
Tabela 2.5 - Pressões de projeto em máquinas frigoríficas a base de R744.....	43
Tabela 2.6 - Compressores a base de CO ₂ desenvolvidos no Japão.....	48
Tabela 2.7 - Fabricantes de compressores a base de CO ₂ ao redor do mundo.....	49
Tabela 3.1 - Dados de entrada para o cálculo da capacidade do condensador.....	80
Tabela 3.2 - Dados de entrada para o cálculo da capacidade frigorífica do evaporador.....	82
Tabela 4.1 - Dados de entrada do programa em MATLAB para projeto do condensador.....	91
Tabela 4.2 - Dados gerais de entrada do evaporador.....	102
Tabela 5.1 - Dados de saída do programa em MATLAB para projeto do condensador.....	104
Tabela 5.2 - Geometria do evaporador escolhida.....	108

NOMENCLATURA

LETRAS LATINAS

A	Área	$[m^2]$
b_d	Número de vínculo	
Bo	Número de ebulição	
c	Curso do motor	$[m]$
$\dot{C}$	Capacidade térmica	$\left[\frac{W}{K}\right]$
Cl	Cloro	
ClO	Monóxido de cloro	
C_p	Calor específico	$\frac{J}{kg \cdot K}$
C_r	Razão entre as capacidades caloríficas	
Co	Número de convecção	
COP	Coefficiente de performance	
d	Diâmetro	$[m]$
d_e	Diâmetro externo do tubo interno	$[m]$
D	Diâmetro	$[m]$
D_i	Diâmetro interno do tubo externo	$[m]$
D_h	Diâmetro hidráulico	$[m]$
e	Espessura	$[m]$
f	Fator de atrito	
F	Proporção do comprimento; Flúor	
F_{fl}	Parâmetro da superfície do fluido	
Fr^*	Número de Froude adimensional	
F_p	Fator de Chen modificado	

g	Gravidade local	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
G	Fluxo mássico	$\left[\frac{kg}{m^2 s}\right]$
Ga	Número de Galileo	
h	Entalpia específica	$\left[\frac{J}{kg}\right]$
h_{fg}	Calor latente de vaporização	$(h_v - h_l)$
H	Coefficiente convectivo; Altura do evaporador	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]; [m]$
H_{SA}	Coefficiente convectivo de Stephan e Abdelsalam	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$
H_{tp}	Coefficiente convectivo bifásico	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$
I_0, I_1	Funções de Bessel modificadas de primeira espécie	
J	Fator de Colbum	
Ja	Número de Jacob	
k	Condutividade térmica	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
K_0, K_1	Funções de Bessel modificadas de segunda espécie	
L	Comprimento	$[m]$
$\dot{m}$	Vazão mássica	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
Nu	Número de Nusselt	$\frac{HD}{k}$
NUT	Número de unidades de transferência	
ppm	Partículas por milhão	
p_{aletas}	Distância entre as aletas	$[m]$
P	Pressão	$[Pa]$
Pr	Número de Prandtl	$\frac{\mu C_p}{k}$
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor	$[W]$

r_o	Raio efetivo das aletas	$[m]$
R	Resistência	$\left[\frac{K}{W}\right]$
Re	Número de Reynolds	$\frac{\rho u L}{\mu}$
Re_D	Número de Reynolds na região anular	$\frac{4\dot{m}}{\pi(D_i + d_e)\mu}$
S_h	Distância entre os tubos consecutivos na horizontal	$[m]$
S_t	Número de Stanton	
S_v	Distância entre os tubos consecutivos na vertical	$[m]$
t_{des}	Taxa de deslocamento	
u	Velocidade	$\left[\frac{m}{s}\right]$
U	Coeficiente global de transferência de calor	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$
UA	Condutância	$\left[\frac{W}{K}\right]$
V_{vol}	Vazão volumétrica do compressor	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
W	Largura do evaporador	$[m]$
$\dot{W}$	Potência teórica	$[W]$
x	Título	
x_1, x_2	Concentração de soluto na mistura	$\%$
X_{tt}	Parâmetro de Martinelli	

LETRAS GREGAS

α	Fração de vazio	
β	Ângulo de contato	$[rad]$
η	Eficiência	
ρ	Densidade	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\Delta\rho$	Variação da densidade	$(\rho_l - \rho_v)$
μ	Viscosidade dinâmica	$\left[\frac{kg}{m.s}\right]$
u_m	Velocidade média	$\left[\frac{m}{s}\right]$

SUBÍNDICES

<i>0</i>	Inicial
<i>a</i>	Água
<i>ar</i>	Ar
<i>c</i>	Referente ao canal
<i>cil</i>	Referente ao cilindro
<i>cr</i>	Crítico
<i>col</i>	Coluna
<i>comp</i>	Compressor
<i>CBD</i>	Referente à convecção na ebulição
<i>D</i>	Referente ao diâmetro
<i>des</i>	Referente ao deslocamento
<i>dessup</i>	Dessuperaquecimento
<i>disp</i>	Disponível
<i>e</i>	Entrada
<i>ext</i>	Externo
<i>evap</i>	Evaporador/evaporação
<i>f</i>	Fluido primário ou líquido saturado
<i>fc</i>	Fluxo cruzado
<i>fl</i>	Fluido primário no estado líquido
<i>f0</i>	Mistura líquido-vapor assumida como sendo líquido saturado
<i>fg</i>	Líquido-vapor
<i>F</i>	Filme de vapor
<i>g</i>	Gás
<i>h</i>	Hidráulico ou horizontal
<i>i, int</i>	Interno
<i>is</i>	Isentrópico

<i>lin</i>	Linha
<i>L; l</i>	Líquido
<i>L0</i>	Mistura assumida como sendo líquido
<i>m</i>	Referente a material; média
<i>máx</i>	Máximo
<i>méd</i>	Média
<i>min</i>	Mínimo
<i>NBD</i>	Referente à ebulição nucleada
<i>r</i>	Razão
<i>re</i>	Real
<i>s</i>	Saída
<i>sat</i>	Saturado
<i>super</i>	Superaquecimento
<i>v</i>	Vapor, vertical ou referente ao ventilador
<i>vol</i>	Volumétrico
<i>w</i>	Parede

SIGLAS

CFC	Clorofluorcarboneto
DEMEC	Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG
GEE	Gás do Efeito Estufa
GREa	Grupo de Refrigeração e Aquecimento da UFMG
GWP	Potencial de Aquecimento Global
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidrofluorcarbonetos
ODP	Potencial de Esgotamento da Camada de Ozônio
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
UV	Ultravioleta

Sumário

1. INTRODUÇÃO.....	19
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO	19
1.1 JUSTIFICATIVA.....	20
1.2 RELEVÂNCIA.....	21
1.1 OBJETIVOS	21
1.1.1 GERAL	21
1.1.2 ESPECÍFICOS	21
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	22
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1 CONCEITOS PRELIMINARES	22
2.1.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR	22
2.1.2 TERMODINÂMICA	23
2.1.3 DEPLEÇÃO DA CAMADA DE OZÔNIO	25
2.1.4 EFEITO ESTUFA.....	26
2.2 REFRIGERAÇÃO	27
2.2.1 FLUIDOS REFRIGERANTES COMUMENTE UTILIZADOS	27
2.2.1.1 REFRIGERANTES PRIMÁRIOS	28
2.2.1.2 REFRIGERANTES SECUNDÁRIOS	29
2.2.2 CO ₂ COMO FLUIDO REFRIGERANTE: R-744	31
2.2.2.1 HISTÓRICO	31
2.2.2.2 VANTAGENS E DESVANTAGENS.....	31
2.2.2.3 PROPRIEDADES	33
2.2.3 CICLO TRANSCRÍTICO	35
2.2.4 CICLO SUBCRÍTICO	36
2.2.5 APLICAÇÕES	38
2.2.5.1 FLUIDO REFRIGERANTE CO ₂ EM REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL.....	39
2.2.5.2 FLUIDO REFRIGERANTE CO ₂ EM AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO	39

2.2.5.3 FLUIDO REFRIGERANTE CO ₂ EM AR CONDICIONADO RESIDENCIAL	41
2.2.5.4 FLUIDO REFRIGERANTE CO ₂ EM SECAGEM	41
2.3 PROJETOS FRIGORÍFICOS COM CO ₂	42
2.3.1 CICLO DE OPERAÇÃO	42
2.3.2 SEGURANÇA	43
2.3.3 PRESSÕES DE PROJETO	43
2.4 COMPRESSOR	44
2.4.1 CONCEPÇÃO DO COMPRESSOR	44
2.4.2 COMPRESSORES ALTERNATIVOS	46
2.4.3 PRINCIPAIS FORNECEDORES	48
2.5 CONDENSADOR	49
2.5.1 CONCEPÇÃO DO CONDENSADOR	49
2.5.2 COEFICIENTE CONVECTIVO MONOFÁSICO DO CO ₂ E DA ÁGUA NO CONDENSADOR	52
2.5.3 COEFICIENTE CONVECTIVO BIFÁSICO DO CO ₂ NO CONDENSADOR	54
2.5.3.1 CORRELAÇÃO DE AKERS (1959)	54
2.5.3.2 CORRELAÇÃO DE SHAH (1979)	56
2.5.3.3 CORRELAÇÃO DE CHATO (1998)	57
2.5.4 PERDA DE CARGA	59
2.5.4.1 REGIÃO MONOFÁSICA	59
2.5.4.2 REGIÃO BIFÁSICA	59
2.6 EVAPORADOR	60
2.6.1 CONCEPÇÃO DO EVAPORADOR	60
2.6.2 DEGELO	63
2.6.3 VENTILADOR	64
2.6.4 CORRELAÇÕES PARA O COEFICIENTE CONVECTIVO DO AR NO EVAPORADOR	64
2.6.5 COEFICIENTE CONVECTIVO MONOFÁSICO DO CO ₂ NO EVAPORADOR	65
2.6.6 COEFICIENTE CONVECTIVO BIFÁSICO DO CO ₂ NO EVAPORADOR	65
2.6.6.1 CORRELAÇÃO DE KANDLIKAR (1998)	66
2.6.6.2 CORRELAÇÃO DE JUNG (1989)	68

2.7 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	69
2.7.1 CONCEPÇÃO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	69
2.7.2 VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA	71
2.7.3 VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA	71
2.8 FILTRO SECADOR	72
2.9 FILTRO SEPARADOR DE ÓLEO	72
2.10 ACUMULADOR DE LÍQUIDO EM BAIXA PRESSÃO	73
2.11 SEPARADOR DE LÍQUIDO EM ALTA PRESSÃO	74
2.12 COEFICIENTE DE PERFORMANCE	75
3 ESCOLHA DOS COMPONENTES	76
3.1 DEFINIÇÃO DA MÁQUINA FRIGORÍFICA	76
3.2 COMPRESSOR	77
3.2.1 COMPRESSOR SELECIONADO	77
3.2.2 INFORMAÇÕES TÉCNICAS	77
3.3 CONDENSADOR	80
3.4 EVAPORADOR	81
3.4.1 CAPACIDADE FRIGORÍFICA	81
3.4.2 VENTILADOR SELECIONADO	82
3.5 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	83
3.6 CONJUNTO DE VÁLVULAS DO DEGELO	83
3.7 FILTRO SECADOR	84
3.8 FILTRO SEPARADOR DE ÓLEO	85
3.9 ACUMULADOR DE LÍQUIDO EM BAIXA PRESSÃO	85
3.10 SEPARADOR DE LÍQUIDO EM ALTA PRESSÃO	86
3.11 INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO	87
4 MODELAGEM DOS TROCADORES DE CALOR	88
4.1 PROJETO DO CONDENSADOR	88
4.1.1 PROCEDIMENTOS DE CÁLCULO	89
4.1.2 PROGRAMA EM MATLAB PARA O CONDENSADOR	90

4.2 PROJETO DO EVAPORADOR	93
4.2.1 PROCEDIMENTOS DE CÁLCULO	93
4.2.2 PROGRAMA EM MATLAB PARA O EVAPORADOR.....	101
5 RESULTADOS.....	103
5.1 CONDENSADOR.....	103
5.2 EVAPORADOR	106
5.3 COEFICIENTE DE PERFORMANCE	109
6 CONSIDERAÇÕES DE MONTAGEM.....	110
6.2 VAZAMENTOS	111
6.3 ACESSÓRIOS.....	112
6.3.1 MANGUEIRA	112
6.3.2 CONEXÃO EM T	113
6.3.3 COTOVELOS.....	113
7 CONCLUSÕES	114
8 REFERÊNCIAS	115
APÊNDICE A – GRÁFICOS DAS CORRELAÇÕES DO CONDENSADOR	118
1. AKERS	118
2. SHAH.....	119
3. CHATO	120
APÊNDICE B – EVAPORADOR ALTERNATIVO PARA REALIZAÇÃO DE CONGELAMENTO.....	121

1. INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A energia é um fator primordial para garantia da sobrevivência da vida na Terra. Ao longo dos anos fontes alternativas, renováveis ou não, veem sendo desenvolvidas para suprir as necessidades tanto humanas quanto de manutenção e desenvolvimento da indústria. A título de exemplo, podem ser mencionadas as energias hidrelétrica, eólica, solar, biomassa e geotérmica como de origem renovável, em contrapartida energias que derivam do carvão mineral, do petróleo, do gás natural e de reações nucleares podem ser citadas como não renováveis.

A demanda por energia, que vem aumentando gradativamente desde o último século, tem gerado grandes preocupações em decorrência dos danos causados ao ambiente para atender a essa necessidade. Diante disso, muitas pesquisas têm sido realizadas com o intuito de diminuir o aumento do consumo, além de proporcionar elevação da produção em fontes de energia de baixo impacto ambiental e a custos mais acessíveis.

A emissão de alguns gases utilizados na refrigeração tem causado um impacto ambiental preocupante, pois proporciona a desintegração da camada de ar que protege o planeta da radiação solar ultravioleta – camada de ozônio. Essa situação caracteriza uma recorrente necessidade de desenvolver novos gases, não agressivos, e que possuam eficiência mínima necessária para garantia de sua inserção no mercado.

O Dióxido de Carbono (CO₂, ASHRAE, R-744) é um fluido natural que existe em abundância na natureza. Ele vem sendo objeto de pesquisas nos últimos anos por ser um fluido refrigerante que além de não ser agressivo ao meio ambiente apresenta elevadas variação de entalpia e massa específica, quando comparado com os fluidos mais utilizados atualmente. Faria (2013) relata que antes da Segunda Guerra Mundial esse fluido era amplamente utilizado em sistemas de refrigeração por compressão mecânica, especialmente em sistemas marítimos, mas também em ar condicionado e sistemas estacionários de refrigeração. Com o advento dos fluidos sintéticos halogenados (CFCs, HCFCs) no período da guerra, em que foram considerados seguros e ideais para os sistemas de refrigeração daquela época, o CO₂ acabou perdendo espaço.

A universidade se destaca no Brasil como uma importante referência no desenvolvimento de pesquisas inovadoras ligadas às questões ambientais. Para analisar o CO₂ como um fluido de refrigeração, faz-se necessária a construção de uma máquina de condicionamento de ar que possibilite a coleta de informações relevantes do fluido em questão, além de testar ciclos de refrigeração e variações no funcionamento do sistema para análise experimental do que vem sendo proposto pela teoria. No

mercado existem em abundância equipamentos que funcionam à base de fluidos refrigerantes convencionais, tais como CFCs e HCFCs. Entretanto é desafiador o desenvolvimento de máquinas de refrigeração que funcionem com CO₂ e que possam contribuir para as pesquisas atuais, além de defender uma ideia bastante promissora e inovadora dentro do ramo da refrigeração.

1.1 JUSTIFICATIVA

O protocolo de Montreal é um tratado, em vigor desde 1989 e assinado por um grupo de países dos quais o Brasil faz parte, que propõe a substituição dos gases que reagem com o ozônio na camada superior da estratosfera, inclusive os CFCs e HCFCs. A camada de ozônio ou ozonoesfera é uma camada localizada na estratosfera e é caracterizada pelas reações cíclicas de fotólise de moléculas triatômicas de oxigênio (O₃ – Ozônio) em moléculas diatômicas do mesmo elemento (O₂ – Oxigênio), liberando o oxigênio na sua forma atômica (O). O ciclo se repete após a colisão entre os oxigênios diatômico e atômico, formando novamente o ozônio. Essa camada é fundamental para a manutenção da vida na terra, já que é responsável por filtrar boa parte da radiação ultravioleta emitida pelo sol durante a sua transformação. Quando parte dessa radiação não é retida, aumentam-se consideravelmente as chances de ocorrência de câncer de pele.

Diante dessa importância, em setembro de 2007, as partes do Protocolo de Montreal decidiram antecipar os prazos de eliminação dos HCFCs, comprometendo-se a cumprir um novo cronograma de eliminação. Para o Brasil, bem como para outros países em desenvolvimento, os prazos de eliminação foram definidos conforme a Figura 1.1.

Figura 1.1 - Cronograma de eliminação do consumo de HCFCs

Cronograma de eliminação do consumo de HCFCs – Países em Desenvolvimento		
Etapa 1	2013	Congelamento do consumo dos HCFCs (Linha de Base ¹)
	2015	Redução de 10,0% do consumo de HCFCs sobre a LB
Etapa 2	2020	Redução de 35,0% do consumo de HCFCs sobre a LB
	2025	Redução de 67,5% do consumo de HCFCs sobre a LB
	2030	Redução de 97,5% do consumo de HCFCs sobre a LB ²
	2040	Eliminação do consumo de HCFCs

¹ Linha de Base (LB) correspondente à média do consumo de HCFCs para os anos de 2009 e 2010.

² Consumo residual de 2,5% somente para o setor de serviço de refrigeração.

Fonte: mma.gov.br.

Como se nota, o cronograma foi dividido em duas etapas, sendo que a primeira corresponde ao período entre 2013 e 2015 e a segunda corresponde ao período entre 2016 e 2040.

É importante ressaltar que a redução no consumo de HCFCs afetará diversos setores, principalmente o de refrigeração e condicionamento de ar. Sendo assim, este trabalho pretende contribuir para uma reformulação satisfatória desse setor, apostando no CO₂ como um fluido refrigerante a ser empregado de maneira sustentável e a custos menores.

No Brasil, poucas pesquisas, que serão mencionadas mais adiante, formam desenvolvidas em torno desse tema. O Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG com o intuito de manter seu perfil inovador, busca reforçar suas pesquisas em refrigeração a base de CO₂ por meio do desenvolvimento de uma bancada, que poderá proporcionar contribuição em pesquisas a nível nacional e até mesmo mundial, além do aprimoramento do ensino- aprendizagem de seus graduandos e pós-graduandos.

1.2 RELEVÂNCIA

Existem poucas informações no Brasil sobre fabricantes de componentes de sistemas de refrigeração e bombas de calor que operam com CO₂. Este se apresenta como uma alternativa importante por ser um fluido natural, não agressivo à camada de ozônio e possuir algumas propriedades térmicas, como o calor latente de vaporização, que tornam viável a sua aplicação em refrigeração.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 GERAL

Propor uma máquina de refrigeração para ser utilizada em pesquisas e no ensino aprendizagem dos alunos de graduação e pós-graduação da Universidade Federal de Minas Gerais. O sistema terá o CO₂ como fluido refrigerante e será composto de instrumentos de medição de temperatura, pressão e vazão dos fluidos primário e secundário, CO₂ e ar/água, respectivamente.

1.1.2 ESPECÍFICOS

- Propor uma máquina frigorífica que possibilite avaliação das características térmicas do CO₂ como um fluido refrigerante.
- Encontrar fabricantes dos componentes da máquina frigorífica e selecioná-los para uma possível aquisição futura.

- Fortalecer a UFMG no seleto grupo de pesquisadores no Brasil que se preocupam com a eminente necessidade de substituição dos gases CFCs e HCFCs, por razões ambientais já mencionadas, e apostam no CO₂ como fluido ideal.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Esta monografia contém 7 capítulos, sendo que o primeiro é a introdução cuja finalidade é apresentar as considerações preliminares, tais como justificativa e objetivos deste trabalho, além da importância do CO₂ como um fluido frigorífico. O segundo traz uma revisão bibliográfica da teoria do sistema, equipamentos e instrumentos essenciais para a definição da máquina, além de correlações para o cálculo dos coeficientes convectivos. O terceiro apresenta os materiais, em que são dimensionados e especificados os componentes do sistema, bem como considerações fundamentais para o desenvolvimento da bancada. No quarto está disposta a modelagem dos trocadores de calor da máquina frigorífica. No quinto são apresentados os resultados dos cálculos dos trocadores. No sexto estão algumas considerações sobre a montagem da máquina frigorífica. No sétimo estão as principais conclusões obtidas. E por último, no oitavo, as referências bibliográficas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Considerando que este trabalho se trata do desenvolvimento de uma bancada didática de refrigeração para realização de experimentos com o CO₂, será de grande importância apresentar um referencial teórico claro e consistente que possibilite a compreensão dos diversos conceitos envolvidos.

2.1 CONCEITOS PRELIMINARES

2.1.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

De acordo com Incropera et al. (2008) a transferência de calor (ou calor) é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço. Sendo assim, sempre que ocorrer diferença de temperatura em um meio ou entre meios ocorrerá transferência ou transmissão de calor. A transferência de calor se dá através de três tipos: condução, convecção e radiação. A Figura 2.1 ilustra uma situação em que esses três fenômenos ocorrem simultaneamente.

Figura 2.1 - Transferência de calor por condução, convecção e radiação



Fonte: GGTE, 2016.

Para Kreith et al (2011) o processo de condução se dá sempre que existir um gradiente de temperatura em um meio sólido, líquido ou gasoso, no qual o calor irá fluir da região de temperatura mais elevada para a região de menor temperatura. Com isso, pode-se dizer que a condução consiste na transferência de energia (ou vibração) entre os átomos ou moléculas que constituem o meio, sempre do mais energizado para o menos energizado.

Conforme Incropera et al. (2008) a convecção consiste em dois mecanismos que operam simultaneamente. A transferência de energia se estabelece devido ao movimento molecular aleatório (difusão) e ao movimento global, ou macroscópico, do fluido que se dá pelo movimento agregado ou coletivo de suas moléculas.

Segundo Çengel e Ghajar (2012) a radiação é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas como consequência das mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. Esta energia não sofre atenuação no vácuo, além de ser mais rápida e não necessitar de um meio para se propagar, diferentemente da condução e da convecção. O principal exemplo é a energia que atinge a Terra procedente do Sol.

2.1.2 TERMODINÂMICA

A termodinâmica pode ser definida como a ciência da energia, em que energia pode ser entendida como a capacidade de causar alterações na forma de calor e trabalho. De acordo com Sonntag e Borgnakke (2003) a termodinâmica é a ciência que trata do calor, do trabalho e das propriedades das substâncias relacionadas com calor e trabalho. De maneira mais abrangente, entende-se por termodinâmica o estudo das trocas energéticas em processos de transformação de estado de uma substância.

O calor se traduz em energia em movimento, como já mencionado. O trabalho de forma geral é definido como uma força agindo através de um deslocamento na mesma direção de sua atuação. Entretanto, conforme Moran e Shapiro (2006), na abordagem termodinâmica pode ser entendido que um sistema realiza trabalho se o único efeito sobre o meio externo puder ser interpretado como o levantamento de um peso.

Dentro desta ciência as descobertas foram formalizadas por meio de três leis básicas, conhecidas como zero, primeira e segunda leis da termodinâmica. Conforme Çengel e Boles (2007), essas leis podem ser assim definidas:

a. Lei zero:

Define a condição de equilíbrio térmico entre corpos, ainda que não estejam em contato entre si. Dois corpos estarão em equilíbrio térmico se ambos tiverem a mesma leitura de temperatura, que pode ser dada por um termômetro de bulbo de mercúrio.

b. Primeira lei:

É uma expressão do princípio da conservação da energia, considerando a energia como uma propriedade da termodinâmica. Esse princípio estabelece que em uma interação dentro de um sistema, a energia pode mudar de uma forma para outra, sem alterar sua quantidade total. Ou seja, a energia não pode ser criada ou destruída. A transformação da energia potencial em energia cinética ao longo do movimento de uma pedra solta do topo de um penhasco, inclusive considerar, ainda que de forma grosseira, que a energia cinética de uma bala quando impacta uma placa de aço se converte em energias de deformação, sonora e térmica podem ser exemplos de conservação da energia de um sistema.

c. Segunda lei:

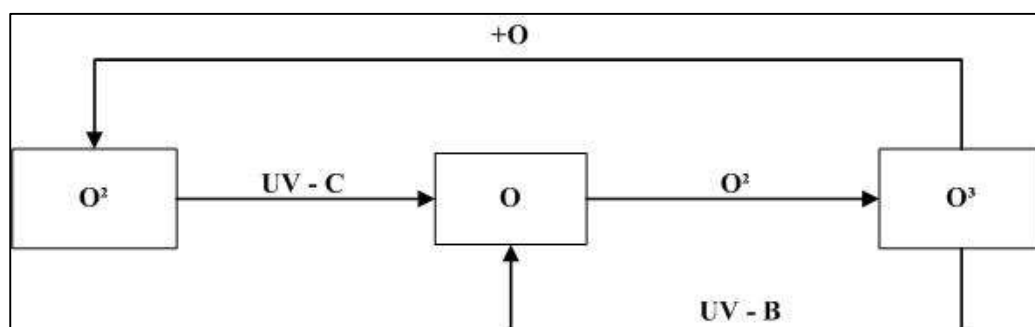
A energia tem qualidade e quantidade, e os processos reais ocorrem na direção da diminuição da qualidade da energia. Um exemplo clássico é o resfriamento da xícara de café quente deixada em uma sala mais fria. Esse processo é real e respeita o princípio da conservação da energia, pois a energia térmica perdida pela xícara é transferida para o ambiente e se conserva. Entretanto o processo inverso não é real, apesar de respeitar a Primeira Lei da Termodinâmica, ou seja, um café quente jamais ficará mais quente estando em uma sala mais fria, ainda que a energia transferida do ambiente para o café se conserve. Essa situação sugere a existência de uma determinada direção que viabilize o processo.

A Segunda Lei da Termodinâmica também é usada para determinar os limites teóricos que definem o rendimento dos sistemas de engenharia mais utilizados, como refrigeradores e máquinas térmicas. Para essa lei existe o enunciado de Kelvin-Planck que pode ser expresso pela impossibilidade de qualquer dispositivo que opera em um ciclo receber calor de um único reservatório e produzir uma quantidade líquida de trabalho, ou seja, nenhuma máquina térmica poderá ter uma eficiência de 100%, já que sempre haverá uma quantidade de calor que não se converterá em trabalho.

2.1.3 DEPLEÇÃO DA CAMADA DE OZÔNIO

Na estratosfera se localiza a camada de ozônio ou ozonosfera, onde ocorrem a formação e desintegração das moléculas de ozônio de forma natural. Acima da estratosfera a radiação solar provoca a fotólise da molécula de oxigênio na sua forma diatômica (O₂) devido à incidência de um comprimento específico de radiação (UV-C), a qual se desassocia para sua forma monoatômica (O). Abaixo da estratosfera, onde a radiação é menor, o oxigênio diatômico colide com o oxigênio monoatômico formando assim a molécula de ozônio (O₃). Dentro da gama de reações ainda ocorre fotólise da molécula de ozônio como resultado da absorção da radiação com um comprimento de onda diferente (UV-B). O ozônio se desassocia em suas formas monoatômica e diatômica proporcionando assim um equilíbrio dinâmico da ozonosfera. Esse equilíbrio foi descoberto em 1930 por Sydney Chapman, que é representado por um ciclo que recebeu o nome do próprio autor (HARVEY, SWEENEY, 1999).

Figura 2.2 - Ciclo de Chapman



Fonte: Harvey e Sweeney, 1999.

Molina e Rowland (1974) foram os precursores na descoberta dos perigos que os compostos clorofluorometanos, que são refrigerantes que possuem os elementos químicos cloro (Cl) e flúor (F) em sua composição - CFCs e HCFCs - oferecem à atmosfera. Conforme eles esses compostos são quimicamente inertes e permanecem na atmosfera por 40 a 150 anos. Na presença de radiação solar

os clorofluorometanos sofrem fotodissociação e liberam quantidades significativas de cloro na estratosfera, conduzindo assim à destruição da camada de ozônio. As equações que demonstram a depleção da ozonoesfera estão mostradas abaixo.



O monóxido de cloro (*ClO*) formado na primeira equação é menos instável que a molécula de ozônio (*O₃*) e por isso impede que a equação seja reversível. Além de retirar o oxigênio monoatômico (*O*) das reações naturais, o *ClO* ainda reage com outro oxigênio monoatômico, formando assim uma molécula de oxigênio diatômico (*O₂*), que é mais estável que *O*, o que impossibilita a reversibilidade dessa equação. Nota-se que uma molécula de cloro é capaz de retirar duas moléculas de *O* do ciclo de Chapman, interferindo consideravelmente na absorção de radiação por meio da desintegração gradativa da ozonoesfera.

Segundo Lorentzen (1994) os efeitos nocivos dos gases CFCs e HCFCs na atmosfera são cada vez mais preocupantes, inclusive a utilização desses refrigerantes vem sendo proibida por meio de acordos internacionais. Não é interessante pensar em compostos como o HFC 134a, utilizado na refrigeração de automóveis, por não deixar de ser um composto halocarbonico, apesar de se desintegrar na troposfera quando submetido à luz solar. Sendo assim, seria bem mais preferível utilizar compostos naturais, que já estão em circulação na biosfera e são conhecidos por serem inofensivos. Dentre compostos naturais o CO₂ entra como um dos principais gases que poderão substituir os clorofluorometanos, inclusive alguns estudos vêm sendo realizados para viabilizar sua utilização como um fluido refrigerante.

2.1.4 EFEITO ESTUFA

Efeito estufa é um fenômeno natural de aquecimento térmico da Terra, essencial para manter a temperatura do planeta em condições ideais para a sobrevivência dos seres vivos. Sem o efeito estufa natural, a Terra seria muito fria, dificultando o desenvolvimento das espécies.

Durante o dia a superfície terrestre se aquece como resultado da absorção da energia solar e se resfria à noite irradiando parte dessa energia para o espaço na forma de radiação infravermelha. O dióxido de carbono (CO₂), o vapor d'água, o metano e alguns óxidos nítricos agem como um lençol e mantêm o planeta aquecido durante a noite, bloqueando o calor irradiado da superfície. Com isso, esses gases

são chamados de *gases do efeito estufa*, sendo o CO₂ o principal deles. A importância desses gases é tamanha ao ponto de manter a Terra a uma temperatura de cerca de 30°C mais elevada, porém quando se apresentam em quantidades excessivas, a elevação da temperatura é ainda mais acentuada, proporcionando alterações climáticas indesejáveis em algumas localidades, chamadas de *aquecimento global*. (ÇENGEL; BOLES, 2007).

Ainda segundo Çengel e Boles (2007) o aquecimento global decorre do uso excessivo de combustíveis fósseis, como carvão, produtos derivados do petróleo e gás natural na geração de energia. Em 1995, cerca de 6,5 bilhões de toneladas de carbono foram liberadas na atmosfera como CO₂, culminando no aumento da temperatura terrestre em cerca de 0,5°C desde o século passado, e atualmente a concentração é de aproximadamente 360ppm (ou 0,36%). Isso equivale a 20% a mais do que o nível de um século atrás, sendo que as projeções indicam um aumento de mais de 700ppm até o ano de 2100, podendo elevar a temperatura em aproximadamente 2°C.

Diante disso, o CO₂ ocupa posição de destaque para ser reaproveitado como um fluido refrigerante, uma vez que a sua utilização possibilitará uma redução tanto dos gases do efeito estufa quanto dos clorofluorometanos, que destroem a camada de ozônio. Este trabalho se preocupa com as situações apontadas e defende uma reformulação no que vem sendo feito dentro da refrigeração, pensando-se nas questões ambientais.

