



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO DE UM APARELHO PRODUTOR DE
AR FRIO PARA FINS DE TRATAMENTO
TERAPÊUTICO**

Por
Diego Rafael Barboza Amorim

Brasília, 27 de Junho de 2012

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO DE UM APARELHO PRODUTOR DE
AR FRIO PARA FINS DE TRATAMENTO
TERAPÊUTICO**

POR

Diego Rafael Barboza Amorim

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Manoel Dias Pimenta (Orientador)

Prof. Antônio Francisco Parentes Fortes, UnB/ ENM

Prof. Marco Alfredo Di Lascio, UnB/ ENM

Brasília, 27 de Junho de 2012

Dedicatória

Dedico este fruto de meu esforço a todas as pessoas que contribuíram para a conclusão do projeto. Dedico às pessoas que, de certa forma, me ajudaram a chegar até aqui. Dedico em especial ao Dr. Eng. João Pimenta, aos meus familiares e a todos os meus amigos que contribuíram com importante apoio.

Diego Rafael B. Amorim

Agradecimentos

Agradeço aos meus familiares, em especial à minha mãe, senhora Mirian Barboza de Souza e aos meus avós, senhor Domingos Gomes Amorim e senhora Maria José Marins Rodriguez de Souza. Agradeço, também, aos amigos, professores, e aos funcionários do departamento.

Diego Rafael Barboza Amorim

RESUMO

O presente trabalho apresenta o relatório final do projeto de graduação em Engenharia Mecânica iniciado no segundo semestre de 2011. O tema realizado é o projeto de um aparelho produtor de ar frio para fins de tratamento terapêutico. Abordam-se aspectos teóricos sobre refrigeração. São desenvolvidos o dimensionamento, a seleção dos componentes e uma simulação do comportamento do sistema quando variam as condições de operação. A seguir, calcula-se o custo do aparelho e os valores são comparados com os modelos disponíveis no mercado. A área de resfriamento de pele possui, no Brasil, possui um potencial a ser explorado.

Palavras chave: relatório final, projeto de graduação, refrigeração comercial, refrigeradores de pele, *skin cooler*, *cryocooler*, crioterapia, tratamentos de pele.

ABSTRACT

This paper presents the final report of the graduation project in Mechanical Engineering started the second semester of 2011. The theme carried out is the design of an apparatus for producing cold air for therapeutic treatment. It addresses the theoretical aspects of refrigeration. Are developed sizing, selection of components and a simulation of system behavior when operating conditions vary. Then, it calculates the cost of the apparatus and the values are compared with models available on the market. The cooling area of skin has in Brazil a potential to be explored.

Keywords: final report, graduation project, commercial refrigeration, skin cooler, cryocooler, cryotherapy, skin treatments.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA	1
1.2	O ESTADO DA ARTE	2
1.3	OBJETIVOS	3
1.4	METODOLOGIA	3
1.5	ESTRUTURA DO TRABALHO	4
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	5
2.1	O CICLO DE CARNOT	5
2.2	COEFICIENTE DE PERFORMANCE	7
2.3	CICLO PADRÃO DE COMPRESSÃO A VAPOR	9
2.4	DESEMPENHO DE UM CICLO PADRÃO DE COMPRESSÃO A VAPOR	9
2.6	COMPRESSORES	11
2.7	CONDENSADORES E EVAPORADORES	14
2.7.1	O COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	19
2.7.2	DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA	20
2.7.4	CONDENSADORES	21
2.7.5	EVAPORADORES	24
2.8	DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO	28
2.8.1	TUBOS CAPILARES	28
2.8.2	VÁLVULA DE EXPANSÃO DE PRESSÃO CONSTANTE	32
2.8.3	VÁLVULAS DE BÓIA	33
2.8.4	VÁLVULAS DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICAS	34
2.8.5	VÁLVULAS DE EXPANSÃO ELÉTRICAS	39
2.9	FLUIDOS REFRIGERANTES	40
2.9.1	CRITÉRIOS PARA SELEÇÃO DE UM FLUIDO REFRIGERANTE	42
3	ANTEPROJETO	45
3.1	INTRODUÇÃO AO ANTEPROJETO	45
3.2	ESCOLHA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO	46
3.3	FLUIDO REFRIGERANTE	46
3.4	ANÁLISE DO CICLO ADOTADO	49
3.5	ANÁLISE DA SECAGEM DO AR	53
3.8	ANÁLISE DA TUBULAÇÃO	54
3.8.1	LINHA DE SUCCÃO	54
3.8.2	LINHA DE LÍQUIDO	55
3.8.3	LINHA DE DESCARGA	56
3.9	ANÁLISE DO SISTEMA DE CONTROLE	56
3.9.1	CONTROLE DO COMPRESSOR	56
3.9.2	CONTROLE DO CONDENSADOR	57
3.9.3	CONTROLE DO EVAPORADOR	57
3.9.4	CONTROLE DO SISTEMA DO APARELHO REFRIGERADOR	58
4	DIMENSIONAMENTO DO APARELHO	59
4.1	SELEÇÃO DA UNIDADE CONDENSADORA	59
4.2	SELEÇÃO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	60
4.3	SELEÇÃO DO EVAPORADOR	61
4.4	SELEÇÃO DA TUBULAÇÃO	63
4.4.1	LINHA DE SUCCÃO	63
4.4.2	LINHA DE DESCARGA	63
4.4.3	LINHA DE LÍQUIDO	64
4.5	SELEÇÃO DO ISOLAMENTO	64
4.6	SELEÇÃO DO SECADOR DE AR E FILTRO DE SILICA GEL	65
4.7	SELEÇÃO DA VÁLVULA DE FECHAMENTO	65
4.8	SELEÇÃO DO CONTROLADOR PARA AUTOMAÇÃO DO PROCESSO	65
4.9	SELEÇÃO DO SISTEMA DE PROTEÇÃO DE EQUIPAMENTOS	66
5	SIMULAÇÃO DO SISTEMA	66
5.1	SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR DA UNIDADE CONDENSADORA	66
5.2	SIMULAÇÃO DO DO CONDENSADOR DA UNIDADE CONDENSADORA	67

5.3	SIMULAÇÃO DO EVAPORADOR.....	69
5.4	ANÁLISE DE FORMAÇÃO DE GELO NO EVAPORADOR	70
5.5	SIMULAÇÃO DOS ISOLANTES TÉRMICOS.....	70
5.6	SIMULAÇÃO DO SISTEMA	71
5.7	AVALIAÇÃO DA ECONOMIA DE ENERGIA COM A VARIAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO 72	
6	CONCLUSÃO	75
	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	76
	ANEXOS.....	77

LISTA DE FIGURAS

Figura (2. 1) – Diagrama temperatura X entropia do ciclo de Carnot (Çengel e BONES, 2006).	5
Figura (2. 2) – Diagrama pressão X volume específico do ciclo de Carnot (Çengel e BONES, 2006).	5
Figura (2. 3) – Esquema do ciclo de refrigeração de Carnot (Stoecker e Jones, 1985).....	6
Figura (2. 4) – Gráfico temperatura X entropia do ciclo de refrigeração de Carnot (Stoecker e Jones, 1985).....	7
Figura (2. 5) – Trabalho líquido e refrigeração no ciclo de refrigeração de Carnot (Stoecker e Jones, 1985).....	8
Figura (2. 6) – Limites para Δt (Stoecker e Jones, 1985, modificada).....	9
Figura (2. 7) – Gráfico pressão X entalpia (Stoecker e Jones, 1985).	10
Figura (2. 8) – Desenho esquemático de um compressor alternativo.....	11
Figura (2. 9) – Unidade condensadora <i>DeLaval</i> (www.cafepoint.com.br, 2011).	12
Figura (2. 10) – Unidade condensadora <i>Danfoss</i> (www.refrigeracaomarechal.com.br, 2011).	12
Figura (2. 11) – Condensador resfriado a água (Fonte: ftp.demec.ufpr.br.).....	15
Figura (2. 12) – Regenerador ou sistema de leito duplo fixo (Kreith e Bohn, 2009).	17
Figura (2. 13) – Regenerador rotativo (Kreith e Bohn, 2009).	17
Figura (2. 14)– Trocador de calor simples do tipo tubo-dentro-de-tubo com contracorrente (Kreith e Bohn, 2009).	18
Figura (2. 15)– Trocador de calor de carcaça e tubos com defletores segmentares: duas passagens pelos tubos e uma pela carcaça (Kreith e Bohn, 2009).	19
Figura (2. 16)– Três tipos de defletor utilizados em trocadores de calor de carcaça e tubos; (a) defletor de orifícios; (b) defletor de disco e anel e (c) defletor segmentar (Kreith e Bohn, 2009).	19
Figura (2. 17) – Condensação em uma placa vertical (Stoecker e Jones, 1985).	22
Figura (2. 18)– Evaporador com recirculação de líquido com refrigerante no estado líquido deixando o evaporador (Stoecker e Jones, 1985).....	24
Figura (2. 19) – Coeficiente de transferência de calor na ebulição em piscina para água (McAdams, 1954).....	25
Figura (2. 20) – Coeficiente de transferência de calor para refrigerantes do tipo 12 e 22, evaporados na superfície externa de bancos de tubos. (Hoffmann, 1957).	26
Figura (2. 21) – Coeficientes de transferência de calor para o refrigerante 22 evaporando no interior dos tubos. As temperaturas de evaporação são: curva 1 a 10°C, 2 a 3°C e 3 a 2,8°C. (Stoecker e Jones, 1985).....	27
Figura (2. 22) – Tubos capilares de cobre (Hegofrio, 2011).	29
Figura (2. 23) – Pontos de equilíbrio entre um compressor alternativo e um tubo capilar (Stoecker e Jones, 1985).....	30
Figura (2. 24) - Condições de não-equilíbrio, com esvaziamento ou inundação do evaporador para pressão de condensação constante (Staebler, 1948).	30
Figura (2. 25) - Ponto D da Figura (2. 24) (Stoecker e Jones, 1985).	31
Figura (2. 26) - Condições de equilíbrio e não-equilíbrio com válvula de expansão de pressão constante (Stoecker e Jones, 1985).....	33
Figura (2. 27) - Válvula de bóia (Pimenta, 2008).....	33
Figura (2. 28) - Pontos de equilíbrio para distintas condições de carga com válvula de bóia para pressão de condensação constante (Stoecker e Jones, 1985).....	34
Figura (2. 29) - Válvula de expansão termostática (Pimenta, 2008a).	35
Figura (2. 30) - VET em aplicação industrial (Pimenta, 2008a).	35
Figura (2. 31) - VET operando em condições específicas (Pimenta, 2008a).	36
Figura (2. 32) - Desenho esquemático de uma VET (Pimenta, 2008a).	36
Figura (2. 33) - Princípio de funcionamento de uma VET com seu diagrama de forças (Pimenta, 2008a).....	36
Figura (2. 34) - Faixa de regulagem de VETs controladas por superaquecimento. (Stoecker e Jones, 1985).....	37

Figura (2. 35) - Característica de pressão-temperatura para refrigerante 22 como fluido ativo, resultando em um superaquecimento maior à baixa temperatura de evaporação. (Stoecker e Jones, 1985).....	38
Figura (2. 36) – Temperaturas no evaporador e no fluido ativo para uma VET com carga cruzada. (Stoecker e Jones, 1985).....	39
Figura (2. 37) – Válvula de expansão elétrica (Pimenta2008a) e desenho esquemático de uma válvula de expansão elétrica (Stoecker e Jones, 1985).	39
Figura (2. 38) – Diagrama que estabelece os critérios de seleção para um fluido refrigerante (Pimenta, 2008b).....	43
Figura (3. 1) – Fabijnect Freddo®.....	45
Figura (3. 2) – Zimmer Cryo6.	45
Figura (3. 3) – Resultados do ciclo de compressão a vapor para R404a.	50
Figura (3. 4) – Diagrama pressão X entalpia para R04a em condições ideais.	50
Figura (3. 5) – Resultados referentes à Figura (3. 4))......	51
Figura (3. 6) –Temperatura de condensação na unidade condensadora para os dados disponibilizados pelo fabricante.	51
Figura (3. 7) – Diagrama pressão X entalpia para as condições da unidade condensadora.	52
Figura (3. 8) – Resultados do diagrama da Figura (3. 6)Figura (3. 7).	52
Figura (3. 9) – Diagrama da Figura (3. 7) corrigido para temperaturas de superaquecimento e subresfriamento.	52
Figura (3. 10) – Cálculo de carga térmica a ser retirada do ar.	53
Figura (3. 11) – Correção da Figura (3. 8) para a carga térmica do ar.	53
Figura (3. 12) – Estratégia de controle PID para o evaporador.	57
Figura (4. 1) Figura (4. 1) apresenta a unidade condensadora selecionada.– Unidade condensadora Danfoss LCHC048, versões azul e preto.....	59
Figura (4. 2) – Válvula de expansão termostática e sensor de pressão <i>Danfoss</i>	61
Figura (4. 3) - Dados dimensionais do evaporador RVS 108B da Refrio.	61
Figura (4. 4) - Dados técnicos do evaporador RVS 108B da Refrio.	62
Figura (4. 5) – Dimensionamento da linha de aspiração.	63
Figura (4. 6) – Dimensionamento da linha de descarga.	64
Figura (4. 7) – Dimensionamento da linha de líquido.	64
Figura (4. 8) – Isolamento térmico de tubulações Polipex.	64
Figura (4. 9) – Fluipress filtro de sílica gel, capacidade máxima de 1500 L/minuto.	65
Figura (4. 10) – Válvula de fechamento Danfoss GBC 18s.	65
Figura (4. 11) – Controlador Metasys FEC.	66
Figura (4. 12) – Sensor de corrente; sensor de fluxo; relé de sobrecarga.....	66
Figura (5. 1) –Simulação do compressor para condições de carga plena.	67
Figura (5. 2) – Análise do condensador.	68
Figura (5. 3) - Análise do UA condensador executado no EES.	68
Figura (5. 4) – Condensador operando nas condições máximas de operação.	68
Figura (5. 5) – Análise do evaporador.....	69
Figura (5. 6) – Resultados da análise do evaporador calculados no EES.....	69
Figura (5. 7) – Análise da formação de gelo no evaporador.	70
Figura (5. 8) – Simulação dos isolantes térmicos.....	71
Figura (5. 9) – Características técnicas do isolante fornecidos pelo fabricante.....	71
Figura (5. 10) – Características técnicas do isolante fornecidos pelo fabricante.....	72

Figura (5. 11) – Simulação do aparelho produtor de ar frio.	72
Figura (5. 12) – Propriedades termodinâmicas dos pontos destacados naFigura (5. 11).	72
Figura (5. 13) – Análise da economia de energia na temperatura ambiente de 23°C.	73
Figura (5. 14) – Análise da economia de energia na temperatura ambiente de 20°C.	73
Figura (5. 15) – Análise da economia de energia reduzindo 20% da carga térmica.	74
Figura (5. 16) – Análise da economia de energia reduzindo 30% da carga térmica.	74
Figura (5. 17) – Análise da economia de energia reduzindo 40% da carga térmica.	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 2. 1– Alguns tipos de condensadores e evaporadores.....	14
Tabela 2. 2 – Alguns refrigerantes halocarbônicos (Stoecker e Jones, 1985).....	41
Tabela 2. 3 - Alguns refrigerantes inorgânicos.	41
Tabela 2. 4 - Alguns dos refrigerantes hidrocarbonetos.....	42
Tabela 2. 5 – Alguns refrigerantes e seus respectivos GWP's (Pimenta, 2008).	44
Tabela 3. 1 – Potenciais de depleção do ozônio e do aquecimento global dos principais fluidos refrigerantes.....	47
Tabela 3. 2 – Comparação dos três fluidos refrigerantes mais aplicáveis ao projeto.	48
Tabela 4. 1 – Dados dimensionais da Unidade Condensadora LCHC048.	60
Tabela 5. 1 – Cargas térmicas de evaporação em diferentes condições de operação.....	67

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
C_p	Calor específico a pressão constante	$[kJ/kg.K]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
h	Entalpia específica	$[kJ/kg]$
k	Condutividade térmica	$[kW/m.K]$
L	Comprimento	$[m]$
m	massa	$[kg]$
P	Pressão	$[Pa]$
Q	Calor	$[kJ]$
s	Entropia específica	$[kJ/kg.K]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C, K]$
U	Coefficiente global de transferência de calor	$[W/m^2.K]$
V	Velocidade	$[m/s]$
V	Volume	$[m^3]$
v	Volume específico	$[m^3/kg]$
W	Potência	$[W]$

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica	$[m^2/s]$
Δ	Variação entre duas grandezas similares	
ρ	Densidade	$[m^3/kg]$
η	Eficiência	
Σ	Somatório	
μ	Viscosidade dinâmica	$[kg/m.s]$

Grupos Adimensionais

Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds

Subscritos

amb	ambiente
o	externo
i	interno
in	entrada
out	saída
T_c	temperatura do fluido frio
T_h	temperatura do fluido quente
T_f	temperatura fria
T_q	temperatura quente

Sobrescritos

- Variação temporal
- Valor médio

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
COP	Coefficiente de Performance
DARPA	<i>(Defence Advanced Research Projects Agency)</i> Agência de Projetos de Pesquisas Avançadas da Defesa
EMBRACO	Empresa Brasileira de Compressores
EPA	<i>Environmental Protection Agency.</i> (Agência de Proteção Ambiental)
GWP	Potencial de Aquecimento Global
J-T	Joule-Thomson
ODP	Potencial de Depleção do Ozônio
PID	<i>Proportional Integral Derivative Control</i> (Controle Derivativo Integral Proporcional)
TEWI	Total Equivalente do Impacto por Aquecimento

1 INTRODUÇÃO

1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

Uma das áreas da aplicação da refrigeração é na dermatologia e na crioterapia. Com a popularização dos tratamentos dermatológicos, o mercado vem crescendo nos últimos anos. Dessa forma, um investimento no estudo de produtos de refrigeração para a dermatologia ganha uma importância a ser considerada.

A crioterapia é a aplicação terapêutica de qualquer substância ao corpo, resultando em uma retirada do calor corporal e, por meio disso, reduzindo a temperatura tecidual. A crioterapia é uma modalidade terapêutica aplicada intensamente na medicina do esporte (principalmente o gelo, que é utilizado, embora muitas vezes, sem fundamentos de pesquisa científica). Os efeitos fisiológicos ocasionados pelo uso da crioterapia são: anestesia; redução da dor; redução do espasmo muscular; estimulação do relaxamento, permitindo a mobilização precoce, e melhorando a amplitude de movimento; estimulação da rigidez articular, redução do metabolismo, inflamação, circulação, edema e quebra do ciclo dor-espasmo-dor. Na área neurocirúrgica e cirurgia cardíaca, vários estudos relatam a redução do metabolismo graças ao uso do frio que produzia uma hipotermia induzida clinicamente.

Swan e Patton ap Rodrigues (1995), relatam que um maior resfriamento permitiria que a circulação fosse interrompida por períodos mais longos de tempo. Najafi ap Rodrigues (1995) demonstrou, clinicamente, que a sobrevivência após cirurgia cardíaca era maior quando se utilizava hipotermia local profunda e oclusão total, do que quando se utilizava hipotermia sistêmica moderada e oclusão total ou perfusão normotérmica.

A escolha correta do método de aplicação deve ser baseada, principalmente, de acordo com a área a ser tratada, sendo que o tempo de aplicação varia tanto em relação ao método utilizado como à área, isto é, uma articulação que apresenta menor espessura do tecido adiposo (gordura). O tempo necessário para atingir o resfriamento é menor do que em uma outra área que possui uma maior quantidade de tecido adiposo.

Existem diversos estudos sobre a crioterapia aplicada em cada região do corpo. Uma fonte de pesquisa para o leitor que se interessar é o site <http://www.wgate.com.br/conteudo/medicinaesaude>.

Na área de clínica estética, os aparelhos de refrigeração comercial são utilizados para tratamentos de celulite, gordura localizada, estrias, manchas, depilação e rejuvenescimento. Seu uso é concomitante com aparelhos de laser, para resfriar a pele.

. O mercado da refrigeração dermatológica, no Brasil, ainda é pouco explorado. A maioria dos aparelhos utilizados nos tratamentos terapêuticos é importada. O estudo de um projeto nacional de um aparelho redutor de ar frio para esses fins ganha relevância a partir do momento que o custo de

aquisição de tais aparatos torna-se consideravelmente elevado, considerando-se a taxa cambial e a tributação sobre produtos importados, e que a demanda por tais aparelhos é significativa em todo o Brasil. Tendo em vista esse mercado pouco explorado, um aparelho nacional desenvolvido para esses fins é considerado como uma boa oportunidade de investimento.

1.2 O ESTADO DA ARTE

Os refrigeradores criogênicos são pequenos, operam a baixas temperaturas frigoríficas que fornecem não mais do que poucos watts de resfriamento geralmente. São chamados de *cryocoolers*. Problemas de eficiência, falta de confiabilidade, tamanho, massa, vibração, e custo têm sido grandes preocupações para os desenvolvedores do *cryocooler*. Estudos na área de criogenia e de resfriadores criogênicos são definidos para temperaturas abaixo de 125K. Uma área semelhante, mas que não atende às definições da fronteira da crioterapia são os *skin coolers*, ou resfriadores de pele.

Existem produtos específicos para diversos tratamentos de pele, dentre os quais, podem-se citar as seguintes aplicações: rejuvenescimento, anti-envelhecimento, eliminação de celulites, gordura localizada, lipoaspiração, espasmos musculares, estrias, cicatrizes, e para a face: *lifting* de pele, redução de rugas. Além disso, substitui a necessidade da anestesia em certos tipos de tratamento e, também, criocirurgia.

A Tabela (1. 1) apresenta os principais fabricantes e seus respectivos modelos dos *skin coolers*.

Tabela 1. 1 – Principais marcas e modelos dos resfriadores de pele.