2.2 REFRIGERAÇÃO

2.2.1 FLUIDOS REFRIGERANTES COMUMENTE UTILIZADOS

Um refrigerante é qualquer corpo ou substância que se comporta como um agente refrigerante (térmico), pela absorção de calor de outro corpo ou substância. No ciclo de compressão a vapor o fluido refrigerante condensa, ao ceder calor, e vaporiza, ao absorver calor. Para ser adequado para o uso como refrigerante no ciclo de compressão do vapor, um fluido deve possuir certas propriedades químicas, físicas e termodinâmicas que o tornem tanto seguro como econômico para o uso. A segurança corresponde à necessidade do fluido ser quimicamente inerte, não sendo inflamável, explosível, nem tóxico, tanto no estado puro quanto misturado em qualquer proporção com o ar. Também não deve reagir desfavoravelmente com o óleo lubrificante ou com algum material da composição do equipamento, muito menos com a umidade (DOSSAT, 1961).

Segundo Stoecker e Jones (1985), dentro de um sistema de arrefecimento existem dois refrigerantes responsáveis pelo fluxo de calor que proporciona o *resfriamento*: refrigerantes *primários*, que são

aqueles usados em sistemas de compressão a vapor e *refrigerantes secundários*, que são usados para transportar energia térmica a baixa temperatura de um lugar para outro.

2.2.1.1 REFRIGERANTES PRIMÁRIOS

Os refrigerantes primários utilizados pertencem à família dos hidrocarbonetos halogêneos (halocarbon). São moléculas de hidrocarbonetos halogêneos em que alguns átomos de hidrogênio são substituídos por átomos de halogêneos (cloro e flúor). A essa família pertencem tanto os CFC, clorofluorcarbonetos, os HCFC, hidroclorofluorcarbonetos, quanto os HFC, hidrofluorcarbonetos. Além da família dos hidrocarbonetos halogêneos, são utilizados como refrigerantes primários alguns hidrocarbonetos (metano, propano, butano etc.).

O sistema de enumeração no grupo halocarbônico segue o seguinte padrão: o primeiro dígito à direita é o número de átomos de flúor; o segundo dígito da direita para a esquerda é o número de átomos de hidrogênio adicionado de um; e o terceiro dígito da direita para a esquerda é o número de átomos de carbono subtraído de um. Quando o terceiro dígito é zero, ele é omitido. Alguns dos principais compostos halocarbônicos podem ser visualizados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Alguns refrigerantes halocarbônicos

Designação Numérica	Número Químico	Fórmula Química
11	Tricloromonofluormetano	CCl_3F
12	Diclorodifluormetano	CCl_2F_2
13	Monoclorotrifluormetano	CClF_3
22	Monoclorodifluormetano	CHClF_2
40	Cloreto de Metila	CH_3Cl
113	Triclorotrifluoretano	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
114	Diclorotetrafluoretano	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$

Fonte: Stoecker e Jones, 1985, p. 328.

Muitos dos primeiros refrigerantes eram compostos inorgânicos e alguns mantiveram sua proeminência até o presente. Estes compostos são listados na Tabela 2.2, em que os últimos dois dígitos indicam a sua massa molecular.

Tabela 2.2 - Alguns refrigerantes inorgânicos

Designação numérica*	Nome químico	Fórmula química
717	Amônia	NH ₃
718	Água	H ₂ O
729	Ar	
744	Dióxido de Carbono	CO ₂
764	Dióxido de Enxofre	SO ₂

* Os últimos dois dígitos indicam o peso molecular

Fonte: Stoecker e Jones, 1985, p. 329.

Muitos hidrocarbonetos são adequados como refrigerantes especialmente para operar em indústrias de petróleo e petroquímicas. Alguns desses refrigerantes estão listados na Tabela 2.3. A numeração segue o mesmo padrão dos halocarbônicos.

Tabela 2.3 - Hidrocarbonetos refrigerantes

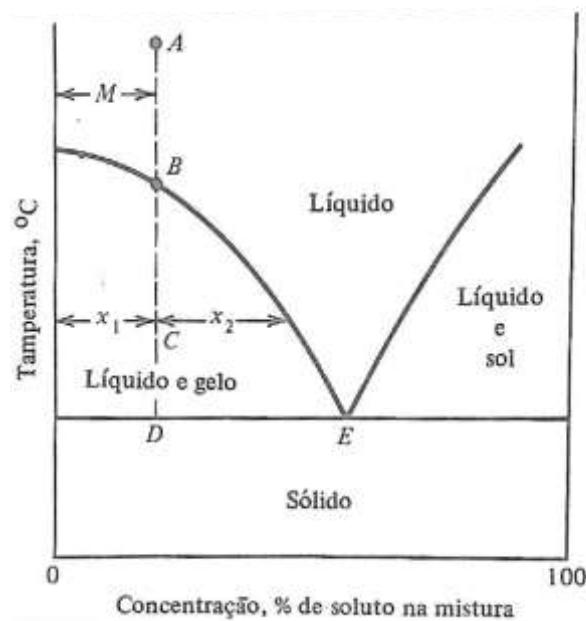
Designação numérica*	Nome Químico	Fórmula química
50	Metano	CH ₄
170	Etano	C ₂ H ₆
290	Propano	C ₃ H ₈

Fonte: Stoecker e Jones, 1985, p. 329.

2.2.1.2 REFRIGERANTES SECUNDÁRIOS

Os refrigerantes secundários, também chamados de anticongelantes, são fluidos que transferem energia da substância que está sendo resfriada para o evaporador de um sistema de refrigeração, não sofrendo nenhuma mudança de fase nesse processo. Em termos técnicos, a água poderia ser um refrigerante secundário, entretanto anticongelantes são mais viáveis em algumas situações por possuírem temperaturas de congelamento abaixo de 0 °C (STOECKER; JONES, 1985).

O ponto de solidificação é uma das propriedades mais importantes de soluções anticongelantes, que forma o diagrama de fases clássico, como mostrado na Figura 2.3. As curvas de solidificação mostram que a solução de dois constituintes tem um ponto de solidificação menor que o de cada substância individualmente.

Figura 2.3 - Diagrama de fase de um anticongelante


Fonte: Stoecker e Jones, 1985, p. 334.

Partindo da temperatura A o anticongelante com concentração M pode ser resfriado progressivamente e permanecer líquido até a temperatura B. Dando continuidade ao resfriamento em C o anticongelante concentrou-se pelo congelamento de parte de sua água. A porcentagem de gelo na mistura em C é dada por

$$\text{Porcentagem de gelo} = \frac{x_2}{x_1 + x_2} (100) \quad (0.1)$$

e a porcentagem de líquido é dada por

$$\text{Porcentagem de líquido} = \frac{x_1}{x_1 + x_2} (100) \quad (0.2)$$

O ponto E, chamado de ponto eutético, representa a concentração na qual a temperatura mais baixa pode ser atingida sem que ocorra nenhuma solidificação. Concentrações superiores a esse ponto não são interessantes, já que a temperatura de congelamento aumenta.

2.2.2 CO₂ COMO FLUIDO REFRIGERANTE: R-744

2.2.2.1 HISTÓRICO

De acordo com Lorentzen (1993), em 1834 o americano Jacob Perkins propôs o ciclo de compressão a vapor. Em 1866 o também americano Thaddeus Lowe sugeriu a utilização do dióxido de carbono como fluido refrigerante, que passou a ser conhecido como R-744, e em 1897 teve início a produção em série de sistemas de compressão a vapor operando com CO₂. Após tentativas com diversas substâncias, no início do século XX apenas três fluidos refrigerantes eram utilizados:

1. Amônia (NH₃) em estações estacionárias de médio e grande porte, algumas vezes também em navios;
2. Dióxido de enxofre (SO₂) em equipamentos domésticos e pequenas aplicações comerciais;
3. Dióxido de carbono (CO₂) em navios e algumas vezes em estações estacionárias.

Nesse período houve ampla aceitação do mercado de sistemas operando com dióxido de carbono. Em contrapartida, amônia e dióxido de enxofre precisavam ser utilizados com muito mais cuidado por serem tóxicos.

Em 1930 o engenheiro mecânico e químico americano Thomas Midgley identificou uma família de clorofluorcarbonetos (CFCs) que teve uma ampla aceitação no mercado e os fluidos naturais foram caindo em desuso até praticamente serem abandonados na década de 1950. Nas décadas seguintes o uso dos CFCs e posteriormente dos HFCs começou a ser questionado devido a questões ambientais culminando nos protocolos de Kyoto, discutido em 1997 e tratava da emissão de gases do efeito estufa, e de Montreal, discutido em 1987 e tratava da emissão de gases que empobrecem a camada de ozônio, que deram novas forças aos fluidos naturais.

Diante do surgimento destes novos gases, a rápida perda de capacidade em altas temperaturas de refrigeração de água nos trópicos e o fracasso dos fabricantes para acompanhar as tendências em projetos de compressores a CO₂ somaram negativamente e levou o dióxido de carbono ao desuso. Sendo assim, não há melhor momento que este para uma retomada da utilização deste refrigerante diante da tecnologia atual.

2.2.2.2 VANTAGENS E DESVANTAGENS

Lorentzen (1993) frisa que o CO₂ está naturalmente presente em todos os lugares do nosso planeta. Na atmosfera contém quase 3000 milhões de toneladas deste gás, cerca de 0,35 ppm, e várias

centenas de bilhões de toneladas circulam anualmente na biosfera. Apesar de ser um gás do efeito estufa, seu impacto negativo é mínimo quando comparado com os halocarbonos e será, portanto, realocado de inúmeras atividades que normalmente o liberam no ambiente, ou seja, seu despejo na atmosfera será evitado.

Outro aspecto muito importante é a segurança. O dióxido de carbono não é tóxico nem inflamável. Em uma situação de vazamento, assim como para qualquer outro gás que possa competir com o O₂, um sistema de ventilação adequado deve ser utilizado a fim de eliminar quaisquer riscos de asfixia.

Oliveira (2013) aponta as principais vantagens na utilização do CO₂ como fluido refrigerante:

- 1) Potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) igual a 0;
- 2) Potencial de aquecimento global (GWP) igual a 1. Esse parâmetro tem como fluido referência o próprio dióxido de carbono, daí o seu GWP ser 1. Outros fluidos têm o GWP de 1700 como o R-22 e 1300 como o R-134a;
- 3) Não inflamável;
- 4) Não tóxico;
- 5) Sem odor, não causando pânico em caso de vazamento;
- 6) Disponível no mercado comercial e de baixo custo;
- 7) Alta performance volumétrica. Compressores e trocadores de calor menores e mais compactos;
- 8) Alto coeficiente de performance (COP), e, portanto, custo com energia mais baixo;
- 9) Altos coeficientes de troca térmica, trocadores de calor menores;
- 10) Reduzida perda de pressão;
- 11) Devido a características de sua tensão superficial, existe a possibilidade de trabalhar com trocadores de calor de diâmetros reduzidos;

Ainda segundo Oliveira (2013) o CO₂ possui algumas desvantagens, que foram apontadas e documentadas há mais de um século. Portanto, é pouco provável que doravante novos aspectos negativos consideráveis possam surgir. As principais são as seguintes:

1. Alta pressão de trabalho. Devido a isso o equipamento deve ser mais robusto a fim de suportar tais pressões;

- 2.O dióxido de carbono é mais pesado que o ar. Apesar de não tóxico, em caso de vazamento esse se acumula próximo ao chão tomando lugar do ar;
- 3.Não possui odor, não podendo ser facilmente detectado em caso de vazamento;
- 4.Baixa temperatura crítica, obrigando vários ciclos, especialmente os de bomba de calor, a trabalhar em regime transcrito;

2.2.2.3 PROPRIEDADES

O GWP (*Global Warming Potential*) é uma medida que representa o potencial que uma determinada massa de um gás de efeito estufa contribui para o aquecimento global, tomada em relação à mesma massa de dióxido de carbono (GWP=1) ao longo de 100 anos. Outra medida utilizada para análise é a ODP (*Ozone Depletion Potential*) que representa a quantidade de degradação que uma substância pode causar à camada de ozônio. Essas e outras propriedades dos fluidos refrigerantes estão dispostas na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 - Características comparativas do CO₂ em relação a alguns fluidos refrigerantes

	R-12	R-22	R-134a	R-407C ^a	R-410A ^b	R-717	R-290	R-744
ODP/GWP ^c	1/8500	0,05/1700	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3	0/1
Inflamabilidade/toxidade	Não/Não	Não/Não	Não/Não	Não/Não	Não/Não	Sim/Sim	Sim/não	Não/Não
Massa molecular (kg/kgmol)	120,9	86,5	102,0	86,2	72,6	17,0	44,1	44,0
Ponto de Ebulição ^d (°C)	-29,8	-40,8	-26,2	-43,8	-52,6	-33,3	-42,1	-78,4
Pressão Crítica (MPa)	4,11	4,97	4,07	4,64	4,79	11,42	4,25	7,38
Temperatura Crítica (°C)	112,0	96,0	101,1	86,1	70,2	133,0	96,7	31,1
Pressão reduzida ^e	0,07	0,10	0,07	0,11	0,16	0,04	0,11	0,47
Temperatura reduzida ^f	0,71	0,74	0,73	0,76	0,79	0,67	0,74	0,90
Capacidade de Refrigeração ^g (kJ/m ³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907	22545
Primeiro uso comercial como refrigerante	1931	1936	1990	1998	1998	1859	?	1869

b Mistura binária de R-32/125 (50/50, %).

c Potencial de Aquecimento Global baseado em um período de 100 anos, obtido a partir dos dados fornecidos pelo Painel Sobre Mudanças Climáticas (IPCC).

d ASHARE handbook 2001 fundamentos.

e Razão da pressão de saturação a 0 °C para a pressão crítica.

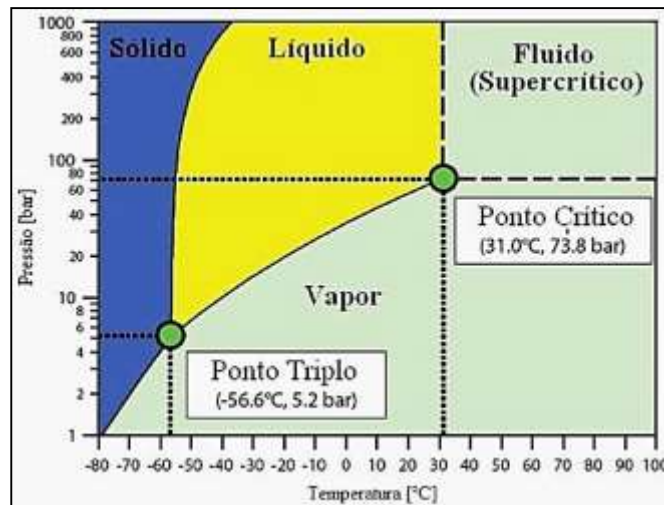
f Razão entre a temperatura de 273,15 K (0 °C) para a temperatura crítica em Kelvin.

g Capacidade de refrigeração volumétrica a 0°C.

Fonte: Kim et al. (2004) apud Faria, 2013, p. 20.

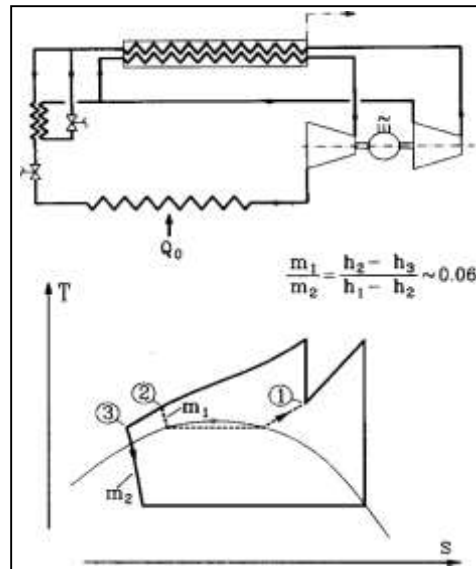
Como observado na Tabela 2.4, o CO₂ é um refrigerante natural, não inflamável, com ODP e GWP desprezíveis. Sua pressão d vapor é mais elevada e sua capacidade de refrigeração volumétrica (22,545 kJ/m³ a 0°C) é de 3 a 10 vezes mais elevada que a dos fluidos refrigerantes CFC, HCFC, HFC e HC. Essas características são muito importantes para os processos de rejeição e absorção do calor. A Figura 2.4 mostra o diagrama de fase para o CO₂, sua pressão e temperatura críticas correspondem a 7,38 MPa e 31,1°C, respectivamente. O ponto triplo localizado na temperatura de -56,6°C e na pressão 0,52 MPa.

Figura 2.4 - Diagrama de fase CO₂



Fonte: Danfoss (2008) apud Farias, 2013, p. 21.

Segundo Lorentzen (1994) um aspecto importante a ser destacado é o ponto crítico a uma temperatura relativamente baixa, 31,1°C. À medida que a temperatura crítica de operação se aproxima ou ultrapassa este valor, as perdas por superaquecimento e no estrangulamento aumentam, ou seja, eleva-se o trabalho de compressão. Sabe-se, no entanto, que esse problema pode ser contornado utilizando-se um sistema de compressão de múltiplos estágios com resfriamento intermediário, no qual o gás é comprimido em estágios e resfriado entre cada estágio pela sua passagem através de um trocador de calor chamado *resfriador intermediário*. A Figura 2.5 apresenta uma figura esquemática do que foi descrito.

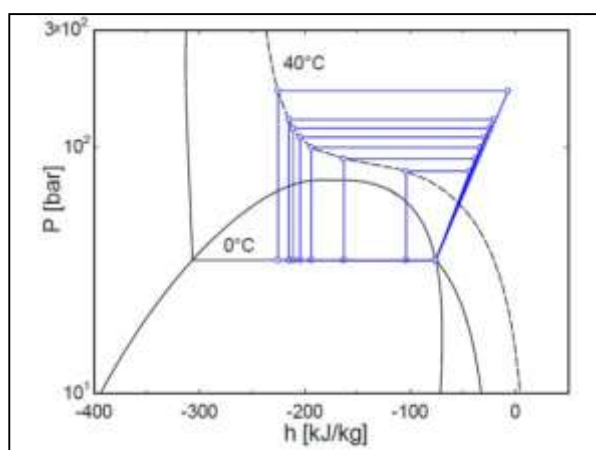
Figura 2.5 - Compressão em dois estágios do CO₂ - ciclo transcrito

Fonte: Lorentzen, 1994, p. 195.

Como se nota, a compressão e o estrangulamento se dão em dois momentos. Após o primeiro estágio, todo o refrigerante vindo do evaporador entra no condensador e na saída se mistura com parte do refrigerante oriundo da refrigeração intermediária (1), alcançando assim uma temperatura menor. Seguindo para o segundo estágio, a compressão ocorre e esse refrigerante retorna para o condensador, sendo que na saída a divisão volta a acontecer (2) e parte do fluido volta para o ciclo de refrigeração intermediária, sofrendo um estrangulamento intermediário e reduzindo ainda mais a sua temperatura, e outra parte segue para o trocador intermediário. Sem ocorrer a mistura, ocorre uma troca de calor no trocador intermediário (3), fazendo com que o fluido chegue a uma temperatura ainda menor no dispositivo de expansão do ciclo geral. Posteriormente a outra parte segue para o segundo estágio de compressão novamente (1), retomando assim o ciclo intermediário.

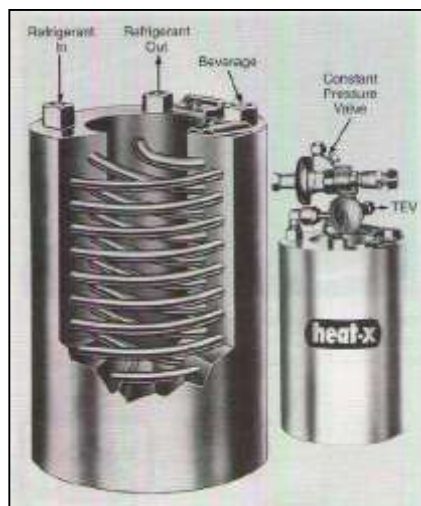
2.2.3 CICLO TRANSCRÍTICO

Um ciclo de refrigeração é um diagrama capaz de demonstrar de maneira esquemática o sistema completo, além de representar o comportamento do refrigerante ao longo desse sistema. O ciclo dito transcrito propõe que a transferência de calor conhecida como resfriamento do gás ocorra acima da temperatura crítica, e que no evaporador a transferência de calor ocorra abaixo da temperatura crítica, ou seja, o ciclo é supercrítico na região de alta pressão e subcrítico na região de baixa pressão. Na Figura 2.6 pode ser visto o ciclo em questão.

Figura 2.6 - Ciclo transcrítico do CO₂


Fonte: Sawalha, 2008, p. 49.

Um aspecto importante desse ciclo é que como o CO₂ é comprimido até alcançar uma temperatura superior à temperatura do ponto crítico e não será possível condensá-lo. Um trocador de calor, chamado de *gas-cooler*, é responsável por reduzir a temperatura do refrigerante e ocupar a posição do condensador no sistema de refrigeração. Nesse dispositivo o refrigerante segue dentro das tubulações, enquanto que a corrente de ar refrigerado passa em sentido contrário, possibilitando a troca de calor e consequentemente o resfriamento do fluido. Tal dispositivo pode ser visto na Figura 2.7.

Figura 2.7 – Gas-cooler


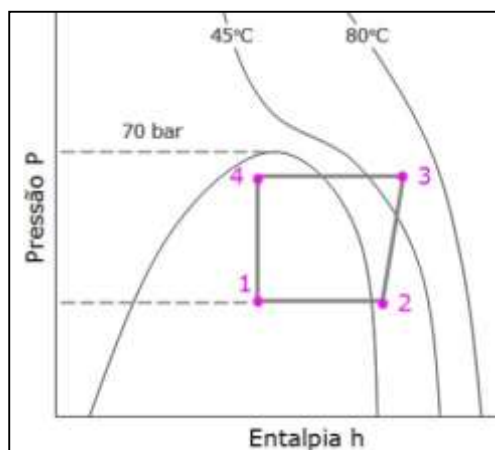
Fonte: Althouse et al., 2003, p. 500.

2.2.4 CICLO SUBCRÍTICO

O ciclo subcrítico é o mais difundido comercialmente quando se trata de utilização de CO₂ como fluido refrigerante e pode ser visto na Figura 2.8. Segundo Zhang et al. (2011) valores praticáveis para

temperatura de condensação e evaporação em um sistema de refrigeração à base de CO₂ seriam, respectivamente, 20°C (T_c) e -20°C (T_e). O processo de compressão é assumido ser adiabático, pois não ocorre troca de calor com o meio externo.

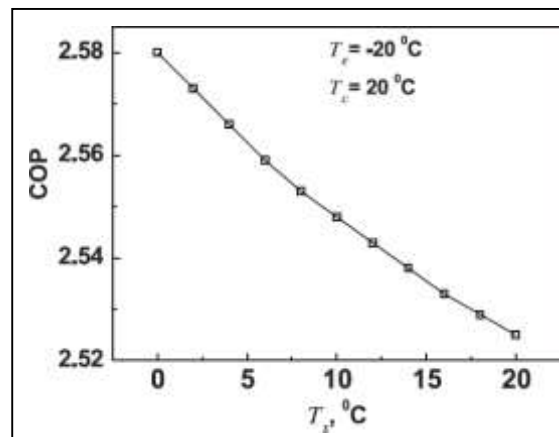
Figura 2.8 - Ciclo subcrítico do CO₂



Fonte: Oliveira, 2013, p. 25.

Zhang et al. (2011) propôs em seus estudos a implementação de um trocador de calor interno no sistema de refrigeração que possibilitasse uma troca de calor entre o fluido que sai do condensador antes de chegar na válvula de expansão e o fluido que sai do evaporador antes entrar para o compressor. O objetivo sobretudo é evitar, por meio de um superaquecimento do refrigerante antes de entrar no compressor, que gotículas de refrigerante entrem no compressor e prejudiquem seu funcionamento. Somado a isso, preocupa-se também em subresfriar o fluido antes de chegar ao dispositivo de expansão para evitar quedas de rendimento devido à presença de bolhas de vapor. Foi constatado que um superaquecimento de cerca de 20°C proporciona ligeira redução do coeficiente de performance (COP) de aproximadamente 0,2%. O que foi dito pode ser visto na Figura 2.9.

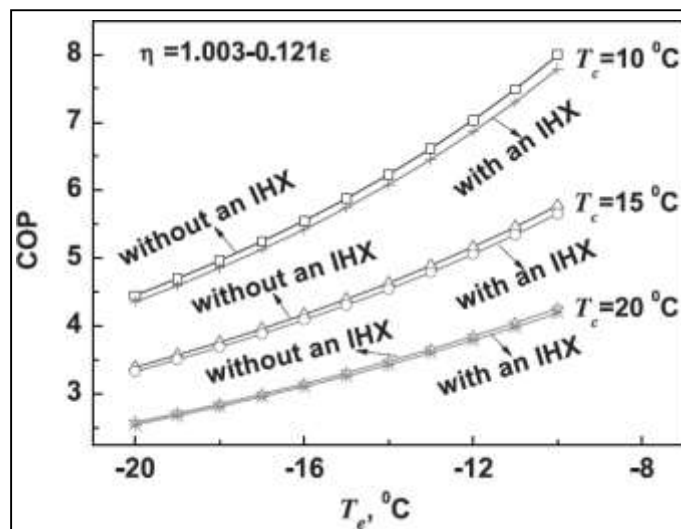
Figura 2.9 - Variação do COP em ciclo de refrigeração subcrítico a base de CO₂ com superaquecimento



Fonte: Zhang et al., 2011. p. 434.

O COP depende das temperaturas de condensação e evaporação. A Figura 2.10 mostra uma comparação entre os COP's dos ciclos com e sem trocador de calor interno, segundo as temperaturas adotadas. Importante dizer que o superaquecimento nesta ocasião foi de 10°C para todas as aferições.

Figura 2.10 - Variação do COP do ciclo subcritico de CO₂ com e sem trocador de calor



Fonte: Zhang et al., 2011. p. 435.

2.2.5 APLICAÇÕES

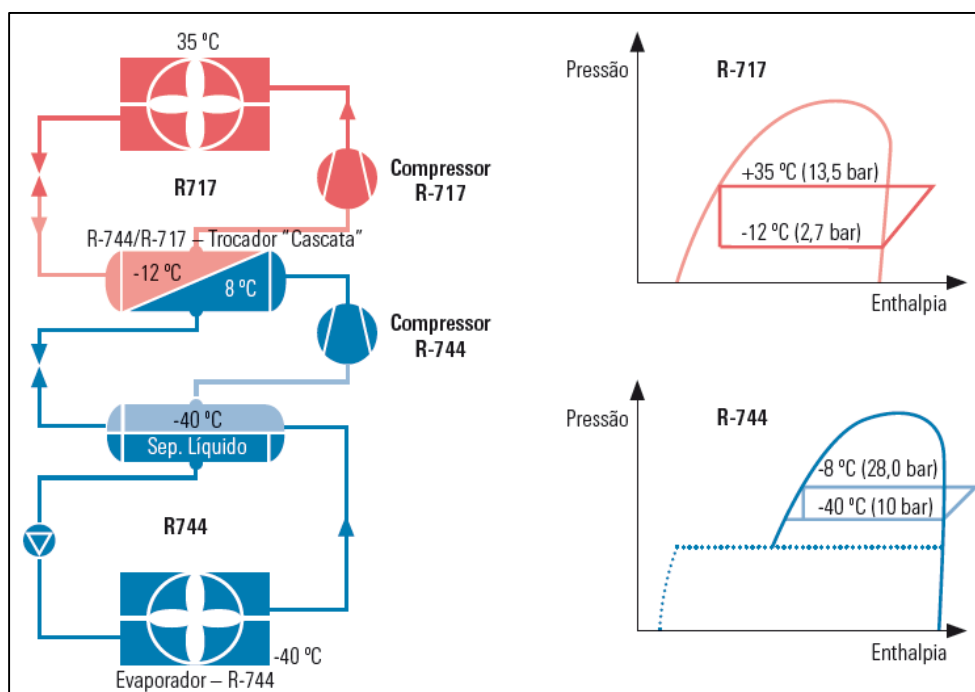
Com o ressurgimento do CO₂ (R744) como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração, foram desenvolvidas novas tecnologias e aplicações nos vários setores do mercado de refrigeração para tornar o seu uso viável. Sendo um refrigerante natural, o CO₂ se apresenta como alternativa promissora aos refrigerantes sintéticos em várias aplicações de sistemas de refrigeração. Seguem abaixo algumas das principais aplicações que podem ser encontradas na atualidade.

2.2.5.1 FLUIDO REFRIGERANTE CO₂ EM REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

O setor de refrigeração industrial abrange os grandes sistemas e normalmente se refere às aplicações na indústria alimentícia e na indústria de bebidas, onde o principal fluido refrigerante é a Amônia (R-717). Entretanto, esse fluido vem sofrendo inúmeras restrições de sua aplicação em virtude de seu alto índice de toxicidade quando comparado com a maioria dos HFCs.

Diante disso, em sistemas com temperaturas de evaporação entre -55°C e -30°C surge a alternativa de um sistema cascata, com o CO₂ em ciclo subcrítico para baixa temperatura e amônia ou hidrocarboneto no ciclo em alta temperatura com a rejeição de calor final para a atmosfera. Na Figura 2.11 pode ser visto o ciclo discutido acima, em que o trocador de calor “cascata” tem a função de condensador no ciclo de baixa temperatura e a função de evaporador no ciclo de alta temperatura.

Figura 2.11 - Ciclo Cascata - CO₂ / Amônia



Fonte: Cleto, 2008, p. 4.

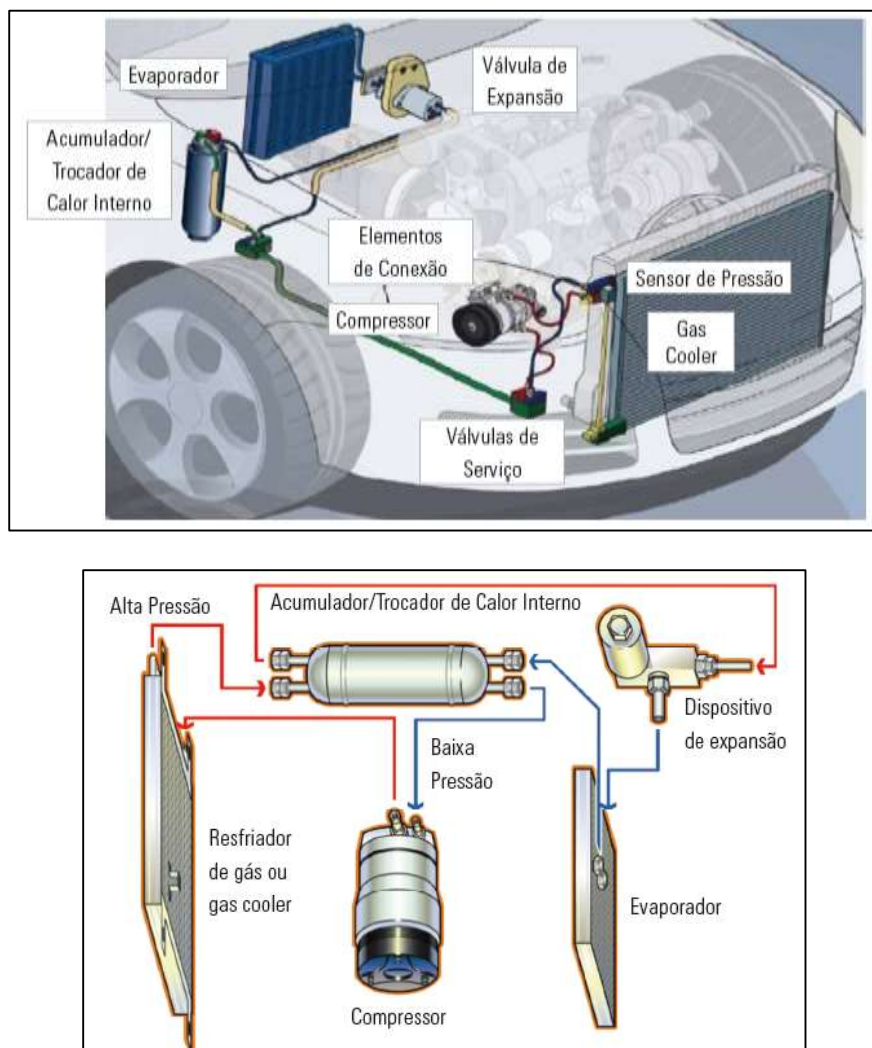
2.2.5.2 FLUIDO REFRIGERANTE CO₂ EM AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO

Segundo Kim et al. (2004), no setor automotivo, a transição para um refrigerante livre de cloro ocorreu com a introdução do R134a (HFC) na década de 90, que substituiu o R12 (CFC). Com a crescente preocupação com o aquecimento global, o R134a não deve ser utilizado em longo prazo devido ao seu alto índice de aquecimento global (GWP). Devido ao alto grau de vazamentos desses gases em sistemas

automotivos, o CO₂ surgiu como grande candidato para as aplicações deste setor. Entretanto, a necessidade de ser operado em elevadas pressões tem sido um grande empecilho.

A Figura 2.12 ilustra o conceito adotado em sistemas de ar condicionado automotivos pensando-se no CO₂ como fluido refrigerante. A função do compressor, evaporador e válvula de expansão é a mesma do sistema tradicional de compressão a vapor. As elevadas temperaturas do fluido são reduzidas no denominado resfriador de gás ou, como é comumente conhecido, *Gas Cooler*. O dióxido de carbono permanece sempre no estado de vapor, já que não ocorre a condensação. Pode ser notada a utilização de um trocador de calor intermediário, instalado antes da válvula, que tem por objetivo resfriar o CO₂ para elevar a eficiência do sistema. O acumulador se encontra no interior do conjunto denominado Acumulador/Trocador de Calor Interno, na saída do evaporador. Com tais alterações no sistema com CO₂, o coeficiente de eficácia, COP, do sistema é melhorado.

Figura 2.12 - Diagrama esquemático de um circuito de ar condicionado automotivo utilizando CO₂



Fonte: Filho, 2008, p. 106.

2.2.5.3 FLUIDO REFRIGERANTE CO₂ EM AR CONDICIONADO RESIDENCIAL

De acordo com Kim et al. (2004), a primeira avaliação de um sistema operando com ciclo transcrito de CO₂ para ar condicionado foi feita através da simulação e funcionamento de um sistema *minisplit*, comparando este sistema com um sistema utilizando R-22. No decorrer dos anos muitos estudos e modificações de projetos em trocadores de calor foram feitas ao ponto de se alcançarem COPs semelhantes em ambos os sistemas, mesmo diante de temperaturas ambiente consideradas elevadas. Posteriormente, após um extenso conjunto de experimentos em protótipos norte-americanos, o sistema a base do R410a foi selecionado como o mais eficiente disponível no mercado e os protótipos de CO₂ surgiram como os mais próximos quanto possível, no tocante às dimensões e eficiência.

Figura 2.13 – Protótipos de trocadores de calor: CO₂ à esquerda e R410A à direita.

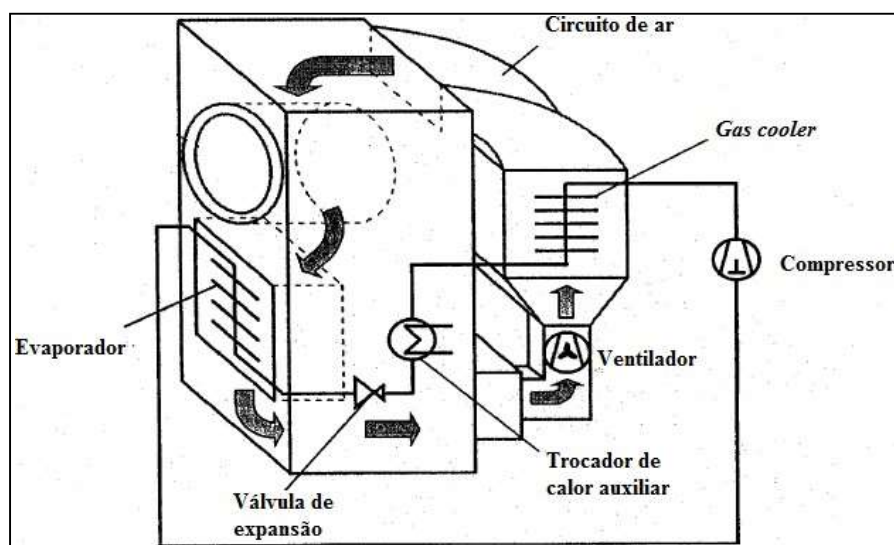
a) trocadores para ambientes internos. (b) trocadores para ambientes externos



Fonte: Kim et al., 2004, p. 156.

2.2.5.4 FLUIDO REFRIGERANTE CO₂ EM SECAGEM

Outra aplicação interessante do ciclo de compressão com CO₂ é na bomba de calor usada como secador. No protótipo da Figura 2.14, em que mostra um secador de porte industrial, a economia de energia é possível devido a maiores temperaturas no calor rejeitado, aumentado assim a taxa de extração de umidade.

Figura 2.14 - Secador com CO₂


Fonte: Kim et al., 2004, p. 45.

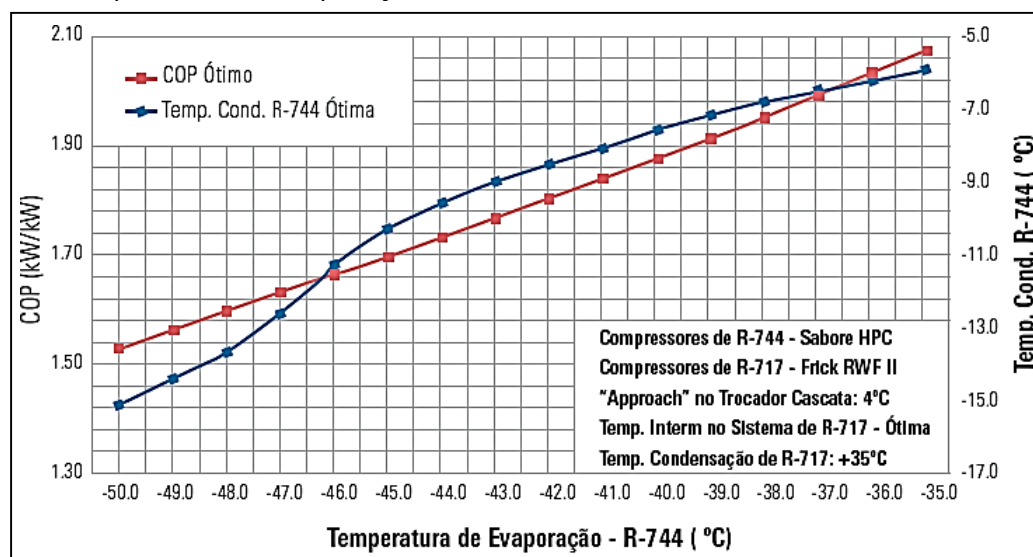
2.3 PROJETOS FRIGORÍFICOS COM CO₂

2.3.1 CICLO DE OPERAÇÃO

O ciclo de operação em CO₂ precisa ser cuidadosamente definido em virtude das elevadas pressões de projeto. Um ciclo simples com água como fluido secundário tanto na condensação quanto na evaporação muitas vezes é inviável devido ao seu ponto de fusão. Diante disso, comercialmente são comumente encontrados ciclos em cascata CO₂ / Amônia, como mostrado na Figura 2.11.

Para Cleto (2008) uma das maiores vantagens de utilização do CO₂ em refrigeração se deve à redução da carga de fluidos que apresentam maiores restrições de uso (Amônia e hidrocarbonetos), entretanto é essencial que o sistema com CO₂ apresente um nível de eficiência energética (COP) igual ou melhor que um sistema convencional para a mesma aplicação.

Figura 2.15 – Temperatura de condensação de CO₂ ótima (para COP ótimo), em função da temperatura de evaporação em sistema cascata utilizando CO₂ / Amônia



Fonte: Cleto, 2008, p. 6.

Na Figura 2.15 é possível estimar temperaturas de condensação e evaporação ideais em sistemas cascata para R744. Temperaturas de evaporação entre – 50°C e –35°C e condensação entre –11°C e –5°C podem ser interessantes para esse tipo de sistema.

2.3.2 SEGURANÇA

Como o dióxido de carbono é mais denso que o ar, ele sempre flui em direção ao piso (solo) em caso de vazamento. Por esse motivo, é importante dispor de detectores de CO₂ colocados em locais estratégicos juntamente com um sistema de exaustão para renovação do ar da sala de máquinas, a cada 10 minutos, em situações emergenciais (SILVA, 2008).

2.3.3 PRESSÕES DE PROJETO

As pressões de projeto em sistemas frigoríficos a base de CO₂ vão depender da aplicação. Segundo Silva (2008), existe um consenso entre os distintos fabricantes de componentes frigoríficos para o R744 quanto às seguintes pressões de projeto:

Tabela 2.5 - Pressões de projeto em máquinas frigoríficas a base de R744

Pressão de Trabalho	Lado de alta pressão	Lado de baixa pressão
Sistema transcrito	115 bar	25 bar (50 bar)
Sistema subcrítico	40 bar (50 bar)	25 bar (50 bar)

Nota: entre parêntese em caso de degelo por gás quente.

Fonte: Silva, 2008, p.141.

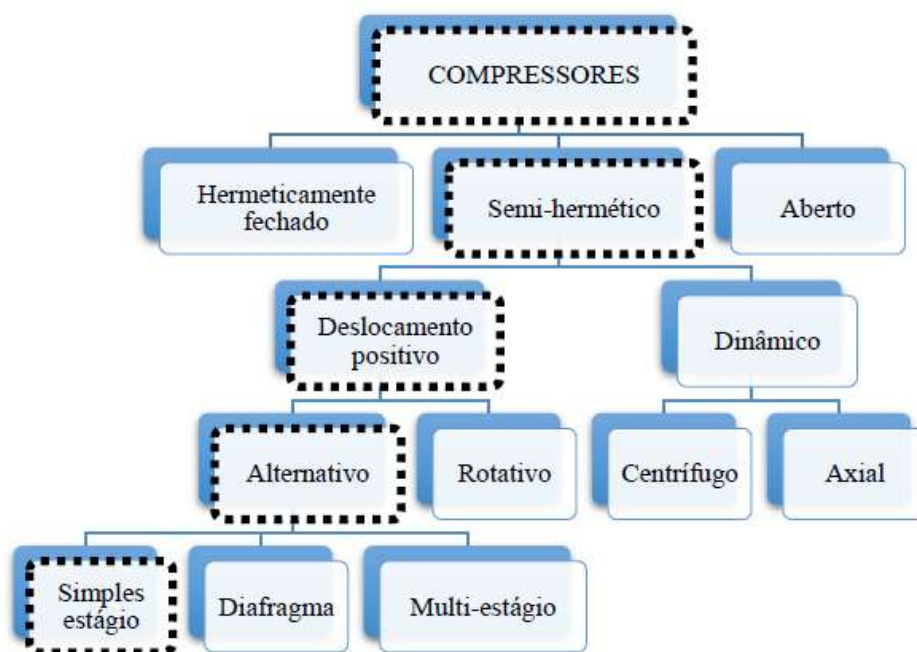
2.4 COMPRESSOR

2.4.1 CONCEPÇÃO DO COMPRESSOR

Cada componente de um sistema de compressão a vapor – compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador – apresenta um comportamento característico, sendo, ao mesmo tempo, influenciado pelas condições impostas pelos outros componentes. Assim, por exemplo, uma variação na temperatura da água de condensação pode afetar a vazão de refrigerante bombeado pelo compressor, o que pode resultar um reajuste da válvula de expansão, acompanhado de uma variação na pressão de evaporação (STOECKER; JONES, 1985).

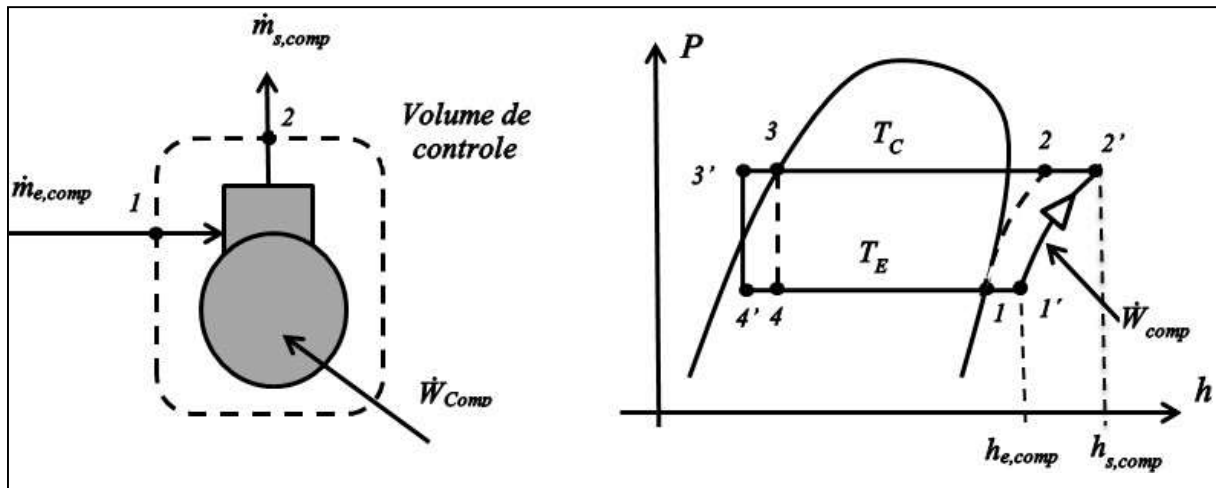
O compressor é o coração do sistema de compressão a vapor. Os principais tipos de compressores frigoríficos são: *alternativo, parafuso, centrífugo e palhetas*. Dos quatro, o mais frequentemente encontrado na indústria é o alternativo. A Figura 2.16 apresenta um fluxograma com resumo dos tipos de compressores e em destaque mostra o tipo de compressor que será utilizado neste projeto. Sendo assim, a teoria que aqui será apresentada abordará o compressor semi-hermético alternativo e de simples estágio.

Figura 2.16 - Fluxograma com os tipos de compressores destacando o escolhido para este projeto



A potência teórica do compressor ($\dot{W}_{comp}$) é a quantidade de energia na unidade de tempo que deve ser fornecida ao refrigerante, pelo compressor, para que ele passe do estado 1, na sucção do compressor, para o estado 2, na descarga do compressor, sendo esse processo adiabático. Considerando o esquema desse processo mostrado na Figura 2.17 e que não exista calor atravessando o volume de controle, um balanço de massa e energia pode ser apresentado nas equações dispostas abaixo.

Figura 2.17 - Esquema do processo de compressão adiabática no compressor.



$$\dot{m}_{e,comp} = \dot{m}_{s,comp} = \dot{m}_{comp} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (2.5)$$

$$\dot{W}_{comp} = (h_{s,comp} - h_{e,comp}) \dot{m}_{comp} [kW] \quad (2.6)$$

Na equação (2.5) $\dot{m}_{e,comp}$ e $\dot{m}_{s,comp}$ são as vazões mássicas na entrada e na saída do compressor, respectivamente. Na equação (2.6) $h_{s,comp}$ e $h_{e,comp}$ são as entalpias na saída e entrada do compressor, respectivamente. Devido à irreversibilidade do processo de compressão, haverá um aumento da entropia específica entre a entrada e a saída do compressor, ou seja, o processo real é politrópico. Este efeito pode ser mensurado através da eficiência de compressão η_c .

A eficiência de compressão é a representação do desvio do ciclo real em relação ao ideal, causado pelas perdas durante o processo. Dentre os motivos de tais perdas, destacam-se o atrito e os canais de escoamento do refrigerante. Diante disso, η_c pode ser calculada como se segue:

$$\eta_c = \frac{W_{comp,is}}{W_{comp,re}} \quad (2.7)$$

Na equação acima, $W_{comp,is}$ é o trabalho de compressão isentrópica e $W_{comp,re}$ o trabalho de compressão real.

A determinação do fluxo em massa pode ser obtida utilizando a eficiência volumétrica do compressor – η_{vol} . Para tanto, calcula-se a taxa de deslocamento t_{des} e, por último, obtém-se o fluxo em massa $\dot{m}_{comp}$.

$$\eta_{vol} = \frac{V_{vol} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{t_{des} \left[\frac{m^3}{s} \right]} \quad (2.8)$$

A vazão volumétrica na entrada do compressor (V_{vol}) é um dado inicial. A taxa de deslocamento do compressor é o volume “varrido” pelos pistões durante o seu curso. As válvulas são operadas basicamente por molas, de modo que, quando a pressão no cilindro chega a ser menor que aquela da linha de aspiração a válvula de aspiração se abre, liberando a entrada do gás no cilindro. Por outro lado, quando a pressão no interior do cilindro ultrapassa o valor da linha de descarga a válvula de descarga se abre, liberando a saída do gás comprimido do cilindro.

$$t_{des} = n_{cil} \left(\frac{rpm}{60} \right) c \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \quad (2.9)$$

$$\dot{m}_{comp} = t_{des} \eta_{vol} \rho_{e,comp} \quad (2.10)$$

Nas equações acima, n_{cil} é o número de cilindros do compressor, rpm é a rotação por minuto do motor, c e D são curso e diâmetro do cilindro em metros, respectivamente, e $\rho_{e,comp}$ é o peso específico do refrigerante na sucção do compressor em kg/m^3 .

2.4.2 COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Os compressores alternativos são os mais utilizados em sistemas de refrigeração. Atualmente encontram-se em estágio de desenvolvimento bastante avançado e são amplamente utilizados em sistemas de pequena e média capacidade, ou seja, são fabricados com capacidades que variam desde uma fração de TR até cerca de 200 TR (de 1 a 700kW de potência).

Tais compressores podem ser:

- (1) De simples ou duplo estágio;
- (2) De um ou mais cilindros;
- (3) Abertos, herméticos (selados) ou semi-herméticos;

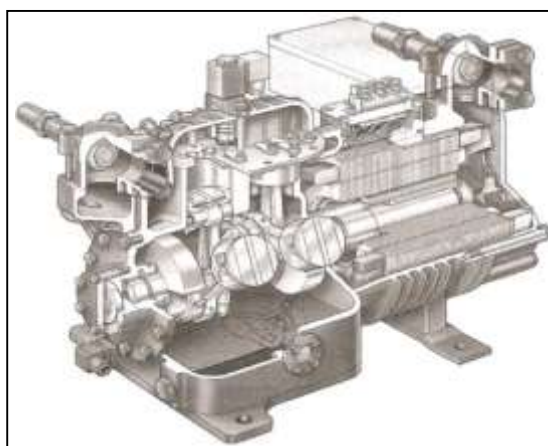
(4) Horizontais, verticais, em V, em W ou radiais.

No compressor aberto o eixo de acionamento atravessa a carcaça, sendo, portanto, acionado por um motor exterior. É o único tipo adequado a instalações de amônia, podendo também operar com refrigerantes halogenados. No compressor semi-hermético, a carcaça exterior aloja tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento. Nesse tipo, o vapor de refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. O nome dado a esse compressor se deve ao fato de permitir a remoção do cabeçote, tornando acessíveis as válvulas e os pistões. Já os compressores semi-herméticos diferem dos herméticos no fato da sua carcaça apresentar os acessos de entrada e saída do refrigerante e também para as conexões elétricas do motor.

A principal vantagem dos compressores hermético e semi-hermético é que há uma baixa possibilidade de vazamento do fluido para o ambiente devido ao fato do sistema de compressão e motor estarem acondicionados dentro da mesma carcaça. Os compressores abertos possuem selos de vedação para evitar a fuga de fluido refrigerante ou infiltração de ar externo, no caso da pressão do sistema ser inferior à pressão atmosférica, entretanto nem sempre os vazamentos são evitados. Em contrapartida, eles apresentam maior facilidade de manutenção, pois o acesso aos componentes é livre. A grande maioria das aplicações de baixa potência utilizam compressores herméticos, nesse caso as manutenções são praticamente inexistentes e normalmente correspondem à troca do mesmo.

A Figura 2.18 mostra um compressor semi-hermético em que podem ser identificados facilmente componentes tais como bomba de óleo, válvulas de serviço da aspiração e descarga, os pistões e o motor elétrico.

Figura 2.18 - Compressor semi-hermético Bitzer



Fonte: Jabardo e Stoecker, 2002, p. 68.

2.4.3 PRINCIPAIS FORNECEDORES

O mercado, como se sabe, tem sido cada vez mais competitivo e isso tem levado muitos fabricantes a investirem em tecnologias e inovações, pensando sempre em atender às demandas e garantir um retorno financeiro por meio de seus lucros. No que toca à fabricação de componentes de refrigeração à base de CO₂ na atualidade, o impulso maior para os pequenos sistemas transcríticos em aplicações comerciais ocorreu após o anúncio da Coca-Cola, na reunião em Bruxelas, juntamente com a Unilever e o McDonalds, em escolher o sistema transcrítico de CO₂ como um substituto no lugar do R-134a. Essa decisão desencadeou um impulso significativo na concepção de pequenos compressores herméticos, os quais já os possuem em sua linha de produtos, a exemplo de Bitzer, Danfoss, Embraco, Sanyo, etc. (PEREIRA, 2010).

Süss (2002) apud Kim et al.(2004) em seu trabalho teve por objetivo levantar uma gama completa de máquinas que operam com hidrocarbonetos e CO₂ para ar condicionado e refrigeração. O autor fez um resumo da evolução do compressor no Japão, como mostrado na Tabela 2.6 abaixo.

Tabela 2.6 - Compressores a base de CO₂ desenvolvidos no Japão

Fabricante	Linha	Sistema	Compressor
Denso Zexel MHI	Ar condicionado portátil	Expansão direta	Aberto
Sanyo TEPCO, Denso and CRIEPI	Bombas de calor	Expansão direta	Hermético
Mayekawa Matsushita Daikin	Comercial Residencial	Indireto - Armazenar gelo Expansão direta	Hermético Hermético

Fonte: Süss, 2002, apud Kim et al., 2004, p. 144.

Abaixo estão listados alguns outros fornecedores de compressores a base de CO₂ ao redor no mundo. Foi destacado também se possuem algum contato ou revendedor no Brasil.

Tabela 2.7 - Fabricantes de compressores a base de CO₂ ao redor do mundo.

Fabricante	Nacionalidade	Revenda no Brasil	Site
BITZER	Alemanha	Sim	https://www.bitzer.de/pt/pt/
SABROE	Dinamarca	Não	http://www.sabroe.com/en/home/
EMBRACO	Brasil	-	http://www.embraco.com
DORIN	Itália	Sim	http://www.dorin.com
DANFOSS	Dinamarca	Sim	http://www.danfoss.com.br/home/
MAYEKAWA	Japão	Sim	http://mayekawa.com.br
DAIKIN	Japão	Sim	http://www.daikin.com.br
ECO THERMICS	EUA	Não	http://www.ecothermics.com
BROTIE	China	Não	http://www.brotieindustry.com
EMERSON	EUA	Sim	http://www.emersonclimate.com
FRASCOLD	Itália	Sim	http://www.frascold.com.br
GEA	Alemanha	Não	http://www.gea.com
SANDEN	EUA	Não	www.sanden.com
OBRIST	Austrália	Não	http://www.obrist.at

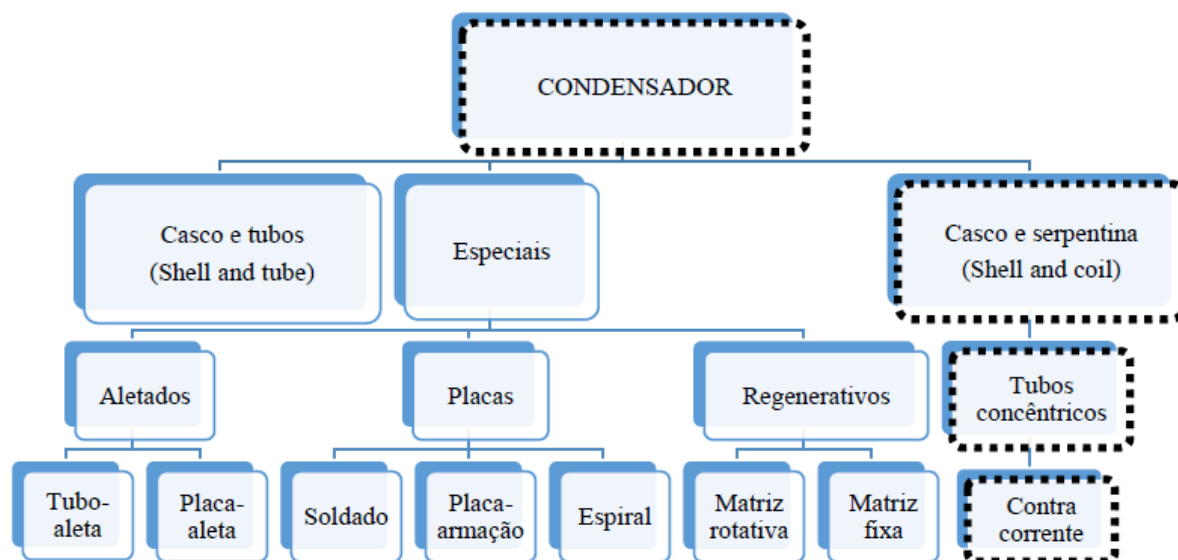
2.5 CONDENSADOR

De acordo com Çengel e Boles (2007), trocadores de calor são dispositivos onde duas correntes de fluido em movimento trocam calor sem se misturarem. A forma mais simples de um trocador de calor é um trocador de duplo-tubo, composto por dois tubos concêntricos, que foi escolhido para a condensação do fluido em questão.

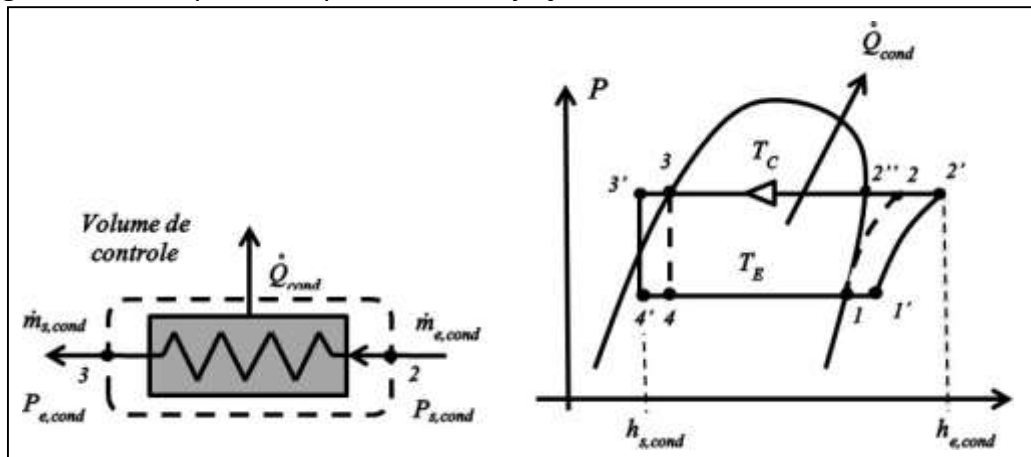
2.5.1 CONCEPÇÃO DO CONDENSADOR

Nesta seção será apresentado o procedimento utilizado para projeto de um trocador específico: o condensador. Na Figura 2.19 é possível visualizar alguns dos principais tipos, em que se destaca o de tubos concêntricos com escoamento contra corrente, que será projetado neste trabalho.

Figura 2.19 - Fluxograma com os principais tipos de condensadores destacando o escolhido para este projeto.



Em um trocador de calor os fluidos escoando em diferentes temperaturas proporciona a troca de calor entre eles. A perda de calor do refrigerante suficiente para realização de sua condensação, subresfriamento e dessuperaquecimento pode ser calculada facilmente utilizando a equação (2.13), em que $\dot{m}_f$ é a vazão mássica de refrigerante e $h_{e,cond}$ e $h_{s,cond}$ são as entalpias de entrada e saída, respectivamente. O esquema do processo de condensação representado em um gráfico P-h simplificado pode ser visto na Figura 2.20.

Figura 2.20 – Esquema do processo de rejeição isotérmica de calor no condensador.


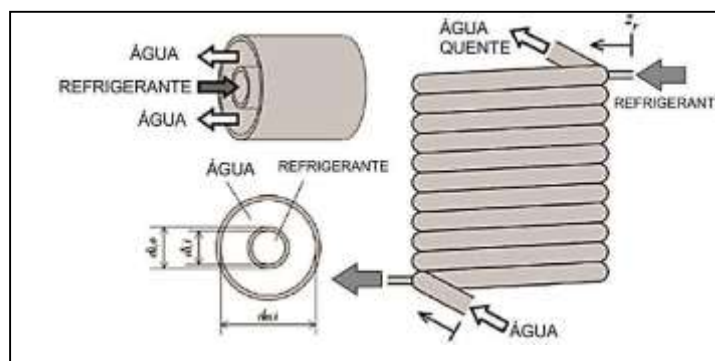
$$\dot{m}_{s,cond} = \dot{m}_{e,cond} = \dot{m}_f \quad (2.11)$$

$$P_{e,cond} = P_{s,cond} \quad (2.12)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_f(h_{s,cond} - h_{e,cond}) \quad (2.13)$$

Como já mencionado, o comprimento da seção de troca de calor é aumentado de maneira que o refrigerante proporcione um dessuperaquecimento (de 2' até 2''), realize a condensação (de 2'' até 3) e ainda forneça um sub-resfriamento (de 3 até 3') antes da entrada no dispositivo de expansão.

O condensador em questão será desenvolvido conforme o modelo proposto por Yamagushi et al (2011). A água no escoamento ascendente entre os tubos e o fluido refrigerante no tubo interno em contra corrente.

Figura 2.21 - Condensador coaxial em contra corrente formato serpentina


Fonte: Yamagushi et al, 2011, apud Oliveira, 2013.

2.5.2 COEFICIENTE CONVECTIVO MONOFÁSICO DO CO₂ E DA ÁGUA NO CONDENSADOR

No condensador coaxial o fluido secundário será a água escoando em contra corrente. O fluido refrigerante escoa no interior do tubo circular interno. Em Incropera (2008) estão apresentadas as equações considerando primeiramente um escoamento laminar.

$$Nu_D \equiv \frac{H_f D_i}{k_f} = 4,364 \quad (2.14)$$

$$Re_D \leq 2300 \quad (2.15)$$

No trocador, para uma taxa de calor considerada constante, o coeficiente convectivo da água Ha em escoamento laminar plenamente desenvolvido pode ser obtido, conforme abaixo. Nesta feita, não se utiliza o diâmetro externo, mas o diâmetro hidráulico D_h .

$$Nu_D \equiv \frac{H_a D_h}{k_a} = 4,364 \quad (2.16)$$

$$D_h = D_i - d_e \quad (2.17)$$

$$Re_D \leq 2300 \quad (2.18)$$

Como pode ser visto na Figura 2.21, a água escoa na região anular entre os tubos concêntricos, o que exige cuidados no cálculo do número de Reynolds. A equação correta para o cálculo desse número adimensional está apresentada logo abaixo.

$$Re_D = \frac{G_a D_h}{\mu_a} \quad (2.19)$$

$$G_a = \frac{4\dot{m}_a}{[\pi(D_i^2 - d_e^2)]} \quad (2.20)$$

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_a}{\pi(D_i + d_e)\mu_a} \quad (2.21)$$

D_i : Diâmetro interno do tubo exterior

$[m]$ d_e : Diâmetro externo do tubo interior $[m]$ (2.22)

Ainda segundo Incropera (2008) caso o escoamento seja turbulento e plenamente desenvolvido as correlações abaixo são normalmente utilizadas. Recorre-se a correlações empíricas devido à complexidade na análise das condições desse tipo de escoamento.