Marca	Modelo	Preço de aquisição
Fabinject	Freddo	U\$ 8.000,00
Zimmer	Cryo5	U\$10.000,00
Zimmer	Cryo6 (update)	U\$12.000,00
Milesman	Laser Milesman	Não fornecido

O Freddo foi especialmente projetado para auxiliar em procedimentos de tratamento da pele a laser/luz pulsada em que se queira criar analgesia na área a ser tratada. Sua característica principal de funcionamento é a produção de um jato frio soprado através de um compressor de alto fluxo. Este jato, em contato com a superfície da pele, produz uma crioanalgesia temporária, possibilitando transformar tratamentos doloridos em tratamentos mais confortáveis para o paciente.

Este equipamento não utiliza consumíveis, pois ar é seu fluido analgésico, consome 0,56 kW/h. A temperatura do ar na saída do bocal é de -35°C a -20°C, a temperatura mínima é -40°C, o compressor possui três níveis de velocidades, opera com temperatura ambiente de 20°C a 25°C e, conforme dados

do fabricante, é fácil de transportar por suas reduzidas dimensões 86 x 48 x 50 cm e peso, e de simples utilização, pois tem um painel com interface “amigável” para o usuário e livre de manutenção, pois não requer o esvaziamento da água condensada, já que não acumula água.

O Cryo 5 consiste em um aparelho elétrico, que resfria o ar ambiente numa temperatura de até -30°C, que pode ser regulado digitalmente. A distância da extremidade do aparelho deve ser de 5 a 20 cm da pele. O aparelho traz uma comodidade ao paciente em relação à umidade e ao fisioterapeuta, por ter diversos tamanhos adaptáveis (5 a 10 mm) com a extremidade, podendo ter uma aplicação mais individualizada. O fabricante desse aparelho recomenda o uso dessa técnica de aplicação da crioterapia de 1 a 10 min. Foi pedido ao fabricante algum trabalho experimental para verificação da comprovação dos efeitos desse aparelho, mas não se obteve resposta até então. O Cryo 5 funciona com ar natural, livre de custos adicionais. O cryo 6 é um aprimoramento do modelo anterior. Consome menos energia e tem mais regulagens para vazões de ar. Opera a 115V/60 Hz, com uma potência requerida de 1kW. Em *stand-by*, consome 260W/h. Foi desenvolvido de acordo com a IEC 601-1: Classe I, Tipo BMDD/MPG: Classe IIa. O tubo pelo qual o ar é vazado tem 1,83m; suas medidas de altura, largura e comprimento são, respectivamente, 63,5 cm, 38,1 cm e 68,58 cm e pesa 60 kg.

O refrigerador Milesman pesa 38 kg e tem como dimensões de altura, largura e comprimento, respectivamente 6,42 cm, 4,65 cm e 5,40 cm. O aparelho, em conjunto com o laser (o equipamento é vendido em conjunto) consome 2kW de potência e tem como especificações elétricas 100–120 VAC, 12A;200–240 VAC, 6A 50/60 Hz. As demais especificações de operação do componente de refrigeração do aparelho não são fornecidas.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho de conclusão de curso é o projeto de um aparelho gerador de ar frio para fins de tratamento terapêutico.

1.4 METODOLOGIA

O projeto apresentado é de duração de um ano. No primeiro semestre, foi realizada uma pesquisa sobre os diversos tipos de tratamento a baixas temperaturas. Foram encontrados estudos sobre tratamentos a temperaturas perto do zero absoluto. Em seguida, buscou-se trabalhos acadêmicos e tecnológicos para tratamentos de pele a temperaturas em torno de 240K. Estudos sobre os ciclos de refrigeração existentes foi realizado e então um tipo de ciclo foi adotado. A primeira metade do presente trabalho baseou-se na pesquisa científica e no início do anteprojeto e da seleção dos componentes. De acordo com as demandas do mercado por produtos produtores de ar frio a baixo custo, foi projetado termodinamicamente um aparelho que atendesse às demandas do mercado de

tratamentos de pele. O projeto eletrônico e de controle pode ser revisto e otimizado por um engenheiro especializado.

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho é estruturado da seguinte maneira:

- Introdução;
- Fundamentação teórica;
- Anteprojeto;
- Dimensionamento;
- Simulação;
- Conclusão.

O capítulo 1 é a introdução. Ela apresenta o que é o trabalho e o mercado na área de frio e dermato-refrigeradores. O capítulo 2 trata da fundamentação teórica, *i.e.*, apresenta os conhecimentos necessários para a realização do dimensionamento do *skin-cooler*. Um estudo dos elementos possíveis a serem selecionados para o projeto é apresentado. O capítulo 3 apresenta o anteprojeto, ilustrando quais as possibilidades distintas de se dimensionar o aparelho e qual é a mais viável, para o caso em questão. O capítulo 4 é destinado ao dimensionamento dos componentes com conseqüente seleção dos modelos e fabricantes. O capítulo 5 trata de uma simulação teórica realizada por computador do aparelho e o capítulo 6 é a conclusão do trabalho.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 O CICLO DE CARNOT

O ciclo de Carnot é composto por quatro processos totalmente reversíveis (Çengel e Bunes, 2007): fornecimento isotérmico de calor, expansão isoentrópica, rejeição isotérmica de calor e compressão isoentrópica. Os diagramas estão traçados nas Figs (2. 1) e (2. 2).

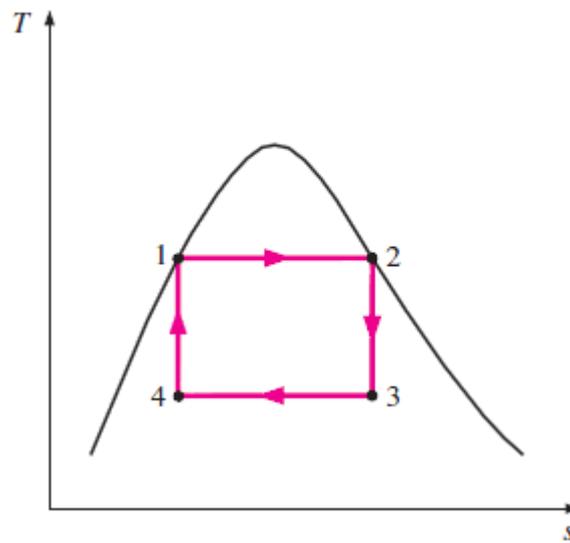


Figura (2. 1) – Diagrama temperatura X entropia do ciclo de Carnot (Çengel e Bunes, 2006).

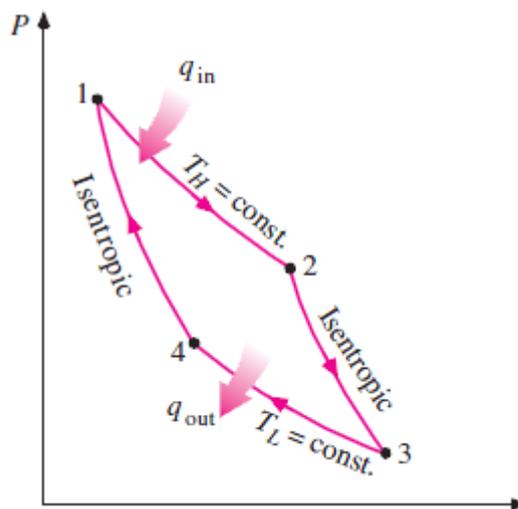


Figura (2. 2) – Diagrama pressão X volume específico do ciclo de Carnot (Çengel e Bunes, 2006).

O ciclo de Carnot pode ser executado em um sistema fechado ou em um sistema com escoamento em regime permanente e o fluido de trabalho pode ser um gás ou um vapor. No presente projeto, o fluido de trabalho adotado encontra-se na forma de vapor. Dos ciclos térmicos existentes, o ciclo de

Carnot é o mais eficiente que pode ser executado entre uma fonte de calor à temperatura T_Q e um sumidouro à temperatura T_F . Sua eficiência térmica pode ser expressada como na Eq (2. 1):

$$\eta_{t,Carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_Q} \quad (2. 1)$$

Na realidade, uma transferência de calor isotérmica reversível é muito difícil de ser realizada. Para tanto, seriam exigidos trocadores de calor de áreas muito extensas e muito tempo. Dessa forma, projetar um refrigerador que se aproxime bastante ao ciclo ideal de Carnot torna-se inviável.

Para o projeto do refrigerador, o ciclo de Carnot opera no sentido inverso, transferindo energia do nível mais baixo de temperatura para o mais alto. Para que isso ocorra, a ação de trabalho externo é necessária. O esquema do ciclo é apresentado na Fig (2. 3) , o diagrama temperatura X entropia do ciclo de refrigeração de calor é idêntico ao da Fig (2. 1), apresentando apenas os sentidos do processo invertidos, como apresentado na Fig (2. 4), a seguir.

A extração de calor da fonte de baixa temperatura no processo 4-1 é a finalidade do ciclo para o caso do projeto. Todos os outros processos do ciclo ocorrem para a transferência de energia retirada da fonte de baixa temperatura para um reservatório conveniente de temperatura alta (Stoecker e Jones, 1985).

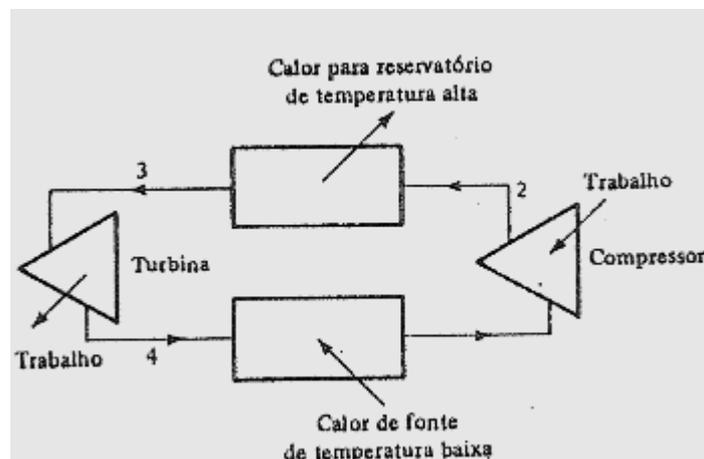


Figura (2. 3) – Esquema do ciclo de refrigeração de Carnot (Stoecker e Jones, 1985).

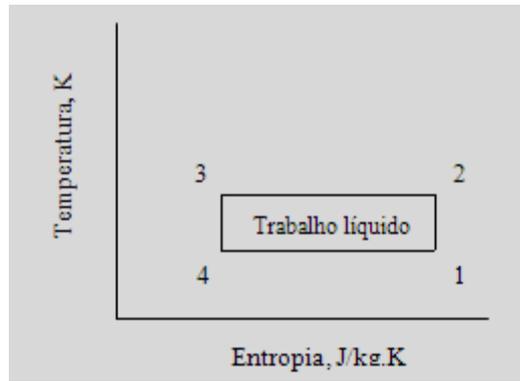


Figura (2. 4) – Gráfico temperatura X entropia do ciclo de refrigeração de Carnot (Stoecker e Jones, 1985).

2.2 COEFICIENTE DE PERFORMANCE

Para se poder realizar uma avaliação de desempenho do aparelho de refrigeração, uma eficiência deveria ser definida. Entretanto, o índice de desempenho não é denominado eficiência porque esse termo é geralmente reservado para designar a razão entre o que sai e o que entra (Stoecker e Jones, 185). Essa razão poderia levar a interpretações errôneas se aplicada a um sistema de refrigeração, uma vez que a energia que sai, geralmente, é perdida. Para se medir a eficiência do sistema, um coeficiente de performance COP é definido como se segue, na Eq (2. 2):

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito útil}}{\text{Ação necessária}} \quad (2. 2)$$

A Eq (2. 2) torna-se, então, da seguinte maneira (Eq 2. 3):

$$\text{COP} = \frac{\text{refrigeração útil}}{\text{trabalho líquido}} \quad (2. 3)$$

Os termos que aparecem para o cálculo do COP devem ter as mesmas dimensões, de forma que seu resultado seja adimensional.

Analisando a forma com a qual é definido o coeficiente de performance, conclui-se que um elevado COP é desejável, pois, dessa forma, produz-se uma elevada refrigeração útil com um consumo pequeno de trabalho líquido. Graficamente, o COP pode ser encontrado na Fig (2. 5), a seguir:

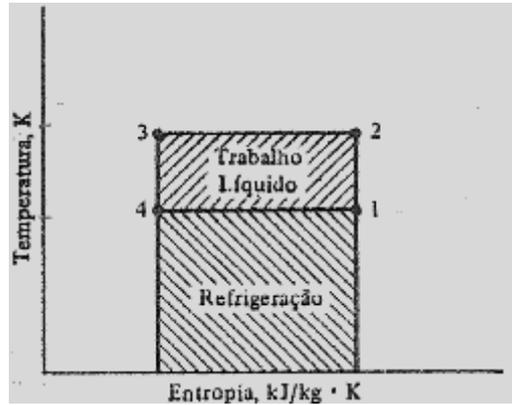


Figura (2. 5) – Trabalho líquido e refrigeração no ciclo de refrigeração de Carnot (Stoecker e Jones, 1985).

Analisando a Fig (2. 5) e sabendo que (Eq 2. 4):

$$\delta Q = T.ds \quad (2. 4)$$

tem-se que o trabalho líquido resulta do calor trocado no processo 2-3 subtraído do calor trocado no processo 4-1. Usando a definição de COP combinada com a Eq (2. 4), tem-se a Eq (2. 5):

$$\text{COP} = \frac{T_1(s_1 - s_4)}{T_2 - T_1(s_1 - s_4)} \quad (2. 5)$$

o que resulta na Eq (2. 6):

$$\text{COP} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2. 6)$$

A Equação Eq (2. 6) ilustra duas maneiras de se elevar o COP:

As condições para um melhor desempenho atem-se a tentar obter as temperaturas mais próximas possíveis às ambiente e de refrigeração para que se obtenha o maior COP possível, apresentando um $\Delta t \rightarrow 0$, como ilustra a Fig (2. 6):

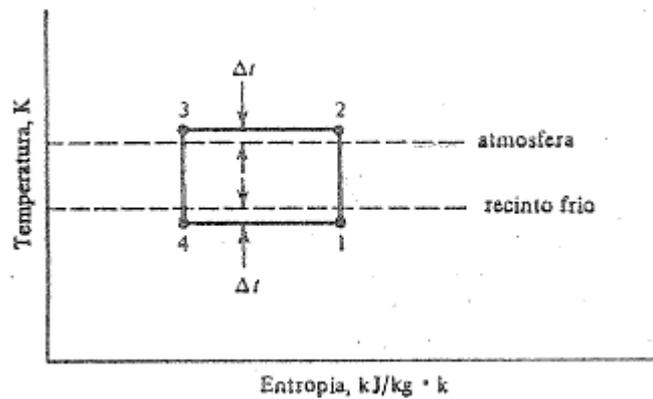


Figura (2. 6) – Limites para Δt (Stoecker e Jones, 1985, modificada).

2.3 CICLO PADRÃO DE COMPRESSÃO A VAPOR

O ciclo padrão de compressão a vapor ocorre em quatro etapas, com o refrigerante operando entre os estágios de líquido e vapor saturados. Os quatro processos são explicitados abaixo (Stoecker e Jabardo, 2002):

1-2 Compressão isentrópica até a pressão de condensação;

2-3 Redução na temperatura do vapor seguida de condensação até líquido saturado à pressão constante;

3-4 Expansão isoentálpica até a pressão de evaporação no dispositivo de expansão;

4-1 Evaporação até o estado de vapor saturado à pressão constante.

O ciclo real de compressão a vapor sofre algumas pequenas variações com relação ao ciclo padrão. Estudos referentes à sua termodinâmica e à modificação do ciclo padrão de compressão a vapor podem ser encontradas na literatura.

2.4 DESEMPENHO DE UM CICLO PADRÃO DE COMPRESSÃO A VAPOR

Uma maneira de se determinar os parâmetros importantes de um ciclo de compressão a vapor padrão é analisar o diagrama pressão-entalpia. Os parâmetros a serem analisados são: trabalho de compressão; taxa de rejeição de calor, efeito de refrigeração; coeficiente de performance; vazão em volume de refrigerante por quilowatt de refrigeração e a potência por quilowatt de refrigeração. O trabalho de compressão por quilogramas é a variação de entalpia no processo 1-2 da Fig (2. 7). Usando a equação de energia para volume de controle em regime permanente, tem-se a Eq (2. 7):

$$h_1 + q = h_2 + w \quad (2.7)$$

Como a compressão é admitida como isoentrópica, $q=0$ e $w = h_1 - h_2$. A diferença de entalpia é negativa pelo fato de o trabalho ser exercido sobre o sistema. O trabalho de compressão pode ser facilmente encontrado na Fig (2. 7) e sua importância é dada na determinação do COP e na maior parcela do custo operacional do projeto:



Figura (2. 7) – Gráfico pressão X entalpia (Stoecker e Jones, 1985).

A rejeição de calor é dada no processo 2-3 e pode ser calculada, em $\frac{KJ}{Kg}$, pela diferença $h_3 - h_2$. O valor $h_3 - h_2$ é negativo em virtude de o calor estar sendo rejeitado pelo sistema. O valor do calor cedido pelo refrigerante pode ser usado no dimensionamento do condensador e na determinação da vazão do fluido de resfriamento no condensador. Como a expansão é isoentálpica, $h_3 = h_4$, e o calor absorvido no evaporador, isto é, o efeito de refrigeração, é dado por $h_1 - h_4$.

Tendo como base o diagrama pressão X entalpia, o COP pode ser calculado como segue, na Eq (2. 8):

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.8)$$

Geralmente, a vazão em volume do refrigerante é referida ao estado representado pelo ponto 1, na admissão do compressor. A vazão em volume proporciona uma idéia aproximada do tamanho do compressor. A potência por quilowatt de refrigeração é o inverso do coeficiente de performance. Um

sistema deve apresentar um valor baixo de potência por kW de refrigeração, mas um alto coeficiente de performance.

2.6 COMPRESSORES

O compressor é a base de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor. Através dele, trabalho é realizado ao ciclo termodinâmico para que calor saia de uma fonte fria em direção a uma fonte quente. Existem diversos tipos de compressores, tais como alternativos, rotativos parafuso e de palhetas e centrífugos (Stoecker e Jabardo,2002). Este tópico se atém ao compressor alternativo, o mesmo requerido para o desenvolvimento do presente projeto.

O compressor alternativo consiste de um êmbolo movendo-se alternadamente no interior de um cilindro, com as válvulas de aspiração e descarga dispostas convenientemente para permitir a compressão (Stoecker e Jones, 1985), como ilustrado esquematicamente na Fig (2. 8). Esses compressores podem ser mono ou multi-cilindros, podendo os últimos estarem dispostos em V, W radialmente ou em linha, dependendo do tipo de projeto.

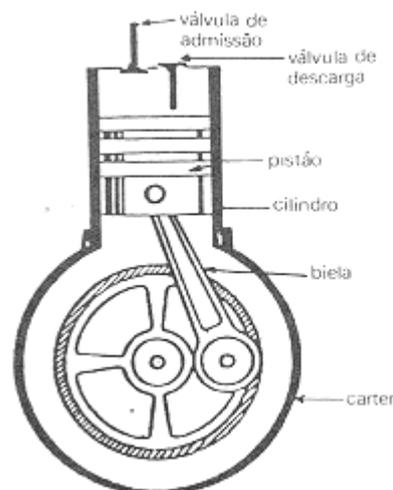


Figura (2. 8) – Desenho esquemático de um compressor alternativo.

Com relação ao tipo, os compressores podem ser abertos, semi-herméticos ou herméticos. Nos compressores abertos, o virabrequim atravessa a carcaça de tal modo que um motor externo pode ser aplicado. Nos semi-herméticos, o cabeçote é removível, permitindo a manutenção das válvulas e dos êmbolos, como é o caso de unidades herméticas de grande capacidade. Os compressores herméticos apresentam o motor e o compressor inseridos na mesma carcaça.

Na refrigeração industrial, uma prática muito comum é a de se combinarem o compressor, o motor e o condensador naquilo que é chamado de unidade condensadora. Unidades condensadoras são

encontradas facilmente no mercado e devem estar dispostas distantes da válvula de expansão e do evaporador. As Figuras (2. 9) e (2. 10) ilustram unidades condensadoras presentes no mercado.



Figura (2. 9) – Unidade condensadora *DeLaval* (www.cafepoint.com.br, 2011).



Figura (2. 10) – Unidade condensadora *Danfoss* (www.refrigeracaomarechal.com.br, 2011).

Para a correta seleção do compressor a ser utilizado, alguns fatores do projeto devem ser considerados, a seguir:

Trabalho de compressão: é a energia por quilo consumida pelo compressor para elevar a pressão do vapor superaquecido até pressão de entrada do condensador. É calculada da seguinte maneira:

$$w = h_1 - h_2 ;$$

Capacidade de refrigeração: é definida pela quantidade de calor por unidade de tempo que pode ser retirada da fonte fria. Calcula-se a capacidade de refrigeração através da Eq (2. 9):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \tag{2. 9}$$

Coefficiente de Performance: número adimensional que demonstra o quanto que um sistema tem de capacidade de refrigeração a uma dada potência de compressão Eq (2. 8).

Vazão em volume de refrigerante por quilowatt de refrigeração: É um indicativo do tamanho físico do compressor (compressores alternativos) para produzir 1kW de refrigeração. Aumenta com a diminuição da temperatura de evaporação (Stoecker e Jones, 1985);

Potência por quilowatt de refrigeração: inverso do COP (Eq 2. 8).