1. Dittus-Boelter:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n \quad \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \quad (2.23)$$

$n = 0,3 \rightarrow$ aquecimento ($T_s > T_m$), como no condensador

$n = 0,4 \rightarrow$ resfriamento ($T_s < T_m$), como no evaporador

2. Sieder e Tate:

$$Nu_D = 0,027 Re_D^{\frac{4}{5}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 16700 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \quad (2.24)$$

Gnielinski:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad \begin{array}{l} 0,5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \end{array} \quad (2.25)$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

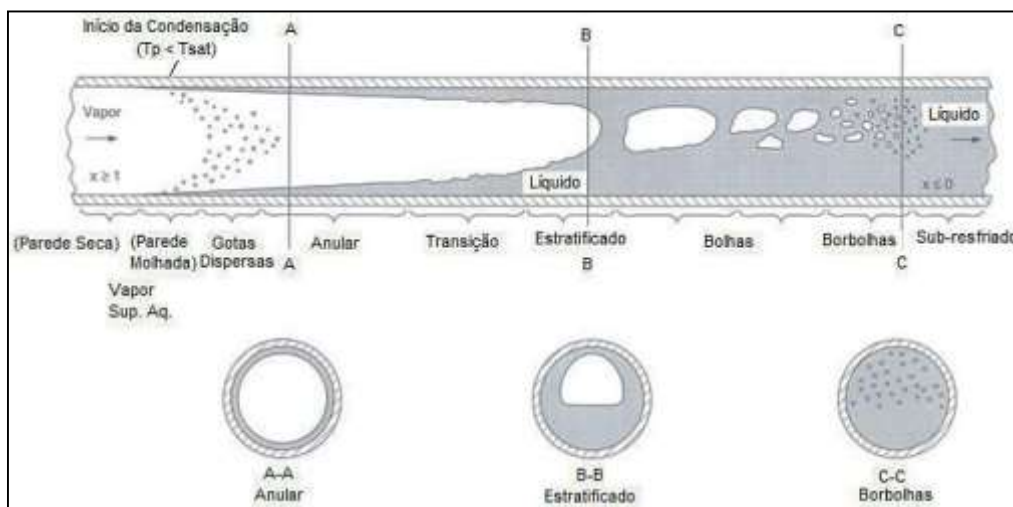
$$f = (0,790 \ln(Re_D) - 1,64)^{-2} \quad (2.26)$$

Como visto acima nos intervalos do número de Reynolds para aplicação das equações, deve-se tomar cuidado com a região de transição ($2300 \leq Re_D \leq 104$). Quando $Re_D > 104$ o escoamento é plenamente turbulento, aplicando-se a equação de *Dittus-Boelter*. Em situações nas quais o escoamento se encontre na região de transição, a correlação de *Gnielinski* será aplicada para garantir maior precisão e evitar que o coeficiente convectivo da água fique superestimado. O fator de atrito f pode ser calculado pela equação (2.26) desenvolvida por *Petkhov* para tubos lisos e pode ser encontrada em Machado (1996).

2.5.3 COEFICIENTE CONVECTIVO BIFÁSICO DO CO₂ NO CONDENSADOR

Especialmente em condensadores e evaporadores, o fluido escoar em regime bifásico, líquido e vapor, o que faz com que os cálculos necessitem de correlações empíricas, muitas vezes para condições específicas, em vez de equações mais gerais. Neste caso, a vazão mássica e os números de Reynolds e de Prandtl são alguns dos fatores que determinam a viabilidade de determinadas equações. Um esquema do escoamento bifásico em condensadores pode ser visto **na Erro! Fonte de referência não encontrada..**

Figura 2.22 - Regime de escoamento durante a condensação em tubos horizontais



Fonte: Lauar, 2011, p. 41.

Segundo Ghiaasiaan (2008), três trabalhos que apresentaram correlações para o cálculo do coeficiente convectivo (H), em função do título, no trecho de condensação em tubos horizontais têm sido mais utilizados: *Akers et al. (1959)*, *Shah (1979)* e *Dobson e Chato (1998)*. As equações para cada correlação serão apresentadas a seguir.

2.5.3.1 CORRELAÇÃO DE AKERS (1959)

Essa correlação é recomendada para tubos horizontais. De acordo com Collier e Thome (1994) ela ainda é válida para vários refrigerantes em qualquer valor de título.

$$\frac{H_F D}{k_L} = C Re_{TP}^n Pr_L^{\frac{1}{3}} \quad (2.27)$$

$$Re_{TP} = G \left[(1 - x) + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \left(\frac{D}{\mu_L} \right) \quad (2.28)$$

$$Pr_L = \frac{\mu_L C_p}{k_L} \quad (2.29)$$

$C = 0,0265$; $n = 0,8$ para $Re_{TP} > 50000$;

$C = 5,03$; $n = \frac{1}{3}$ para $Re_{TP} < 50000$;

$0 \leq x \leq 1$; $G < 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$

H_F : Coeficiente de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

G : Fluxo de massa $\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$

D : Diâmetro [m]

x : título local

k_L : Condutividade térmica do líquido $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

ρ : Densidade $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

μ : Viscosidade dinâmica $\left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$

C, n : Constantes

Re_{TP} : Número de Reynolds bifásico

Pr_L : Número de Prandtl da fase líquida

C_p : Calor específico $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

2.5.3.2 CORRELAÇÃO DE SHAH (1979)

A correção de Shah (1979) é uma das mais amplamente utilizadas, particularmente para interpretar a convecção forçada que ocorre durante a condensação. As equações para obtenção do coeficiente convectivo seguem abaixo:

$$\frac{H_F}{H_{L0}} = (1 - x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1 - x)^{0,04}}{\left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^{0,38}} \quad (2.30)$$

$$\frac{H_{L0}D}{k_L} = 0,023 \left(\frac{GD}{\mu_L}\right)^{0,8} Pr_L^{0,4} \quad (2.31)$$

$$Re_{L0} = \frac{G(1 - x)D}{\mu_L} \quad (2.32)$$

H_{L0} : Coeficiente de transferência de calor – fluido assumido líquido $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

P_{cr} : Pressão crítica [Pa]; P : Pressão de condensação [Pa]

Em Collier e Thome (1994) esta correlação é apresentada sem restrições quanto a sua aplicação. Entretanto, em Koyama e Yu (1999) apud Ghiaasiaan (2008), são apresentadas as recomendações abaixo:

$$\begin{aligned} 10,8 < G < 1599 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ Re_L > 350 \text{ para tubos} \\ Re_L > 3000 \text{ para anéis} \end{aligned} \quad (2.33)$$

$$0,002 < \left(\frac{P}{P_{cr}}\right) < 0,44 \quad (2.34)$$

$$Pr_L > 0,5 \quad (2.35)$$

$$0 < x < 1 \quad (2.36)$$

2.5.3.3 CORRELAÇÃO DE CHATO (1998)

Essa correlação é baseada em experimentos realizados com diversos fluidos refrigerantes, inclusive com mistura de alguns deles, em tubos com diâmetro interno variando entre 3,14 e 7,04 mm e título entre 0,1 e 0,9. Conforme Ghiaasiaan (2008), a transição entre os regimes de escoamento em torno de $G = 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ não é suave, podendo conduzir saltos irreais e descontinuidades quando o fluxo de massa permeia esse valor.

$$\text{para } G \geq 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \text{ ou } G < 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \text{ com } Fr^* > 20: \quad (2.37)$$

$$Nu_F = \frac{H_F D}{k_L} = 0,023 (Re_L)^{0,8} Pr_L^{0,4} \left[1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right]$$

$$Ga = \left[\frac{\rho_L \Delta \rho g D^3}{\mu_L^2} \right] \quad (2.38)$$

$$Fr^* = 0,025 Re_L^{1,59} \left[\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right]^{1,5} \left(\frac{1}{\sqrt{Ga}} \right) \text{ para } Re_L \leq 1250. \quad (2.39)$$

$$Fr^* = 1,26 Re_L^{1,04} \left[\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right]^{1,5} \left(\frac{1}{\sqrt{Ga}} \right) \text{ para } Re_L \geq 1250. \quad (2.40)$$

$$\text{para } G < 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \text{ e } Fr^* < 20:$$

$$Nu_F = \frac{0,23 Re_{g0}^{0,12}}{1 + 1,1 X_{tt}^{0,58}} \left[\frac{Ga Pr_L}{Ja_L} \right]^{0,25} + \left(1 - \frac{\theta_L}{\pi} \right) \left[0,0195 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \sqrt{1,376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}} \right] \quad (2.41)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0,1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \quad (2.42)$$

$$Ja_L = \frac{C_{P,L}(T_{sat} - T_w)}{h_{fg}} \quad (2.43)$$

$$\theta_L \approx \pi - \cos^{-1}(2\alpha - 1) \quad (2.44)$$

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)} \quad (2.45)$$

$$Fr_{L0} = \frac{G^2}{\rho_L^2 g D} \quad (2.46)$$

$$\begin{aligned} Fr_{L0} \leq 0,7 \quad c_1 &= 4,172 + 5,48 Fr_{L0} - 1,564 Fr_{L0}^2 \\ c_2 &= 1,773 - 0,169 Fr_{L0} \end{aligned} \quad (2.47)$$

$$\begin{aligned} Fr_{L0} > 0,7 \quad c_1 &= 7,242 \\ c_2 &= 1,655 \end{aligned} \quad (2.48)$$

Nu_F : Número de Nusselt do filme líquido ou vapor

X_{tt} : Parâmetro de Martinelli

Ga : Número de Galileo

Fr^* : Número de Froude adimensional

Ja_L : Número de Jakob do líquido

T_{sat} : Temperatura de saturação [K]

T_w : Temperatura da parede [K]

α : Fração de vazio

hfg : Calor latente de vaporização $\left[\frac{J}{kg} \right]$

2.5.4 PERDA DE CARGA

2.5.4.1 REGIÃO MONOFÁSICA

Segundo Oliveira (2013) a equação de Yoon para a perda de pressão ΔP juntamente com a equação de Blasius para o fator de atrito f tem sido amplamente utilizadas na literatura para o cálculo da perda de pressão do CO₂ monofásico. Estas equações estão apresentadas abaixo.

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{2 \rho d_i} \quad (2.49)$$

$$f = 0,316 Re^{-\frac{1}{4}} \quad \text{se } Re \leq 20000 \quad (2.50)$$

$$f = 0,184 Re^{-\frac{1}{5}} \quad \text{se } Re \geq 20000 \quad (2.51)$$

2.5.4.2 REGIÃO BIFÁSICA

Segundo Faria (2013) as perdas de pressão num escoamento bifásico são obtidas por meio de equações de balanço da quantidade de movimento do fluido. O cálculo consiste em igualar a variação da quantidade de movimento num volume de controle às forças atuantes sobre esse volume. Seguindo esse princípio, a equação de Muller encontrada em Machado (1996) pode ser utilizada. Nela o primeiro termo diz respeito à perda de velocidade do fluido e consequentemente o aumento do peso específico para manter a vazão, já que o fluido está condensando. O segundo termo lida com a perda de pressão devido ao atrito com a tubulação. O terceiro termo descreve o ganho de pressão resultante da perda de energia potencial do escoamento descendente.

$$\frac{\partial P}{\partial z} = -G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x^2) v_l}{1-\alpha} \right) + \left(\frac{dP}{dz} F \right) + g \sin(\theta) (\alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_l) \quad (2.52)$$

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)} \quad (2.53)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}F\right) = \frac{fv_l G^2 (1-x)^2}{2d} \phi_{lo}^2 \quad (2.54)$$

$$\phi_{lo}^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (2.55)$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad Re \leq 2300 \quad (2.56)$$

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad 2300 \leq Re \leq 20000 \quad (2.57)$$

$$f = [1,82 \log(Re) - 1,64]^{-2} \quad Re \geq 10000 \quad (2.58)$$

g: (+) escoamento descendente; (-) escoamento ascendente

Para encontrar a constante C é preciso analisar o escoamento de cada fase, conforme abaixo:

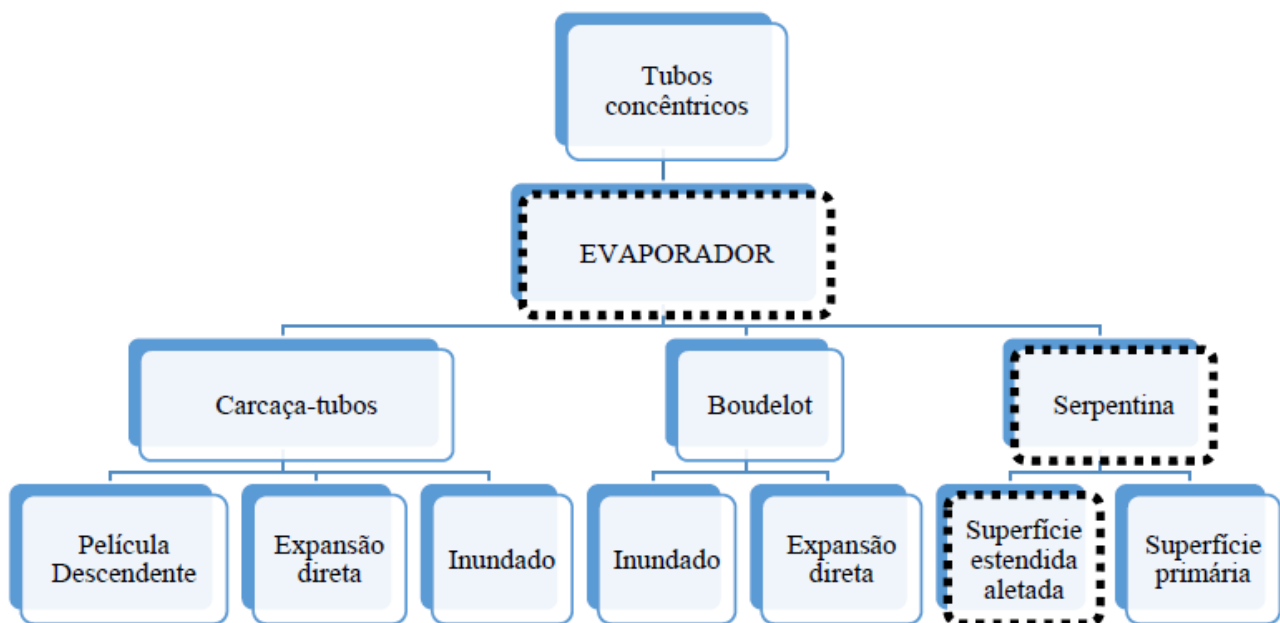
LÍQUIDO	VAPOR	C
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5
$Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}$	$Re_v = \frac{GxD}{\mu_v}$	(2.59)

2.6 EVAPORADOR

2.6.1 CONCEPÇÃO DO EVAPORADOR

O evaporador é o componente da máquina frigorífica em que o fluido refrigerante sofre uma mudança de estado saindo da fase líquida para a fase gasosa. Sendo o componente mais importante de um sistema de refrigeração, já que é responsável pela retirada de calor do ambiente, a eficiência do sistema depende diretamente do projeto e da operação adequada do mesmo.

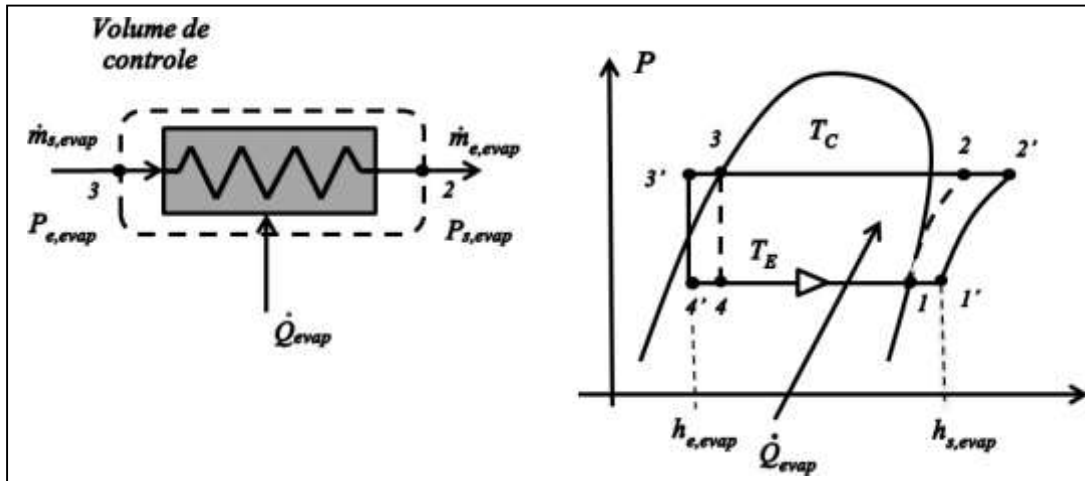
Figura 2.23 - Fluxograma com os principais tipos de evaporadores destacando o escolhido para este projeto.



Segundo Zhang et al. (2011) temperaturas de superaquecimento entre 0°C e 20°C são usuais em máquinas frigoríficas de CO₂ que operam em ciclos subcríticos e são importantes para preservar a vida útil do compressor. Na Figura 2.9 pode ser vista uma variação do COP com o aumento da temperatura de superaquecimento. Diante de tal situação, nesse projeto será considerada uma temperatura de superaquecimento de 10°C. Haverá uma redução no COP, entretanto essa medida é fundamental para evitar a entrada de líquido no compressor.

Segundo Stoecker e Jones (1985), o efeito de refrigeração, em kJ/kg , é o calor trocado no processo 1' – 4', ou $h_{s,evap} - h_{e,evap}$, como mostrado na Figura 2.24. O conhecimento do efeito de refrigeração é importante, já que se trata do objetivo do sistema de refrigeração. Entretanto, neste trabalho, o foco principal está no projeto dos trocadores de calor e definição de uma máquina frigorífica com fins didáticos. Por isso, como será descrito mais adiante, partiu-se do coração do sistema, o compressor, e todos os outros componentes foram definidos em função deste, sem levar em conta a refrigeração desejada.

Figura 2.24 - Esquema do processo de evaporação isobárica no evaporador.



Considerando o sistema operando em regime permanente, nas condições de projeto e ideal, o balanço de energia no evaporador será apresentado logo abaixo. $\dot{Q}_{evap}$ é a capacidade frigorífica do ciclo operando nas temperaturas T_C , de condensação, e T_E , de evaporação.

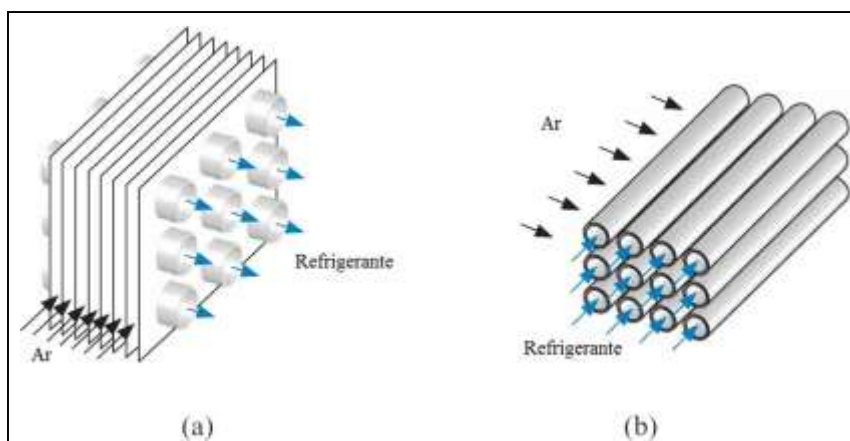
$$\dot{m}_{e,evap} = \dot{m}_{s,evap} = \dot{m}_{evap} \quad (2.60)$$

$$P_{e,evap} = P_{s,evap} \quad (2.61)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap}(h_{s,evap} - h_{e,evap}) \quad (2.62)$$

Dentre os evaporadores a ar possíveis foi escolhido para este projeto o modelo serpentina com tubos aletados e fluxo cruzado, com a finalidade de melhorar a troca de calor entre os fluidos. O tipo escolhido pode ser visto na Figura 2.25(a), em que a troca de calor ocorre com as aletas delimitando o escoamento do ar e os tubos, juntamente com as aletas, permitindo a troca térmica entre eles.

Figura 2.25 - Trocador de calor com escoamento cruzado aletado (a) e não aletado (b)



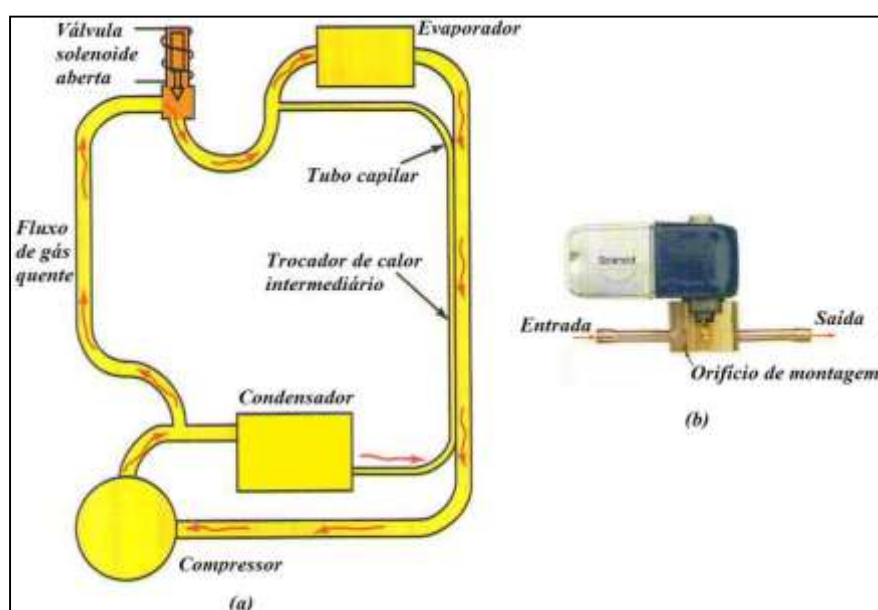
Fonte: Nellis e Klein, 2009, p. 828.

2.6.2 DEGELO

Segundo Stoecker e Jones (1985) quando a temperatura de um evaporador, que resfria ar, cai para abaixo de 0°C, ocorrerá a formação de gelo na superfície. O gelo é prejudicial por se comportar como isolante quando forma camadas mais espessas, impedindo a troca térmica, e por reduzir a vazão de ar em serpentinas de convecção forçada.

Para solucionar esse impasse, Althouse et al. (2003) propõe a implementação de um sistema bypass com utilização de uma válvula solenoide com funcionamento eletrônico. O esquema pode ser visto na Figura 2.26.

Figura 2.26 - Sistema bypass usando válvula solenoide



Fonte: Althouse et al., 2003, p. 327 e 328.

Como pode ser visto, em (a) a válvula está aberta e o refrigerante provoca degelo no evaporador devido à troca de calor com o gás quente que saiu do compressor. Já em (b) está a válvula solenoide, que é fundamental nesse processo. Para o funcionamento da válvula utiliza-se um temporizador para liberar a corrente elétrica que provoca a abertura da válvula, consequentemente permite a passagem do gás quente. Terminando a contagem a corrente é cortada e a válvula se fecha, finalizando o degelo.

2.6.3 VENTILADOR

Para realização da convecção forçada será indispensável a utilização de um ventilador do tipo axial. Uma vez que a capacidade de retirar calor do ambiente por parte do evaporador de fluxo cruzado depende diretamente da velocidade de ar produzida na turbomáquina, manipular essa velocidade é de extrema importância. Para isso, torna-se necessária a utilização de um dispositivo eletrônico, o inversor de frequência, que é a sustentação de sistemas movidos a motor de indução que necessitem de rotação variável.

2.6.4 CORRELAÇÕES PARA O COEFICIENTE CONVECTIVO DO AR NO EVAPORADOR

Em Nellis e Klein (2009) estão as equações genéricas para obtenção do coeficiente convectivo do ar em função do número de Stanton St . A complexidade está na definição do Fator de Colburn, J , que depende diretamente da geometria do trocador. Esse fator pode ser obtido por meio de correlações empíricas para uma geometria específica.

$$H_{ar} = G C_{p,ar} S_t \quad (2.63)$$

$$J = S_t Pr^{2/3} \quad (2.64)$$

Kim, Youg e Webb (1999) apud Lauar (2011) desenvolveram estudos e experimentos para determinação do fator de Colburn em um evaporador com geometria similar ao que será projetado neste trabalho. Os cálculos estão apresentados abaixo.

$$H_{ar} = \frac{J G_c C_{p,ar}}{Pr_{ar}^{2/3}} \quad (2.65)$$

J : Fator de Colburn

G_c : Fluxo mássico no colar, seção disponível para passagem do ar $\left[\frac{kg}{m^2 s} \right]$

$C_{p,ar}$: Calor específico do ar $\left[\frac{J}{kgK} \right]$

Pr_{ar} : Número de Prandtl do ar

$$Pr_{Lar} = \frac{\mu_{ar} C_{p,ar}}{k_{ar}} \quad (2.66)$$

$$J_{kim} = J_3 1,043 \left[Re_{Dc}^{-0,14} \left[\frac{S_v}{S_h} \right]^{-0,564} \left[\frac{p_{aletas}}{D_h} \right]^{-0,123} \left[\frac{S_v}{D_h} \right]^{1,17} \right]^{(3-N_{t,lin})} \quad (2.67)$$

$$J_3 = 0,163 Re_{Dc}^{-0,369} \left[\frac{S_v}{S_h} \right]^{0,106} \left[\frac{p_{aletas}}{D_h} \right]^{0,0138} \left[\frac{S_v}{D_h} \right]^{0,13} \quad (2.68)$$

S_h : Distância entre tubos consecutivos na horizontal [m]

S_v : Distância entre tubos consecutivos na vertical [m]

$$Re_{Dc} = \frac{G_c D_c}{\mu_{ar}} \quad (2.69)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{disp,ar}} \quad (2.70)$$

$$D_c = D_{ext} + 2e_{aletas} \quad (2.71)$$

2.6.5 COEFICIENTE CONVECTIVO MONOFÁSICO DO CO₂ NO EVAPORADOR

Aqui se busca apresentar correlações que possibilitem o cálculo do coeficiente convectivo no trecho de superaquecimento, onde o escoamento é monofásico. As equações são as mesmas apresentadas na seção 2.5.2, em que o fluido refrigerante escoava em um tubo circular horizontal.

2.6.6 COEFICIENTE CONVECTIVO BIFÁSICO DO CO₂ NO EVAPORADOR

Patiño et al. (2014) em seu trabalho analisa diversas correlações empíricas para o cálculo do coeficiente convectivo do fluido refrigerante em evaporadores. A metodologia é idêntica ao que será feito neste trabalho, que consiste na análise do escoamento por meio de volumes finitos. Oh et al.

(2008) apud Patiño et al. (2014) realizou experimentos em que mediram os coeficientes de transferência de calor e concluíram que as correlações de Jung e Kandlikar apresentam boas previsões para CO₂. Diante disso, ambas serão utilizadas neste projeto para estimar o coeficiente convectivo bifásico do refrigerante no evaporador.

2.6.6.1 CORRELAÇÃO DE KANDLIKAR (1998)

A correlação de *Kandlikar* é específica para fluidos criogênicos, ou seja, que alcançam temperaturas de evaporação muito baixas. Ghiaasiaan (2008) fornece esse procedimento de cálculo, que pode ser visto abaixo.

$$H_f = \max(H_{NBD}, H_{CBD}) \quad (2.72)$$

H_f : Coeficiente de transferência de calor do refrigerante por convecção $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

$$H_{NBD} = \{0.6683 Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{f0}) + 1058,0 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl}\} H_{f0} \quad (2.73)$$

F_{fl} : Parâmetro da superfície do fluido nas correlações de Kandlikar

Co : Número de convecção

Bo : Número de ebulição

$$H_{CBD} = \{1,136 Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{f0}) + 667,2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl}\} H_{f0} \quad (2.74)$$

Para $0,5 \leq Pr_L \leq 2000$ e $2300 \leq Re_{Lo} < 10^4$, temos:

$$Nu_{Lo}^* = \frac{(Re_{Lo} - 1000) \left(\frac{f}{2}\right) Pr_L}{\left[1 + 12,7 \left(Pr_L^{\frac{2}{3}} - 1\right) \left(\frac{f}{2}\right)^{0,5}\right]} \quad (2.75)$$

f : Fator de atrito de ventilação

Para $0,5 \leq Pr_L \leq 2000$ e $10^4 \leq Re_{Lo} < 5 \cdot 10^6$, temos:

$$Nu_{L0}^* = \frac{(Re_{L0}) \left(\frac{f}{2}\right) Pr_L}{\left[1,07 + 12,7 \left(Pr_L^{\frac{2}{3}} - 1\right) \left(\frac{f}{2}\right)^{0,5}\right]} \quad (2.76)$$

$$Nu_{L0} = Nu_{L0}^* \left(\frac{\mu_L}{\mu_w}\right) \quad (2.77)$$

$$Nu_{L0} = \frac{H_{L0} D}{k_L} \quad (2.78)$$

$$f = [1,58 \ln(Re_{L0}) - 3,28]^{-2}$$

$$F_{fl} = 1,75 \text{ para } R744$$

$$Re_{L0} = \frac{GD}{\mu_L} \quad (2.79)$$

$$Pr_L = \frac{\mu_L C_{pL}}{k_L} \quad (2.80)$$

$$Co = \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0,5} \left[\frac{1-x}{x}\right]^{0,8} \quad (2.81)$$

$$Bo = \frac{q_w''}{Gh_{fg}} \quad (2.82)$$

$$q_w'' = \left[1058 (Gh_{fg})^{-0,7} F_{fl} H_{L0} (T_w - T_{sat})\right]^{3,33} \quad (2.83)$$

$$q_w'' : \text{Fluxo de calor através da superfície} \left[\frac{W}{m^2}\right]$$

$$Fr_{f0} = \frac{G^2}{\rho_f^2 g D} \quad (2.84)$$

Para $Fr_{f0} \geq 0,4$ temos:

$$f_2(Fr_{f0}) = 1 \quad (2.85)$$

Para $Fr_{f0} < 0,4$ temos:

$$f_2(Fr_{f0}) = (25Fr_{f0})^{0,3} \quad (2.86)$$

g : Aceleração da gravidade local $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

$$H_{L0} = H_{f0}$$

$$H_{méd,Kand} = \left(\frac{1}{L}\right) \int_0^L H_{Kand}(z) dz \quad (2.87)$$

$H_{méd,Kand}$: Coeficiente convectivo de Kandlikar médio $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

2.6.6.2 CORRELAÇÃO DE JUNG (1989)

A correlação de Jung foi feita com base na correlação de Chen e pode ser encontrada em Patiño et al. (2014). Abaixo estão as equações propostas para obtenção do coeficiente convectivo do CO₂.

$$H_{TP} = NH_{SA} + F_P H_L \quad (2.88)$$

$$H_{SA} = 207 \left(\frac{k_L}{b_d}\right) \left(\frac{q'' b_d}{k_L T_{sat}}\right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,581} Pr_l^{0,533} \quad (2.89)$$

$$b_d = 0,0146 \beta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}\right]^{0,5} \quad (2.90)$$

$$H_L = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left(\frac{k_L}{Di_f} \right) \quad (2.91)$$

$$F_p = 2,37 \left(0,29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,85} \quad (2.92)$$

$$N = 4048 X_{tt}^{1,22} Bo^{1,13} \quad X_{tt} < 1 \quad (2.93)$$

$$N = 2 - 0,1 X_{tt}^{-0,28} Bo^{-0,33} \quad 1 < X_{tt} < 5 \quad (2.94)$$

H_{SA} : Coeficiente convectivo de ebulição nucleada de Stephan e Abdelsalam $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

H_{tp} : Coeficiente convectivo bifásico $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

H_L : Coeficiente convectivo do líquido $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

b_d : Número de vínculo

N : Função do Parâmetro de Martinelli (X_{tt}) e do Número de Ebulição (Bo)

F_p : Fator de Chen modificado

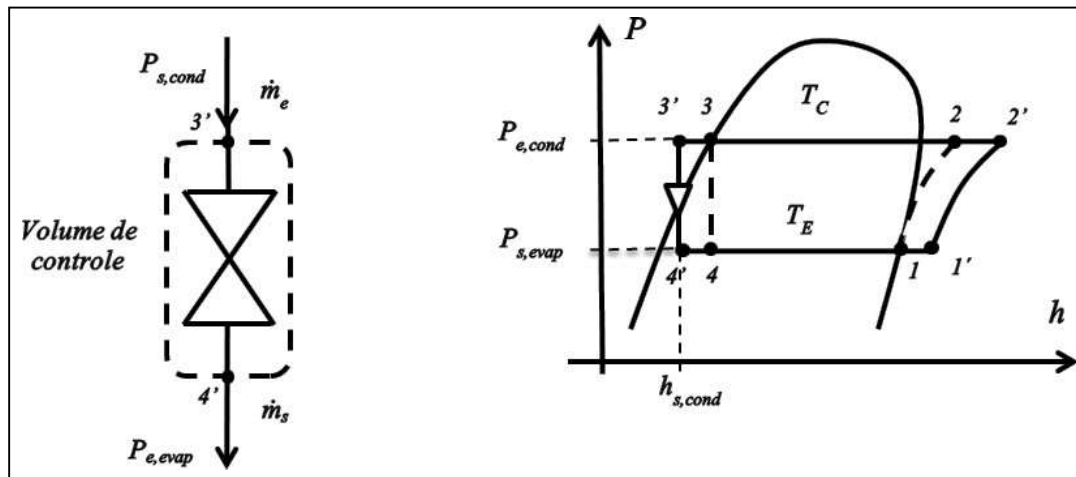
β : Ângulo de contato ($35^\circ \rightarrow 0,61 \text{ rad}$)

2.7 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

2.7.1 CONCEPÇÃO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Segundo Stoecker e Jones (1985), o dispositivo de expansão tem duas finalidades: reduzir a pressão do refrigerante líquido e regular a vazão de refrigerante que entra no evaporador. Na operação o dispositivo é considerado isentálpico, pois não ocorre troca de calor com o meio externo. O esquema que representa a válvula de expansão e o gráfico simplificado P-h pode ser visto na Figura 2.27.

Figura 2.27 - Esquema do processo de expansão adiabática na válvula de expansão.

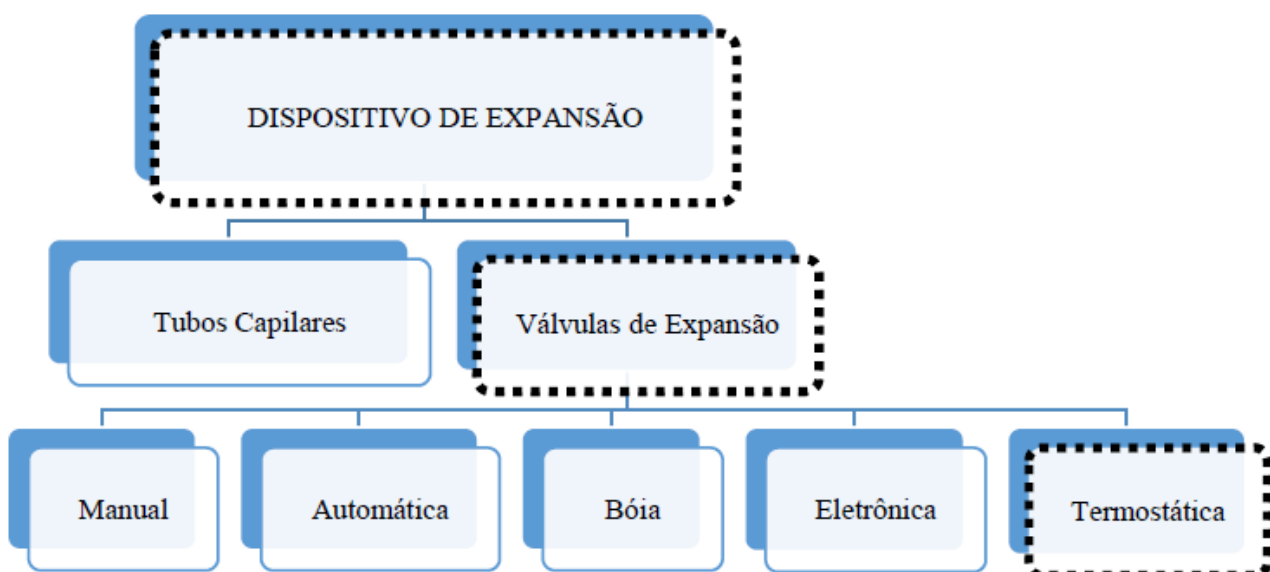


$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (2.95)$$

$$h_{s,cond} = h_{3'} = h_{4'} \quad (2.96)$$

Os tipos de dispositivos de expansão podem ser vistos na Figura 2.28. Para este projeto a válvula de expansão termostática, apesar de algumas desvantagens, apresenta-se como a mais viável.

Figura 2.28 - Fluxograma com os tipos de dispositivos de expansão destacando o escolhido para este projeto.



2.7.2 VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA

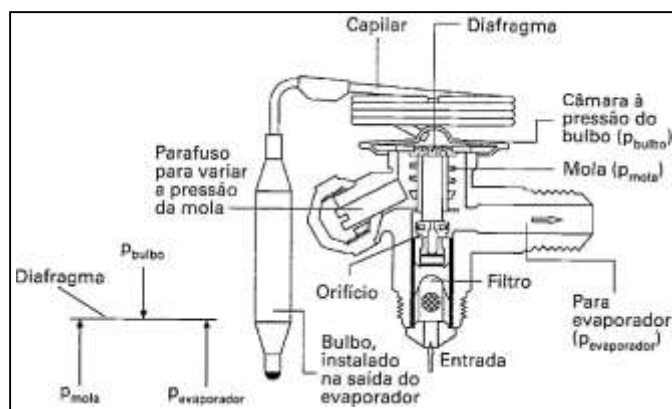
Segundo Faria (2013), o controle de vazão de fluido refrigerante que entra no evaporador é normalmente realizado utilizando tubo capilar, válvula de expansão termostática ou válvula de expansão eletrônica. A utilização da válvula de expansão eletrônica para o controle e otimização da transferência de calor no evaporador resulta em características de desempenho superiores quando comparadas com os dispositivos tradicionais, como tubo capilar e válvula termostática, principalmente operando com condições transientes e não lineares.

De acordo com Silva (2007), o CO₂ por ser um fluido criogênico, requer um tempo de resposta muito rápido durante sua expansão nos evaporadores de baixa temperatura de evaporação para viabilizar o congelamento, por isso as válvulas eletrônicas são as que atendem a essa exigência. Os fabricantes como Danfoss, Siemens e Carel possuem dispositivos de expansão eletrônicos específicos para CO₂.

2.7.3 VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA

Apesar das recomendações do tópico acima concernente à utilização de válvulas eletrônicas, as válvulas termostática podem ser viáveis em sistemas cujo objetivo é apenas a refrigeração e não o congelamento. Na Figura 2.29 pode ser vista uma representação didática para entender o funcionamento da válvula de expansão termostática. O dispositivo funciona basicamente por meio do controle do superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. A haste da válvula é descolada como resultado de diferenças de pressão em ambos os lados do diafragma. A força da mola fecha a válvula e enquanto a carga na superfície superior do diafragma for superior à carga na superfície inferior, a válvula permanecerá aberta.

Figura 2.29 - Diagrama esquemático de uma válvula de expansão termostática



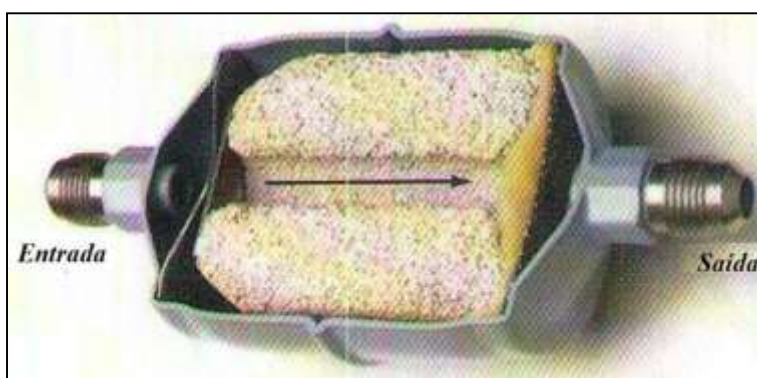
Fonte: Jabardo e Stoecker, 2002, p. 245.

2.8 FILTRO SECADOR

Segundo Althouse et al. (2003) o funcionamento eficiente de uma máquina de refrigeração depende diretamente da pureza do refrigerante. Todas as impurezas, como poeira e água devem ser removidas. Como muitas vezes contaminantes se desprendem dos componentes e passam a circular pelo sistema carregados pelo fluido frigorífico, necessita-se de um componente que possa fazer essa filtragem. Esse dispositivo é o filtro secador.

O secador convencional consiste em um cilindro, feito de bronze, cobre ou aço, preenchido com alumina ativada ou sílica gel. Esses produtos químicos podem absorver de 12 a 16% de seu peso em água. O filtro mostrado na Figura 2.30 está aberto, expondo o cartucho de alumina ativada, que precisa ser trocado periodicamente.

Figura 2.30 – Filtro secador Sporlan para uso em linha de líquido

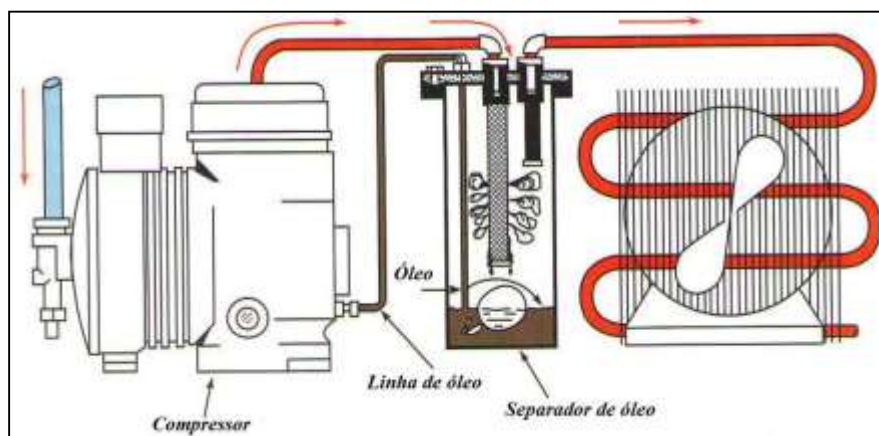


Fonte: Althouse et al., 2003, p. 542.

2.9 FILTRO SEPARADOR DE ÓLEO

Conforme Althouse et al. (2003) um separador de óleo recolhe o lubrificante contido no refrigerante. O óleo é coletado até um determinado nível, sendo reencaminhado ao compressor após esse nível ter sido atingido. Esse dispositivo se localiza antes do condensador e após a descarga do compressor. Uma representação do filtro separador pode ser vista na Figura 2.31.

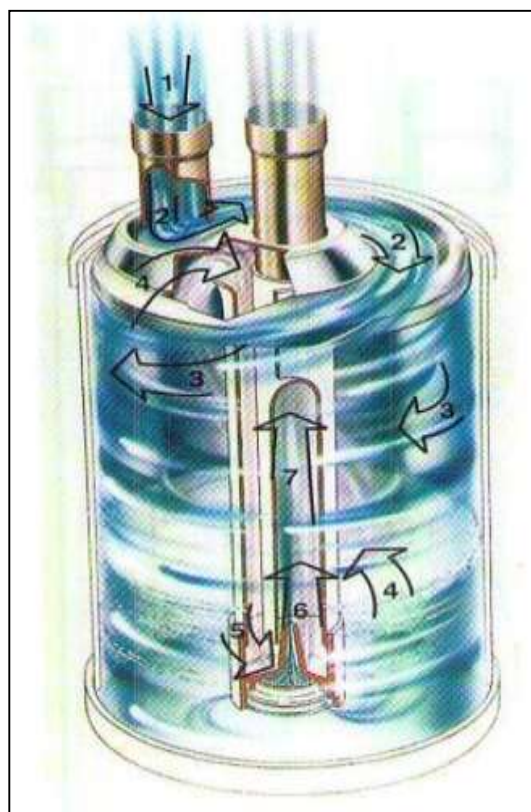
Figura 2.31 - Instalação e funcionamento de filtro separador de óleo.



Fonte: Althouse et al., 2003, p. 531.

2.10 ACUMULADOR DE LÍQUIDO EM BAIXA PRESSÃO

De acordo com Althouse et al. (2003) os compressores são danificados quando o refrigerante em seu estado líquido atravessa a linha de sucção. Nesse local o fluido já deve ser completamente vapor. Além de proporcionar um aumento da temperatura do fluido após a evaporação, conhecido como superaquecimento, utiliza-se normalmente um acumulador de líquido, também conhecido como garrafa anti-golpe de líquido, imediatamente antes da entrada do compressor. Com isso, as gotículas de líquido ficam depositadas nessa garrafa, sendo impedidas de atravessarem. Esse componente se localiza no lado de baixa pressão do ciclo. Um desenho esquemático desse componente pode ser visto na Figura 2.32.

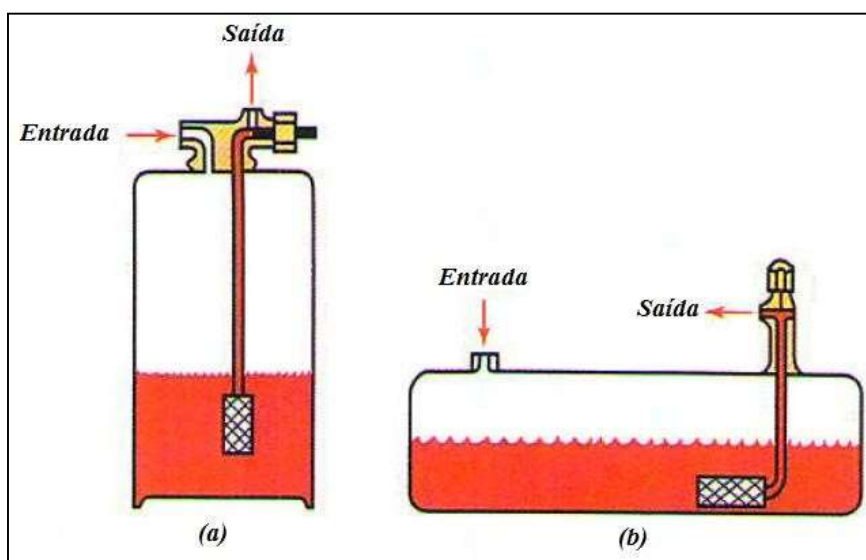
Figura 2.32 - Acumulador de líquido na linha de sucção do compressor

Fonte: Althouse et al., 2003, p. 529.

Outra função importante do acumulador é fazer com que o óleo lubrificante chegue ao compressor em quantidade ideal. Na entrada do acumulador atravessa a mistura líquido-vapor de refrigerante juntamente com óleo lubrificante (1) e logo após nasce um movimento de turbilhão giratório (2) para que o líquido colida com a parede (3). Um novo vórtice surge e faz com que a mistura suba (4) e desça (5) abruptamente. Na subida a mistura contendo vapor de refrigerante e óleo lubrificante em quantidade calibrada atravessa o orifício (6) e segue para o compressor (7).

2.11 SEPARADOR DE LÍQUIDO EM ALTA PRESSÃO

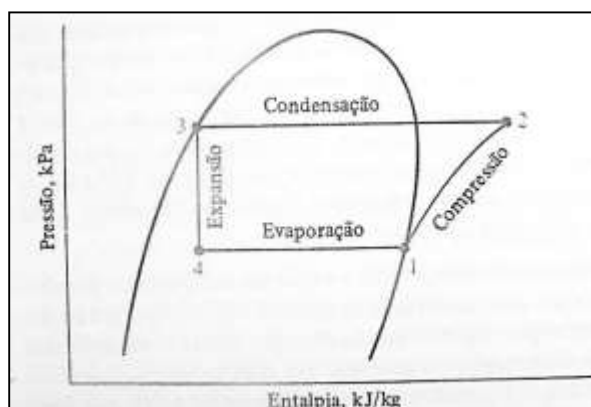
Segundo Althouse et al. (2003) o separador de líquido é um tanque de armazenamento de líquido refrigerante. O refrigerante é bombeado de várias partes e armazenado no receptor de líquido durante a manutenção. Geralmente um separador de líquido está localizado logo após o condensador. Essa localização não é escolhida de forma aleatória. Ela evita que bolhas de vapor não condensado cheguem até a válvula de expansão, fazendo com que sua eficiência fique comprometida.

Figura 2.33 - Separador de líquido em alta pressão


Fonte: Althouse et al., 2003, p. 141.

2.12 COEFICIENTE DE PERFORMANCE

Segundo Stoecker e Jones (1985) o coeficiente de performance, também conhecido como coeficiente de eficácia, define um índice de desempenho de um ciclo frigorífico. O COP é a razão entre a quantidade daquilo que se deseja e a quantidade do que se gasta. Na Figura 2.34 pode ser visto um ciclo padrão e logo em seguida a equação para obtenção desse coeficiente.

Figura 2.34 - Diagrama pressão-entalpia do ciclo padrão de compressão a vapor


Fonte: Stoecker e Jones, 1985, p. 220.

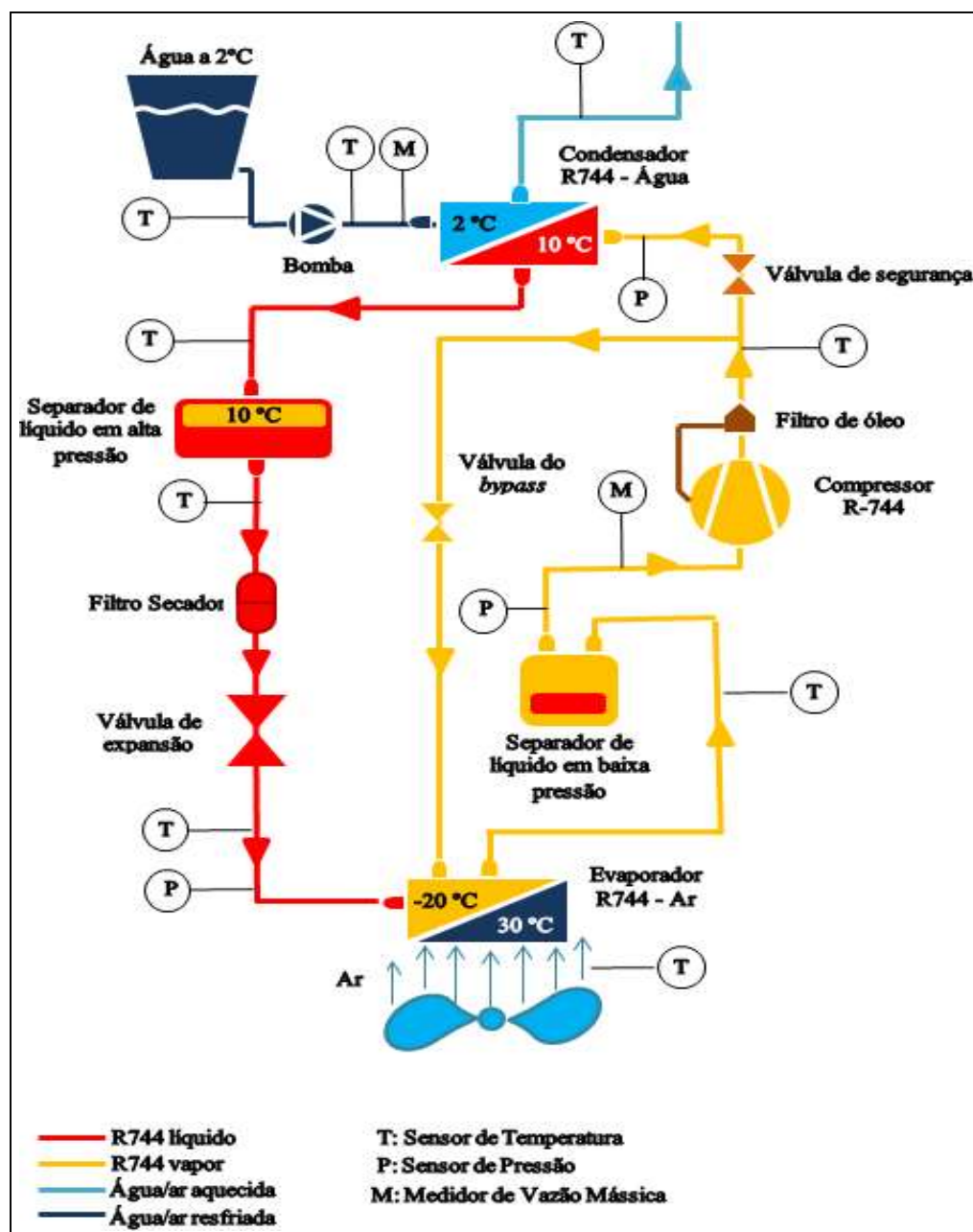
$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.97)$$

3 ESCOLHA DOS COMPONENTES

3.1 DEFINIÇÃO DA MÁQUINA FRIGORÍFICA

Reunindo todos os componentes mencionados no capítulo anterior, a máquina idealizada pode ser vista na Figura 3.1. Posteriormente os componentes serão selecionados conforme as condições do projeto.

Figura 3.1 - Máquina frigorífica esquematizada.

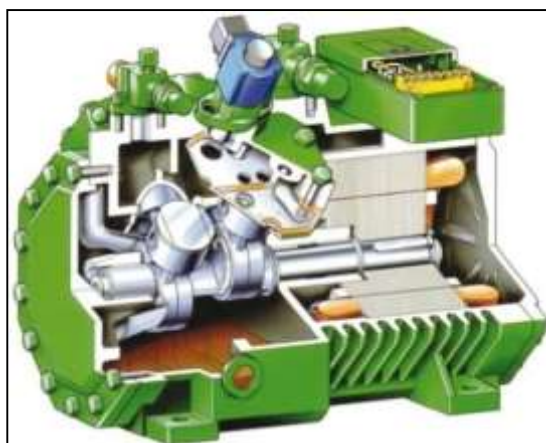


3.2 COMPRESSOR

3.2.1 COMPRESSOR SELECIONADO

A Bitzer foi escolhida para fornecer o compressor para a implementação da bancada devido a sua competência técnica no desenvolvimento de compressores alternativos com CO₂, possuir instalações no estado de São Paulo, fornecer compressores de baixa capacidade, além da notória contribuição para o desenvolvimento de tecnologias em refrigeração no Brasil. Um compressor semi-hermético alternativo Bitzer pode ser visto na Figura 3.2.

Figura 3.2 - Detalhe do compressor semi-hermético alternativo Bitzer série K - aplicações subcríticas com CO₂



Fonte: Silva, 2008, p. 145.

Fornecedores como Emerson, Frascold, GEA, Sabroe e Brotie não produzem compressores com capacidades baixas ao ponto de serem viáveis na utilização em laboratórios didáticos. Já outros não possuem contatos no Brasil ou não fornecem compressores de alta eficiência em ciclos subcríticos.

3.2.2 INFORMAÇÕES TÉCNICAS

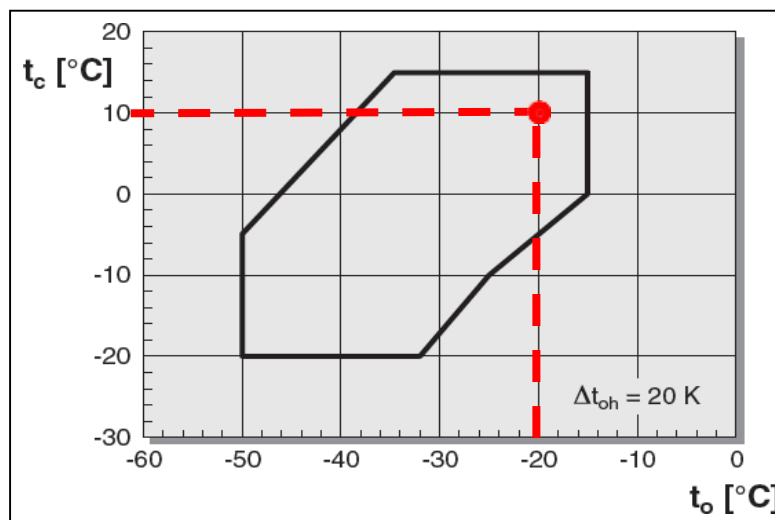
Os compressores alternativos semi-herméticos da Bitzer possuem motor eficiente, refrigerador a gás de aspiração, excelentes placas de válvulas, mecanismos de acionamento resistentes ao desgaste e regulação de potência variável. Para este projeto, o compressor de menor capacidade foi escolhido. Na Figura 3.3 pode ser visto um trecho do catálogo do fabricante destacando a temperatura de condensação escolhida.

Figura 3.3 - Compressor Bitzer: Capacidade de refrigeração e Potência

Verdichtertyp Compressor type Type de compresseur	Verflüssigungstemperatur Condensation temperature Température de condensation	Kälteleistung Cooling capacity Puissance frigorifique Q_o [Watt]						Leistungsaufnahme Power consumption Puissance absorbée P_e [kW]					
		Verdampfungstemperatur °C Evaporation temperature °C Température d'évaporation °C											
	[°C]	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-25	-30	-35	-40	-45	-50
2NSL-05K	-20			2480	1930	1480	1120			0,46	0,49	0,49	0,47
	-10	3380	2700	2110	1620	1240	945	0,63	0,58	0,60	0,59	0,57	0,53
	-5	3120	2470	1920	1470	1120	865	0,63	0,66	0,68	0,65	0,61	0,57
	5	2590	2030	1560	1200	930	765	0,81	0,81	0,78	0,74		
	10	2330	1820	1410				0,90	0,88	0,84			

Fonte: Bitzer, 2016.

Foi escolhido para este compressor um ponto de operação de acordo com as temperaturas de evaporação e condensação já mencionadas. A Figura 3.4 mostra que a definição da região de operação está conforme os limites estabelecidos pelo fabricante.

Figura 3.4 - Ponto de operação do compressor


Fonte: Bitzer, 2016

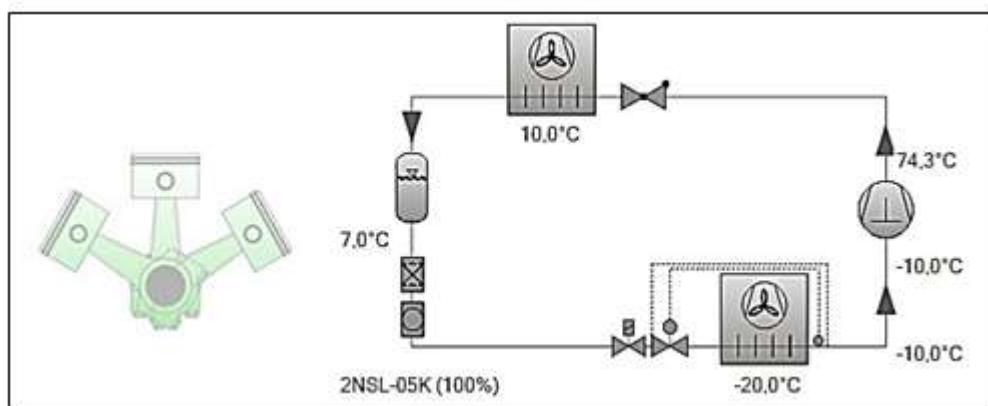
A partir do ponto de operação definido, foi utilizado um software disponibilizado pela Bitzer para cálculos de compressores. Utilizando as informações de entrada de acordo com as condições de trabalho do mesmo, os cálculos são feitos automaticamente. Os dados de entrada no programa podem ser vistos na Figura 3.5.

Figura 3.5 - Dados de entrada no software Bitzer para os cálculos do ciclo da máquina

Semi-Herméticos Pistões	
Modo	Refrigeração e Ar Condic
Refrigerante	R744 (CO ₂)
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Série	Padrão
Tipo do compressor	subcrítico
Modo de operação	subcrítico
Motor versão	todos
Seleção compressor	
☐ Capac. Frigorífica	16
☒ Compressor modelo	2NSL-05K
☐ Incluir modelos antigos	
Ponto de operação	
Temp. Evaporação SST	-20 °C
Temp. Condensação SDT	10 °C
Condições de operação	
Sub resfriamento líquido	3 K
Superaquecimento do gás	10 K
☐ Superaquecimento útil	100 %
Controle de capacidade	
☒ Sem	
☐ CR II	Auto
☐ classificados	100%
Suprimento de eletricidade	
Frequência de alimentação	60Hz
Tensão de alimentação	200V-D (20D)

Fonte: Apresentado pelo software Bitzer v6.5.0 rev1607, 2016.

Os resultados obtidos foram:

Figura 3.6 - Resultados cálculos do ciclo utilizando o software da Bitzer


Dados Provisórios	
*segundo EN 12900 (superaquecimento na sucção de 10K, sem sub-resfriamento de líquido)	
Compressor	2NSL-05K-20D
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	3,73 kW
Capac. Frigorífica *	3,60 kW
Capacidade Evaporador	3,73 kW
Potência absorvida	1,08 kW
Corrente (200V)	4,30 A
Faixa de Tensão	200-230V
Capacidade do Condensador	4,81 kW
COP/EER	3,46
COP/EER*	3,34
Vazão em massa	58,0 kg/h
Temp. gás de Descarga não resfriado	74,3 °C

Fonte: Calculado pelo software Bitzer v6.5.0 rev1607, 2016.

3.3 CONDENSADOR

No condensador coaxial o refrigerante perde calor para a água em contra-fluxo nos três trechos – dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento – considerando a variação de pressão desprezível. A capacidade do condensador consiste na soma da taxa de calor extraída em cada uma das etapas. A vazão de refrigerante $\dot{m} f = 58 \text{ kg/h}$ foi dada pelo compressor.

Tabela 3.1 - Dados de entrada para o cálculo da capacidade do condensador.

Propriedade	Dessuperaquecimento	Condensação	Sub-resfriamento
T_{entrada}	74,3 °C	10°C	10°C
$T_{\text{saída}}$	10°C	10°C	7°C
h_{entrada}	$516,0 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$	$422,9 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$	$225,7 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$
$h_{\text{saída}}$	$422,9 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$	$225,7 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$	$217,1 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$
P_{cond}	45,02 bar		

Consultando a Figura 2.20 é possível entender as entalpias definidas. As equações estão dispostas abaixo e o cálculo do condensador posteriormente. As propriedades para o R744 foram retiradas do pacote CoolProp para Matlab que contém as propriedades termodinâmicas de diversos fluidos. Nota-se que esse valor coincide com o que foi fornecido pelo software da Bitzer Compressores.

$$\dot{q} = \dot{m}_f(h_s - h_e) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{q}_{dessup} + \dot{q}_{cond} + \dot{q}_{sub} \quad (3.2)$$

$$\dot{q}_{dessup} = 1500,7 \text{ W}$$

$$\dot{q}_{cond} = 3176,4 \text{ W}$$

$$\dot{q}_{sub} = 138,84 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{cond} = 4815,9 \text{ W}$$

3.4 EVAPORADOR

3.4.1 CAPACIDADE FRIGORÍFICA

Antes da modelagem do evaporador é preciso calcular a sua capacidade frigorífica (Q_{evap}) conforme as condições já estabelecidas no projeto. Considerando as condições ideais e consultando a Figura 2.24, é importante mencionar que a temperatura de evaporação é de -20°C e constante e que a entalpia na entrada do evaporador (h_4') é a mesma na saída do sub-resfriamento (h_3'). A entalpia na saída do trecho onde ocorre a evaporação é h_1 e na saída do superaquecimento de 10°C é h_1' . A capacidade frigorífica corresponde à soma das taxas de transferência de calor na evaporação $\dot{q}_{evap}$ e no superaquecimento $\dot{q}_{super}$. Sendo assim, tem-se:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{q}_{evap} + \dot{q}_{super} \quad (3.3)$$

Os resultados obtidos estão em sequencia e também foram feitos no Matlab. Vale ressaltar que esse valor foi igual ao fornecido pelo software do compressor, com variações desprezíveis.

Tabela 3.2 - Dados de entrada para o cálculo da capacidade frigorífica do evaporador.

Condição 1	Condição 2	Propriedade
$T_{evap} = -20^{\circ}\text{C}$	$x = 1$	$h_1 = 436,9 * 10^3 \text{ J/kg}$
$T_{1'} = -10^{\circ}\text{C}$	$P_{evap} = 19,7 \text{ bar}$	$h_{1'} = 449,1 * 10^3 \text{ J/kg}$
$T_{sub} = 7^{\circ}\text{C}$	$P_{cond} = 45,02 \text{ bar}$	$h_{4'} = 217,1 * 10^3 \text{ J/kg}$

$$\dot{q}_{evap} = 3540,9 \text{ W}$$

$$\dot{q}_{super} = 197,3 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{evap} = 3738,2 \text{ W}$$

3.4.2 VENTILADOR SELECIONADO

Para realização da convecção forçada foi escolhido o ventilador Elgin modelo CL 350 EXCCE com diâmetro de 350mm, com informações mostradas na Figura 3.7. A vazão máxima produzida por ele é de 3517 m³/h, sendo que a velocidade foi calculada de forma simplificada conforme abaixo.

$$Velocidade \left[\frac{m}{s} \right] = \frac{Vazão \left[\frac{m^3}{h} \right]}{Área[m^2] * 3600} \quad (3.4)$$

$$Velocidade = \frac{3517}{\frac{\pi(0,35)^2}{4} * 3600} \approx 10 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Figura 3.7 - Ventilador axial CL350 Elgin para convecção forçada no evaporador

Modelo Model Modelo	Ref. Com. Comm. Ref. Com.	Ø	Ø		Vazão Air Flow Caudal (ΔT=0)	Rotação Rotation Rotation	Capacitor do Motor Run Capacitor de Marcha	Consumo Input Consumo	Corrente Current Corrente	Corrente Current Corrente	Corrente Current Corrente	Corrente Current Corrente	Dimensões Dimensional Dimensionen																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
			(Ø)	(mm)									50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	A	C	D	E	F	G	H																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															
			(Ø)	(mm)									(m³/h)	(lpm)	(rpm)	(rpm)	(W)	(A)	(A)	(A)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															
CL350EXCCE			X	-	-			4 / 450	150	185	0,70	0,78	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-



Fonte: Elgin, 2016.