Além dos fatores do projeto, índices de desempenho são importantes para se determinar as características do compressor, os quais, a seguir:

- **Eficiência volumétrica efetiva** (Eq 2. 10):

$$\eta_{ve} = \frac{\text{vazão que entra no compressor, } \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\text{taxa de deslocamento do compressor, } \frac{\text{m}^3}{\text{s}}} \quad (2. 10)$$

- **Eficiência volumétrica do espaço nocivo** : Primeiramente, define-se fração de espaço nocivo m (Eq 2. 11):

$$m = \frac{V_{desc}}{V_{asp} - V_{desc}} \quad (2. 11)$$

para compressão isoentrópica. Dessa forma, a eficiência volumétrica do espaço nocivo é definida como na Eq (2. 12):

$$\eta_{vn} = 1 - m \left(\frac{V_{asp}}{V_{desc}} - 1 \right) \quad (2. 12)$$

- **Eficiência de compressão:** Define a relação entre o trabalho de compressão ideal e o trabalho real de compressão. As eficiências variam entre 65 e 70% para compressores alternativos abertos (Stoecker e Jones, 1985). Dessa forma, a eficiência de compressão é definida na Eq (2. 13):

$$\eta_{vn} = 1 - m \left(\frac{V_{asp}}{V_{desc}} - 1 \right) \quad (2. 13)$$

Além dos fatores de projeto e dos índices de desempenho citados acima, algumas características ao uso do compressor devem ser observadas. Pode ser encontrado, na literatura, que o desempenho do compressor decresce com o aumento da temperatura de condensação e/ou com a diminuição da temperatura de evaporação. A literatura propõe realizar um controle de qualidade do uso do compressor mediante às variações exigidas da temperatura de evaporação no uso do aparelho.

2.7 CONDENSADORES E EVAPORADORES

Dos quatro componentes do ciclo padrão de compressor a vapor, o condensador e o evaporador são os elementos do ciclo de Carnot que realizam a transferência de calor do sistema para a vizinhança. O condensador é o responsável pela troca de calor com a fonte quente enquanto que o evaporador, pela troca de calor com a fonte fria. Por essa razão e dado que o estudo de transferência de calor no condensador e no evaporador serem semelhantes, os mesmos estão dispostos em um só tópico.

A troca de calor entre o fluido refrigerante e o fluido com o qual o calor é trocado pode ocorrer como na Tabela 2. 1(2. 1) abaixo (adaptada de Stoecker e Jones ,1985). Entende-se, no presente projeto, como líquido a ser resfriado a água e o gás a ser resfriado o ar ambiente. A Figura (2. 11) ilustra um condensador resfriado a água.

Tabela 2. 1– Alguns tipos de condensadores e evaporadores

Componente	Refrigerante	Fluido
Condensador	Dentro dos tubos	Gás por fora
		Líquido por fora*
	Fora dos tubos	Gás por dentro*
		Líquido por dentro
Evaporador	Dentro dos tubos	Gás por fora
		Líquido por fora
	Fora dos tubos	Gás por dentro*
		Líquido por dentro

* Raramente utilizado

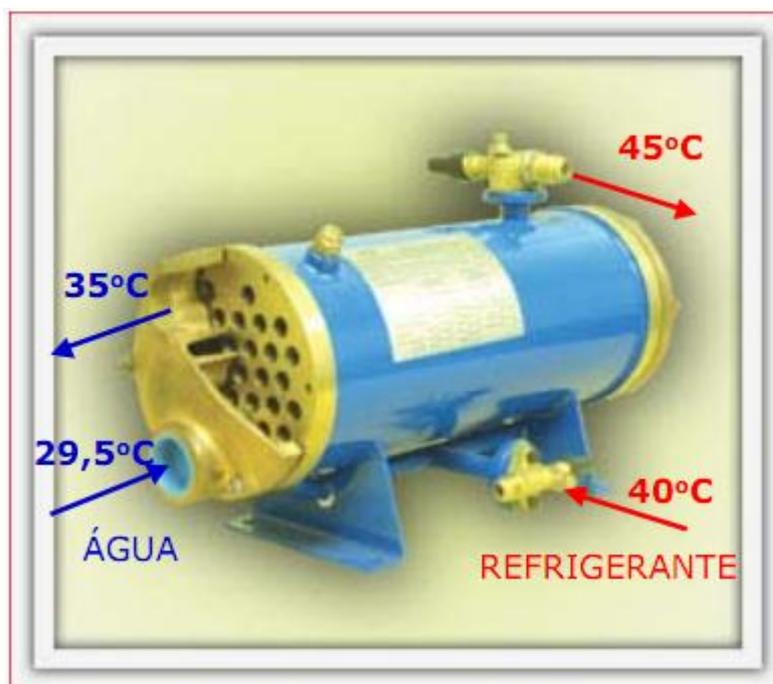


Figura (2. 11) – Condensador resfriado a água (Fonte: ftp.demec.ufpr.br).

Para o dimensionamento dos compressores e evaporadores, é de fundamental importância ser tratado o assunto de coeficiente global de transferência de calor. Em resumo, o coeficiente global de transferência de calor equivale ao conjunto de todos os coeficientes de transferência de calor, por condução, convecção e radiação atuando ao mesmo tempo. Dessa forma, tem-se a Eq (2. 14):

$$q = U.A.\Delta T \quad (2. 14)$$

em que U é o coeficiente global de transferência de calor, em $W/m^2.K$; A é a área da troca de calor, em m^2 , e ΔT é a diferença de temperatura entre as partes que trocam calor, em $^{\circ}C$ ou em K .

O coeficiente global de transferência de calor para um evaporador ou condensador é a constante de proporcionalidade que, quando multiplicada pela área de troca e pela diferença média de temperatura entre os fluidos, fornece a quantidade de troca de calor. O fluido de resfriamento ou aquecimento, no evaporador e no condensador, respectivamente, pode escoar interna ou externamente ao fluido refrigerante, no denominado “envoltório e tubos”, entre outras possibilidades. Existem alguns tipos de trocadores de calor a serem observadas, as quais são (Kreith e Bohn, 2009):

- **Recuperadores:** Trocador de calor em que os fluidos quente e frio são separados por uma parede e o calor é transferido por meio de uma combinação de convecção para e a partir da parede e de condução através da parede, podendo possuir inclusas superfícies estendidas, como aletas ou outros dispositivos de aumento de transferência de calor.
- **Regeneradores:** Trocador de calor em que os fluidos quente e frio ocupam alternadamente o mesmo espaço no núcleo do trocador. Este núcleo ou “matriz” serve como dispositivo de armazenagem de calor que, periodicamente aquecido pelo fluido quente, transfere calor para o fluido frio. Na configuração de matriz fixa, os fluidos quente e frio passam alternadamente através de um trocador estacionário. Para a operação contínua, são necessárias duas ou mais matrizes, como mostra a Fig (2. 12). Um regenerador rotativo também é encontrado na literatura (Fig 2. 13).
- **Trocadores de calor de contato direto:** nesse tipo, os fluidos quente e frio entram em contato direto. Exemplo disso é uma torre de refrigeração, na qual, um jorro de água cai do topo da torre e entra em contato direto com um fluxo de ar ascendente, que o resfria. Outros sistemas de contato direto utilizam líquidos imiscíveis ou troca de sólido para gás. É um método ainda com vasta área em pesquisa científica.

O tipo de trocador de calor *recuperador* é o mais usado atualmente para refrigeração industrial, tanto no projeto de condensadores quanto de evaporadores. Um exemplo de envoltório e tubo é ilustrado na Fig (2. 14), no qual o escoamento pode ocorrer em paralelo ou em contracorrente, em que T_h e T_c são as temperaturas do fluido quente e frio, respectivamente.

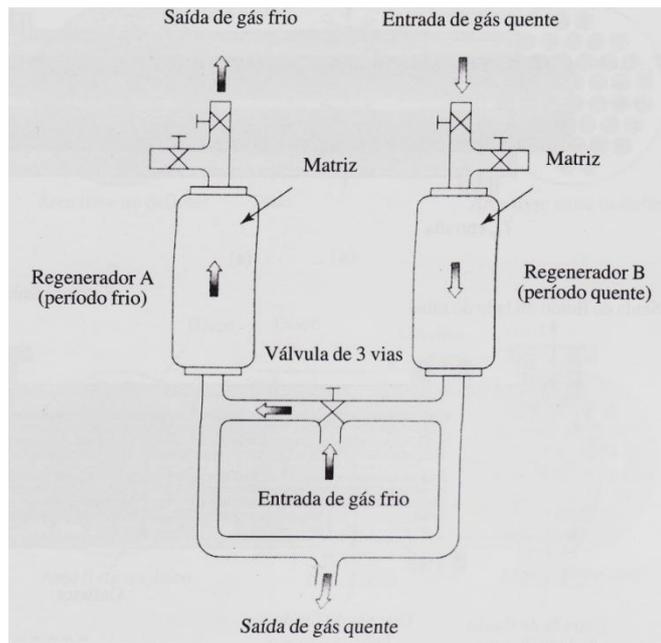


Figura (2. 12) – Regenerador ou sistema de leito duplo fixo (Kreith e Bohn, 2009).

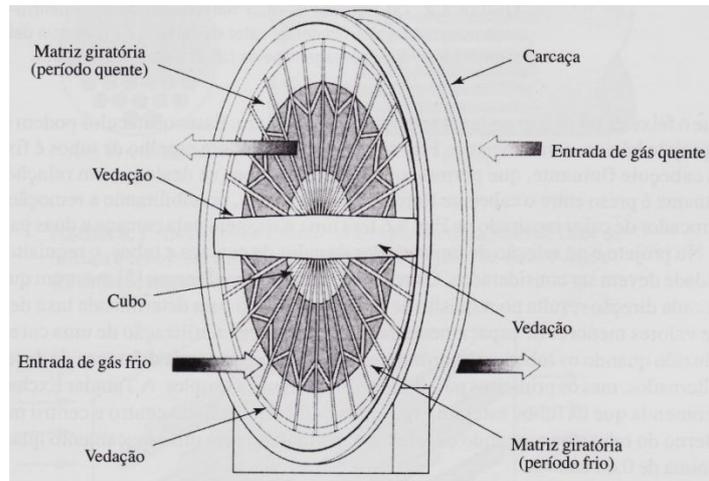


Figura (2. 13) – Regenerador rotativo (Kreith e Bohn, 2009).

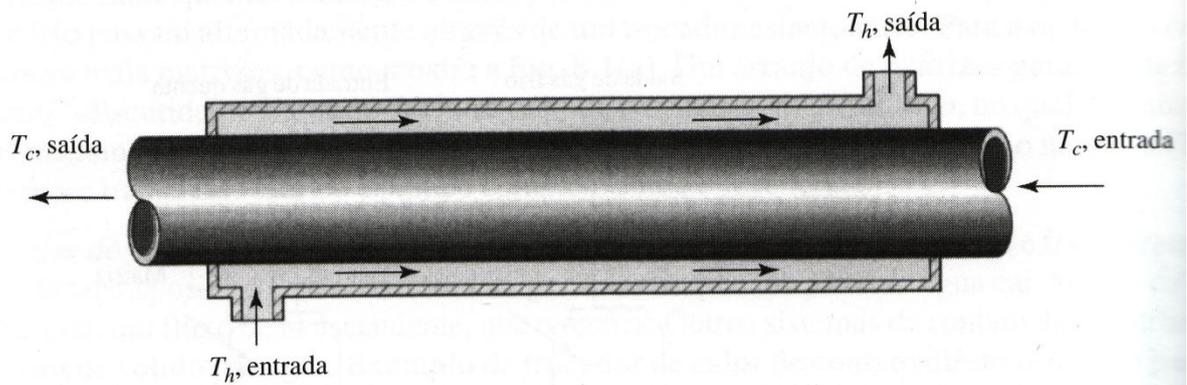


Figura (2. 14)– Trocador de calor simples do tipo tubo-dentro-de-tubo com contracorrente (Kreith e Bohn, 2009).

No tipo do trocador de calor supracitado, um fluido desloca-se dentro de tubos e outro fluido é forçado a se deslocar ao longo do envoltório e sobre a parte externa dos tubos. O fluido é forçado a deslocar-se sobre os tubos e não ao longo deles, pois, assim, obtém-se um coeficiente de transferência de calor mais alto no escoamento cruzado que no escoamento paralelo aos tubos. Para obter correntes cruzadas do lado do envoltório, defletores são posicionados dentro do envoltório, como mostra a Fig (2. 15). Esses defletores garantem que o escoamento se desloque transversalmente aos tubos em cada seção, escoando para baixo na primeira, para cima na segunda e mantendo a alternância. Dependendo do arranjo dos coletores nas duas extremidades do trocador de calor, obtém-se uma ou mais passagens pelos tubos. Para um arranjo de duas passagens pelos tubos, o coletor de entrada é dividido de modo que o fluido, deslocando-se para dentro dos tubos, escoar em metade do feixe de tubos em um sentido, dê a volta e retorne ao longo da outra metade do feixe de tubos para o local onde iniciou o percurso, como mostra a Fig (2. 15). Três e quatro passagens pelos tubos podem ser obtidas, alterando-se o arranjo do espaço no coletor. Uma variedade de coletores têm sido utilizados na indústria, como ilustra a Fig (2. 16). O tipo mais comum é o defletor de disco e anel Fig (2. 16b).

No projeto de trocadores de calor é essencial especificar se os fluidos são mistos ou não-mistos e qual dos fluidos é misto. É importante, também, equilibrar a queda de temperatura, obtendo-se coeficientes de transferência de calor aproximadamente iguais no exterior e no interior dos tubos. Se isso não ocorrer, uma das resistências térmicas poderá ser grande em excesso e causar uma queda de temperatura total desnecessariamente ampla para dada taxa de transferência de calor, o que, por sua vez, demandará equipamentos de capacidade superior, resultando em perda de economia.

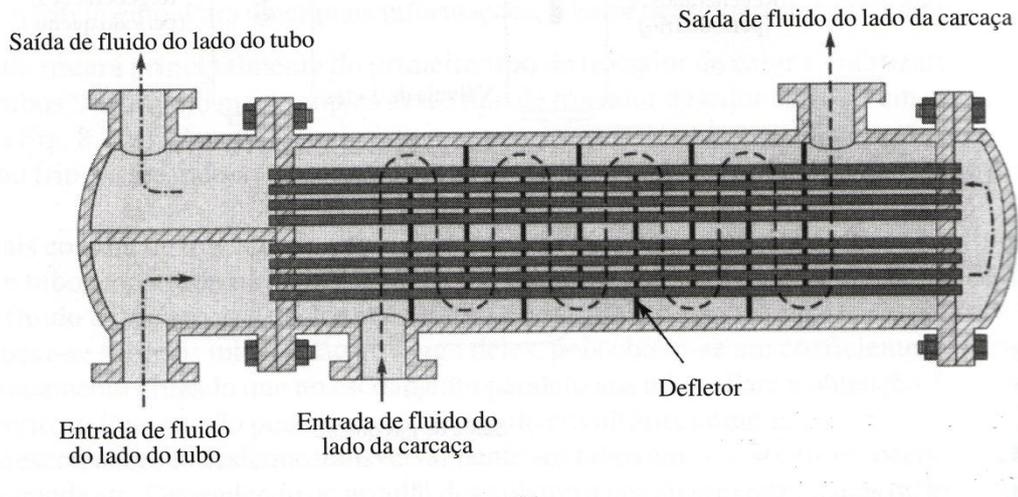


Figura (2. 15)– Trocador de calor de carcaça e tubos com defletores segmentares: duas passagens pelos tubos e uma pela carcaça (Kreith e Bohn, 2009).

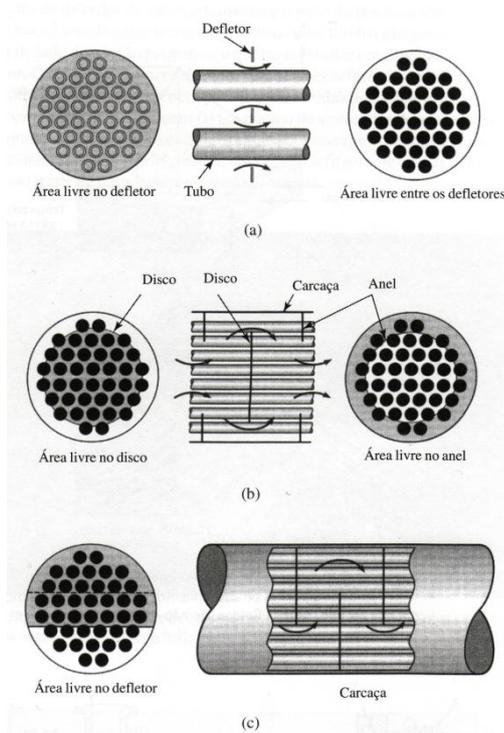


Figura (2. 16)– Três tipos de defletor utilizados em trocadores de calor de carcaça e tubos; (a) defletor de orifícios; (b) defletor de disco e anel e (c) defletor segmentar (Kreith e Bohn, 2009).

2.7.1 O COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

É fundamental que se analise, já inicialmente, o coeficiente global de transferência de calor entre duas correntes de fluido. A Equação (2. 15) relaciona a transferência de calor com o coeficiente global de transferência de calor:

$$q = U.A.\Delta T \quad (2.15)$$

em que $UA = \frac{1}{\sum_{n=1}^{n=3} R_n}$ é a condutância térmica e $\Delta T = T_h - T_f$. Para um trocador de calor de tubo-

dentro-de-tubo, como ilustra a Fig (2. 14), a área na superfície de transferência de calor interna é $2\pi r_i L$ e a área na superfície externa, $2\pi r_o L$. Então, caso o coeficiente global de transferência de calor seja com base na área externa A_o (Eq 2. 16):

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i h_i}\right) + \left[\frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L}\right] + \left(\frac{1}{h_o}\right)} \quad (2.16)$$

e, caso seja baseado na área interna A_i (Eq 2. 17):

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{A_i}{A_o h_o}\right) + \left[\frac{A_i \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L}\right] + \left(\frac{1}{h_i}\right)} \quad (2.17)$$

2.7.2 DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA

Para o cálculo da transferência de calor entre os fluidos quente e frio ocorridas no condensador e no evaporador, tende-se a usar a relação da Eq (2. 18):

$$Q = U.A.LMTD \quad (2.18)$$

em que:

$$LMTD = \frac{(T_{hs} - T_{cs}) - (T_{he} - T_{ce})}{\ln\left(\frac{T_{hs} - T_{cs}}{T_{he} - T_{ce}}\right)} \quad (2. 19)$$

é a relação na qual a sigla LMTD significa *Log Mean Temperature Difference*, i.e, Diferença de Temperatura Média Logarítmica, em português.

Na prática, a utilização da temperatura média logarítmica é somente uma aproximação, pois, em geral, U não é uniforme nem constante. Entretanto, no projeto, o coeficiente global de transferência de calor é quase sempre avaliado em uma seção média na metade da distância entre as extremidades e tratado como constante.

No caso de trocadores de calor mais complexos, como tubos envolvendo várias passagens pela carcaça, e no caso de trocadores de calor de que funcionam com escoamento misto e não-misto, um fator de correção para a LMTD é adotado. Estudos sobre esse fator de correção podem ser encontrados na literatura.

2.7.4 CONDENSADORES

Os condensadores podem ter como fluido de arrefecimento o ar e a água, basicamente. Quando o condensador é resfriado à água, a mesma é transportada para uma torre de resfriamento para que o calor seja rejeitado para a atmosfera. O condensador a água é preferível ao condensador a ar nas aplicações em que a distância entre o compressor e o local onde o calor é dissipado é considerável e também em compressores centrífugos.

Na análise dos condensadores, a capacidade de condensação necessária é um parâmetro a ser considerado. A taxa de transferência de calor em condensadores é predominantemente uma função da capacidade de refrigeração e das temperaturas de evaporação e condensação. O condensador precisa rejeitar a energia absorvida no evaporador mais a energia recebida no processo de compressão. Um termo que é utilizado muitas vezes para relacionar a taxa de transferência de calor no condensador com a taxa de transferência de calor no evaporador é a relação de rejeição de calor (Eq 2. 20):

$$\text{relação de rejeição de calor} = \frac{\text{taxa de calor rejeitada no condensador}}{\text{taxa de calor absorvida no evaporador}} \quad (2. 20)$$

Deve-se verificar que as unidades das taxas no condensador e no evaporador sejam as mesmas. Os cálculos para a taxa de calor rejeitada no condensador são realizados com base no ciclo padrão de

compressão a vapor e não levam em conta a ineficiência do compressor. Quando o motor que aciona o compressor está hermeticamente selado, uma parte do calor gerado por ineficiência do motor elétrico é transferida ao refrigerante, o que implica que mais energia deve ser removida no condensador. As relações de rejeição de calor para sistemas com compressores herméticos são normalmente um pouco maiores das dos sistemas que utilizam compressores abertos.

Para o projeto de um condensador, é fundamental conhecer o coeficiente de transferência de calor por convecção no condensador. A Equação (2. 21), desenvolvida por *Nusselt* determina o coeficiente local de transferência de calor na condensação para uma placa vertical:

$$\frac{h_{cv} x}{k} = \left(\frac{g \rho^2 h_{lv} x^3}{4 \mu k \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2. 21)$$

em que:

- h_{cv} : coeficiente local de transferência de calor na placa vertical, $\frac{W}{m^2k}$;
- x : distância vertical medida a partir do topo da placa, m;
- g : aceleração da gravidade, $9,81 \frac{m}{s}$;
- ρ : densidade do condensado, $\frac{kg}{m^3}$;
- h_{lv} : calor latente de vaporização, $\frac{J}{kg}$;
- μ : viscosidade do condensado. Pa.s;
- ΔT , diferença entre a temperatura do vapor e da placa, K.

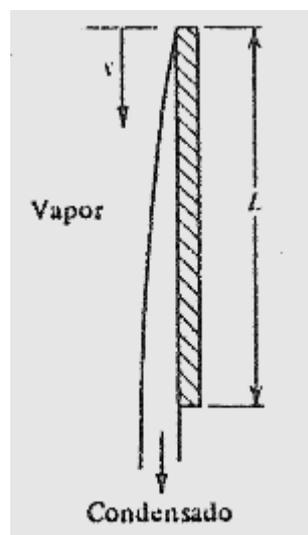


Figura (2. 17) – Condensação em uma placa vertical (Stoecker e Jones, 1985).