3.5 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Após longa procura por uma válvula termostática que operasse nas condições de pressão e temperatura deste projeto, inclusive em sistemas com R744 como refrigerante, optou-se pela válvula eletrônica CCM Danfoss destinada a sistemas que operam com CO₂. Sua pressão máxima de trabalho é de 90 bar e o refrigerante pode variar entre -40 e 40°C.

Figura 3.8 - Válvula de expansão CCM Danfoss

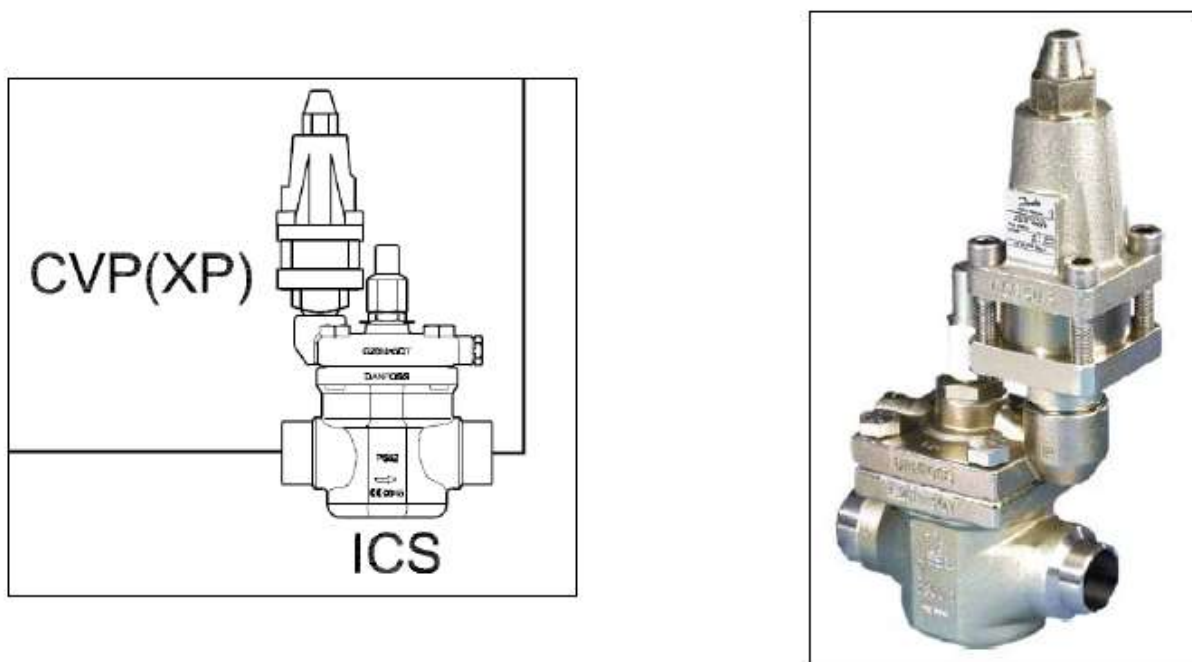


Fonte: Danfoss, 2016.

3.6 CONJUNTO DE VÁLVULAS DO DEGELO

A válvula solenoide é uma boa opção para implementação do sistema bypass, como já mencionado na seção 2.6.2. Entretanto, o mercado ainda carece de equipamentos para as mais diversificadas instalações a base de CO₂, limitando-se muitas vezes a oferecer dispositivos para instalações de grande capacidade frigorífica.

O fabricante Danfoss fornece uma gama de componentes exclusivos para utilização em máquinas a base de R744. A CVP é uma válvula piloto de ajuste manual disponível em versões de baixa e alta pressão. Ela é usada para manter a pressão constante no lado de entrada da válvula servo-acionada ICS, a qual libera a passagem do gás após uma determinada pressão ser atingida. A CVP (XP) é uma versão para alta pressão, recomendada para o processo de degelo por gás quente com CO₂ de maneira eficiente e estável. A pressão máxima de trabalho é de 52 bar e a faixa de temperatura é de -50 a 120°C. O conjunto ICS com CVP (XP) pode ser visto na figura abaixo.

Figura 3.9 - Conjunto de válvulas servo-piloto para realização do degelo

Fonte: Danfoss, 2007, p. 12.

3.7 FILTRO SECADOR

A solubilidade da água no vapor de CO₂ é bem menor quando comparado com outros refrigerantes, já que a água é uma molécula polar e o dióxido de carbônico apolar. Por essa razão, quando aplicado em temperaturas de evaporação mais baixas, um mínimo conteúdo de umidade poderá congelar e prejudicar o fluxo de CO₂ na tubulação. Sendo assim, é indispensável a instalação de um filtro secador para retirar essa umidade. Para tanto, a Danfoss oferece os modelos da linha DCRH que suportam pressões de até 46 bar e operam na faixa de temperaturas entre -40°C e +70°C. São também otimizados para HCFC e CFC, não possuindo, portanto, restrição quanto à utilização em sistemas à base de CO₂.

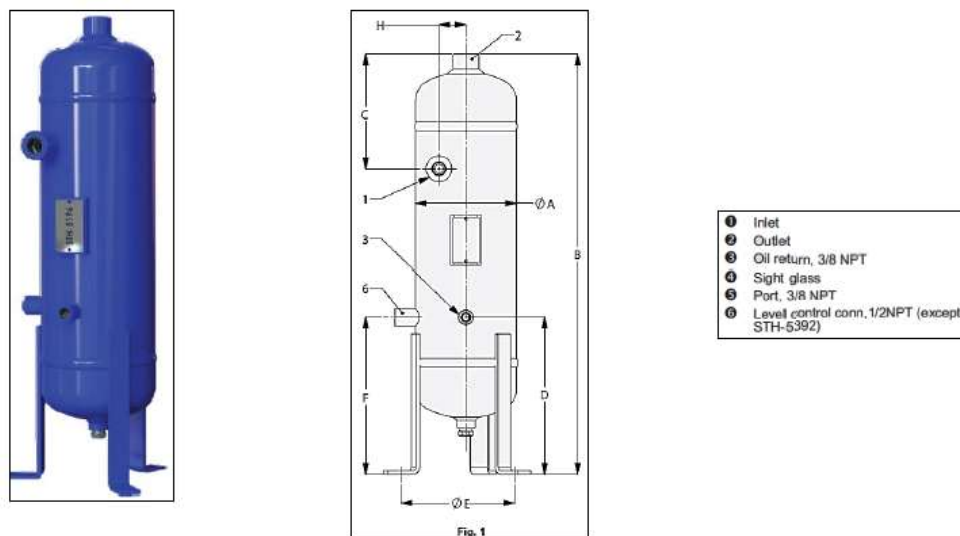
Figura 3.10 - Filtro secador Danfoss linha DCRH

Fonte: Danfoss, 2016.

3.8 FILTRO SEPARADOR DE ÓLEO

O fabricante Henry Technologies fornece filtros separadores de óleo para sistemas com ciclos de CO₂ transcíticos e, neste caso, podem também ser utilizados em ciclos subcríticos. O modelo escolhido foi o STH-5193, que é o de menor capacidade, mostrado na Figura 3.11. A pressão de operação máxima permitida é de 130 bar e a temperatura deve estar entre 0 e 140°C.

Figura 3.11 - Separador de óleo modelo STH Henry Technologies para CO₂



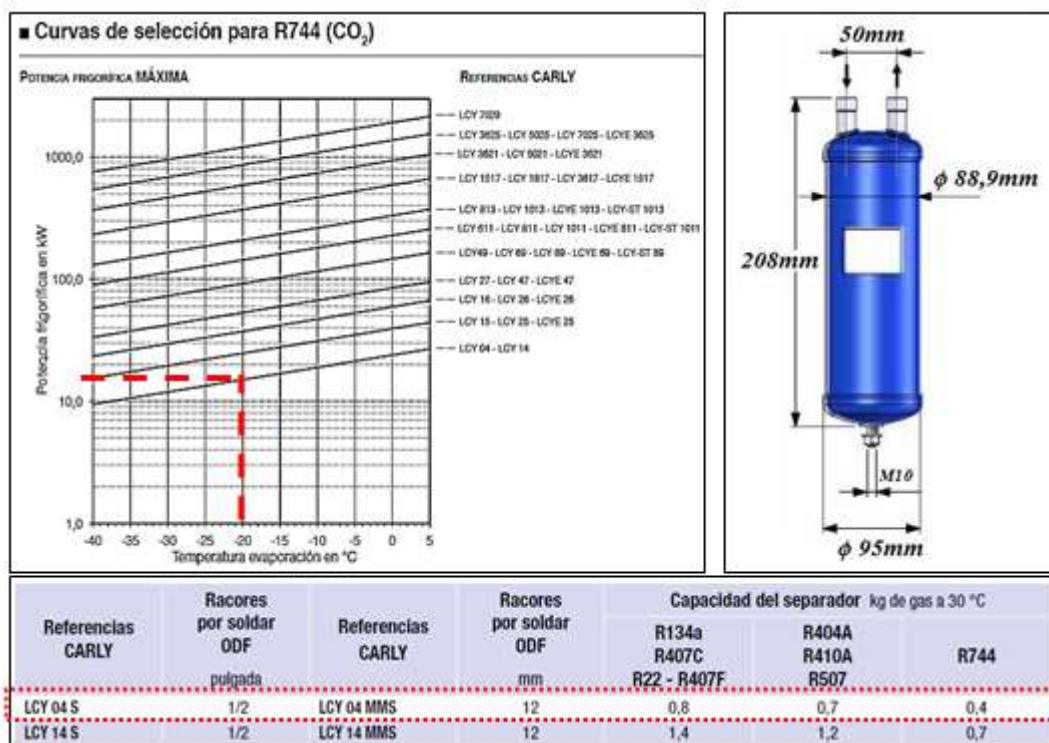
Oil Separator													
Part No	ODS (inch)	Dimensions (inch)								Mounting Details	Fig No	Pre-charge qty (gal)	Weight (lbs)
		ØA	B	C	D	ØE	F	G	H				
STH-5193	1/2NPT	6.63	25.12	7.52	7.95	9.10	7.95	N/A	1.77	3 x 0.55" slots	1	0.16	68.34
STH-5196	3/4 NPT	6.63	27.44	7.52	10.28	9.10	10.28	N/A	1.77	3 x 0.55" slots	1	0.16	68.34

Fonte: Henry Technologies, 2016.

3.9 ACUMULADOR DE LÍQUIDO EM BAIXA PRESSÃO

O fabricante Carly Refrigeration oferece separadores de líquido verticais, modelo LCY, que podem ser escolhidos conforme a potência frigorífica da máquina e o diâmetro da conexão desejada. Caso o diâmetro da tubulação não coincida com o diâmetro da conexão, reduções deverão ser utilizadas conforme a necessidade. Na Figura 3.12 está um trecho do catálogo.

Figura 3.12 - Catálogo separador de líquido Carly

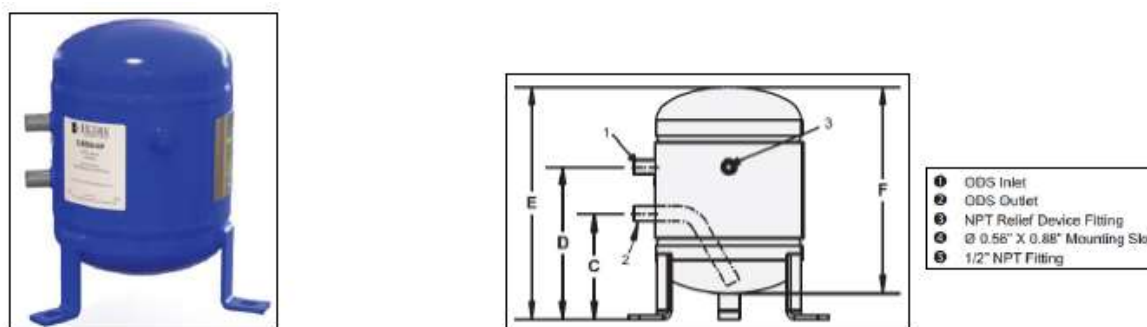


Fonte: Carly, 2016.

3.10 SEPARADOR DE LÍQUIDO EM ALTA PRESSÃO

O fabricante Henry Technologies fornece uma linha de separadores de líquido que podem ser utilizados em sistemas com elevadas pressões de trabalho. O modelo S-8490-HP suporta pressões de até 48,3 bar e uma variação da temperatura de operação de -29°C a 121°C. Esse componente pode ser visto na figura abaixo.

Figura 3.13 - Separador de líquido Henry em alta pressão modelo S-8490-HP



Part No	Fig No	ODS (inch)		NPT Relief	Dimensions (inch)									Weight (lbs)
		Inlet	Outlet		ØA	ØB*	C	D	E	F	G	H	J	
S-8490-HP	1	5/8	5/8	3/8	6.625	9.12	6.23	11.97	16.60	15.00	N/A	N/A	N/A	25.0

Fonte: Henry Technologies, 2016.

3.11 INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

Os termopares são do tipo K e pertencem ao laboratório de refrigeração. Para medir a pressão serão utilizados manômetros tipo bourdon disponíveis no laboratório. Os locais de medição estão mostrados na representação da máquina frigorífica, na seção 3.1. Segundo Faria (2013) a vazão mássica de água pode ser medida utilizando um medidor de vazão eletromagnético Incontrol modelo VMS PRO, com um computador de vazão MEV-1000. Os medidores supracitados podem ser conhecidos na figura abaixo.

Figura 3.14 - Instrumentos de medição: termopares tipo K (a); manômetro bourdon (b) e medidor de vazão Incontrol VMS PRO (c)



Fonte: (a): Ecil, 2016; (b): Wika, 2016; (c): Incontrol, 2016.

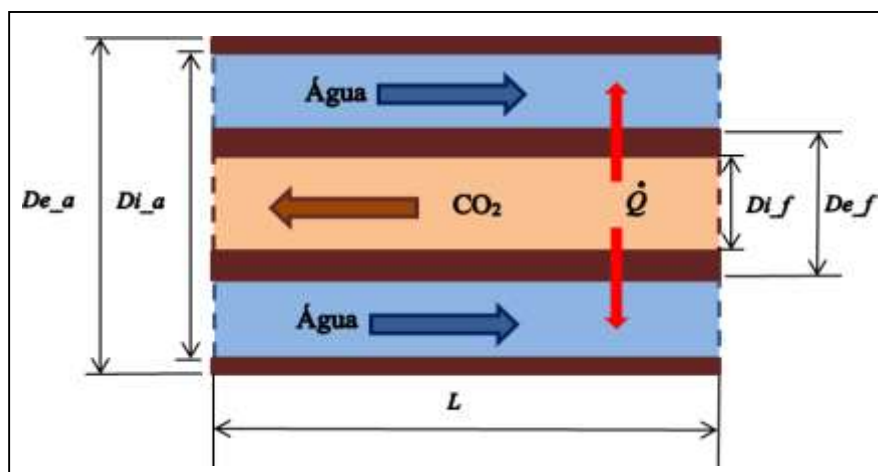
4 MODELAGEM DOS TROCADORES DE CALOR

4.1 PROJETO DO CONDENSADOR

Para definição da máquina frigorífica, de início, foram pesquisados na bibliografia os fabricantes de condensadores que operassem a base de CO₂ e água. Foi pesquisada a gama de produtos dos fabricantes Apema e Mipal. A Mipal fornece equipamentos para sistemas de refrigeração de grande porte, especialmente para redes de frigoríficos e supermercados. Em contrapartida, a Apema fornece condensadores que atingem pressão máxima de 26bar. Sendo assim, nenhum deles atende às necessidades deste trabalho, já que a máquina de refrigeração será utilizada para fins didáticos.

A solução encontrada foi projetar um condensador de tubos concêntricos que funcione em contra corrente, com o balanço térmico esquematizado na Figura 4.1. O objetivo é que a água retire calor do R744 ao ponto de possibilitar um sub-resfriamento, a condensação e um dessuperaquecimento logo após a saída do compressor.

Figura 4.1 - Esquema de um condensador coaxial CO₂ – Água.



A água gelada, mais precisamente a aproximadamente 2°C, virá de uma máquina frigorífica água-água que opera com R134a já existente no Laboratório de Refrigeração da UFMG. Após ser resfriada, uma bomba será utilizada para deslocar a água na região anular e provocar a troca térmica no condensador. A máquina que produzirá a água gelada está mostrada na Figura 4.2.

Figura 4.2 - Máquina frigorífica da qual virá a água gelada para o condensador



Fonte: Acervo técnico do GREA-DEMEC.

4.1.1 PROCEDIMENTOS DE CÁLCULO

Para o projeto do condensador algumas equações básicas da transferência de calor devem ser destacadas. Os procedimentos de cálculo serão baseados nas equações dispostas abaixo.

$$q_f = \dot{m}_f(h_{fs} - h_{fe}) \quad (4.1)$$

$$q_a = \dot{m}_a C p_a (T_{as} - T_{ae}) \quad (4.2)$$

$$q_f = q_a = q \quad (4.3)$$

$$T_{as} = \frac{\dot{m}_f(h_{fs} - h_{fe})}{\dot{m}_a C p_a} + T_{ae} \quad (4.4)$$

$$q = U \pi d_e L \Delta T_{ml} \quad (4.5)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{d_e}{H_f d_i} + \frac{d_e \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2k} + \frac{1}{H_a} \quad (4.6)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{fe} - T_{as}) - (T_{fs} - T_{ae})}{\ln\left(\frac{T_{fe} - T_{as}}{T_{fs} - T_{ae}}\right)} \quad (4.7)$$

$$\Delta L = \frac{\Delta q}{U \pi d_e \Delta T_{ml}} \quad (4.8)$$

$$q = H_a \pi d_e L (T_{w,a} - T_a) \quad (4.9)$$

$$q = \frac{2\pi L k (T_{w,f} - T_{w,a})}{\ln\left(\frac{D e_f}{D i_f}\right)} \quad (4.10)$$

$$q = H_f \pi d_i L (T_f - T_{w,f}) \quad (4.11)$$

4.1.2 PROGRAMA EM MATLAB PARA O CONDENSADOR

A modelagem foi feita no software Matlab 7.80 - R2009a. Para viabilizar a realização dos cálculos o pacote de propriedades termodinâmicas CoolProps foi adicionado. Com fins didáticos, foi criada uma interface gráfica contendo botões para cálculos do comprimento, conforme a correlação desejada, perda de carga tanto da água quanto do refrigerante e a temperatura de saída da água em cada trecho. Os cálculos foram feitos seguindo o passo a passo apresentado nas seções **Erro! Fonte de referência não encontrada.** e 4.1.1.

Com isso, criou-se um software que possibilita calcular rapidamente o comprimento nos trechos de sub-resfriamento, condensação e dessuperaquecimento, além das perdas de carga do refrigerante e da água em cada local. Outra vantagem interessante é que os fluidos primário e secundário podem ser alterados sem exigir alterações na rotina. Para início de tudo, criou-se uma tabela em Excel para controle facilitado das variáveis de entrada - Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Dados de entrada do programa em MATLAB para projeto do condensador.

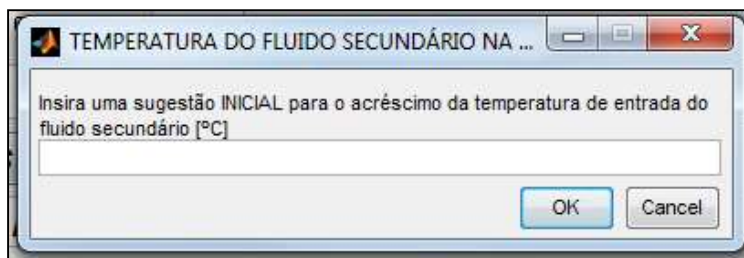
DADOS GERAIS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Fluido refrigerante (primário)	R744	nap
Fluido secundário	Água	nap
T_cond: Temperatura de condensação	10	[°C]
T_ae: Temperatura de entrada do fluido secundário	2	[°C]
Vm_f: Vazão mássica do fluido refrigerante	58	[kg/h]
Vm_a: Vazão mássica do fluido secundário	400	[kg/h]
Di_f: Diâmetro interno do tubo de fluido refrigerante (1/4")	6,35	[mm]
De_f: Diâmetro externo do tubo de fluido refrigerante	7,93	[mm]
Di_a: Diâmetro interno do tubo de fluido secundário (9/16")	14,28	[mm]
De_a: Diâmetro externo do tubo de fluido secundário	15,28	[mm]
T_sup: Graus de sub-resfriamento	3	[°C]
L_SR_LIVRE: Comprimento estimado da tubulação desde a saída do sub-resfriamento até a entrada da válvula de expansão	1	[m]
téta_graus: Ângulo de inclinação da serpentina	5	°
T_cr: Temperatura crítica do fluido refrigerante	31,06	[°C]
g: Gravidade no local	9,78	[m/s²]
P_cr: Pressão crítica do fluido primário	7384000	[Pa]

DADOS GERAIS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
n: Número de volumes finitos para os cálculos	10000	
Te_f_D: Temperatura de entrada do refrigerante no dessuperaquecimento (logo após a saída do compressor)	74,3	[°C]
L_D_LIVRE: Comprimento estimado da tubulação desde a saída do dessuperaquecimento até a entrada do compressor	1	[m]

Com a utilização da função *xlsread* o Matlab busca instantaneamente todas as variáveis de entrada contidas na tabela acima e as armazena em um vetor de variáveis locais. Sempre quando necessário modificar alguma dessas variáveis, como vazão de água por exemplo, basta inserir o valor e salvar o arquivo, sem sequer precisar fechar a planilha em Excel.

No sub-resfriamento, assim como no dessuperaquecimento, os cálculos são simples em virtude do escoamento não ser bifásico. Para encontrar a temperatura de saída da água T_{as} é preciso sugerir um valor inicial para definição do $C_{p,a}$ médio e aplicar igualdade entre as equações (4.1) e (4.2), como mostrado na figura abaixo.

Figura 4.3 – Aumento sugerido da temperatura da água no sub-resfriamento para definição do calor específico.



Caso a temperatura da saída da água encontrada seja mais de 2°C superior ou inferior à temperatura sugerida, uma nova solicitação é feita para que o $C_{p,a}$ fique mais preciso. São permitidas 5 tentativas, ocorrendo um *break* caso se exceda.

Nos cálculos da transferência de calor em regime bifásico, a diferença principal em relação ao regime monofásico é a complexidade, em muitos casos, encontrada para determinar o coeficiente convectivo, já que o escoamento está em constante variação. No sub- resfriamento, o comprimento foi encontrado devido ao conhecimento das vazões e das temperaturas de entrada e saída do CO₂, juntamente com a temperatura de entrada da água. Encontrada a temperatura que a água entra no condensador, foram feitas 10000 divisões em volumes atreladas ao título do refrigerante ao longo da condensação e obtidas as variações de entalpia. Com isso, foram igualadas as equações (4.1) e (4.2) para obter a temperatura de saída da água deste primeiro volume finito. Posteriormente, o programa analisa o tipo de escoamento tanto da água quanto do CO₂ e obtém o coeficiente convectivo de ambos. Após isso, utiliza a equação de Fourier (4.8) para encontrar o diferencial de comprimento desse primeiro volume finito. Após a conclusão do primeiro ciclo, o posterior se inicia considerando a temperatura da água na saída do anterior como sendo sua temperatura de entrada. Ao final da condensação a temperatura da água é comparada com a temperatura de condensação, e, no caso de superior, o usuário visualiza uma mensagem de alerta, muda os dados de entrada e recomeça o processo. No dessuperaquecimento o procedimento foi similar ao sub- resfriamento. O escoamento foi considerado em regime permanente e desprezadas quaisquer perdas térmicas que pudessem afetar os resultados. Na Figura 4.4 pode ser vista uma imagem da interface gráfica do programa criado.

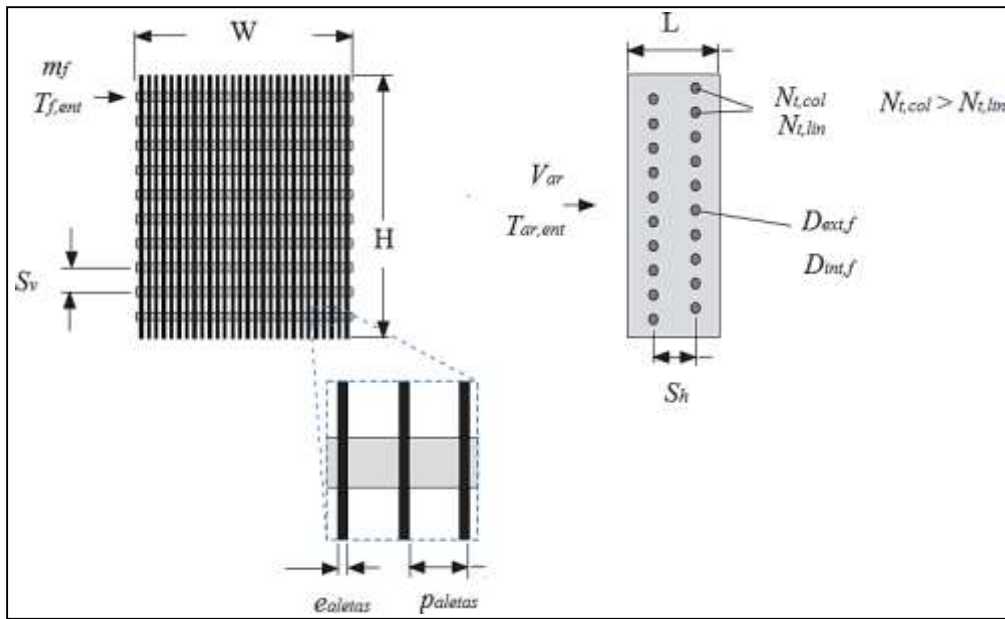
Figura 4.4 - Interface gráfica do programa criado em MATLAB para projeto do condensador.

No cálculo do coeficiente de Chato, precisa-se inserir a temperatura da parede interna do lado do refrigerante $T_{w,f}$ para o cálculo do número de Jacob do líquido Ja_L , caso o fluxo mássico G seja menor que $500 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ e o número de Froude Fr^* menor que 20. Para tanto, criou-se um *loop while* após um chute inicial de $T_{w,f}$. Dentro desse loop o procedimento ocorre como já explicado e o diferencial de comprimento dL_{Chato} é encontrado. Imediatamente é utilizado na equação (4.9) para encontrar a temperatura da parede $T_{w,a}$ e essa temperatura é usada, juntamente com o dL_{Chato} , no cálculo de uma nova $T_{w,f}$ através da equação (4.10). Em seguida essa nova $T_{w,f}$, agora mais precisa, é comparada com seu valor anterior no início do ciclo. Quando a diferença chegar a ser inferior a 1°C , um *break* é acionado e o *loop* finaliza. Observou-se que por volta da quarta interação a temperatura da parede se torna satisfatória. Alguns gráficos para melhor entender as três correlações utilizadas podem ser vistos no Apêndice A.

4.2 PROJETO DO EVAPORADOR

4.2.1 PROCEDIMENTOS DE CÁLCULO

A metodologia de cálculo no evaporador será baseada em Nellis e Klein (2009). Existem muitas configurações geométricas possíveis para trocadores de calor, entretanto para troca de calor refrigerante-ar o tipo aletado com fluxo cruzado é bastante utilizado. As equações essenciais para o projeto estão dispostas logo após o esquema com a geometria do trocador.