Sobre uma placa de comprimento L, o coeficiente médio de transferência de calor sobre uma altura total da placa é (Eq 2. 22):

$$\bar{h}_{cv} = \frac{\int_0^L h_{cv} dx}{L} = 0,943 \left(\frac{g \rho^2 h_{lv} k^3}{\mu \Delta T \cdot L} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2. 22)$$

A equação para o coeficiente médio de transferência de calor na condensação na superfície externa de tubos horizontais é (Eq 2. 23):

$$h_{cl} = 0,725 \left(\frac{g \rho^2 h_{lv} k^3}{\mu \Delta T \cdot N \cdot D} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2. 23)$$

em que:

- N: número de tubos na vertical;
- D: diâmetro externo do tubo, m.

As Equações (2. 22) e (2. 23) são para condensação em filme. Uma outra forma de condensação possível é a condensação em gota. O coeficiente de transferência de calor por gotas é maior do que o da condensação em filme, sendo que aquela só ocorre em superfícies limpas.

As Equações citadas acima aplicam-se à condensação em superfícies externas onde a velocidade do vapor é pequena ou nula. No cálculo do coeficiente de transferência de calor na condensação dentro de tubos, deve ser levada em conta a redução da área de condensação disponível devido à coleta de líquido no fundo do tubo, condensação esta que pode reduzir a zero a área da parede interna do tubo exposta ao vapor. Esta perda de área de condensação é influenciada pelo fenômeno de arrastamento de líquido condensado pelo vapor. Esse arrastamento pode tanto acelerar como retardar o processo de redução da área disponível à condensação, dependendo dos sentidos das velocidades dos escoamentos de condensado e vapor.

Se ar ou outros gases não condensáveis entram no sistema de refrigeração, eles são transportados ao condensador, onde reduzirão a eficiência do sistema por duas razões:

1. A pressão total no condensador se elevará, o que implica em uma maior potência necessária ao compressor por capacidade unitária de refrigeração. A pressão no

condensador é aumentada para um valor maior que a pressão de saturação do refrigerante e esta diferença é igual à pressão parcial dos gases não condensáveis;

2. Ao invés dos gases não condensáveis se difundirem ao longo do condensador, esses aderem às paredes dos tubos do condensador. Isso provoca uma redução da área disponível à condensação, o que também provoca um aumento na pressão de condensação (Stoecker e Jones, 1985).

Gases não condensáveis podem ser removidos do condensador por purga. A operação de purga consiste na extração da mistura de refrigerante com gases não condensáveis do condensador, separação do refrigerante e então descarga dos gases não condensáveis. Sistemas que operam com amônia normalmente estão equipados com purgadores, mas os únicos sistemas que utilizam purgadores são os que têm compressores centrífugos e operam com refrigerantes de baixa pressão.

2.7.5 EVAPORADORES

Em sua maioria, nos evaporadores utilizados em refrigeração, o refrigerante muda de fase nos tubos e refrigera o fluido que passa por fora dos mesmos. Os evaporadores que apresentam mudança de fase dentro dos tubos são comumente chamados de evaporadores de expansão direta. Os tubos podem ser aletados para aumentar a condutância no lado do refrigerante (comum em evaporadores que resfriam água). Outra concepção conhecida são os evaporadores com recirculação de líquido ou evaporadores com sobre-alimentação de líquido (Figura 2. 18). Nessa concepção, a bomba impõe uma vazão em excesso de líquido a baixa pressão e temperatura no evaporador. Nesse caso, uma parte do líquido muda de fase no evaporador e a outra parte escoou para fora do trocador de calor onde é separada e o vapor encaminhado ao compressor.

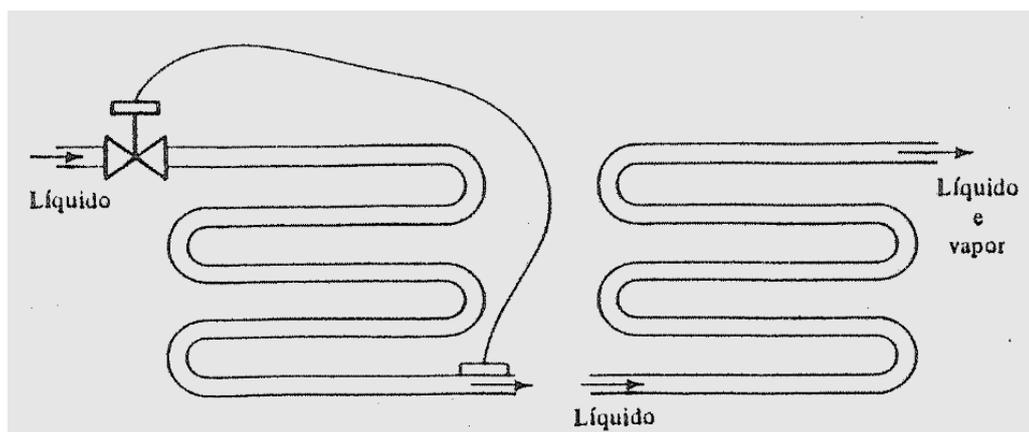


Figura (2. 18)– Evaporador com recirculação de líquido com refrigerante no estado líquido deixando o evaporador (Stoecker e Jones, 1985).

Os sistemas de refrigeração industrial de baixa temperatura normalmente usam este tipo de evaporador, que tem a vantagem de manter um alto coeficiente de transferência de calor, devido ao fato de que as paredes internas estão sempre em contato com refrigerante líquido.

Enquanto que, na maioria dos evaporadores comerciais, a mudança de fase se dá dentro dos tubos, tem-se que, em uma importante classe de refrigeradores de líquido, a ebulição se dá na superfície externa dos tubos. Esse tipo de evaporador é padrão nos sistemas que utilizam compressores centrífugos. Algumas vezes, estes evaporadores são usados em conjunto com compressores alternativos, mas nessas aplicações, é necessária a instalação de um sub-sistema para o retorno e óleo ao compressor. Nos evaporadores onde o refrigerante muda de fase nos tubos, a velocidade do vapor de refrigerante deve ser mantida suficientemente alta para levar o óleo de volta ao compressor.

Outro aspecto importante deve-se à ebulição na carcaça. É difícil determinar o coeficiente de transferência de calor na ebulição porque os mecanismos intervenientes no processo são complexos. Além disso, os coeficientes seguem parâmetros diferentes quando a ebulição se dá na parede externa do tubo, em contraste quando a ebulição se dá dentro dos tubos. A predição clássica para o coeficiente de transferência de calor na ebulição de água à pressão atmosférica, por exemplo, é ilustrada na Fig (2. 19). As experiências foram realizadas utilizando-se um fio quente quepe estava imerso em um recipiente de água (Stoecker e Jones, 1985). No regime de ebulição AB, a ebulição é chamada de ebulição nucleada. Nesse regime, bolhas se formam na superfície do fio e sobem para a superfície livre do líquido. A equação da curva é aproximada na Eq (2. 24).

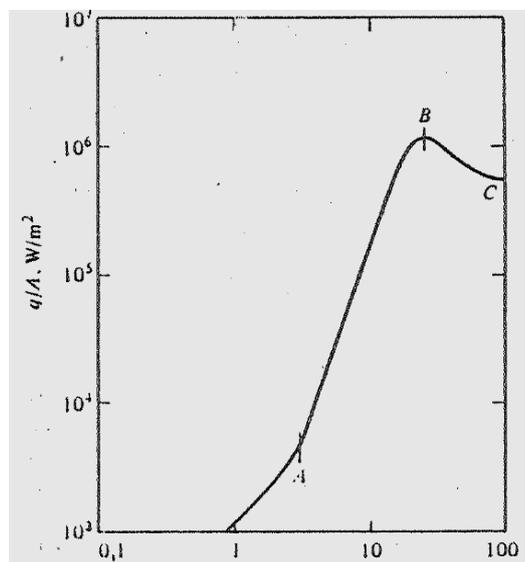


Figura (2. 19) – Coeficiente de transferência de calor na ebulição em piscina para água (McAdams, 1954).

$$\frac{Q}{A} = C \cdot \Delta T^\xi \quad (2.24)$$

em que:

- $3 \leq \xi \leq 4$;
- Q: taxa de troca de calor, W;
- A: área de troca de calor, m²
- C: constante, adimensional;
- ΔT : diferença de temperatura, °C ou K.

A Equação (2.24) também pode ser reescrita como a Eq (2.25):

$$\frac{Q}{A \cdot \Delta T} = h_r = C \Delta T^{\xi'} \quad (2.25)$$

em que $2 \leq \xi' \leq 3$ e h_r é o coeficiente de transferência de calor na ebulição, em $\frac{W}{m^2 K}$. O valor de h_r aumenta quando a diferença de temperatura aumenta, e isso é devido à maior agitação provocada no fluido. Essa agitação libera rapidamente as bolhas de vapor da superfície do metal e permite que a fase líquida entre em contato com a superfície do metal. A (Figura 2.20) ilustra h_r para os refrigerantes do tipo 12 e 22, evaporados na superfície externa de bancos de tubos:

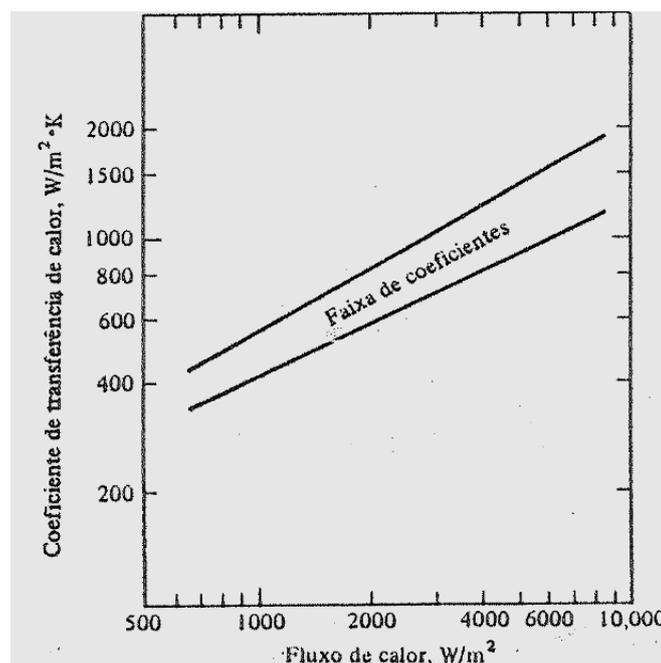


Figura (2.20) – Coeficiente de transferência de calor para refrigerantes do tipo 12 e 22, evaporados na superfície externa de bancos de tubos. (Hoffmann, 1957).

A taxa de evaporação pode aumentar até um valor máximo que é representado pelo ponto B na Fig (2. 19). Esse fenômeno é explicado pela presença de muito vapor na superfície do metal, o que dificulta um contato mais intenso da fase líquida com a superfície do metal. Um novo aumento de temperatura, após alcançado o ponto B, vai diminuir a taxa de transferência de calor. O gráfico da Fig (2. 20) é útil na determinação das tendências do coeficiente de transferência de calor na ebulição quando este ocorre nas paredes externas de tubos. A Figura (2 .21) foi desenvolvida pelos estudos de *Hoffmann, 1957*, e é útil para a determinação das tendências do coeficiente de transferência de calor na ebulição quando este ocorre nas paredes externas dos tubos.

A ebulição também pode ocorrer dentro dos tubos. Quando isso ocorre, o valor do coeficiente de transferência de calor varia ao longo do escoamento através. Do tubo. O refrigerante entra no tubo do evaporador com uma baixa fração de vapor. Ao longo do escoamento do refrigerante, a fração de vapor aumenta, o que provoca uma intensificação de agitação no escoamento e conseqüente aumento do coeficiente de transferência de calor. Quando o refrigerante está quase todo vaporizado, o valor do coeficiente cai para aquele que pode ser predito pelas equações de transferência de calor na convecção forçada. A Figura (2 . 21) **Error! Reference source not found.** ilustra os coeficientes locais de transferência de calor ao longo de um tubo para três níveis diferentes de temperatura. O coeficiente de transferência de calor é mais alto para altas temperaturas de evaporação. Provavelmente, esse fenômeno se deve ao fato de que altas temperaturas de evaporação envolvem altas pressões de operação e , nessas condições, o vapor do refrigerante apresenta alta densidade. Como a densidade do vapor é alta, existem condições para que uma maior fração de superfície do tubo esteja em contato com a fase líquida do refrigerante (Stoecker e Jones, 1985). A Figura (2. 21) também ilustra o coeficiente de transferência de calor do refrigerante 22 no evaporador no interior dos tubos para faixas específicas de temperaturas de evaporação distintas.

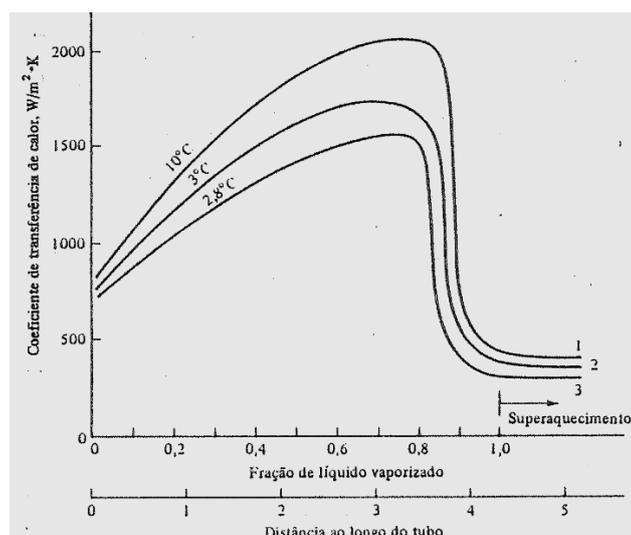


Figura (2. 21) – Coeficientes de transferência de calor para o refrigerante 22 evaporando no interior dos tubos. As temperaturas de evaporação são: curva 1 a 10°C, 2 a 3°C e 3 a 2,8°C. (Stoecker e Jones, 1985).

Outro fator a ser considerado é a perda de carga nos evaporadores do tipo tubo. A pressão do refrigerante cai ao longo do escoamento através dos evaporadores desse tipo. O efeito dessa perda de carga no sistema é que o compressor funciona com uma pressão de sucção menor e, por isso, necessita operar com uma potência maior. Por outro lado, uma maior velocidade é conseguida no escoamento de refrigerante se uma maior perda de carga for permitida. O resultado dessa alta velocidade é que o coeficiente de transferência de calor é aumentado.

Além disso, quando a temperatura da superfície de um evaporador, que resfria ar, atinge patamares abaixo de 0°C, ocorre a formação de gelo na sua superfície. Gelo é prejudicial à operação do sistema de refrigeração por dois motivos (Stoecker, 1957):

1. Camadas espessas de gelo atuam como isolante e;
2. Em serpentinas de convecção forçada, o gelo reduz a vazão de ar. Com uma vazão menor de ar, o valor de U da serpentina diminui, o que implica que, para se obter a mesma troca de calor, deve-se aumentar a diferença de temperatura média entre o ar e o refrigerante.

Ambos os fatores penalizam o sistema por requererem uma temperatura de evaporação mais baixa.

Existem numerosos métodos para degelar e os mais populares são o degelo por gás quente e o degelo por água. No degelo por gás quente, o gás quente de descarga do compressor é enviado diretamente ao evaporador e temporariamente o evaporador trabalha como condensador. O calor de condensação derrete o gelo que então é drenado. No degelo por água, um jato de água é dirigido às serpentinas até que todo o gelo funda, o que é um processo mais demorado.

2.8 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

Esse elemento do ciclo padrão de compressão a vapor tem as finalidades de reduzir a pressão do fluido refrigerante na saída do condensador até a entrada do evaporador e controlar a vazão de refrigerante.

Existem quatro tipos comuns de dispositivos de expansão, a seguir: o tubo capilar, a válvula de expansão termostática, a válvula de bóia e a válvula de expansão de pressão constante. Existem, no mercado, também, as seguintes categorias de válvulas: bloqueio de atuação manual; expansão de atuação manual; de retenção; de solenóide; de controle de nível; automática ou reguladora de pressão e de expansão, controlada pelo superaquecimento (Stoecker e Jabardo, 2002). O tubo capilar e a válvula de expansão termostática são os dispositivos mais utilizados na refrigeração industrial.

2.8.1 TUBOS CAPILARES

Os tubos capilares são usados em todos os sistemas refrigeradores pequenos, com capacidades em torno de 10 kW. O tubo capilar consiste em um tubo de 1 a 6m de comprimento e diâmetro interno variando de 0,5 a 2 mm. O refrigerante líquido que entra no tubo capilar perde pressão à medida que

escoa por ele, em virtude do atrito e da aceleração do fluido, dessa forma, evaporando parte do refrigerante. A Figura (2. 22) ilustra um exemplo de tubo capilar.



Figura (2. 22) – Tubos capilares de cobre (Hegofrio, 2011).

As variações de tubos capilares consistem nas diversas combinações de comprimento do tubo e diâmetro interno. A escolha adequada desses dois fatores é realizada visando-se obter o efeito desejado. Entretanto, para uma dada combinação, não é possível acomodar vazão para variações de carga ou das pressões de descarga e aspiração. O compressor e o dispositivo de expansão atingem uma condição de equilíbrio, na qual as pressões de aspiração e descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador. A condição de desequilíbrio entre esses componentes é temporária.

Para um exame mais minucioso dos pontos de equilíbrio, a vazão pelo tubo capilar pode ser colocada no mesmo gráfico da vazão bombeada pelo compressor (Figura 2. 23), em que a curva da vazão pelo tubo capilar é representada por linhas tracejadas e a da vazão bombeada pelo compressor por linhas cheias (Stoecker e Jones, 1985). A vazão pelo tubo capilar aumenta com a pressão de condensação em virtude do aumento da diferença de pressão entre as extremidades do tubo. As curvas de capacidade do compressor são dadas na Fig (2. 24) com a pressão de condensação de 30°C, correspondendo ao ponto de equilíbrio 1, para o qual as vazões no tubo capilar e no compressor se igualam, correspondendo a uma dada pressão de aspiração. Os pontos 2 e 3 correspondem a condições de equilíbrio para temperaturas de condensação de 40 e 50°C.

A pressão de evaporação varia não linearmente para uma dada pressão de condensação, devido às condições de transferência de calor no evaporador. As condições de não-equilíbrio entre a vazão do compressor e a vazão liberada pelo dispositivo de expansão podem resultar em um processo transitório em que o evaporador seja alimentado em excesso ou deficientemente, resultando no regime inundado e regime seco, respectivamente. A Figura (2. 24) ilustra o ponto de equilíbrio para uma pressão de condensação constante e uma pressão de aspiração A. Um aumento de carga é manifestado pela elevação da temperatura do fluido a ser resfriado. A pressão e temperatura de aspiração se deslocarão

para um ponto B. a pressão de evaporação correspondente ao ponto B, o compressor pode bombear uma vazão de refrigerante maior que a fornecida pelo tubo capilar, de modo que a quantidade de refrigerante no evaporador diminui. Dessa forma, e considerando que o evaporador não pode ser esvaziado indefinidamente, uma ação corretiva é necessária. Essa ação, na maioria das instalações sem tanque de líquido, consiste em um retorno do refrigerante, líquido para o condensador, reduzindo a área de condensação no que resulta em um aumento da pressão de condensação, com a seguinte redução da capacidade do compressor e aumento da capacidade do tubo capilar até que o equilíbrio seja restabelecido. Outro método seria considerar a diminuição do coeficiente de transferência de calor do evaporador como resultado do seu esvaziamento. Em consequência, a diferença de temperatura entre o fluido, sendo resfriado, e o refrigerante deve aumentar, do que resulta em uma redução de pressão de evaporação para A, restabelecendo o equilíbrio.

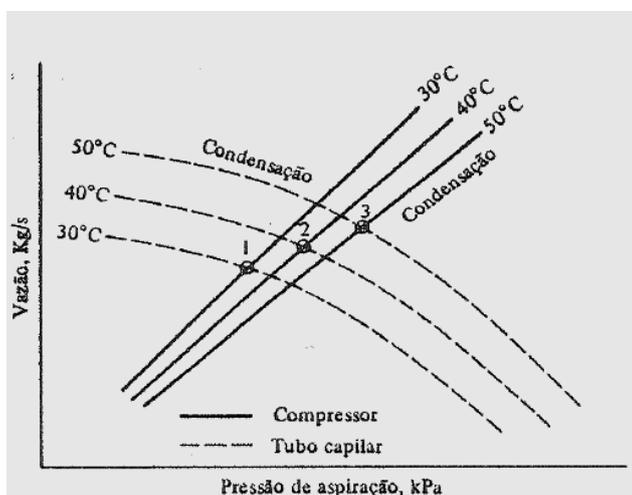


Figura (2. 23) – Pontos de equilíbrio entre um compressor alternativo e um tubo capilar (Stoecker e Jones, 1985).

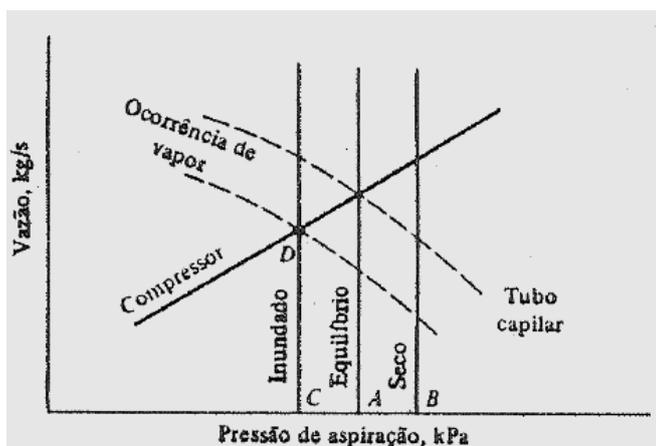


Figura (2. 24) - Condições de não-equilíbrio, com esvaziamento ou inundação do evaporador para pressão de condensação constante (Staebler, 1948).