Figura 4.5 - Geometria do trocador de calor aletado com fluxo cruzado


Fonte: Nellis e Klein, 2009, p. 832.

$$R_{tot} = \frac{1}{(UA)} = R_{int} + R_{cond} + R_{a,ext} + R_{ext} \quad (4.12)$$

R_{int} : Resistência convectiva entre o refrigerante e a superfície interna do tubo $\left[\frac{K}{W}\right]$

R_{cond} : Resistência condutiva através da parede do tubo $\left[\frac{K}{W}\right]$

$R_{a,ext}$: Resistência da encrustação da água condensada na parede exterior do tubo $\left[\frac{K}{W}\right]$

R_{ext} : Resistência entre o ar e as superfícies das aletas e do tubo $\left[\frac{K}{W}\right]$

$$R_{int} = \frac{1}{H_f \pi D_{int,f} L_{tubo}} \quad (4.13)$$

H_f : Coeficiente convectivo do fluido refrigerante $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

$D_{int,f}$: Diâmetro interno do tubo [m]

L_{tubo} : Comprimento total dos tubos [m]

$$L_{tubo} = N_{t,col} N_{t,lin} W \quad (4.14)$$

$N_{t,col}$: Total de tubos por coluna

$N_{t,lin}$: Total de tubos por linha

W : Largura do evaporador [m]

$$R_{a,ext} = \frac{R''_{a,ext}}{A_{total,ext}} \quad (4.15)$$

$A_{total,ext}$: Área total de transferência de calor [m²]

$R_{a,ext}''$: Fator de encrustação da água (obtido na biblioteca do EES) $\left[\frac{m^2 K}{W} \right]$

Função do EES: $R_{a,ext}'' = \text{foulingfactor}('Closed-loop treated water')$

$$R_{cond} = \frac{\ln \left(\frac{D_{ext,f}}{D_{int,f}} \right)}{2k_m \pi L_{tubo}} \quad (4.16)$$

$D_{ext,f}$: Diâmetro externo do tubo [m]

k_m : Condutividade térmica do material $\left[\frac{W}{mK} \right]$

$$R_{ext} = \frac{1}{\eta_0 H_{ar} A_{total,ext}} \quad (4.17)$$

η_0 : Eficiência global da superfície

H_{ar} : Coeficiente convectivo do ar $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

$$\eta_0 = 1 - \left(\frac{A_{total,aletas}}{A_{total,ext}} \right) (1 - \eta_{aletas}) \quad (4.18)$$

$A_{total,aletas}$:Área total das aletas [m²]

η_{aletas} :Eficiência das aletas (obtida na biblioteca do EES ou pela equação abaixo)

Função do EES: $\eta_{aletas} = \text{eta_fin_annular_rect}(e_{aletas}, Def/2, r_{aletas}, ef, H_{ar}, k_{cobre})$

$$\eta_{aletas} = \frac{2r[K_1(mr_o r)I_1(mr_o) - I_1(mr_o r)K_1(mr_o)]}{K_0(mr_o r)I_1(mr_o) + I_0(mr_o r)K_1(mr_o)} \left\{ \frac{1}{[mr_o(1 - r^2)]} \right\} \quad (4.19)$$

$$m = \sqrt{\frac{2H_{ar}}{k_m e_{aletas}}} \quad (4.20)$$

$$r = \frac{r_{ext}}{r_o} \quad (4.21)$$

$r_o = r_{aletas, ef}$:Raio efetivo das aletas [m]

r_{ext} :Raio externo do tubo de refrigerante [m]

k_m :Condutividade térmica do material das aletas $\left[\frac{W}{mK} \right]$

I_0, I_1 :Funções de Bessel modificadas de primeira espécie

K_0, K_1 :Funções de Bessel modificadas de segunda espécie

$$A_{total,aletas} = 2 \left(\frac{W}{p_{aletas}} \right) \left(HL - N_{t,col} N_{t,lin} \left(\frac{\pi D_{ext}^2}{4} \right) \right) \quad (4.22)$$

p_{aletas} :distância entre as aletas [m]

H :Altura do trocador [m]

L :Comprimento do trocador [m]

$$A_{tubo, livre} = \pi D_{ext} L_{tubo} \left(1 - \frac{e_{aletas}}{p_{aletas}} \right) \quad (4.23)$$

$A_{tubo, livre}$:Área total do tubo em contato direto com o ar [m²]

e_{aletas} :Espessura das aletas [m]

$$A_{total,ext} = A_{total,aletas} + A_{tubo,livre} \quad (4.24)$$

$$u_m = \frac{\dot{V}_v}{A_{disp,ar}} \quad (4.25)$$

u_m : Velocidade média do ar na seção de passagem $\left[\frac{m}{s}\right]$

$\dot{V}_v$: Vazão volumétrica de ar produzida pelo ventilador $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

$A_{disp,ar}$: Área da seção disponível para passagem do ar [m²]

$$A_{disp,ar} = (H - N_{t,lin} D_{ext,f}) W \left(1 - \frac{e_{aletas}}{p_{aletas}}\right) \quad (4.26)$$

$$W_{c,ef} = \frac{W - N_{aletas} e_{aletas}}{N_{aletas}} \quad (4.27)$$

$W_{c,ef}$: Largura efetiva para o modelo de canais retangulares [m]

N_{aletas} : Quantidade de aletas

$$N_{aletas} = \frac{W}{p_{aletas}} - 1 \quad (4.28)$$

$$H_{c,ef} = H \quad (4.29)$$

$H_{c,ef}$: Altura efetiva de canais em modelo retangular [m]

$$D_h = \frac{W_{c,ef} H_{c,ef}}{2(W_{c,ef} + H_{c,ef})} \quad (4.30)$$

D_h : Diâmetro hidráulico efetivo no canal retangular [m]

$$\dot{m}_{c,ar} = \frac{\dot{V}_v \rho_{ar}}{N_{aletas}} \quad (4.31)$$

$\dot{m}_{c,ar}$: Vazão mássica de ar no canal $\left[\frac{kg}{s}\right]$

ρ_{ar} : Densidade do ar $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$$A_{totat,aletas} = 2 \left(\frac{L_{tubo}}{p_{aletas}} \right) \pi \left[r_{aletas,ef}^2 - \left(\frac{D_{ext,f}}{2} \right)^2 \right] \quad (4.32)$$

Com as equações acima é possível calcular a resistência total R_{tot} e consequentemente a condutância (UA), ou seja, essa é a primeira etapa para o projeto desse tipo de trocador. A próxima etapa é o cálculo da taxa de calor Q_{evap} , nas equações em sequência. Como o evaporador será um trocador de calor de fluxo cruzado, é preferível utilizar um procedimento alternativo, conhecido por método da *efetividade-NUT*, ou método ε -NUT, apresentado logo em sequência (INCROPERA, 2008).

$$F_{evap} = \frac{L_{evap}}{L_{tubo}} \quad (4.33)$$

L_{evap} : Comprimento do trecho em que ocorre a evaporação [m]

F_{evap} : Proporção do comprimento de evaporação em relação ao total

$$R_{ext,evap} = \frac{R_{ext}}{F_{evap}} \quad (4.34)$$

$R_{ext,evap}$: Resistência externa ar-superfície no trecho de evaporação $\left[\frac{K}{W}\right]$

$$R_{a,ext,evap} = \frac{R_{a,ext}}{F_{evap}} \quad (4.35)$$

$R_{a,ext,evap}$: Resistência da encrustação da água no trecho de evaporação $\left[\frac{K}{W}\right]$

$$R_{int,evap} = \frac{R_{int}}{F_{evap}} \quad (4.36)$$

$R_{int,evap}$: Resistência interna no trecho de evaporação $\left[\frac{K}{W}\right]$

$$R_{cond,evap} = \frac{R_{cond}}{F_{evap}} \quad (4.37)$$

$R_{cond,evap}$: Resistência condutiva no trecho de evaporação $\left[\frac{K}{W}\right]$

$$\dot{C}_{f,evap} = \dot{m}_f c_{p,f,evap} \quad (4.38)$$

$C_{f,evap}$: Capacidade térmica do fluido refrigerante $\left[\frac{W}{K}\right]$

$\dot{m}_f$: Vazão mássica de refrigerante $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$C_{p,f,evap}$: Calor específico do refrigerante na evaporação $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

$$\dot{C}_{ar,evap} = \dot{m}_{ar} c_{p,ar,evap} F_{evap} \quad (4.39)$$

$C_{ar,evap}$: Capacidade térmica do ar $\left[\frac{W}{K}\right]$

$\dot{m}_{ar}$: Vazão mássica de ar $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$C_{p,ar,evap}$: Calor específico do ar no trecho de evaporação $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

$$\dot{m}_{ar} = u_m HW \rho_{ar} \quad (4.40)$$

$$\dot{C}_{min,evap} = \text{MÍNIMO}(\dot{C}_{f,evap}, \dot{C}_{ar,evap}) \quad (4.41)$$

$$\dot{C}_{máx,evap} = \text{MÁXIMO}(\dot{C}_{f,evap}, \dot{C}_{ar,evap}) \quad (4.42)$$

$$\dot{Q}_{máx,evap} = \dot{C}_{min,evap}(T_{ar,ent} - T_{f,ent}) \quad (4.43)$$

$$NUT_{evap} = \frac{(UA)_{evap}}{\dot{C}_{min,evap}} \quad (4.44)$$

U : Coeficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

A : Área de troca térmica $[m^2]$

$$C_r = \frac{\dot{C}_{min,evap}}{\dot{C}_{máx,evap}} \quad (4.45)$$

C_r : Razão entre as taxas de capacidades caloríficas.

$$\varepsilon_{fc,evap} = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)(NUT_{evap})^{0,22}\left\{\exp\left[-C_r(NUT_{evap})^{0,78}\right] - 1\right\}\right] \quad (4.46)$$

$\varepsilon_{fc,evap}$: Efetividade de NUT do fluxo cruzado no trecho de evaporação

$$\dot{Q}_{evap} = \varepsilon_{fc,evap} \dot{Q}_{máx,evap} \quad (4.47)$$

Q_{evap} : Taxa de transferência de calor real no trecho de evaporação $[W]$

O método da efetividade de NUT também foi utilizado para calcular o trecho de superaquecimento. Além da modificação do escoamento do refrigerante, que deixa de ser bifásico, uma importante alteração na definição da proporção do comprimento foi realizada. Todo o passo a passo segue idêntico a partir da equação (4.34), em que se utiliza F_{super} e não mais F_{evap} .

$$F_{super} = \frac{L_{super}}{L_{total}} \quad (4.48)$$

L_{super} : Comprimento do trecho em que ocorre o superaquecimento $[m]$

F_{super} : Proporção do comprimento de superaquecimento em relação ao total

4.2.2 PROGRAMA EM MATLAB PARA O EVAPORADOR

Os cálculos do evaporador também foram feitos no Matlab e criou-se outra interface gráfica para este componente, mostrada na Figura 4.6. Nela são mostrados o coeficiente convectivo obtido para o ar, o coeficiente convectivo médio de Kandlikar e de Jung após 10000 pontos de discretização do título, a capacidade frigorífica requerida pelo ciclo, a capacidade frigorífica do evaporador definido, a temperatura de saída do ar e toda a geometria escolhida para caracterização do trocador. A taxa de calor requerida no evaporador foi calculada a partir de uma análise das entalpias com o objetivo de descobrir o título de entrada do refrigerante no evaporador, ou seja, a entalpia do refrigerante na linha da temperatura de evaporação igual à entalpia da saída do sub-resfriador forneceu um título de 0,239.

Figura 4.6 - Interface gráfica do programa criado em MATLAB para projeto do evaporador



Os cálculos são feitos com o objetivo de encontrar a capacidade frigorífica do evaporador e a temperatura do ar após a troca térmica. Todas as propriedades são obtidas considerando-se a quantidade de vapor de água contido no ar, sendo que a umidade relativa do ambiente a ser refrigerado é uma variável de entrada. Todos os dados de entrada do programa estão mostrados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Dados gerais de entrada do evaporador.

DADOS GERAIS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Fluido refrigerante (primário)	R744	
Fluido secundário	Ar	
Título de entrada do refrigerante no evaporador	0,239	
T _{evap} : Temperatura de evaporação	-20	[°C]
T _{ae} : Temperatura de entrada do ar	30	[°C]
T _{SA} : Graus de superaquecimento	10	[°C]
V _{m_f} : Vazão mássica do fluido refrigerante	58	[kg/h]
Umidade relativa do ar considerada	0,7	
Vel _{ar} : Velocidade do ar que sai do ventilador	2	[m/s]
Di _f : Diâmetro interno do tubo de fluido refrigerante	6,35	[mm]
De _f : Diâmetro externo do tubo de fluido refrigerante	7,93	[mm]
n: Número de coeficientes convectivos para calcular a média	10000	
T _{fs_SR} : Temperatura que o refrigerante saiu do sub resfriador	7	[°C]
L _{evap} : Comprimento do trecho de evaporação	12	[m]
L _{super} : Comprimento do trecho de superaquecimento	2	[m]
T _{Cond} : Temperatura de condensação	10	[°C]

Tendo definidos os dados gerais de entrada e uma geometria aleatória para o evaporador, clicando-se sobre a correlação desejada o programa irá calcular a capacidade frigorífica. Além disso, calcula-se o coeficiente convectivo do ar com a metodologia apresentada na seção 2.6.4.

Na metodologia de cálculo de Kandlikar, assim como em Chato, precisa-se da temperatura da parede interna do tubo de refrigerante $T_{w,f}$. Novamente foi feito um loop while e utilizada a equação (2.83) para realizar a correção até que a diferença fosse inferior a 1°C. Com os 10000 coeficientes convectivos calculados, utiliza-se a equação (2.87) para encontrar uma média dos valores. Logo em sequência é calculada a condutância. No cálculo da eficiência das aletas, optou-se por utilizar a equação (4.19) extraída da biblioteca do EES e foi escrita no Matlab sem grandes dificuldades, já que o mesmo possui em sua biblioteca o banco de funções de Bessel modificadas de primeira e segunda espécie. Por fim, pelo método da efetividade de NUT se encontra a taxa de transferência de calor real no evaporador por meio da equação (4.47). Considerando que a água irá condensar sobre o evaporador na definição das resistências, o fator de encrustação da água, disponível também na biblioteca do EES, foi levado em conta na equação (4.15).

5 RESULTADOS

5.1 CONDENSADOR

Os cálculos do condensador forneceram os resultados apresentados na Figura 5.1 e complementados na Tabela 5.1. Muitas outras configurações poderiam ter sido escolhidas.

Figura 5.1 - Resultados do projeto do condensador.

PROJETO DE UM CONDENSADOR DE TUBOS COAXIAIS CONTRA CORRENTE FORMATO SERPENTINA HELICOIDAL

Escolha os fluidos

Primário: ☒ CO₂ (R744) ☐ R134a ☐ Radon Buton

Secundário: ☒ Água ☐ Etano-glicol 30% ☐ Etano-glicol 40%

CONDENSAÇÃO

AKERS **SHAH** **CHATO**

Comprimento [m]: 26.2771 21.7608 21.7868

$Q_{retirada}$ [W]: 3169.71 3169.71 3169.71

$Q_{min_requerida}$ [W]: 3176.38 3176.38 3176.38

G acima de 200 kg/m².s! Observar $Pr = P/P_{cr}$ OK! Diâmetro

T_{a_sa} : 9.08221 OK! Temperatura da água não ultrapassa a temp de condensação!

DESSUPERAQUECIMENTO

Comprimento [m]: 3.91128

$Q_{retirada}$ [W]: 1500.67

Perda de carga [Pa]:

Refrigerante: 952.257 66540.1 11847.8

Fluido secundário: 2511.22 69197.6 11799.5

$Q_{retirada}$ [W]: 138.837

RESETAR

CALCULAR PERDA DE CARGA

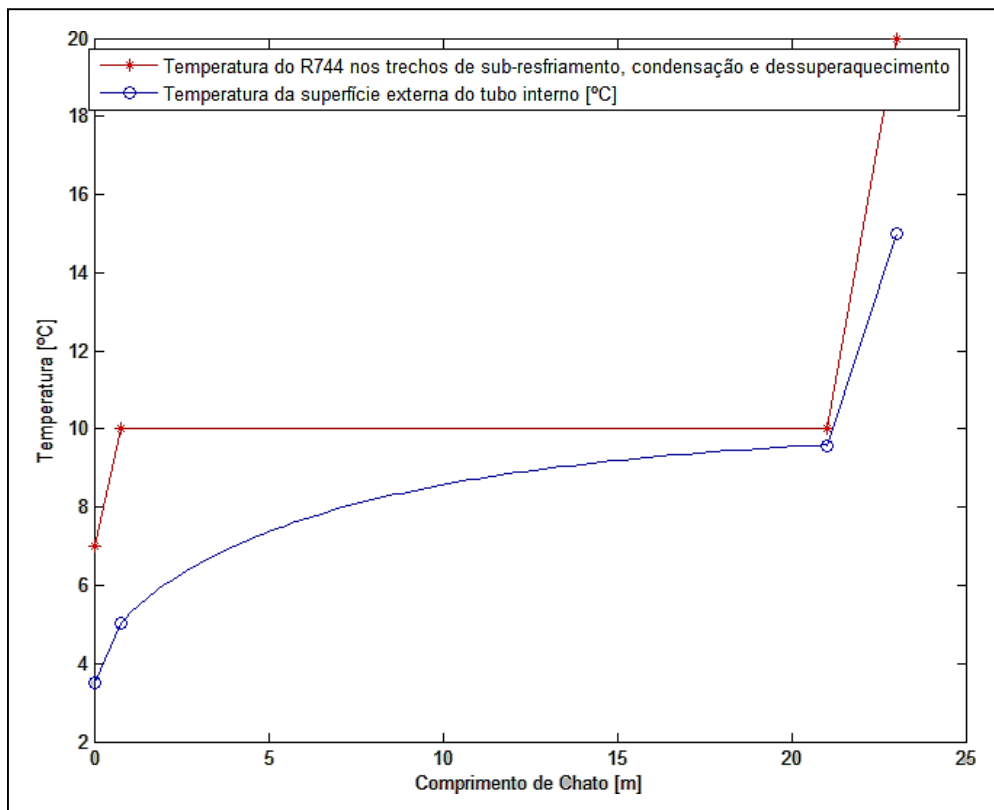
Como pode ser visto, foi obtido um valor final de 26,49 metros para o comprimento do condensador coaxial em contra fluxo, considerando a correlação de Chato. Durante os cálculos, foram constatadas algumas vantagens na utilização do programa, tais como facilidade na modificação das variáveis de entrada, ajuste da vazão conforme a bomba disponível, modificação dos diâmetros conforme os tubos padronizados, facilidade no ajuste do escoamento para um Reynolds que melhore a troca térmica, facilidade em modificar os fluidos refrigerante e secundário, o ciclo de operação e a vazão de refrigerante, entre outros fatores.

No que diz respeito aos cálculos do coeficiente convectivo e do comprimento da condensação, as correlações de Shah e Chato apresentaram valores muito próximos. Em contrapartida, a correlação de Akers foi recomendada para um fluxo mássico de refrigerante, G , inferior a 200 kg/m².s e, nas condições do projeto, esse valor foi superior.

Tabela 5.1 - Dados de saída do programa em MATLAB para projeto do condensador.

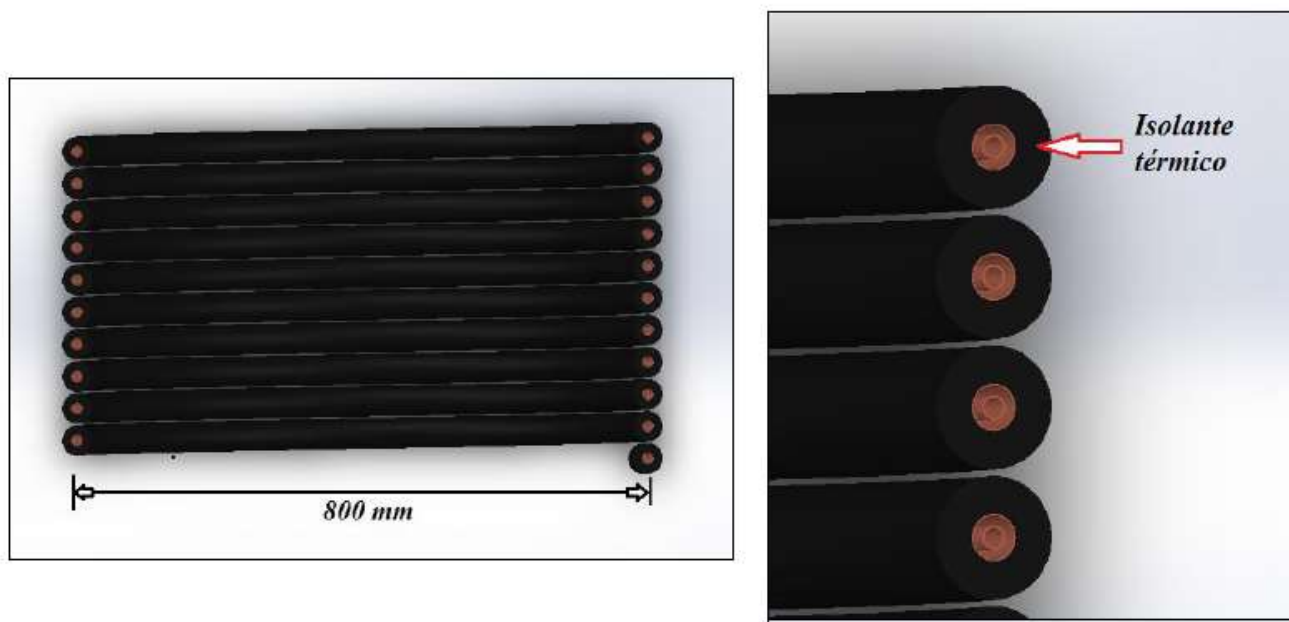
DADOS GERAIS DE SAÍDA	VALOR	UNIDADE
L_SR: Comprimento calculado no SR	0,7877	[m]
T_as: Temperatura do fluido secundário na saída do SR	2,29676	[°C]
P_f_SR: Perda de carga do fluido refrigerante no SR	952,26	[Pa]
P_a_SR: Perda de carga do fluido secundário no SR	2511,22	[Pa]
L_C: Comprimento calculado - CONDENSAÇÃO	21,79	[m]
P_f_C: Perda de pressão do fluido refrigerante na condensação	58073,5	[Pa]
P_a_C: Perda de pressão do fluido secundário na condensação	60312,6	[Pa]
Te_a_D: Temperatura de saída do fluido secundário após a condensação (entra no dessuperaquecimento)	9,08	[°C]
L_D: Comprimento da tubulação onde ocorre o dessuperaquecimento	3,91	[m]
P_f_D: Perda de pressão do fluido refrigerante do dessuperaquecimento até a entrada do compressor	11847,8	[Pa]
P_a_D: Perda de pressão do fluido secundário no dessuperaquecimento	11799,5	[Pa]
P_a_TOTAL: Perda de pressão total do fluido secundário no SR+C+D	74,62332	[kPa]
L_total: Comprimento total do condensador	26,49	[m]

Para melhor entender o escoamento no trecho de condensação, alguns gráficos foram plotados para cada uma das correlações e podem ser vistos no Apêndice A. Aqui, para a correlação de Chato, foi feita uma análise gráfica para observar o comportamento da temperatura ao durante esse processo. O gráfico da Figura 5.2 mostra a variação da temperatura da superfície externa do tubo interno comparada com a temperatura do refrigerante, sendo que, para se sustentar a troca térmica existente na condensação do CO₂, a superfície jamais poderá ter temperatura superior à do refrigerante. A temperatura da superfície pode ser obtida utilizando a equação (4.9). Em todas as equações que foi preciso inserir o título, aplicou-se o título médio do volume de controle.

Figura 5.2 - Análise da temperatura da superfície do tubo de refrigerante em contato com a água.

A perda de pressão do fluido refrigerante foi calculada para analisar o quanto a situação real difere da situação ideal. No trecho de condensação, a perda de pressão total foi de aproximadamente 58 kPa, sendo que essa variação de pressão nem pode ser detectada pela sensibilidade do manômetro. Em contrapartida, a perda de carga total dos trechos de subresfriamento, condensação e dessuperaquecimento para o fluido secundário foi obtida para dimensionamento da bomba de água. Foram considerados comprimentos estimados de 1m que a água irá percorrer antes e após a troca térmica com o refrigerante. Para o fluido secundário foi encontrado o valor aproximado de 74 kPa de perda de pressão.

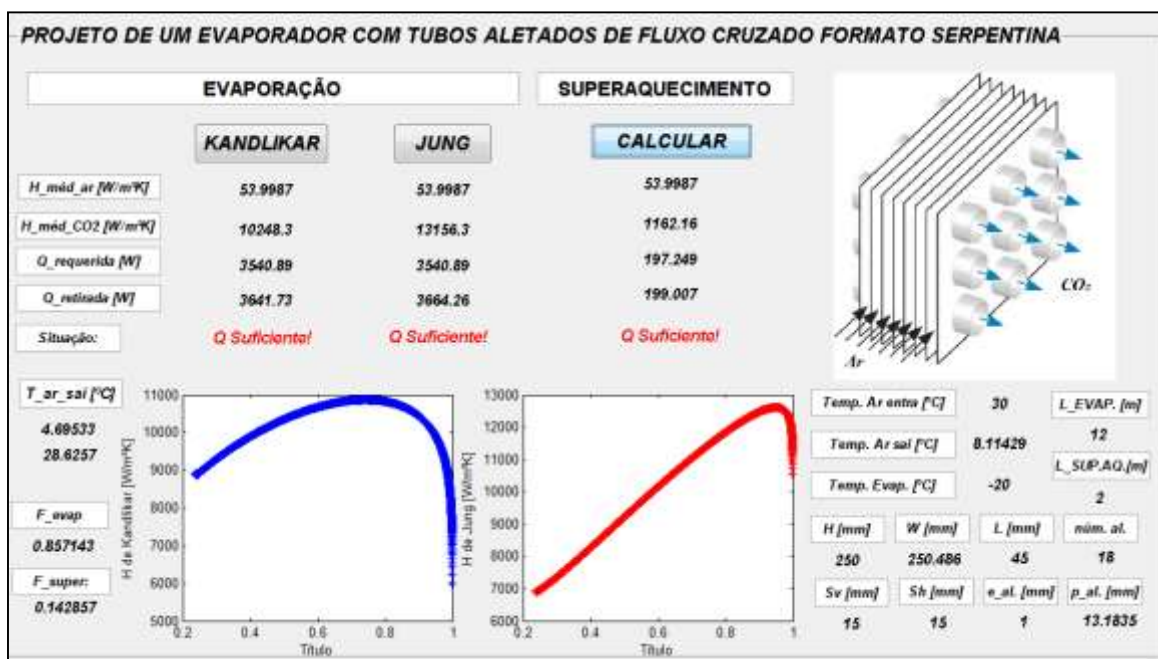
Com isso, conluída a modelagem, foi feito um desenho em SolidWorks do condensador, que pode ser visto na Figura 5.3. Esse trocador precisa ser envolvido por um material isolante para que a troca térmica ocorra sem interferência externa.

Figura 5.3 - Desenho do condensador modelado.

5.2 EVAPORADOR

Como já mencionado para os cálculos do evaporador também foi criada uma interface gráfica no Matlab. Em todas as equações que dependiam do título foi aplicado o título médio de cada volume de controle. A Figura 5.4 mostra a janela com as variáveis de saída e os gráficos dos coeficientes convectivos de Kandlikar e Jung. A mensagem em vermelho alerta se a taxa de calor retirada pelo trocador proposto é maior que a taxa de calor requerida.

Figura 5.4 - Resultados do projeto do evaporador



Ao clicar sobre o botão KANDLIKAR o programa calcula o coeficiente convectivo proposto por Kandlikar, apresentado na seção 2.6.6.1, em 10000 elementos e faz a plotagem do gráfico na tela. Imediatamente após isso calcula o coeficiente médio aplicando a equação (2.87), que para a configuração adotada foi de 10248, $\left[\frac{W}{m^2K} \right]$. Um procedimento idêntico foi feito com a correlação de

Jung e o coeficiente convectivo obtido foi de 13156,3 $\left[\frac{W}{m^2K} \right]$.

Ao clicar em CALCULAR o programa calcula o trecho de superaquecimento por meio de uma das correlações para escoamento monofásico apresentadas na seção 2.6.5. Na janela ocorre simultaneamente o preenchimento dos principais dados geométricos do trocador, além das temperaturas de entrada (fornecida) e saída (calculada) do ar.

Definida a geometria, como resultado podem ser destacados a temperatura do ar na saída do evaporador, 8,1 °C, e o comprimento total do tubo de refrigerante, 14 metros. O trocador escolhido é bastante compacto, com altura e largura de aproximadamente 0,25 metros, largura de 0,045 metros e também possui apenas 18 aletas para facilitar a passagem do ar.

Assim como no condensador, nos cálculos do evaporador o controle dos parâmetros de entrada se deu por meio de uma planilha em Excel devida à facilidade na realização de alterações e comparações. Inúmeras vantagens são observadas nesse tipo de tratamento. Analisar a influência de cada um dos

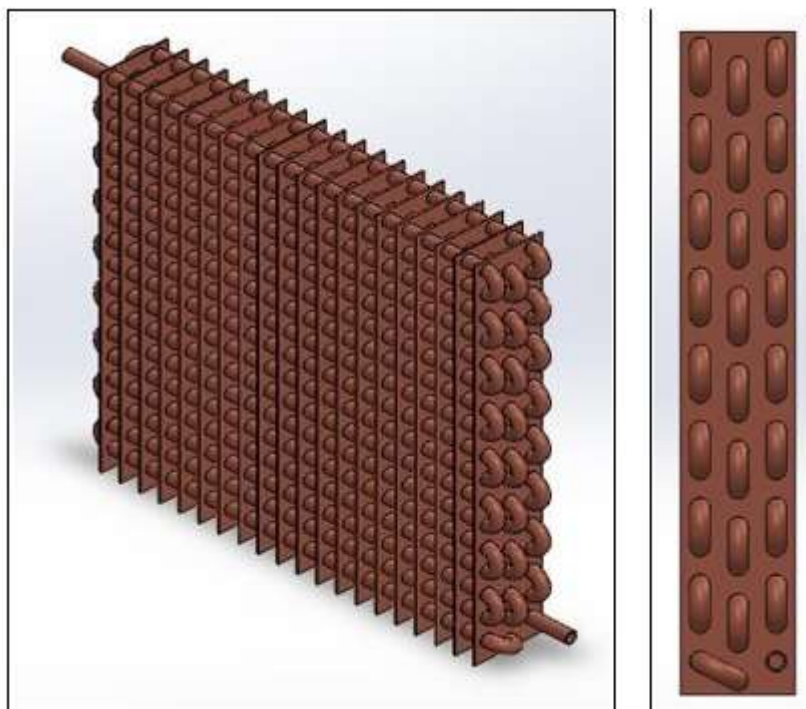
parâmetros, tanto externos quanto da própria geometria do equipamento, sobre a capacidade frigorífica pode resultar em estudos importantes a respeito de trocadores desse tipo. A título de exemplo, pode-se observar que o aumento da velocidade do ar proporciona maiores trocas térmicas, entretanto o ar resfria menos; o aumento da quantidade de aletas proporciona trocas térmicas maiores e seu impacto reduz gradativamente; aumentar as distâncias entre os tubos resulta em aumento do coeficiente convectivo do ar; entre outras constatações. A geometria escolhida para o evaporador está apresentada na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Geometria do evaporador escolhida.

DADOS DO TROCADOR DE CALOR	VALOR	UNIDADE
S_v: Distância entre os tubos na vertical	15	[mm]
S_h: Distância entre os tubos na horizontal	15	[mm]
H: Altura do trocador	250	[mm]
L: Profundidade do trocador	45	[mm]
n_tub_V: Número de tubos na VERTICAL	17	
n_tub_H: Número de tubos na HORIZONTAL	3	
n_tub_TOTAL: Quantidade total de tubos	51	
n_curvas_V: Quantidade de curvas de diâmetro S_v	50	
n_curvas_H: Quantidade de curvas de diâmetro S_h	2	
W: Largura do trocador	250,49	[mm]
n_aletas: Quantidade de aletas	18	
p_aletas: Distância entre as aletas	13,183	[mm]
e_aletas: Espessura da aleta	1	[mm]
P_ar: Pressão do ar (atmosférica)	101300	[Pa]
g: Gravidade no local	9,78	[m/s ²]
FE_a: Fator de encrustação da água que condensa sobre o tubo	0,0002	[m ² K/W]
k_tubos: Condutividade do material dos tubos (cobre)	385	[W/m*K]
k_aletas: Condutividade do material das aletas (cobre)	385	[W/m*K]

Com isso, conluída a modelagem, foi feito um desenho em SolidWorks do evaporador, que pode ser visto na Figura 5.5. O trocador foi dimensionado para refrigerar o ar ambiente, como já mencionado. Uma geometria alternativa pode ser encontrada no Apêndice B em que o trocador foi dimensionado para realização de congelamento ao restringir o ar seco.

Figura 5.5 - Desenho do evaporador modelado.



5.3 COEFICIENTE DE PERFORMANCE

Tendo concluída a constituição da máquina, resta apenas definir o COP – Coeficiente de Performance – do ciclo definido. Para tanto, as entalpias de entrada e saída do compressor bem como de entrada do evaporador serão resgatadas para esse fim.

$$h_{e,evap} = 217,11 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{e,comp} = 449,13 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{s,comp} = 516,03 \frac{kJ}{kg}$$

$$COP = \frac{h_{e,comp} - h_{e,evap}}{h_{s,comp} - h_{e,comp}} = \frac{449,13 \frac{kJ}{kg} - 217,11 \frac{kJ}{kg}}{516,03 \frac{kJ}{kg} - 449,13 \frac{kJ}{kg}} = 3,468$$

$$COP = 3,47$$

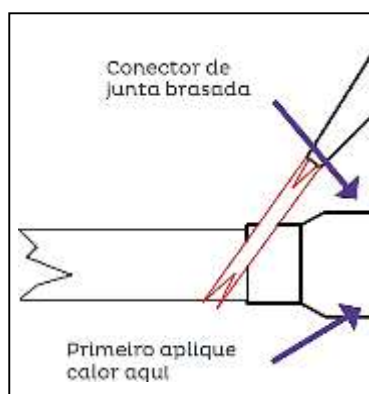
6 CONSIDERAÇÕES DE MONTAGEM

Esse tópico se destina a apresentar algumas considerações importantes a respeito da montagem da máquina baseadas em catálogos. Como já mencionado, existem dificuldades na montagem de máquinas de refrigeração a CO₂ em virtude das elevadas pressões de operação. Por isso, esse tópico se mostra relevante quando se pensa em trabalhos futuros.

6.1 BRASAGEM

Em Brasil (2016), recomenda-se evitar conexões mecânicas flangeadas no circuito de refrigeração. Com isso, a realização de brasagem é indispensável em sistemas a CO₂ para suportar as altas pressões de trabalho. Em todas as conexões dos componentes com a tubulação será necessária realização de brasagem, que consiste em um tipo de solda com liga de cobre ou zinco como metal de adição, utilizada para unir tubos de cobre, ferro ou aço. Um desenho esquemático pode ser visto na Figura 6.1.

Figura 6.1 - Brasagem de uma junta de ligação



Fonte: Brasil, 2016, p. 42.