Quando a situação de A até C ocorre, resultado da queda de carga térmica abaixo do ponto de equilíbrio, uma inundação do evaporador ocorre, com a possibilidade de entrada de refrigerante líquido no compressor, o que pode provocar danos consideráveis. A inundação pode ser evitada limitando a carga de refrigerante no sistema. Esta deve ser feita de maneira que a quantidade de refrigerante seja limitada àquela suficiente para preencher o evaporador. O equilíbrio é estabelecido quando vapor de refrigerante adentra o tubo capilar (Staebler, 1948), diminuindo a vazão em virtude do maior volume específico do vapor. O novo ponto de equilíbrio é o ponto D da Fig (2.24). Embora esse ponto corresponda a uma situação de equilíbrio, ela não atende eficientemente às condições de projeto, pois o refrigerante sai do condensador no estado de líquido-vapor, que produz um efeito de refrigeração menor que aquele que seria proporcionado pelo refrigerante adentrando o tubo capilar no estado de líquido saturado ou sub-resfriado, apesar de o trabalho por quilograma permanecer constante. A Figura (2.25) ilustra o ponto D da Fig (2.24).

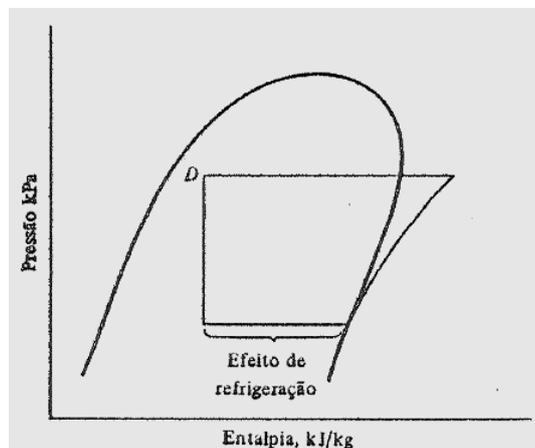


Figura (2. 25) - Ponto D da Figura (2. 24) (Stoecker e Jones,1985).

Muitos tubos capilares são montados juntos à linha de aspiração, formando um trocador de calor, que utiliza o vapor de aspiração para resfriar o refrigerante no tubo capilar. Tal resfriamento retarda a formação de vapor no interior do tubo capilar.

Os tubos capilares apresentam vantagens e desvantagens. As vantagens são:

- Simplicidade: não apresentam partes móveis e são baratos;
- Permitem a equalização das pressões no sistema durante as paradas. Assim, o motor de acionamento do compressor pode ser de baixo torque de partida.

Os tubos capilares têm como desvantagens as seguintes:

- Impossibilidade de regulação para satisfazer distintas condições de carga;

- Possibilidade de obstrução por matéria estranha e;

Exigência de uma carga de refrigerante dentro de limites estreitos. Essa condição impôs o uso de tubos capilares em unidades herméticas, para, as quais, a possibilidade de vazamento é reduzida.

O tubo capilar é projetado para uma faixa de condições de operação. Qualquer variação de carga térmica ou da temperatura de condensação em relação às de projeto acarreta uma redução da eficiência operacional.

A seleção de um tubo capilar, como já dita, é baseada na combinação do comprimento do tubo e seu diâmetro interno. O comprimento definitivo do tubo capilar é, em geral, obtido por tentativas. Dessa forma, um tubo mais comprido do que o selecionado no projeto é instalado no sistema, resultando numa temperatura de evaporação mais baixa que a desejada. A seguir, o tubo é cortado sucessivamente até a obtenção da condição de equilíbrio desejada.

Em termos do desempenho do sistema, essa característica corresponde a atingir o equilíbrio entre o compressor e o tubo capilar pela redução da pressão de aspiração até que a vazão do compressor atinja a produzida pelo tubo capilar. O resultado é uma redução na eficiência de operação. Muitos fabricantes enrolam o tubo capilar no duto de aspiração para remover calor do refrigerante no tubo capilar, reduzindo o volume específico e, conseqüentemente, retardando a ocorrência da blocagem.

2.8.2 VÁLVULA DE EXPANSÃO DE PRESSÃO CONSTANTE

A válvula de expansão de pressão constante, como o nome já diz, mantém constante a pressão na descarga à entrada do evaporador. Quando a pressão de evaporação cai abaixo do ponto de ajuste, a ação da válvula é de maior abertura, ocorrendo o contrário quando a pressão de evaporação aumenta acima do ponto de ajuste.

O efeito da operação da válvula sobre o desempenho do sistema é apresentado na Fig (2. 26), onde são mostradas a capacidade do compressor e a vazão proporcionada pela válvula para diversos graus de aberturas à pressão de condensação constante. O ponto *A* corresponde ao ponto de equilíbrio, com as vazões do compressor e da válvula igualando-se. Se a carga de refrigeração diminui, a pressão e a temperatura de aspiração tendem a diminuir. A válvula de expansão, no entanto, resiste a essa ação com uma abertura maior que a do ponto de equilíbrio. Sob essa nova condição, a capacidade do compressor permanece igual a do ponto *A*, mas a válvula alimenta o evaporador com uma vazão correspondente ao ponto *B*. Assim, o evaporador é inundado. Por outro lado, quando a carga de refrigeração aumenta, a válvula de expansão passa a alimentar o evaporador com uma vazão correspondente ao ponto *C*, esvaziando-o.

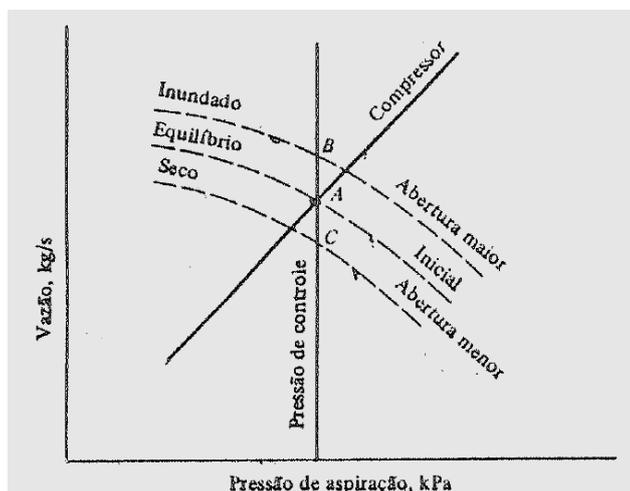


Figura (2. 26) - Condições de equilíbrio e não-equilíbrio com válvula de expansão de pressão constante (Stoecker e Jones,1985).

O uso de válvulas de expansão de pressão constante tem se limitado a instalações não maiores que 30kW (Stoecker e Jones, 1985), para as quais a carga de refrigerante é crítica, para evitar a inundação do evaporador. Sua utilidade principal é em aplicações onde a temperatura de evaporação deve ser mantida igual a um determinado valor para controlar a unidade ou evitar o congelamento de resfriadores de água. A característica de pressão limitada pode ser vantajosa quando a proteção contra sobrecarga do compressor é exigida em virtude de altas pressões de aspiração.

2.8.3 VÁLVULAS DE BÓIA

A válvula de bóia é um tipo de válvula de expansão que mantém constante o nível de líquido em um recipiente ou um evaporador. Uma chave acionada pela bóia que se abre completamente quando o nível de líquido cai abaixo do ponto de ajuste e se fecha quando o nível atinge esse ponto proporciona o mesmo desempenho que um controle por bóia modulado. Um exemplo de válvula de bóia é apresentado na Fig (2. 27).

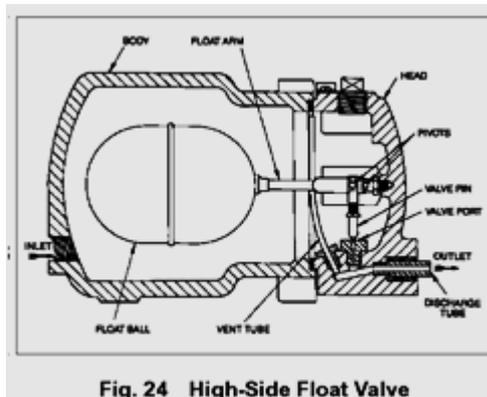


Fig. 24 High-Side Float Valve

Figura (2. 27) - Válvula de bóia (Pimenta, 2008).

Mantendo constante o nível de líquido no evaporador, a válvula de bóia sempre estabelece condições de equilíbrio entre o compressor e ela mesma. O ponto *A* da Fig (2. 28) representa um estado inicial de equilíbrio. Se a carga de refrigeração aumenta, a temperatura e a pressão de evaporação se elevam, o que momentaneamente permite ao compressor bombear uma vazão maior que a proporcionada pela válvula. A válvula reage abrindo-se a fim de manter constante o nível de líquido. As novas condições de equilíbrio correspondem ao ponto *B*. Se a carga de refrigeração diminui, a pressão de aspiração diminui e o nível de líquido aumenta, provocando um fechamento imediato da válvula, resultando em condições de equilíbrio representada pelo ponto *C*.

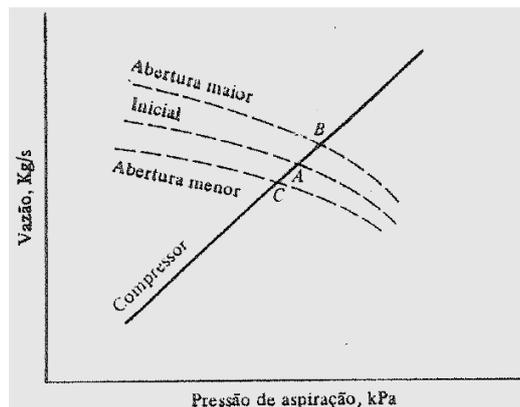


Figura (2. 28) - Pontos de equilíbrio para distintas condições de carga com válvula de bóia para pressão de condensação constante (Stoecker e Jones, 1985).

Como aplicações em grandes instalações, as válvulas de bóia são empregadas combinadas a um solenóide acionado pela chave de bóia. Essas combinações podem regular a vazão em evaporadores inundados em função do nível do refrigerante líquido no lado da carcaça do evaporador ou em uma câmara em comunicação com o evaporador. Essas não devem ser usadas em evaporadores do tipo tubo-contínuo (secos), para os quais torna-se impossível estabelecer o nível de líquido (Stoecker e Jones, 1985).

2.8.4 VÁLVULAS DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICAS

As válvulas de expansão termostáticas (VET) são os dispositivos de expansão mais comumente usados em instalações de médio porte. Estas são controladas por superaquecimento. A denominação é inapropriada, uma vez que o controle não é feito pela temperatura do evaporador, mas sim pelo superaquecimento do gás de aspiração que deixa o evaporador. A válvula de expansão por superaquecimento regula a vazão de refrigerante líquido em função da taxa de evaporação. As condições de equilíbrio entre essa válvula e o compressor são as mesmas da válvula de bóia (Fig 2. 27). A Figura (2. 29) apresenta um exemplo de válvula de expansão termostática.

O controle sobre o superaquecimento pela válvula de expansão termostática corresponde a uma regulação de vazão de refrigerante que alimenta o evaporador em função da sua taxa de evaporação. A válvula é montada na entrada do evaporador e o alimenta a uma vazão de refrigerante variável de acordo com a abertura da válvula. Essa abertura varia de acordo com o equilíbrio de forças que atua sobre um diafragma. A Figura (2. 30) apresenta uma válvula de expansão termostática já montada em um sistema de refrigeração e as Figs (2. 31), (2. 32) e (2. 33) ilustram o funcionamento da válvula.



Figura (2. 29) - Válvula de expansão termostática (Pimenta, 2008a).



Figura (2. 30) - VET em aplicação industrial (Pimenta, 2008a).

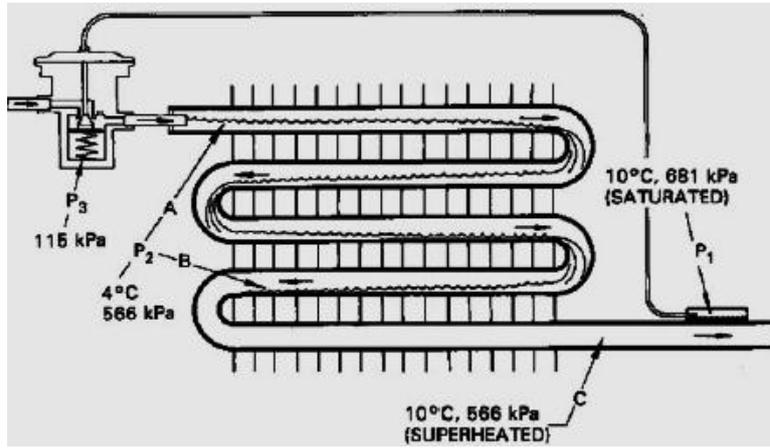


Figura (2. 31) - VET operando em condições específicas (Pimenta, 2008a).

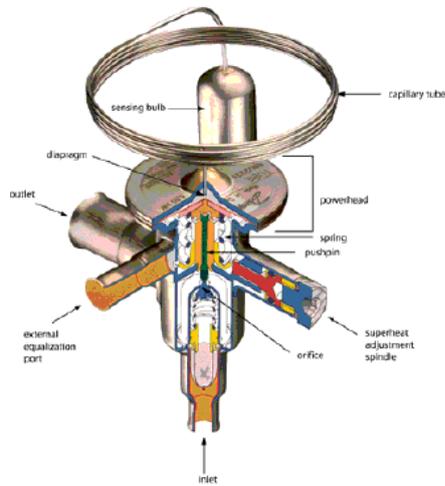


Figura (2. 32) - Desenho esquemático de uma VET (Pimenta, 2008a).

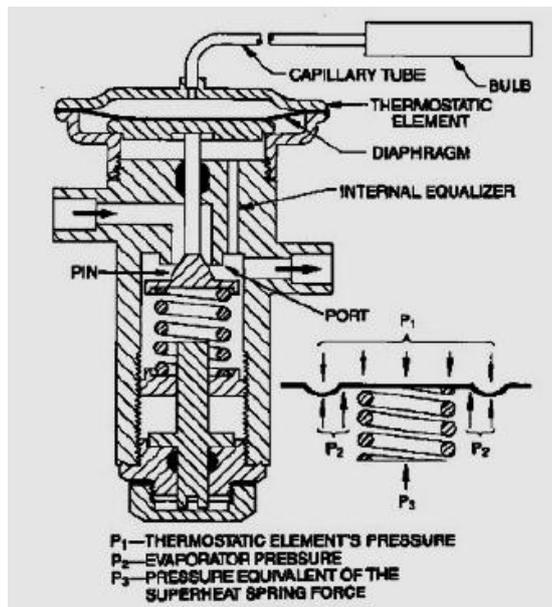


Figura (2. 33) - Princípio de funcionamento de uma VET com seu diagrama de forças (Pimenta, 2008a).

Para o controle do superaquecimento, um bulbo (Fig 2. 33), parcialmente cheio com refrigerante líquido igual ao da instalação, denominado fluido ativo, é preso ao tubo na saída do evaporador de tal modo que a temperatura do fluido ativo seja próxima da temperatura do gás de aspiração. A pressão do fluido ativo age sobre a superfície superior do diafragma enquanto a pressão no evaporador age sobre sua superfície inferior. A força exercida pela mola na haste da válvula age no sentido de manter a válvula fechada enquanto a força exercida na região superior do diafragma não supera aquela resultante na ação da mola e da pressão do evaporador. Para que a pressão acima do diafragma seja maior que a pressão na região inferior, é necessário que o fluido ativo esteja a uma temperatura maior que a temperatura de saturação no evaporador. Dessa forma, o gás de aspiração deve estar superaquecido para que o fluido ativo proporcione uma pressão suficiente para abrir a válvula

Existe uma faixa de regulagem da VET, que é semelhante ao do controle pneumático, e está apresentada na Fig (2. 34).

A VET opera no sentido de manter aproximadamente a mesma quantidade de líquido no evaporador, uma vez que, se a quantidade de líquido diminui, uma superfície maior de evaporador é exposta ao vapor, superaquecendo-o em maior grau e, portanto, permitindo a abertura da válvula.

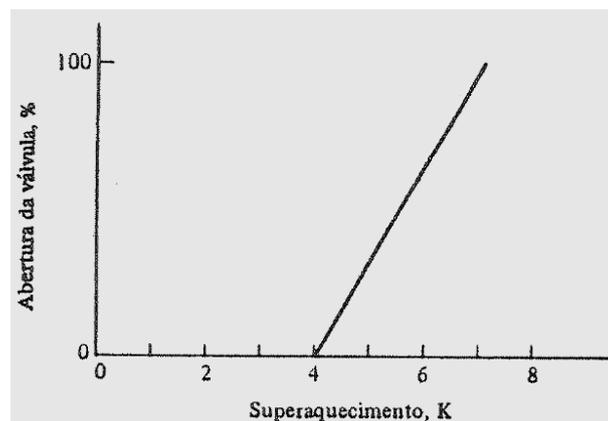


Figura (2. 34) - Faixa de regulagem de VETs controladas por superaquecimento. (Stoecker e Jones, 1985).

Os catálogos de fabricantes apresentam, geralmente, a capacidade de refrigeração associada à vazão que a válvula pode manter. Para proporcionar uma reserva de capacidade, a maioria dos fabricantes apresenta uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 75% da proporcionada pela vazão máxima da válvula. A vazão depende da diferença de pressão através da válvula. A velocidade para uma válvula completamente aberta pode ser calculada pela Eq (2. 26):

$$\text{Velocidade} = V\sqrt{C\Delta P} \quad (2. 26)$$

em que C é uma constante empírica e ΔP é a diferença de pressão, em kPa. A Equação (2. 26) aplica-se somente ao líquido, uma vez que o processo de evaporação inicia-se após a passagem pela válvula, embora o refrigerante que deixa a válvula de expansão seja uma mistura de líquido e vapor.

A VET deve operar em uma faixa de temperaturas de evaporação bastante extensa. Dessa forma, uma válvula de baixa temperatura, por exemplo, não deve somente controlar a vazão de refrigerante na temperatura de projeto, como também deve alimentar o evaporador convenientemente durante os períodos transitórios de redução de temperatura do sistema. A característica de uma VET para baixas temperaturas de evaporação é apresentada na Fig (2. 35). Para uma diferença de pressão de 100 kPa, o superaquecimento do gás deve ser de 5K /à temperatura de evaporação de 5°C. Essa mesma válvula, operando a uma temperatura de -30°C, exigiria um superaquecimento de 12K para a mesma diferença de pressão. Dessa forma, para temperaturas de evaporação baixas, uma região considerável do evaporador é utilizada no superaquecimento do vapor. Se o superaquecimento de ajuste fosse reduzido, a situação existente em baixas temperaturas de evaporação seria corrigida à custa da inundação do evaporador a altas temperaturas de evaporação, durante o transitório de redução da temperatura do sistema. (Stoecker e Jones, 1985).

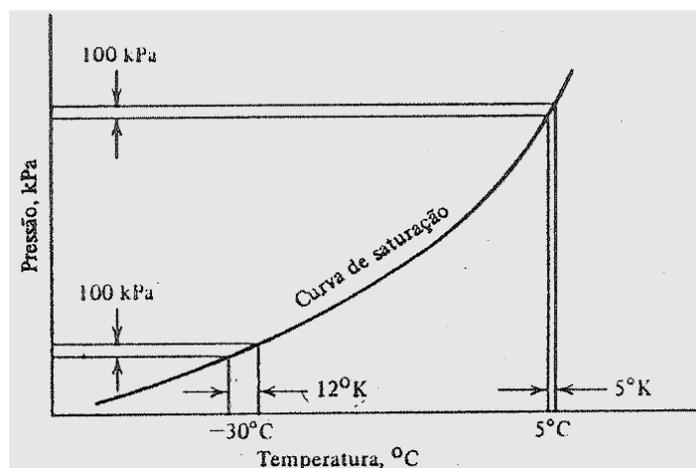


Figura (2. 35) - Característica de pressão-temperatura para refrigerante 22 como fluido ativo, resultando em um superaquecimento maior à baixa temperatura de evaporação. (Stoecker e Jones, 1985).

Uma solução para o problema analisado é a utilização de uma válvula com carga cruzada. O fluido ativo é escolhido de tal modo que suas propriedades sejam próximas das do refrigerante utilizado no projeto, como mostra a Fig (2. 36). Além disso, as características do fluido ativo devem ser tais que o superaquecimento necessário para a abertura da válvula se mantenha aproximadamente constante na faixa de operação da válvula.

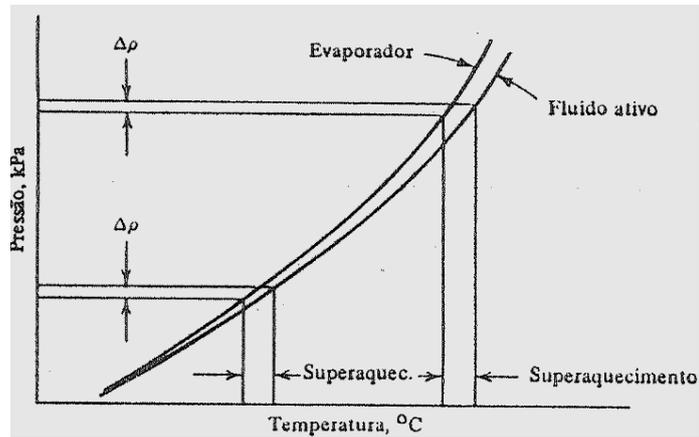


Figura (2. 36) – Temperaturas no evaporador e no fluido ativo para uma VET com carga cruzada. (Stoecker e Jones, 1985).

2.8.5 VÁLVULAS DE EXPANSÃO ELÉTRICAS

A válvula de expansão elétrica utiliza um termistor para detectar a presença de refrigerante líquido na saída do evaporador. Quando não ocorre a presença de líquido, a temperatura do termistor se eleva, o que reduz sua resistência, permitindo uma corrente maior pelo aquecedor instalado na válvula. A válvula é, assim, aberta, permitindo uma vazão maior de refrigerante. A Figura (2. 37) apresenta uma válvula de expansão elétrica e um desenho esquemático.

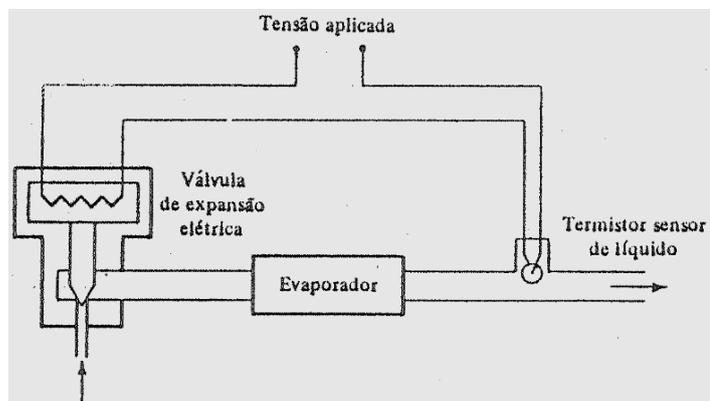


Figura (2. 37) – Válvula de expansão elétrica (Pimenta2008a) e desenho esquemático de uma válvula de expansão elétrica (Stoecker e Jones, 1985).

Atualmente, existem três tipos básicos de válvulas de expansão elétricas:

- Acionadas por motores de passo;
- Acionadas por pulsos de largura modulada e;
- Acionadas analogicamente.

Os motores de passo podem ser eletronicamente controlados, obtendo-se rotação contínua de sua haste nas duas direções, de forma discreta, em frações de sua rotação. São as mais eficientes entre as válvulas de expansão elétricas.

Por um conjunto de engrenagens, o movimento de rotação do motor é transformado em movimento de translação, permitindo executar movimentos de abertura e fechamento. A resolução de movimento conseguida é extremamente precisa, permitindo ajustes de vazão mássica de refrigerante de até $0,001 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$.

No caso do controle por pulsos de largura modulada, são utilizadas válvulas solenóides para controlar a vazão. As válvulas solenóides operam de forma On/Off. No entanto, pode-se controlar a vazão de refrigerante com essas válvulas alterando-se o seu tempo, largura do pulso ou duração da abertura.

As válvulas analógicas apresentam um circuito complicado em comparação com o usado para gerar o sinal digital do controle dos motores de passo e sua eficiência não é tão boa quanto a dos outros modelos. Seu funcionamento consiste em variar a intensidade do campo magnético aplicado à sua bobina, de forma que a agulha da válvula pare em várias posições intermediárias.

Comparando as VET's com as válvulas de expansão elétricas (Pimenta, 2008):

- Promovem um controle mais preciso da temperatura;
- Promovem controle consistente do superaquecimento, mesmo em condições de pressão variável;
- São capazes de operar com menores pressões de condensação, o que é especialmente importante quando se tem baixa temperatura ambiente e;
- Podem resultar em economia de energia de 10% ou mais.

2.9 FLUIDOS REFRIGERANTES

Os fluidos refrigerantes são substâncias químicas responsáveis pelo transporte de energia térmica em um ciclo de refrigeração. Esses fluidos podem ser classificados como:

- **Fluidos Primários:** Usados em sistemas de compressão a vapor. As famílias principais são os halocarbônicos, inorgânicos, hidrocarbonetos e *blends*. Exemplos: R11, R22, R134a, R600a, R717;
- **Fluidos Secundários:** São fluidos usados no transporte de energia de baixa/alta temperatura. Podem ser soluções anti-congelantes, salmouras, entre outras. Exemplos: Água, soluções de glicóis.

Os grupos halocarbônicos incluem refrigerantes que contêm um ou mais dos seguintes halógenos: cloro, flúor e bromo.

O sistema de enumeração no grupo dos halocarbonetos segue o seguinte padrão: o primeiro dígito à direita é o número de átomos de flúor no composto; o segundo dígito da direita para a esquerda é o número de átomos de hidrogênio mais 1 (um); o terceiro dígito da direita para a esquerda é o número de átomos de carbono menos 1 (um). Quando o terceiro dígito é nulo, esse algarismo é omitido. A Tab (2. 2) mostra alguns dos fluidos halógenos com suas respectivas classificações.

Os compostos inorgânicos foram os primeiros a serem utilizados. Após as conferências globais sobre impactos ambientais, esses fluidos têm seu uso novamente retomado. A Tab (2. 3) apresenta alguns dos fluidos refrigerantes inorgânicos.

Os hidrocarbonetos são adequados como refrigerantes especialmente para operar em indústrias de petróleo e petroquímica. Seu uso é polêmico, pois se trata de um refrigerante altamente inflamável. A Tab (2. 4) apresenta alguns dos compostos hidrocarbonetos.

Tabela 2. 2 – Alguns refrigerantes halocarbônicos (Stoecker e Jones, 1985).

Designação Numérica	Nome Químico	Fórmula Química
11	Tricloromonofluormetano	CCl ₃ F
12	Diclorodifluormetano	CCl ₂ F ₂
13	Monoclorotrifluormetano	CClF ₃
22	Monoclorodifluormetano	CHClF ₂
40	Cloreto de Metila	CH ₃ Cl
113	Triclorotrifluoretano	CCl ₂ CClF ₂
114	Diclorotetrafluoretano	CClF ₂ CClF ₂

Tabela 2. 3 - 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 dois últimos dígitos indicam o peso molecular

Tabela 2. 4 - Alguns dos refrigerantes hidrocarbonetos

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

2.9.1 CRITÉRIOS PARA SELEÇÃO DE UM FLUIDO REFRIGERANTE

Um fluido refrigerante deve preencher, adequadamente, os requisitos ligados a três critérios principais: segurança, desempenho e meio ambiente (Pimenta, 2008).

Além disso, para obter um desempenho elevado, o fluido refrigerante deve ter:

- **Pressão de vaporização não muito baixa:** para que se evite vácuo elevado no evaporador e reduza a eficiência volumétrica do compressor;
- **Pressão de condensação não muito alta:** para favorecer uma maior eficiência volumétrica do compressor, bem como a segurança do sistema.
- **Calor latente de vaporização elevado:** para que se obtenha menor vazão de refrigerante para a mesma capacidade de refrigeração;
- **Volume específico reduzido:** sobretudo na fase de vapor, para que se permita reduzir a vazão volumétrica para uma dada capacidade de refrigeração;
- **COP elevado:** para reduzir o custo operacional (potência de compressão) para uma dada capacidade de refrigeração.

Também é desejável, mas não primordial, que o fluido refrigerante:

- **Tenha boa condutibilidade térmica:** favorece a transferência de calor;
- **Tenha baixa viscosidade na fase líquida e gás:** acarreta menores perdas de carga;
- **Tenha boas propriedades elétricas:** baixa constante dielétrica, grande resistência elétrica e não corrosivo de materiais de uso em componentes elétricos;
- **Seja de fácil detecção em caso de vazamentos:** auxilia a segurança, sobretudo em grandes instalações;
- **Tenha baixo custo e seja disponível:** lei da oferta e demanda. Também deve-se evitar problemas de escassez do fluido refrigerante no mercado.
- **Seja estável e leve:** não sofra alteração química em sua composição ou reaja com outros materiais;
- **Não seja tóxico nem estimulante:** em caso de vazamentos, a segurança de pessoas, animais e produtos não deve ser comprometida;

- **Não seja inflamável nem explosivo:** em caso de vazamentos, não deve haver risco de incêndio ou explosão e;
- **Não cause efeitos adversos ao meio ambiente:** não degrada a camada de ozônio nem contribua para o efeito estufa.

O fluido refrigerante ideal deve obedecer ao seguinte diagrama da Fig (2. 28). Para a análise do impacto ambiental, existem três índices que devem ser calculados para o fluido refrigerante em questão:

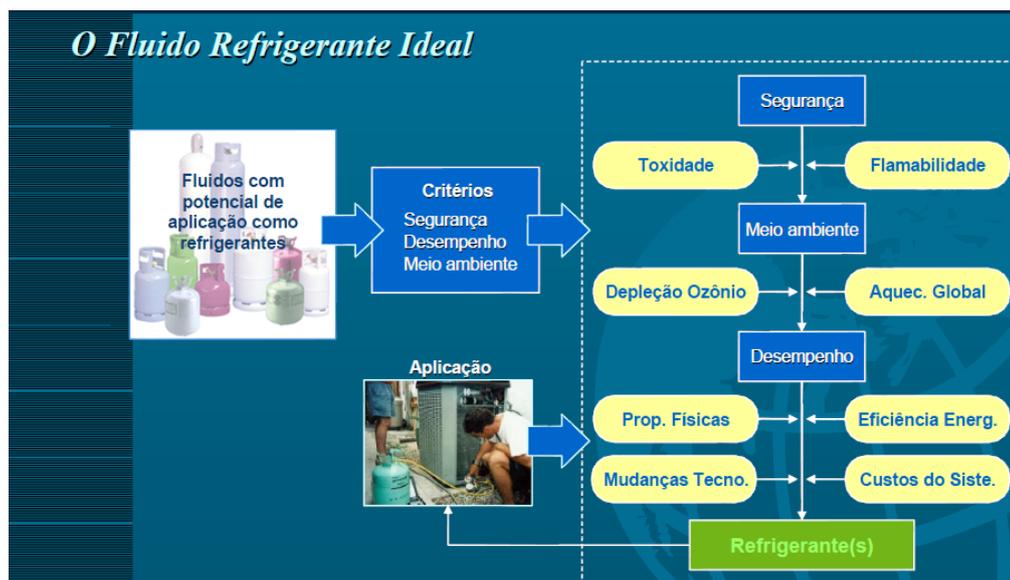


Figura (2. 38) – Diagrama que estabelece os critérios de seleção para um fluido refrigerante (Pimenta, 2008b).

Potencial de depleção da camada de ozônio (ODP): índice que traduz o potencial de uma substância para a depleção da camada de ozônio. O CFC11 é tomado como referência, tendo o maior potencial (ODP=1). Todo refrigerante com ODP não nulo ou foi ou será completamente banido de uso, como requerido pelo Protocolo de Montreal. A exigência é que o ODP dos refrigerantes seja zero. Com ODP zero, pode-se citar os refrigerantes 134a, 600, 717 e 714, não exclusivamente.

O ODP em regime permanente representa o montante relativo de ozônio destruído pela emissão contínua de um gás ao longo da vida atmosférica deste (Eq 2. 27):

$$ODP_{ss} = \frac{\text{mudança global do } O_3 \text{ devida à massa unitária da substância "x"}}{\text{mudança global do } O_3 \text{ devida à massa unitária de R11}} \quad (2. 27)$$

Potencial de aquecimento global (GWP): mede o impacto de uma substância como gás de efeito estufa relativo ao efeito de aquecimento global de uma massa similar de CO₂ por um intervalo de tempo que deve ser especificado. O dióxido de carbono é usado como referência por ter o maior impacto líquido sobre o aquecimento global. A Tabela (2. 5) apresenta alguns refrigerantes com seus respectivos GWP's. Refrigerantes halocarbônicos tipicamente possuem maior GWP que o CO₂, mas ocorrem em quantidades muito menores.

Tabela 2. 5 – Alguns refrigerantes e seus respectivos GWP's (Pimenta, 2008).

Refrigerante	GWP	Refrigerante	GWP
R11	3800	R134a	1300
R22	8100	R600	~0,0
R500	6010	R717	0,0
R123	90	R714(CO₂)	1

O GWP de uma substância expressa a contribuição integrada de um pulso dessa substância relativo à contribuição integrada de um pulso (de mesma massa) do gás de referência sobre um certo horizonte de tempo.

Total equivalente de impacto pelo aquecimento (TEWI): representa a soma do efeito da descarga direta do refrigerante na atmosfera com o efeito da emissão de dióxido de carbono devido a energia usada ao longo da vida do equipamento. Dessa forma, converte-se a porção de refrigerante para o montante de CO₂ de efeito equivalente e então os dois são somados. O impacto pode exceder a vida do equipamento, logo, deve-se escolher uma base de tempo adequada. Um horizonte de tempo utilizado com frequência é de 100 anos.

Para ser selecionado, um fluido deve atender aos critérios de inflamabilidade, toxicidade e impactos ambientais. Estudos referentes à inflamabilidade e toxicidade podem ser encontrados na literatura. Os índices de impacto ambiental são calculados com base nos dados citados acima.

3 ANTEPROJETO

3.1 INTRODUÇÃO AO ANTEPROJETO

Os aparelhos de refrigeração para a área dermatológica são leves, compactos, fáceis de transportar e necessitam pouca manutenção. Utilizam o próprio ar ambiente como fluido de aquecimento e arrefecimento. Podem atingir temperaturas de -25°C , -30°C e até -40°C , dependendo do modelo e do fabricante.

Atualmente, no mercado, existem dois concorrentes principais. O Freddo*, da Fabinject, produz ar entre -20°C e -35°C , que é soprado por um compressor de alto fluxo. Possui três regulagens de temperatura do ar frio e é de baixo consumo energético. A Figura (3. 1) apresenta o modelo produzido pelo fabricante.



Figura (3. 1) – Fabinject Freddo®.

Um concorrente direto do modelo supracitado é o Cryo6**, da Zimmer. Resfria ar até -30°C . Não utiliza consumíveis, pois utiliza o próprio ar ambiente como ar refrigerado. A Figura (3. 2) apresenta o Zimmer Cryo 6.



Figura (3. 2) – Zimmer Cryo6.

*Os dados técnicos podem ser encontrados no ANEXO XI.

**Os dados técnicos podem ser encontrados no ANEXO XII.

3.2 ESCOLHA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Para se determinar o ciclo de refrigeração a ser adotado, primeiramente deve-se realizar uma análise dos ciclos de refrigeração existentes. O ciclo de compressão de vapor ou ciclo de Kelvin foi idealizado por Lord Kelvin e é o mais utilizado, tanto em frigoríficos domésticos, refrigeradores comerciais como em grandes sistemas de refrigeração industrial. O ciclo de compressão a vapor foi abordado no capítulo 2 deste trabalho.

Nos primeiros anos do Século XX, tornou-se popular a utilização de sistemas de ciclo por absorção de vapor através do emprego de água e amônia. Por ser um ciclo que apresenta baixo COP e necessita de um espaço grande para ser instalado, foi descartado como ciclo a ser selecionado. Hoje em dia, o ciclo de absorção é apenas usado onde existe desperdício de calor disponível ou onde o calor pode ser obtido por painéis solares.

O ciclo de gás consiste num ciclo de refrigeração que utiliza um gás que é comprimido e expandido, mas que não muda de fase. O fluido mais utilizado é o ar. O ciclo executado é o ciclo Brayton inverso e, dessa forma, apresenta uma eficiência menor que a do ciclo de compressão a vapor. Da mesma forma que o ciclo por absorção, requer um espaço grande para ser executado, o que descarta a seleção.

O ciclo Stirling é realizado mediante o início e a manutenção de condições estáveis de uma oscilação cíclica do fluido utilizado, de modo que, numa região definida do dispositivo que gera o ciclo, o fluido esteja em expansão e em seguida, resfriado e em outra região esteja em compressão e em seguida aquecido. A parte aquecida produz calor e a parte arrefecida extrai o calor do ambiente exterior, provocando assim o efeito frigorífico. O ciclo Stirling inverso é tão eficiente quanto o ciclo de compressão a vapor, porém é mais complexo de ser executado.

Existe, também, a refrigeração termoelétrica o, que ocorre pela utilização de placas peltier. A temperatura de saída do ar, no presente projeto, é muito baixa e inviabiliza o uso desse tipo de refrigeração.

Tendo em vista a análise dos ciclos existentes, o ciclo a ser adotado é o ciclo básico por compressão a vapor.

3.3 FLUIDO REFRIGERANTE

Depois de ser selecionado o ciclo de compressão a vapor, o primeiro item a ser escolhido no projeto do aparelho é o fluido refrigerante. Através de suas propriedades termodinâmicas, as demandas de carga térmica e de temperaturas de condensação e evaporação, além do COP, variam. A Tabela (3.1) apresenta os potenciais de depleção do ozônio e o de aquecimento global dos refrigerantes mais usuais. Para garantir a compactabilidade do equipamento, três dos diversos refrigerantes possíveis são analisados. Outros refrigerantes atendem também às demandas térmicas, porém demandam instalações maiores, o que inviabiliza sua escolha. Os refrigerantes comparados são os blends R404a, 507a e R22.

O R404a apresenta-se como um substituto ao R22. A comparação é realizada pelo programa coolpack, que está apresentada na Tabela (3. 2).

Tabela 3. 1 – Potenciais de depleção do ozônio e do aquecimento global dos principais fluidos refrigerantes.

Refrigerante	Potencial de Depleção do Ozônio (ODP)	Potencial de Aquecimento Global (GWP)
R-11 Trichlorofluoromethane	1.0	4000
R-12 Dichlorodifluoromethane	1.0	2400
R-13 B1 Bromotrifluoromethane	10	
R-22 Chlorodifluoromethane	0.05	1700
R-32 Difluoromethane	0	650
R-113 Trichlorotrifluoroethane	0.8	4800
R-114 Dichlorotetrafluoroethane	1.0	3.9
R-123 Dichlorotrifluoroethane	0.02	0.02
R-124 Chlorotetrafluoroethane	0.02	620
R-125 Pentafluoroethane	0	3400
R-134a Tetrafluoroethane	0	1300
R-143a Trifluoroethane	0	4300
R-152a Difluoroethane	0	120
R-245a Pentafluoropropane	0	
R-401A (53% R-22, 34% R-124, 13% R-152a)	0.37	1100

Refrigerante	Potencial de Depleção do Ozônio (ODP)	Potencial de Aquecimento Global (GWP)
R-401B (61% R-22, 28% R-124, 11% R-152a)	0.04	1200
R-402A (38% R-22, 60% R-125, 2% R-290)	0.02	2600
R-404A (44% R-125, 52% R-143a, R-134a)	0	3300
R-407A (20% R-32, 40% R-125, 40% R-134a)	0	2000
R-407C (23% R-32, 25% R-125, 52% R-134a)	0	1600
R-502 (48.8% R-22, 51.2% R-115)	0.283	4.1
R-507 (45% R-125, 55% R-143)	0	3300
R-717 Ammonia - NH ₃	0	0
R-718 Water - H ₂ O	0	
R-729 Air	0	
R-744 Carbon Dioxide - CO ₂		1

Tabela 3. 2 – Comparação dos três fluidos refrigerantes mais aplicáveis ao projeto.

COMPARISON OF REFRIGERANTS					
> ONE-STAGE REFRIGERATION CYCLE					
COMMON INPUTS		CHOICE OF REFRIGERANT AND RESULTING CAPACITIES			
INPUT	VALUE	REFRIGERANT	R404A	R22	R507A
Cooling Capacity \dot{Q}_E [kW]	1.295	\dot{V}_D [m ³ /h]	7.87	6.42	7.46
η_{IS} [-]	0.700	\dot{Q}_E [kW]	1.295	1.295	1.295
η_{VOL} [-]	0.800	\dot{W} [kW]	1.21	0.88	1.20
f_G [%]	10.0 [%]	COP [-]	1.07	1.47	1.08
T_{AMB} [°C]	25	T_E [°C]	-32.59	-32.59	-32.59
T_{ROOM} [°C]	-30	T_C [°C]	48.85	45.86	48.72
UA_{COND} [kW/K]	0.1	p_E [kPa]	183.5	146.2	193.9
ΔT_{SC} [K]	2	p_C [kPa]	2237.9	1763.5	2296.8
UA_{EVAP} [kW/K]	0.5	Pressure ratio	12.192	12.061	11.846
ΔT_{SH} [K]	3	T_{DSCH} [°C]	73.46	114.40	71.44
		ΔCOP [%]	-27.4	0.0	-26.5

O refrigerante 404a é o que apresenta maior vazão volumétrica e o terceiro maior COP. Porém, a análise de impactos ambientais demonstra que o R22 tem um ODP acima de zero e um GWP mais elevado que o do 404a, e a análise de segurança coloca o R290 na categoria A3 enquanto o R404a está na categoria A1. Dessa forma, o fluido refrigerante a ser adotado é o 404a. A escolha entre o 404a e o 507a dá-se à disponibilidade de aparelhos no mercado. É importante analisar que o GWP para a quantidade de refrigerante, para sua aplicação e para a quantidade de produtos no mercado e o tempo de uso do aparelho torna-se não significativo, permitindo o uso sem maiores preocupações desse refrigerante.

3.4 ANÁLISE DO CICLO ADOTADO

Para se iniciar o dimensionamento do sistema, primeiramente, deve-se partir de sistemas ideais e com alguns valores escolhidos com base na literatura, na experiência ou em alguma restrição do projeto. Uma análise do ciclo padrão do R404a é realizada, manualmente, no programa *Engineering Equation Solver* (EES). A Figura (3. 3) apresenta os resultados dos cálculos feitos no ANEXO I para o ciclo padrão de compressão a vapor com temperaturas de evaporação e condensação de -35°C e 40°C, respectivamente. As cargas térmicas do condensador e do evaporador por quilo nas condições de projeto, a potência requerida por quilo e o COP são apresentados.

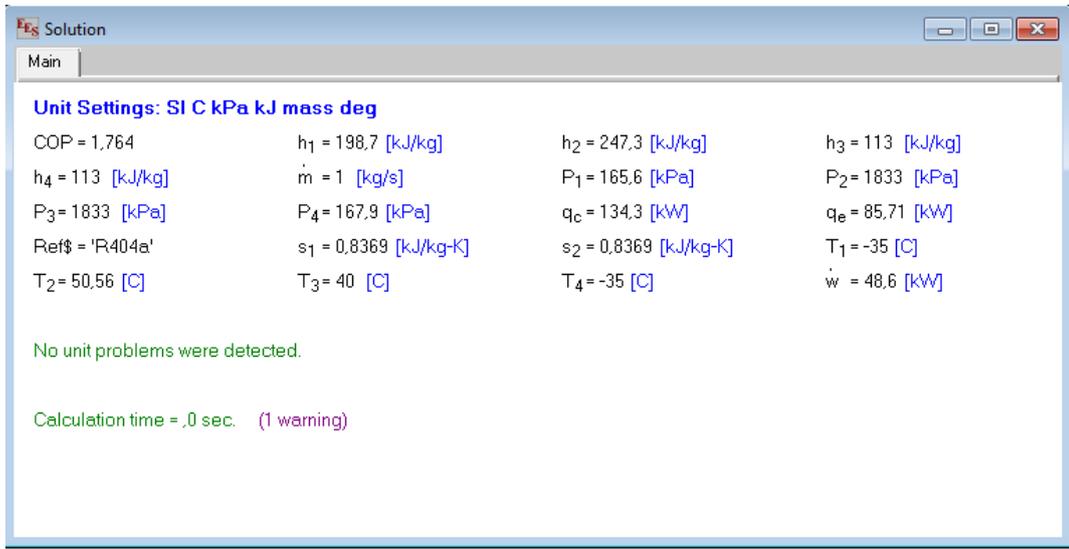


Figura (3. 3) – Resultados do ciclo de compressão a vapor para R404a.