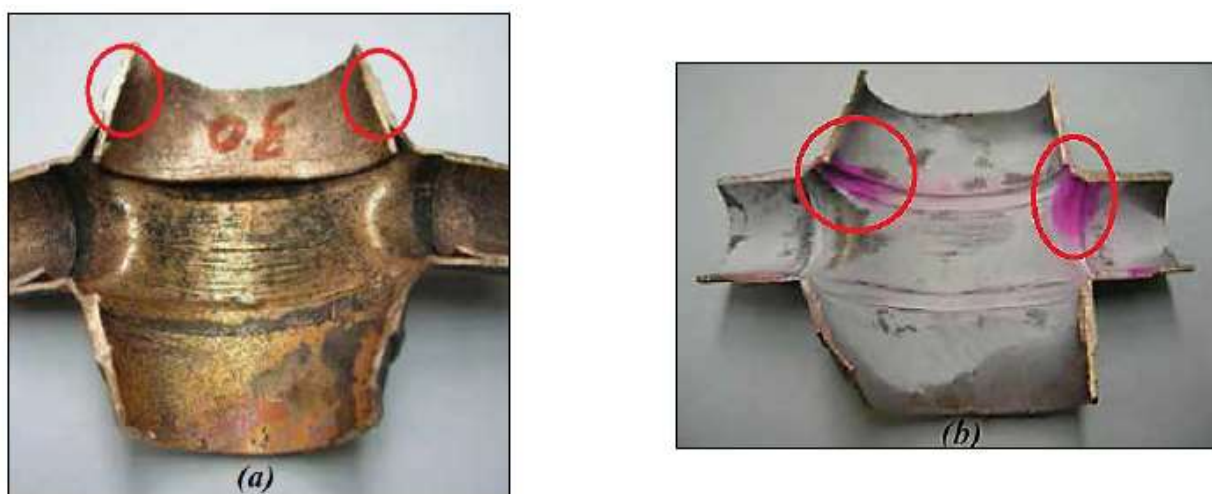
A brasagem precisa ser feita simultaneamente à passagem de gás inerte, que pode ser nitrogênio seco, no interior da tubulação para impedir a oxidação, ou formação de óxido de cobre, nas paredes internas da tubulação e posterior contaminação do fluido refrigerante. Tais contaminações podem levar a falhas dos componentes, especialmente do compressor. Além disso, deve-se aplicar uma pasta térmica ou um pano úmido para proteger algum componente, válvula por exemplo, quando o aquecimento estiver muito próximo, evitando assim danificação do mesmo.

Ainda segundo Brasil (2016), o teor de prata da liga de brasagem tem uma influência decisiva na temperatura de processamento, propriedades do fluxo da liga de brasagem, resistência de cargas estáticas e dinâmicas, além do tempo de realização do processo. Quanto maior for o teor de prata do

material de adição, mais favoráveis serão as propriedades mencionadas. Como o CO₂ alcança a temperatura de -20 °C no evaporador, recomenda-se a utilização de varetas com 2% de prata, por exemplo a liga L-Ag2P. Essa situação ocorre durante a evaporação no evaporador modelado. Caso a temperatura esteja na faixa entre -40 °C e -20 °C, recomenda-se a liga L-Ag5P com 5% de prata.

Seguindo as recomendações supracitadas, as soldas ainda precisam apresentar mínimos critérios de qualidade. Os metais precisam ser completamente interligados sem apresentar distinção visível entre eles. Trincas são falhas que não podem existir, podendo ser feitas inspeções por meio de líquido penetrante em algumas amostras. Na figura abaixo são mostradas as situações descritas.

Figura 6.2 - Brasagem em tubos de refrigeração: (a) inspeção da amostra por corte lateral; (b) inspeção da amostra por corte lateral e teste de penetração na matriz.



Fonte: Brasil, 2016, p. 54 e 55.

6.2 VAZAMENTOS

Segundo Brasil (2016) em todo sistema que trabalhe pressurizado podem ocorrer vazamentos. Sistemas de refrigeração que contenham 3 kg ou mais de gás precisam ser testados a cada 12 meses. No caso de 30 kg ou mais os testes deverão ser a cada 6 meses. Já quando forem 300 kg ou mais os testes deverão ser a cada 3 meses.

Para detecção de vazamento uma das maneiras é a utilização de um detector de gás eletrônico baseado na tecnologia de detecção de condutividade térmica (DCT), em que a presença de pequenos jatos de fluido refrigerante gera emissão elétrica na ponta de sondagem e esse sinal elétrico é convertido em sinal sonoro. Outra forma é por meio de um teste de estanqueidade por meio da

pressurização do sistema com N₂(95%)/H₂(5%) a pelo menos 5 bar e utilização de um detector de gás que detecta micro vazamentos de H₂. Esse equipamento pode ser visto na Figura 6.3.

Figura 6.3 - Detector de gás para teste de vazamento.



Fonte: Brasil, 2016, p. 38.

6.3 ACESSÓRIOS

6.3.1 MANGUEIRA

Para conectar a tubulação com dispositivos de controle ou manômetros é fundamental que a tubulação de refrigerante seja flexível. Onde for possível a tubulação deverá ser brasada. Como alternativa, podem ser usadas mangueiras metálicas flexíveis ou mangueiras capilares de nylon. Essas conexões estão disponíveis comercialmente em diferentes diâmetros, com conexões e T de vários tipos. A montagem pode ser vista na Figura 6.4.

Figura 6.4 - Montagem recomendada para para conectores.



Fonte: Brasil, 2016, p. 41.

6.3.2 CONEXÃO EM T

As conexões devem ser evitadas ao máximo, já que são nelas que ocorrem praticamente todos os vazamentos. Devido à necessidade da realização de brasagem em muitos casos, conexões em T completamente de cobre são viáveis, que pode ser vista na Figura 6.5.

Figura 6.5 - Conexão de tubo de cobre em "T".

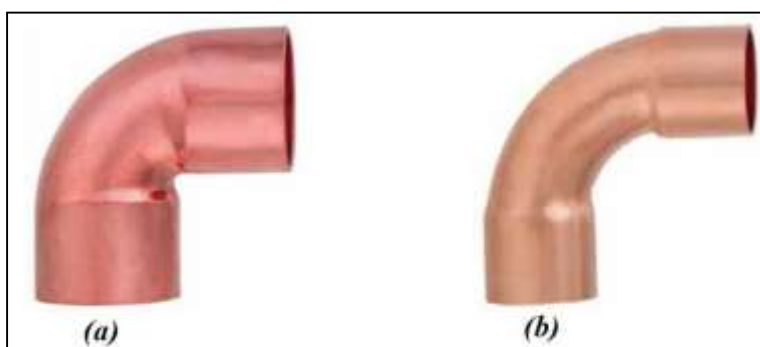


Fonte: Brasil, 2016, p. 45.

6.3.3 COTOVELOS

Em Brasil (2016) existem recomendações para preferência por peças que possam ser preparadas no local usando uma máquina de encurvamento, expansor ou tubo, e ferramentas de puxar em T. Busca-se, portanto, cotovelos de raios maiores para que a queda de pressão seja minimizada. Na Figura 6.6 podem ser vistos cotovelos dos dois tipos.

Figura 6.6 - Cotovelos de raio curto (a) e de raio longo (b).



Fonte: Brasil, 2016, p. 46.

7 CONCLUSÕES

A máquina frigorífica foi definida utilizando componentes que operam com R744. No mercado a gama de fornecedores de equipamentos desse tipo ainda é restrita. Dificuldades existem para encontrar fabricantes que forneçam tais equipamentos. Análise de custos e avaliação de mercado foge à alçada deste trabalho, mas acredita-se que alguns dos componentes dificilmente serão encontrados em pronta entrega.

O programa do condensador define o comprimento da tubulação necessária para alcançar a taxa de calor a ser retirada em cada local. É calculada ainda a temperatura da água na saída do trocador e as perdas de pressão estimadas dos fluidos. O comprimento encontrado foi de 26,49 metros. Outras configurações podem ser facilmente definidas em ambos trocadores, incluindo variações nas vazões e alteração dos fluidos.

O programa feito para o evaporador calcula a capacidade frigorífica conforme as condições de geometria, entrada de ar, comprimento da evaporação e do superaquecimento, vazão de refrigerante e diâmetro da tubulação. Este valor é comparado com a taxa necessária determinada pelo ciclo. Caso a capacidade requerida seja menor que a calculada, o trocador se mostrará viável para o projeto. A temperatura de saída do ar depende diretamente da velocidade imprimida pelo ventilador na convecção forçada. Foi definido um evaporador com geometria que atendessem às necessidades supracitadas e a temperatura de saída do ar encontrada foi de 8,1°C.

Sendo assim, o trabalho buscou propor uma máquina frigorífica ar-água com CO₂ como refrigerante fazendo a seleção dos componentes e projetando os trocadores. Pretende-se após a montagem da máquina contribuir com as pesquisas atuais em refrigeração, no que tange à necessidade de eliminação dos gases que possuem cloro em sua composição, por meio de realização de experimentos. Desde o princípio foi destacado o fato de o CO₂ se apresentar como uma importante alternativa por ser um fluido natural e não agressivo à camada de ozônio, além de possuir propriedades térmicas que tornam viável a sua aplicação em refrigeração.

8 REFERÊNCIAS

ALTHOUSE, A. D.; TURNQUIST, C. H.; BRACCIANO, A. F. Modern Refrigeration and Air Conditioning, 18ª ed., Illinois: The Goodheart-Willcox Company, Inc., 2003, 1212p.

BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFSs – PBH. Guia de Boas Práticas: Controle de Vazamento. Brasília, 2015. Disponível em: <<http://www.boaspraticasrefrigeracao.com.br/publicacoes>>. Acessado em: 01 de novembro de 2016.

BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFSs – PBH. Guia de Boas Práticas: Características de Sistemas de Refrigeração em Condições Seladas. Brasília, 2015. Disponível em: <<http://www.boaspraticasrefrigeracao.com.br/publicacoes>>. Acessado em: 01 de novembro de 2016.

BITZER. Compressores alternativos. Disponível em: <www.bitzer.de>. Acessado em: 10 de setembro de 2016.

CARLY. Selección del separador de líquido. Disponível em: <<http://www.carly-sa.es>>. Acessado em: 12 de outubro de 2016.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Termodinâmica. 5 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2007, 740 p.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. Transferência de Calor e Massa. 4 ed. Porto Alegre: AMGH, 2012, 904 p.

CLETO, L. T. Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado: Aplicações de CO₂ como fluido refrigerante no setor de refrigeração industrial. Ministério do Meio Ambiente (MMA), Publicação Técnica, São Paulo, 2008, p. 01-16.

COLLIER, John. G., THOME, John R. Convective boiling and Condensation. 3rd ed. New York: Oxford University Press, 1994. 644 p.

DANFOSS. Making modern living possible: Components for CO₂ applications in Industrial Refrigeration. Denmark: [s.n.], 2007, 24 p. Application guide. Disponível em: <products.danfoss.com>. Acesso em: 15 out. 2016.

DANFOSS. Linha de produtos. Disponível em: <<http://products.danfoss.com.br/productrange/refrigeration/#/>>. Acesso em: 10 de outubro de 2016.

DANFOSS. Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide (CO₂): How to design and operate a small-capacity (<10 kW) transcritical CO₂ system. Denmark: [s.n.], 2008.

DOSSAT, R. J., Principles of Refrigeration, 1. ed., New York and London: John Wiley & Sons, Inc., 1961, 544p.

ECIL. Instrumentação. Disponível em: <www.ecil.com.br>. Acessado em: 01 de novembro de 2016.

ELGIN. Ventilador Axial. Disponível em: <www.elgin.com.br>. Acessado em: 20 de outubro de 2016.

FARIA, Nogueira de. Projeto e construção de uma bomba de calor a CO₂ operando em ciclo transcrito e modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão. 2013. 162f. Tese

(Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

FILHO, E. P. B. Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado: Aplicações do CO₂ no setor automotivo. Ministério do Meio Ambiente (MMA), Publicação Técnica, São Paulo, 2008, p. 103-114.

GGTE.GrupoGestordeTecnologiasEducativasUnicamp.Disponívelem:<<http://www.ggte.unicamp.br>>. Acessado em: 05 de setembro de 2016.

GIZ.CooperaçãoAlemãparaoDesenvolvimentoSustentável.Disponívelem:<www.giz.de/brasil>. Acessado em: 01 de novembro de 2016.

GHIAASIAAN, S. M. Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation - In Conventional and Miniature Systems. 1 ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2008. 636 p. (LIVRO)

HARVEY E.; SWEENEY R. 1999. Modeling Stratospheric Ozone Kinetics, Part I: The Chapman Cycle: OzoneModelingPartI.mcd. Journal of Chemical Education. 76 (9), p 1309, 1 Setembro.

HENRYTECHNOLOGIES.Designedforperformance.Disponívelem:<<http://www.henrytech.com/product/s/>>. Acessado em: 11 de outubro de 2016.

INCONTROL. Medidor de vazão. Disponível em: <www.incontrol.ind.br>. Acessado em: 01 de novembro de 2016.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008, 643p.

KIM, MAN-HOE et al. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. Progress in Energy and Combustion Science, v. 30, p. 119-174, 2004.

KREITH, F.; MANGLIK, R. M., BOHN, M. S. Principles of Heat Transfer. 7 ed. Stamford: Cengage Learning, 2011, 784p.

LAUAR, Thiago Ali Resende. Modelagem matemática de condensadores tubo aletado. 2011. 99f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte.

LORENTZEN, G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. International Journal of Refrigeration, Trondheim, v.17, n. 5, p. 292-301, dez./jan. 1993.

LORENTZEN, G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. International Journal of Refrigeration, Trondheim, v.18, n. 3, p. 190-197, abril/nov. 1994.

MACHADO, Luiz. Modele de simulation et etude experimentale d'un evaporateur de machine frigorifique en regime transitoire. 160 f. Tese (Doutorado em Engenharia Térmica e Energética) - L'Institute National des Sciences Appliquees de Lyon, Lyon, 1996..

MOLINA, M. J.; ROWLAND F. S., 1974. Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atomic-Catalysed Destruction of Ozone. Nature, v. 249, pp. 810-812 (Revista – parece ser capítulo de livro)

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. Fundamentals of engineering thermodynamics. 5 ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2006, 847p.

NELLIS, G.; KLEIN, S. Heat Transfer. 1 ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2009. 1107 p. (LIVRO)

OLIVEIRA, Raphael N. de. Modelo dinâmico e estudo experimental para um resfriador de uma bomba de calor operando com CO₂ para aquecimento de água residencial. 2013. 111f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

PATÍÑO, J.; LLOPIS, R.; SÁNCHEZ, D.; SANZ-KOCK, C.; CABELLO, R.; TORRELLA,

E. A comparative analysis of a CO₂ evaporator model using experimental heat transfer correlations and a flow pattern map. International Journal of Heat and Mass transfer, Valencia, v. 71, p. 361-375, set./dez. 2014.

PEREIRA, G. S. Análise de sistemas de refrigeração a CO₂ em supermercados. 2010. 166 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Pernambuco, Pernambuco.

SAWALHA, S. S. Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeratio, 2008, 163p., (Doctoral Thesis, KTH Industrial Engineering and Management).

SILVA, A. Aplicações do CO₂ no setor de refrigeração comercial para supermercados.

Ministério do Meio Ambiente (MMA), Publicação Técnica, São Paulo, 2008, p. 129-153.

SONNTAG, R. E.; BORGNACKE, C. Introdução à termodinâmica para engenharia. Rio de Janeiro: LTC, 2003, 381 p.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. Refrigeração Industrial. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002, 371p.

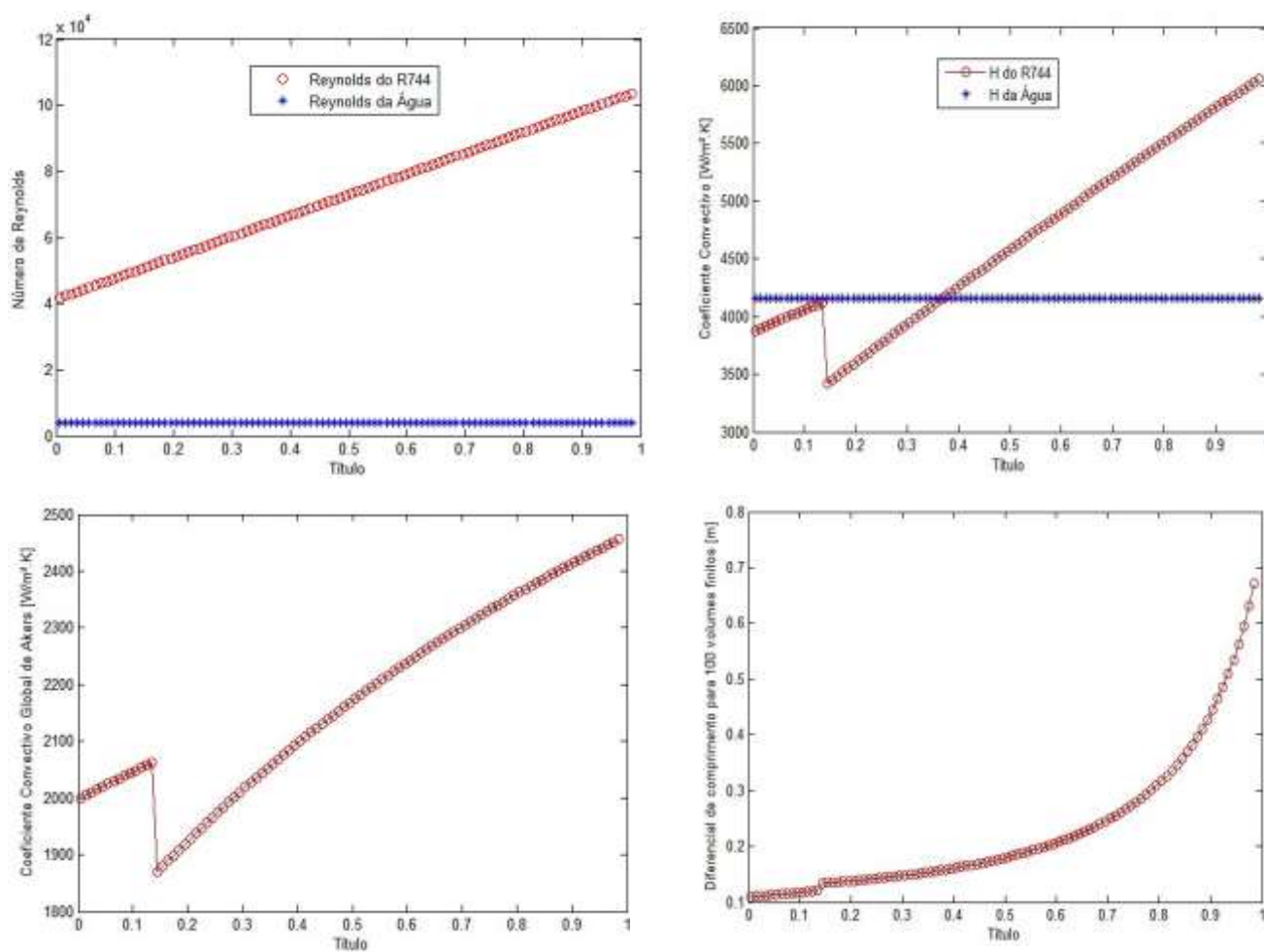
STOECKER, W. F.; JONES, J. W., Refrigeração e Ar Condicionado. São Paulo: McGraw- Hill, 1985, 481p.

ZHANG, F. Z.; JIANG, P. X.; ZHANG, Y. W. Efficiencies of subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger. Applied Thermal Engineering, v. 31, p. 432-438, 2011.

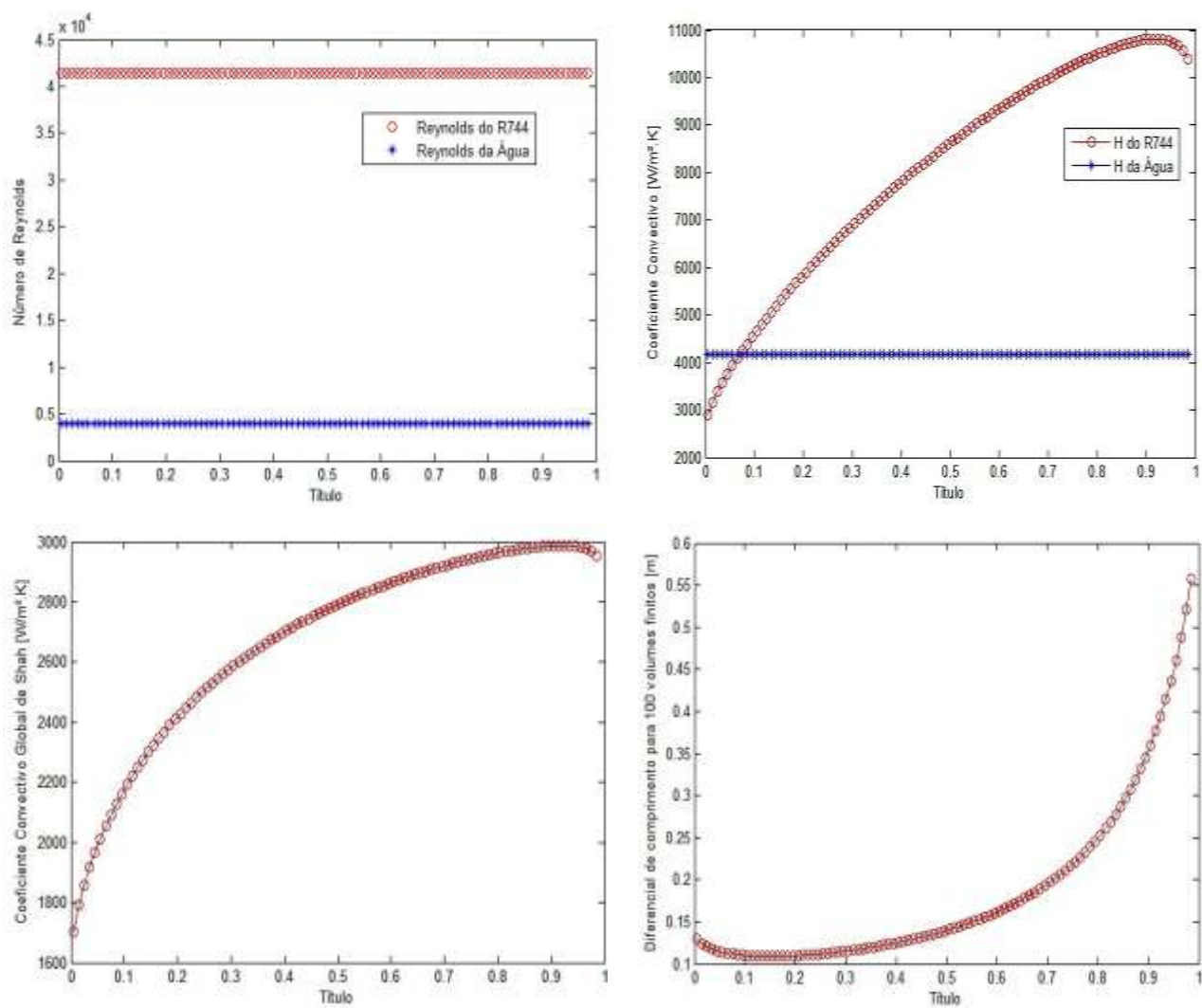
WIKA. Manômetro. Disponível em: <www.wika.com.br>. Acessado em 01 de novembro de 2016.

APÊNDICE A – GRÁFICOS DAS CORRELAÇÕES DO CONDENSADOR

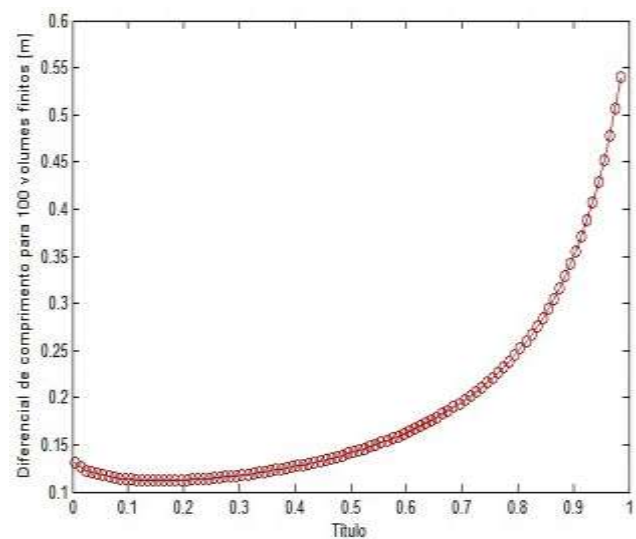
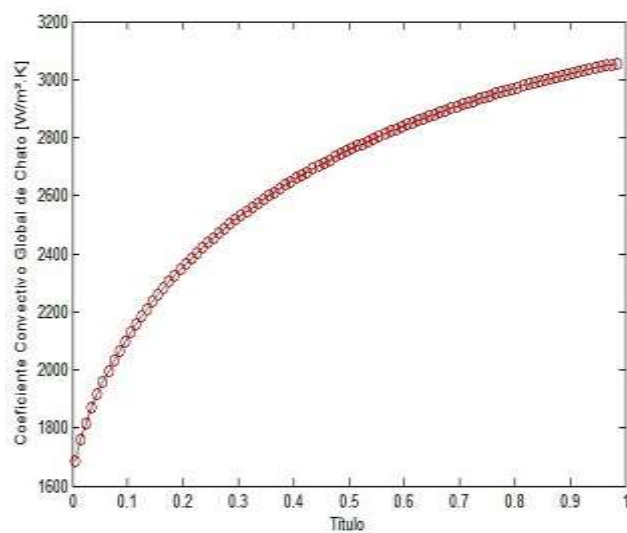
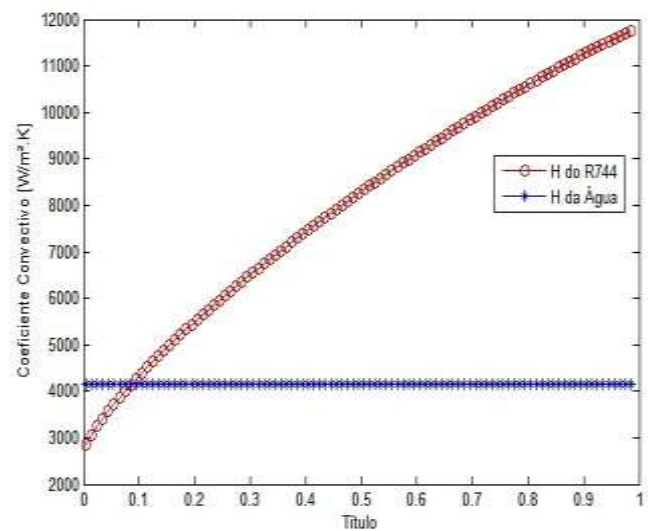
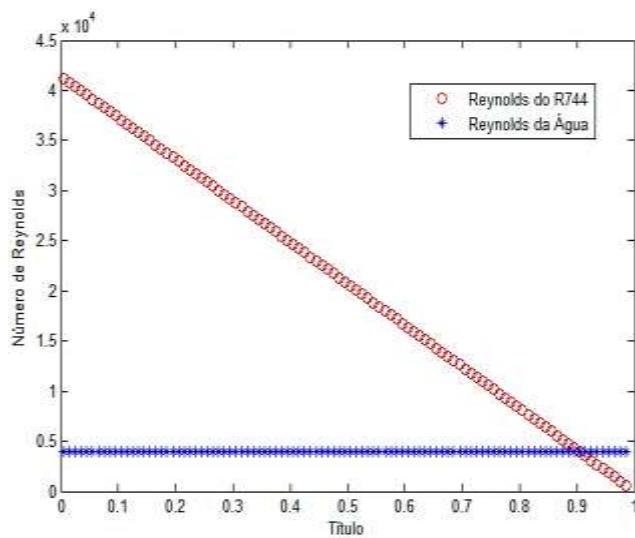
1. AKERS



2. SHAH



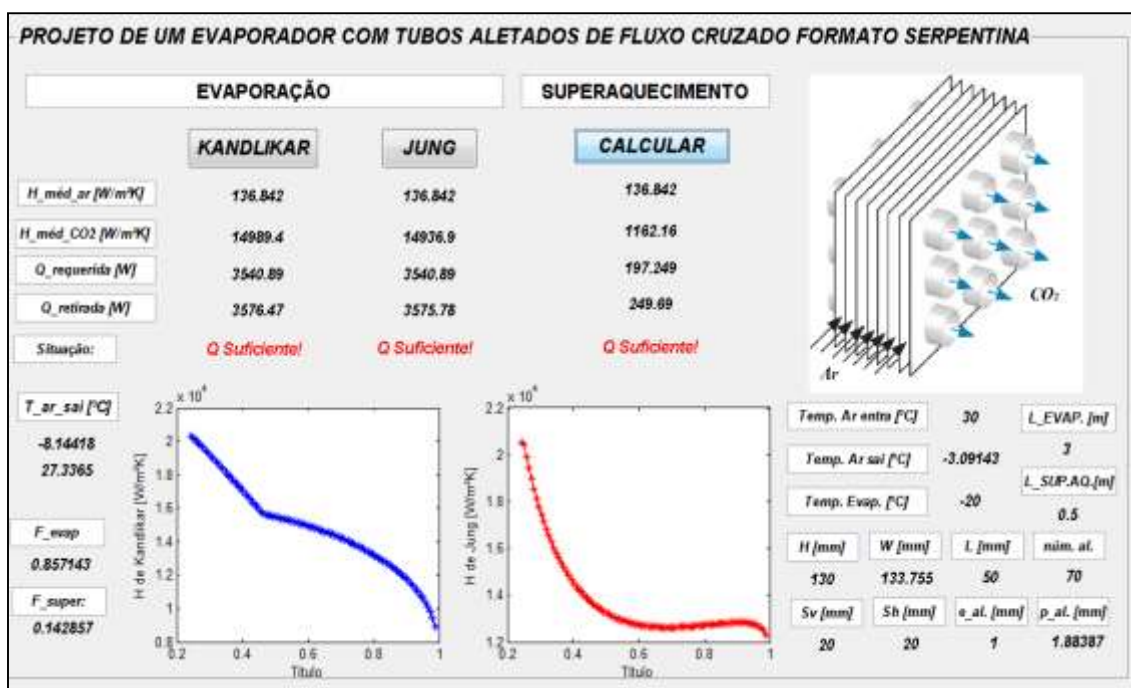
3. CHATO



APÊNDICE B – EVAPORADOR ALTERNATIVO PARA REALIZAÇÃO DE CONGELAMENTO

Para realizar congelamento o evaporador abaixo foi dimensionado pelo software proposto neste trabalho. Como se nota, considera-se ar seco entrando a aproximadamente 30 °C com velocidade de 4,6 m/s, com isso sua temperatura de saída foi de -3,09 °C.

B1 – Resultados do evaporador para congelamento



B2 – Dados de entrada do evaporador para congelamento

DADOS GERAIS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Fluido refrigerante (primário)	1	nap
Fluido secundário	Ar	nap
Título de entrada do refrigerante no evaporador	0,239	
T_evap: Temperatura de evaporação	-20	[°C]
T_ae: Temperatura de entrada do ar	30	[°C]
T_SA: Graus de superaquecimento	10	[°C]
Vm_f: Vazao massica do fluido refrigerante	58	[kg/h]
Umidade relativa do ar	0	
Vel_ar: Velocidade do ar que sai do ventilador	4,6	[m/s]
Di_f: Diametro interno do tubo de fluido refrigerante	6,35	[mm]
De_f: Diametro externo do tubo de fluido refrigerante	7,93	[mm]
n: Número de coeficientes convectivos para calcular a média	10000	
L_evap: Comprimento do trecho de evaporação	3	[m]
L_super: Comprimento do trecho de superaquecimento	0,5	[m]

B3 – Dados de saída do evaporador para congelamento

DADOS DO TROCADOR DE CALOR	VALOR	UNIDADE
S_v: Distância entre os tubos na vertical	20	[mm]
S_h: Distância entre os tubos na horizontal	20	[mm]
H: Altura do trocador	130	[mm]
L: Profundidade do trocador	50	[mm]
n_tub_V: Número de tubos na VERTICAL	7	
n_tub_H: Número de tubos na HORIZONTAL	3	
n_tub_TOTAL: Quantidade total de tubos	21	
n_curvas_V: Quantidade de curvas de diâmetro S_v	20	
n_curvas_H: Quantidade de curvas de diâmetro S_h	2	
W: Largura do trocador	133,75	[mm]
n_aletas: Quantidade de aleta	70	
p_aletas: Distância entre as aletas	1,8839	[mm]
e_aletas: Espessura da aleta	1	[mm]
P_ar: Pressão do ar (atmosférica)	101300	[Pa]
g: Gravidade no local	9,78	[m/s ²]
FE_a: Fator de encrustação da água que condensa sobre o tubo	0,0002	[m ² K/W]
k_tubos: Condutividade do material dos tubos (cobre)	385	[W/m*K]
k_aletas: Condutividade do material das aletas (cobre)	385	[W/m*K]