Uma análise do mesmo ciclo é feita no programa *Coolpack*. O diagrama pressão x entalpia é apresentado na Figura (3. 4) e os resultados são mostrados na Figura (3. 5).

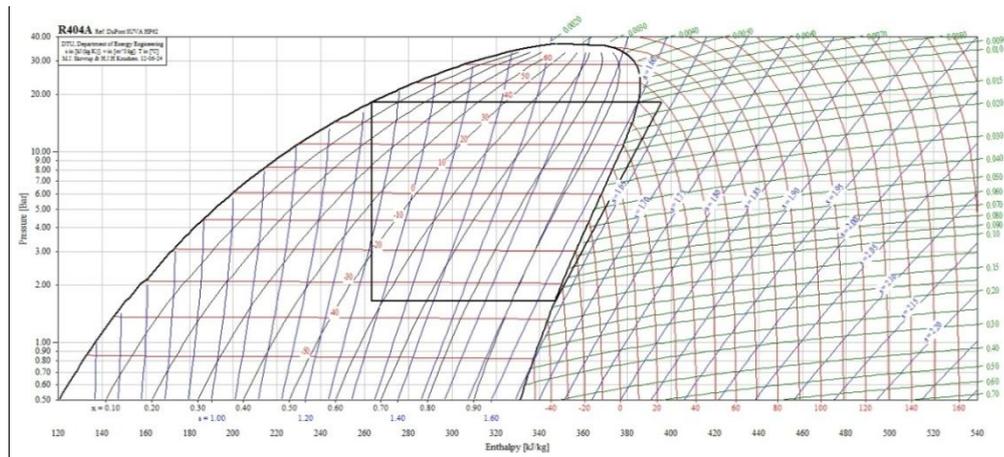


Figura (3. 4) – Diagrama pressão X entalpia para R04a em condições ideais.

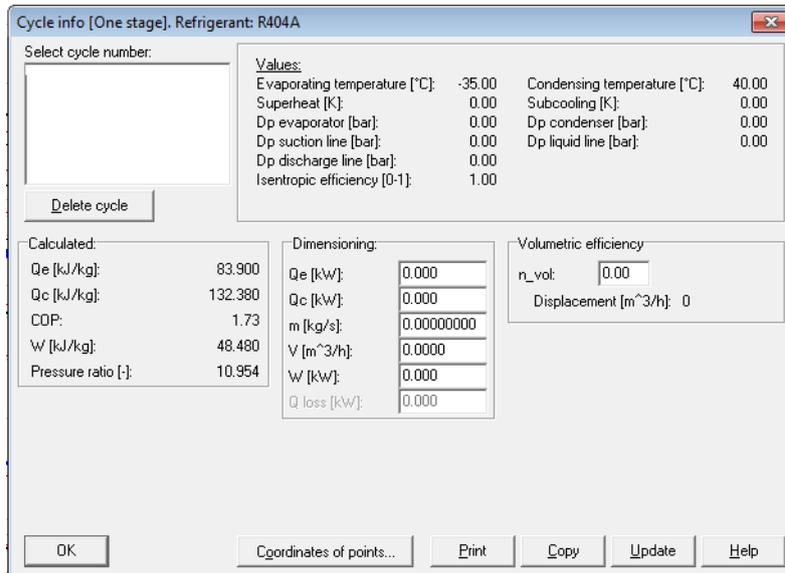


Figura (3. 5) – Resultados referentes à Figura (3. 4)).

Verifica-se uma diferença de apenas 2% no cálculo feito manualmente e no realizado pelo *coolpack*. Com a seleção da unidade condensadora realizada no item (4. 1), um COP de operação de 1,25, ao invés de 1,73 estipulado pelo *coolpack* e de 1,76 realizado manualmente. Dessa forma, busca-se obter a temperatura de condensação que ocorrerá na unidade condensadora para analisar melhor o comportamento do aparelho resfriador de ar.

Usando o mesmo algoritmo da Figura (3. 3), tornando o COP como uma *input* e a temperatura de condensação uma *output*, tem-se o resultado encontrado na Figura (3. 6).

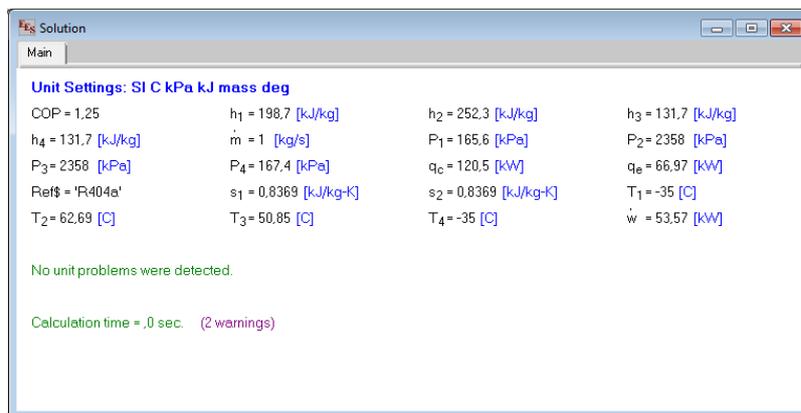


Figura (3. 6) –Temperatura de condensação na unidade condensadora para os dados disponibilizados pelo fabricante.

A Figura (3. 7) apresenta o ciclo para a nova condição e a Figura (3. 8) mostra os resultados encontrados pelo programa.

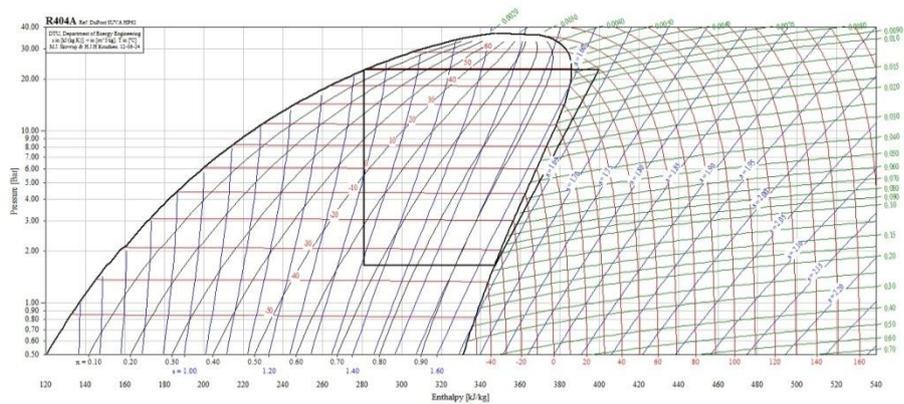


Figura (3. 7) – Diagrama pressão X entalpia para as condições da unidade condensadora.

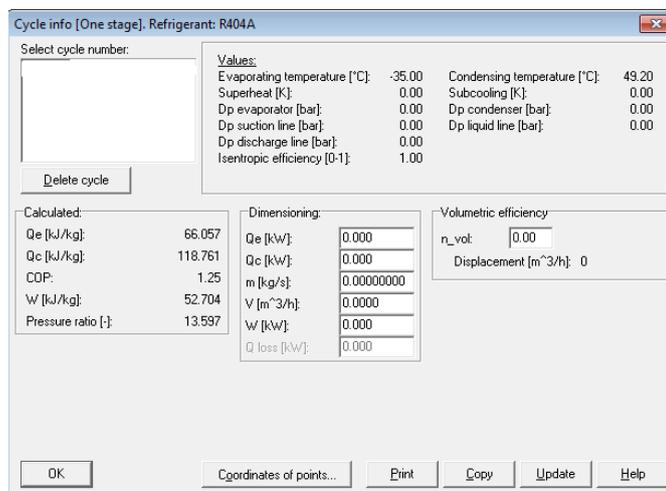


Figura (3. 8) – Resultados do diagrama da Figura (3. 6)Figura (3. 7).

Os resultados das Figs Figura (3. 6) e Figura (3. 8) apresentam uma diferença de apenas 1,6°C, o que dá uma diferença de, aproximadamente, 3%. Corrigindo para o superaquecimento e o subresfriamento aplicados, a Figura (3. 9) ilustra as novas condições de funcionamento para o COP fornecido pelo fabricante.

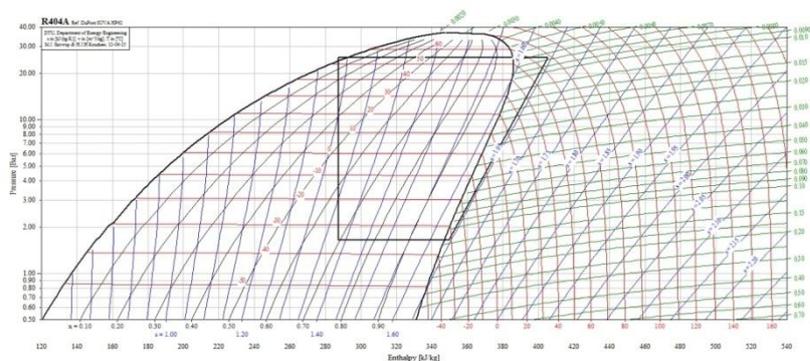


Figura (3. 9) – Diagrama da Figura (3. 7) corrigido para temperaturas de superaquecimento e subresfriamento.

O estudo realizado acima baseia-se em todas as cargas por kg de refrigerante. Para saber a vazão de refrigerante e, portanto, determinar as cargas térmicas do compressor e condensador, deve-se calcular a carga térmica a ser retirada do ar, que equivale à carga térmica do evaporador. A Figura (3. 10) apresenta os resultados para carga térmica a ser retirada do ar. ANEXO IV, encontra-se a rotina de cálculo para tal fim, enquanto a Figura (3. 11) atualiza os dados de carga por quilo da Figura (3. 8).

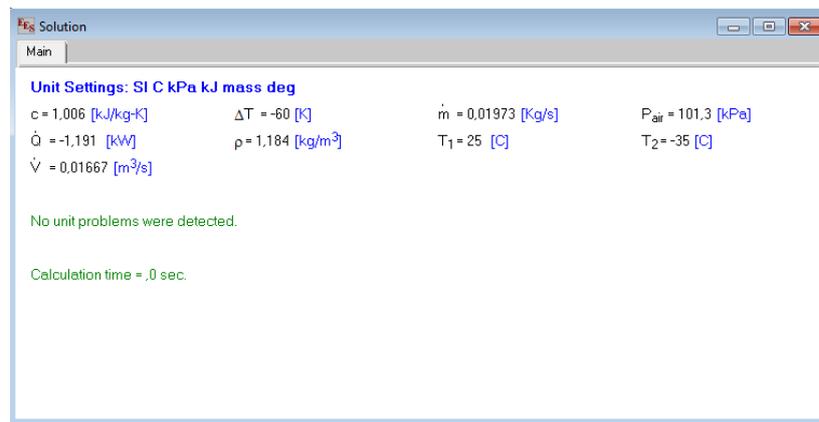


Figura (3. 10) – Cálculo de carga térmica a ser retirada do ar.

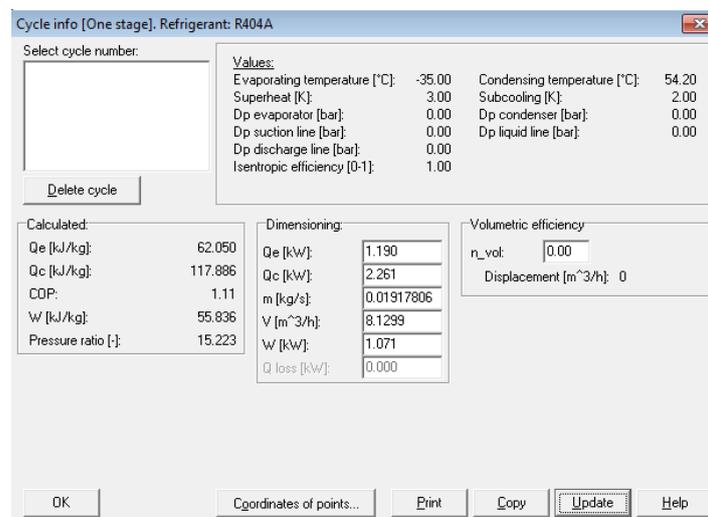


Figura (3. 11) – Correção da Figura (3. 8) para a carga térmica do ar.

3.5 ANÁLISE DA SECAGEM DO AR

Para o cálculo da capacidade de refrigeração requerida, calculou-se a quantidade de calor que deve ser retirada do ar a 25°C para que este alcance a temperatura desejada de -30°C. Devido à baixa temperatura do evaporador, sabe-se que algum calor adicional deverá ser retirado, pois a água contida no ar irá se condensar e em seguida ser congelada sobre o evaporador. Para se considerar tal efeito, foi

utilizado o software *Coolpack*, que possui uma ferramenta de cálculo para refrigeradores de ar que assume que o processo de resfriamento e desumidificação, no caso do presente projeto, pode ser descrito por uma taxa de variação de entalpia com relação à concentração constante, como mostra a Eq (3. 1) abaixo:

$$\frac{dh}{dx} = \text{constante} \quad (3. 1)$$

Em que, na equação acima, h é a entalpia e x é a razão de umidade. O programa também possui uma rotina que corrige automaticamente os valores de entalpia caso o ar alcance o estado de saturação. No item (5. 4) do capítulo 5, é realizada uma análise da formação de gelo no evaporador.

3.8 ANÁLISE DA TUBULAÇÃO

3.8.1 LINHA DE SUCÇÃO

A linha mais crítica no sistema de tubulações é a linha de sucção, que transporta vapor refrigerante do evaporador para o compressor. Nesta linha, deve-se ter uma velocidade suficientemente alta para transportar o óleo de volta ao compressor, tanto nas linhas horizontais como nas verticais com fluxo ascendente. Simultaneamente, deve ter uma queda de pressão mínima para evitar quedas excessivas de capacidade e aumento de potência do compressor.

A queda de pressão na linha de sucção aumenta o volume do gás refrigerante que deve ser trabalhado pelo compressor, para uma dada capacidade em TR. Como o compressor alternativo é uma máquina de volume constante, queda de pressão significa redução de capacidade. A capacidade é também afetada de outro modo. A uma temperatura fixa de condensação, a taxa de compressão aumenta quando diminui a pressão de sucção. Como já se viu, quando a taxa de compressão aumenta, a eficiência volumétrica diminui, resultando daí uma diminuição na capacidade do compressor. A potência necessária para mover o compressor também aumenta quando a taxa de compressão aumenta. Assim, a queda de pressão deve ser mantida no seu valor mínimo, mas também se devem considerar os problemas econômicos decorrentes do aumento do tamanho da linha.

As linhas de sucção são normalmente dimensionadas de forma que a perda de carga total não exceda o equivalente a 2,2°C de queda da temperatura de saturação para fluidos halogenados e 1,1°C para a amônia. Valores maiores somente são toleráveis em linhas muito longas. Deve-se lembrar que a perda de capacidade do sistema ou o aumento do custo de refrigeração aumentam cerca de 4,0% para cada 1,0°C equivalente.

A velocidade do gás é outro fator a ser considerado no dimensionamento de linhas de sucção. Determinou-se praticamente que a velocidade mínima necessária para mover óleo em linhas horizontais de sucção é da ordem de 2,5 m/s. Quando a linha de sucção é vertical com o fluido subindo, são necessárias velocidades maiores para transportar o óleo para cima. A velocidade mínima em linhas verticais de sucção, com fluxo ascendente, é de 5,0 m/s. As linhas de fluxo ascendente devem ser verificadas para capacidades mínimas com carga parcial e a velocidade determinada para essas condições. Se a velocidade em carga mínima descer abaixo dos 5,0 m/s, será necessário usar linha dupla.

A consideração final do dimensionamento de linhas de sucção é a velocidade máxima. Geralmente, quando se pretende eliminar o ruído excessivo deve-se manter a velocidade em todas as linhas de sucção abaixo dos 16 m/s. Isto deverá ser verificado cada vez que for necessário dimensionar linhas de sucção.

Um critério satisfatório é escolher a velocidade da linha de sucção em torno de 10m/s.

3.8.2 LINHA DE LÍQUIDO

O dimensionamento de linhas de líquido é consideravelmente menos crítico do que o dimensionamento de outras linhas do sistema. Esta linha transporta o refrigerante entre o receptor e o evaporador, e apenas manobra refrigerante no estado líquido. Por isso, o óleo que circula no sistema é transportado sem qualquer problema. A queda de pressão na linha de líquido exerce efeito mínimo na operação do sistema. Não há efeito direto sobre o compressor. Uma queda alta de pressão na linha de líquido reduzirá, contudo, a pressão existente na entrada da válvula de expansão e, portanto, pode afetar o seu tamanho.

Ao mesmo tempo, a queda de pressão numa linha de líquido deverá ser mantida num valor razoável para evitar problemas de evaporação repentina. Assim, o comprimento da linha, a quantidade de refrigerante que passa na linha e a diferença em altura entre o receptor e o evaporador têm influência no caso da evaporação repentina constituir. Por esta razão, é desejável ter um sistema razoavelmente compacto para reduzir o comprimento dos tubos e diminuir ao mínimo a perda de pressão.

Considera-se geralmente boa prática limitar a queda de pressão total em linhas de líquido para um valor equivalente à variação de temperatura de 1,1°C. Ao dimensionar a linha de líquido, devesse ter

em conta a velocidade. A boa prática indica que se deve manter a velocidade abaixo de 1,5 m/s. Este limite foi estabelecido em razão da possibilidade de golpes de líquido, vibração e ruídos resultantes da ação de válvulas solenóides ou outras válvulas de ação rápida.

Outra consideração no dimensionamento de linhas de líquido é o efeito da redução de pressão devido à diferença em altura entre o receptor e o condensador. Se a diferença de pressão decorrente da variação em altura for demasiadamente grande, ocorre evaporação repentina, a qual é prejudicial para a vida e a capacidade das válvulas solenóide e das válvulas de expansão. Como se discutiu anteriormente, o sub-resfriador é, muitas vezes, necessário para evitar evaporação repentina na linha de líquido quando existem diferenças em altura.

Uma velocidade de 2,5m/s será adotada no critério de seleção da linha de líquido.

3.8.3 LINHA DE DESCARGA

Ao dimensionar linhas de refrigerante situadas entre a válvula de descarga do compressor e o condensador, algumas das considerações discutidas no dimensionamento de linhas de sucção também são aplicáveis. A queda de pressão não é tão crítica, mas a velocidade deve ser adequada para assegurar o fluxo do óleo, juntamente com o vapor de refrigerante.

A queda de pressão nas linhas de descarga aumenta a taxa de compressão e, conseqüentemente, a potência necessária para acionar o compressor. Ao mesmo tempo, a eficiência volumétrica diminui com o aumento da taxa de compressão, o que resulta em redução da capacidade do compressor.

Ao considerar todos esses fatores, a prática indica que as linhas de descarga de gás podem ser dimensionadas para uma queda de pressão tal que a redução de temperatura equivalente não seja superior a 1,1°C.

As linhas de descarga de gás devem ser também verificadas quanto à velocidade, aplicando-se os mesmos critérios utilizados para o movimento correto do óleo em linhas de sucção, isto é, 5,0 m/s nas linhas verticais de fluxo ascendente e 2,5 m/s nas linhas horizontais. A velocidade máxima aceitável, baseada em considerações de ruído, é de 16,0 m/s.

3.9 ANÁLISE DO SISTEMA DE CONTROLE

3.9.1 CONTROLE DO COMPRESSOR

Durante o funcionamento do sistema, os compressores permanecem ligados. Não haverá controle de capacidade dos mesmos. Contudo, será adicionado ao sistema proteções ao funcionamento do equipamento. Assim, para a partida do compressor, temos que garantir o seguinte: o sistema está

habilitado para funcionar; o ventilador do condensador está ligado e sem alarmes; O relé de sobrecarga do compressor está normalizado; não existe alarme de comando sem estado no compressor; não existem alarmes no sistema; · A pressão de sucção não está abaixo no nível mínimo por mais de 30 segundos. Garantida as variáveis observadas anteriormente, o sistema irá realizar o comando dos compressores.

3.9.2 CONTROLE DO CONDENSADOR

Durante o funcionamento do sistema, o ventilador do condensador permanecerá ligado. Não haverá controle da rotação. Contudo, assim como nos compressores, alguns dispositivos de segurança serão adicionados ao sistema para aumentar a proteção. Para o funcionamento do condensador, temos que garantir o seguinte: o sistema está habilitado para funcionar; o relé de sobrecarga do ventilador do compressor está normalizado; não existe alarme de comando sem fluxo de ar no ventilador; não existem alarmes no sistema. Caso o sensor de monitoramento de propano seja acionado, o sistema irá ligar automaticamente o ventilador do condensador para retirar o gás da máquina.

3.9.3 CONTROLE DO EVAPORADOR

No evaporador, existirá uma estratégia de controle diferenciada. Neste dispositivo haverá controle de capacidade tanto para manutenção da temperatura de saída do jato de ar, quanto do superaquecimento.

O sensor de temperatura de ar gelado enviará ao controlador o valor da temperatura do jato de ar. Através de um controle PID, o sistema irá modular a válvula de expansão eletrônica. Caso a temperatura suba, o controle irá abrir a válvula para intensificar a troca de calor. Caso abaixe, o sistema irá fechá-la. Existe um valor desejado (Set-Point) que será definido pela temperatura desejada pelo usuário da máquina produtora de ar frio, que pode variar de -10 a -30 °C. O sensor de temperatura na linha frigorífica irá garantir que o grau de superaquecimento do sistema. Em caso de baixa temperatura, o sistema fechará a válvula ON-OFF para reduzir a alimentação do evaporador. Pelo contrário, a válvula será aberta. O Set-Point de temperatura foi definido por projeto e será de +5 °C de superaquecimento. Abaixo (Figura (3. 12)), segue descrição do processo de controle.

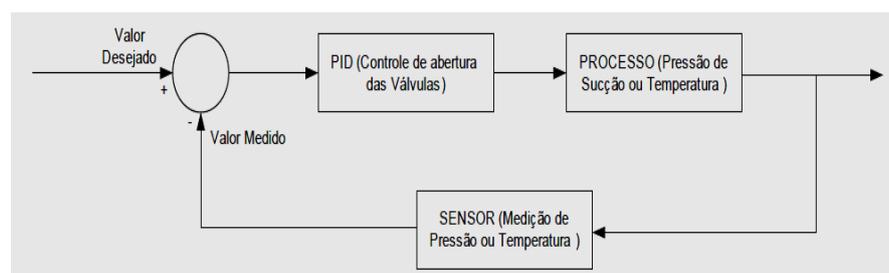


Figura (3. 12) – Estratégia de controle PID para o evaporador.

O sensor de pressão utilizado no sistema será utilizado para geração de alarme de baixa pressão de sucção.

3.9.4 CONTROLE DO SISTEMA DO APARELHO REFRIGERADOR

O controle da máquina de refrigeração está relacionado com a partida do sistema e os ajustes de velocidade do ventilador e das temperaturas de -10 °C, -20 °C e -30 °C. Em relação à velocidade do ventilador, supor-se-á que o mesmo funcionará entre 50 e 100 % de sua capacidade, sendo 1000 L/min a vazão máxima.

O ponto para habilitar o sistema será um botão que indicará ao sistema de controle a permissão para partida do sistema. Vale lembrar que, para cada sistema partir, uma verificação dos alarmes será feita.

O controle da temperatura ocorrerá por uma chave de três posições, indicando cada uma dessas temperaturas desejadas. O controlador receberá esta informação e modificará o set-point da pressão de sucção, garantindo o controle da temperatura.

O controle da velocidade ocorrerá com potenciômetro. Ao girar o mesmo, a informação de tensão indicará ao controlador a porcentagem do sinal a se enviar ao ventilador. Contudo, a partida somente ocorrerá se: o sistema estiver habilitado para funcionar, o relé de sobrecarga do ventilador estiver normalizado, não existir alarme de comando sem estado no ventilador e não existirem alarmes no sistema.

4 DIMENSIONAMENTO DO APARELHO

4.1 SELEÇÃO DA UNIDADE CONDENSADORA

A unidade condensadora é um item no projeto de fundamental importância, pois ela garante o fator que tem o peso principal na tomada de decisões, a compactabilidade. De acordo com essa restrição, a unidade condensadora que melhor atendeu às especificações do projeto foi o modelo LCHC048, da Danfoss. A Figura (4. 1) apresenta a unidade condensadora selecionada. Demais dados técnicos encontram-se no ANEXO VIII.



Figura (4. 1) Figura (4. 1) apresenta a unidade condensadora selecionada.– Unidade condensadora Danfoss LCHC048, versões azul e preto.

Os dados dimensionais da Unidade condensadora estão na Tabela (4. 1).

(*) Rendimientos indicados según condiciones EN 13215 a: T° ambiente de +32 °C, T° gas aspiración; 20 °C., recalentamiento; 10K.
 (1) Gama de temperaturas: -45 a -10 °C.
 Tipo montaje: Calderín; con recipiente, 2 válvulas de servicio, soporte tubería de cobre y presostato KP17WB.
 Las unidades equipan 1 motoventilador para el condensador excepto modelos OP-LGHC048 ... 271 con 2 motoventiladores.

Baja temperatura, trifásicas 400 V 50 Hz

A1-05-040

Tabela 4. 1 – Dados dimensionais da Unidade Condensadora LCHC048.

CV	Cil. cm ³	Int. A	Conexiones		Dimensiones			Rendimientos (Wattios)* (1)				Tipo de montaje	Refer. Danfoss	Modelo	Código
			Asp.	Liq.	Anch.	Fond.	Alto	-10 °C	-15 °C	-25 °C	-35 °C				
2 1/4	48,05	2,34	5/8"	3/8"	500	620	402	3050	2610	1780	1190	Calderín	114X5037	OP-LCHC048E	105611

4.2 SELEÇÃO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Para o controle de vazão de refrigerante no evaporador, escolheu-se uma válvula de expansão termostática, marca Danfoss, modelo TUA/TUAE.

A medição da pressão na saída do evaporador será realizada por um sensor de pressão, marca Danfoss, modelo AKS 33. Este sensor enviará o valor medido ao controlador digital que realizará um controle PID da abertura da válvula ICM.

Para o controle do super-aquecimento, será utilizada uma válvula ON-OFF, modelo EVRA, acionado pelo controlador digital. Este receberá o valor de temperatura através do sensor AKS 21, que é um sensor de temperatura PT 1000. A Figura (4. 2) apresenta a válvula e o sensor de pressão selecionados.



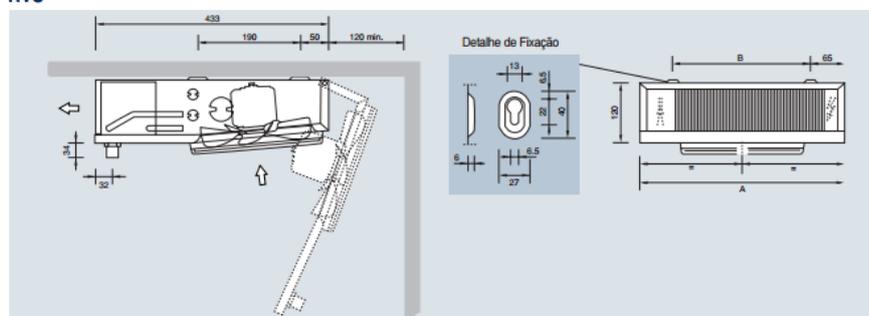
Figura (4. 2) – Válvula de expansão termostática e sensor de pressão *Danfoss*.

4.3 SELEÇÃO DO EVAPORADOR

O evaporador selecionado é da marca Refrio modelo RVS 108B, de serpentina. A escolha desse evaporador foi validada pelo fato de ser um evaporador mais versátil, que atende à temperatura de evaporação, às condições de vazão exigidas e é compacto. Os evaporadores de placas, apesar de serem incrivelmente mais compactos, somente são recomendados para resfriar água, o que acarretaria em complexidades adicionais desnecessárias e não-compensáveis ao projeto, inviabilizando sua seleção. As Figura (4. 3) e Figura (4. 4) apresentam os dados dimensionais e técnicos do evaporador, respectivamente.

DIMENSIONAIS / DIMENSIONAL / DIMENSIONALES

RVS



Modelo / Model / Modelo	RVS		40	60	100	130	180	290
Dimensões	mm	A	411	411	611	611	1 111	1 111
Dimensions		B	271	271	471	471	971	971
Dimensiones								

Figura (4. 3) - Dados dimensionais do evaporador RVS 108B da Refrio.

Distância entre aletas Fin spacing / Passo aleta 4,5/9,0 mm	MODELO	MODEL	MODELO	40B	60B	100B	130B	180B	290B	
	Capacidade	Capacity	Capacidad	kW	0,24	0,33	0,51	0,69	1,05	1,40
			Kcal/h	206	284	438	593	903	1 204	
Vazão de ar	Air flow	Flujo de aire	m³/h	310	280	620	560	930	830	
Flecha de ar	Air throw	Flecha de aire	m	3,0	2,5	5,0	4,5	4,5	4,0	
Área de troca	Exchange area	Área de intercambio	m²	1,27	1,90	2,11	3,17	4,22	6,33	
Dados Comuns Common Data / Datos Comunes	Núcleo / Coil / Bateria			dm³	0,33	0,48	0,54	0,80	1,07	1,61
	Motoventiladores / Fan motors / Motoventiladores			nº x ø	1 x 200	1 x 200	2 x 200	2 x 200	3 x 200	3 x 200
	Corrente do motoventilador / Fan motor absorption Absorbimento de motoventilador			A	0,26	0,26	0,52	0,52	0,78	0,78
	Consumo do motoventilador / Fan motor power Potencia do motoventilador			W	42	42	84	84	126	126
	Degelo elétrico / Electric defrost / Desescarche eléctrico			W	480	480	650	650	1 080	1 080
	Conexões internas núcleo Coil connections		Entrada / Inlet / Entrada / Tubo / Tube / Tubo		3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	1/2"	1/2"
	Conexões internas bateria		Saída / Outlet / Salida / Tubo / Tube / Tubo		3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	5/8"	5/8"
	Conexão degelo / Defrost connection / Conexión desagüe		GAS ø		1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
	Peso líquido / Net weight / Peso neto			Kg	4,0	4,6	6,7	7,3	10,5	11,5

Figura (4. 4) - Dados técnicos do evaporador RVS 108B da Refrio.

Os evaporadores da série RVS foram analisados graças às suas dimensões exteriores notadamente reduzidas. Segundo os dados da empresa, o modelo RVS adequado são os da série RVS/B. Possui espaçamento de aleta diferenciado 4,5/9,0 mm para média e baixa temperatura, até -35°C , com degelo elétrico.

O núcleo é constituído com aleta corrugada de alumínio e tubo de cobre de alto rendimento e testado a uma pressão de 35 bar. Opção de núcleo com pintura anti-corrosiva e circuito para fluídos refrigerantes intermediário. A carenagem é construída totalmente em alumínio liso com liga especial que garante alta resistência mecânica. Os evaporadores com ar forçado Refrio são de alta qualidade e reúnem as seguintes características:

- resistente a baixas temperaturas;
- anti-chamas;
- todos os componentes com alta resistência a corrosão;
- acabamento liso que garante a aprovação nas mais exigentes normas de higiene alimentar.

Os motoventiladores elétricos são monofásicos, com as seguintes características:

- Motor com ventilador $\varnothing = 200$ mm;
- Alimentação 220-240V/1/50-60Hz;
- Grau de proteção IP54;
- Temperatura de funcionamento -40°C a $+40^{\circ}\text{C}$.

4.4 SELEÇÃO DA TUBULAÇÃO

A seleção padrão de material para tubulações de refrigeração é a de se utilizar tubos de cobre. O critério padrão no mercado é utilizado na realização do presente projeto. O cálculo da perda de carga foi realizado com base na equação de Bernoulli modificada. As perdas de carga distribuídas foram desprezadas, devido ao pequeno comprimento das linhas de tubulação. Apenas perdas de carga localizadas, como cotovelos, foram consideradas na realização dos cálculos. O projeto apresenta quatro cotovelos rosqueados e quatro mudanças de seção. As rotinas de cálculo encontram-se no ANEXO VII.

4.4.1 LINHA DE SUÇÃO

O fator predominante no dimensionamento da linha de sucção é a velocidade. Ela tem que ser o suficiente para garantir o retorno do óleo ao compressor. A Figura (4. 5) apresenta o resultado do dimensionamento da linha de sucção. O diâmetro selecionado é o de 5/8”.

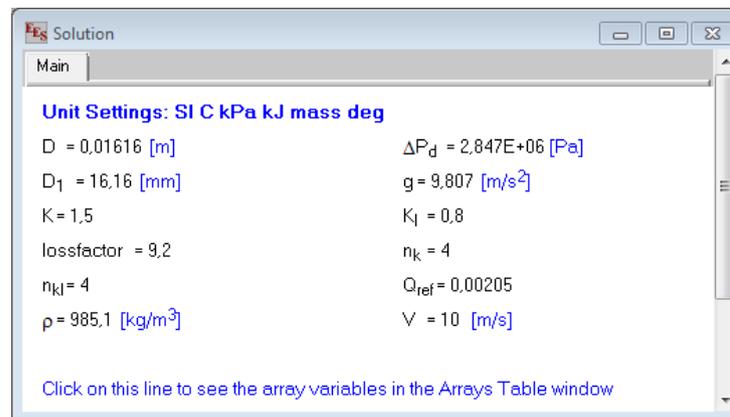


Figura (4. 5) – Dimensionamento da linha de aspiração.

4.4.2 LINHA DE DESCARGA

Para o dimensionamento da linha de descarga, o critério adotado é o mesmo. Porém, uma velocidade maior é requerida para garantir que o óleo seja transportado e não fique no condensador ou no evaporador. A Figura (4. 6) apresenta o resultado do dimensionamento da linha de descarga. O diâmetro selecionado é o de 1/2”.

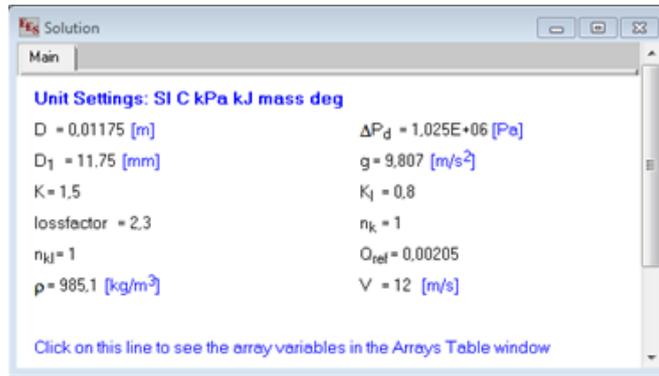


Figura (4. 6) – Dimensionamento da linha de descarga.

4.4.3 LINHA DE LÍQUIDO

O critério para a linha de líquido é garantir o nível aceitado de ruído. Para isso, a velocidade de 2,5 m/s é aplicada e o tubo de 3/16'' é selecionado. A Figura (4. 7) apresenta o resultado do cálculo.

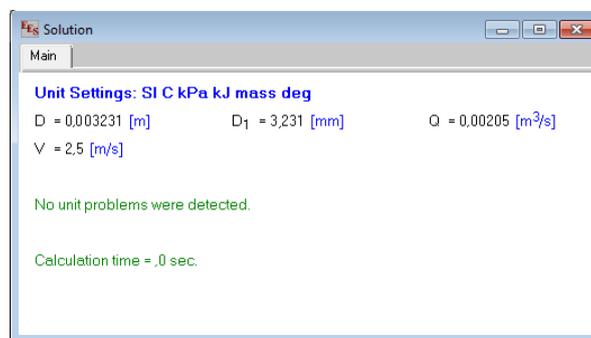


Figura (4. 7) – Dimensionamento da linha de líquido.

4.5 SELEÇÃO DO ISOLAMENTO

O isolamento selecionado será de 10mm para a linha de líquido e de 15mm para a linha de aspiração do compressor. A apresenta uma imagem ilustrativa do isolante:



Figura (4. 8) – Isolamento térmico de tubulações Polipex.

4.6 SELEÇÃO DO SECADOR DE AR E FILTRO DE SILICA GEL

De acordo com a análise no item (5. 4), verifica-se que não há necessidade de utilizar o secador de ar.

Pelo fato de não ter o secador de ar, acaba restando um pouco de umidade e impurezas. Para solucionar tal problema, aplica-se o filtro de sílica gel para fazer uma filtragem das impurezas que restarem no ar e prover a devida desumidificação. A Figura (4. 9) apresenta o filtro de sílica gel.



Figura (4. 9) – Fluipress filtro de sílica gel, capacidade máxima de 1500 L/minuto.

4.7 SELEÇÃO DA VÁLVULA DE FECHAMENTO

Para o controle de abertura e fechamento do registro do fluido refrigerante, foi selecionada a válvula GBC 18s código 009G7054. A Figura (4. 10) apresenta a válvula selecionada. As informações técnicas da válvula encontram-se no ANEXO X.



Figura (4. 10) – Válvula de fechamento Danfoss GBC 18s.

4.8 SELEÇÃO DO CONTROLADOR PARA AUTOMAÇÃO DO PROCESSO

Uma primeira sugestão de controlador responsável pela automação do sistema é o FEC, marca *Metasys*. Este controlador digital possui 17 I/Os, como expansão para até 100 I/Os. Possui display integral para comando do sistema. Trata-se de um controlador multi-propósito, podendo ser totalmente configurado. A Figura (4. 11) apresenta o controlador selecionado.



Figura (4. 11) – Controlador Metasys FEC.

4.9 SELEÇÃO DO SISTEMA DE PROTEÇÃO DE EQUIPAMENTOS

Para o sistema de proteção dos equipamentos, devem-se selecionar dispositivos de proteção contra sobrecarga, sensores de corrente e de fluxo. Para sobrecarga, selecionou-se o relé da Allen Bradley, modelo e1 plus. Para o sensor de fluxo, o escolhido foi P32AC, Johnson Controls, e, para corrente, o H904, da Veris (Figura (4. 12)).



Figura (4. 12) – Sensor de corrente; sensor de fluxo; relé de sobrecarga.

5 SIMULAÇÃO DO SISTEMA

5.1 SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR DA UNIDADE CONDENSADORA

Uma simulação do compressor é realizada em condições de carga plena. A Tabela (5. 1) mostra as variações de carga (Q_{ev}) com diferentes temperaturas de evaporação e temperatura ambiente. Foi considerada uma temperatura de evaporação 5 graus abaixo da temperatura desejada de saída do ar. Operando em cargas parciais, o compressor funcionará com ciclos de liga e desliga para ajustar a temperatura de saída do ar. A Figura (5. 1) apresenta a simulação do compressor.

Tabela 5. 1 – Cargas térmicas de evaporação em diferentes condições de operação.

T_{amb}/T_{ev}	-15°C	-25°C	-35°C
20°C	0,7065	0,9084	1,11
23°C	0,76	0,96	1,16
25°C	0,7938	0,9923	1,19

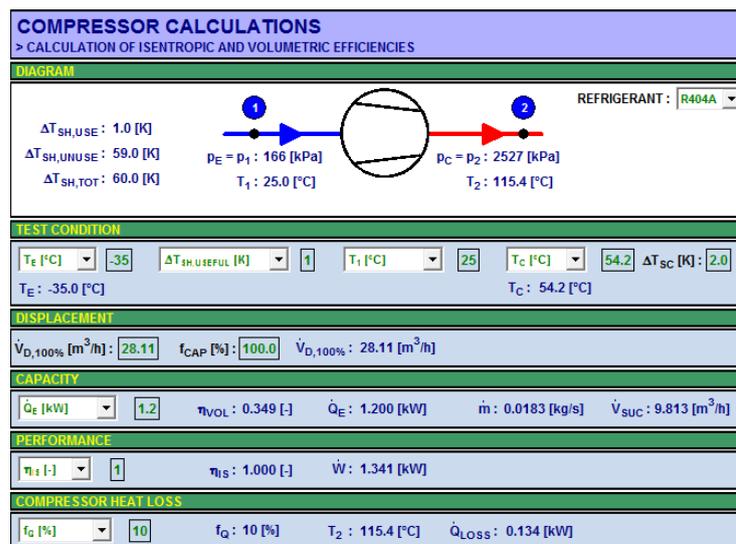


Figura (5. 1) –Simulação do compressor para condições de carga plena.

5.2 SIMULAÇÃO DO DO CONDENSADOR DA UNIDADE CONDENSADORA

O condensador é o componente responsável por rejeitar o calor admitido no evaporador mais a energia admitida no processo de compressão. Como o projeto não se trata de uma bomba de calor, é necessário apenas um condensador que caiba no compartimento do aparelho e que rejeite calor ao ambiente.

O *software Coolpack* permite fazer uma análise do valor do UA do condensador para uma vazão no condensador de 1600 m³/h, conforme disponibilizado pelo fabricante, com uma temperatura de evaporação de -35°C e temperatura ambiente de 25°C. A Figura (5. 2) apresenta tal análise.

Por praticidade, e tendo como base os concorrentes no mercado, a escolha mais prática para o fluido secundário é o ar. Os cálculos demonstraram uma carga térmica reduzida para o condensador.

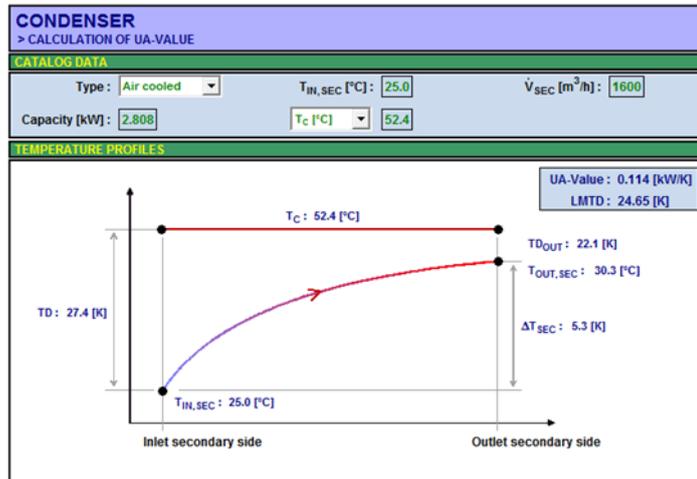


Figura (5. 2) – Análise do condensador.

A Figura (5. 3) apresenta os resultados para UA encontrados pelo programa EES. O Cálculo executado encontra-se no ANEXO V. A Figura (5. 7) apresenta o condensador funcionando nas condições máximas de operação.

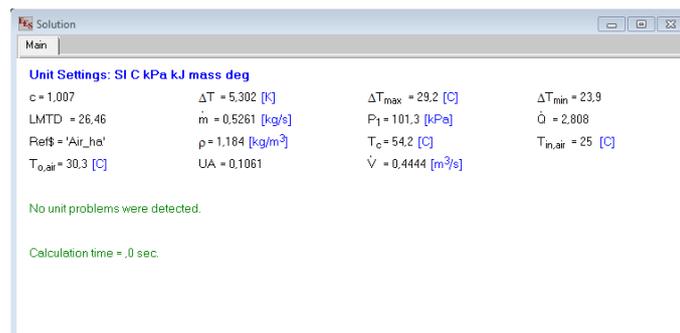


Figura (5. 3) - Análise do UA condensador executado no EES.

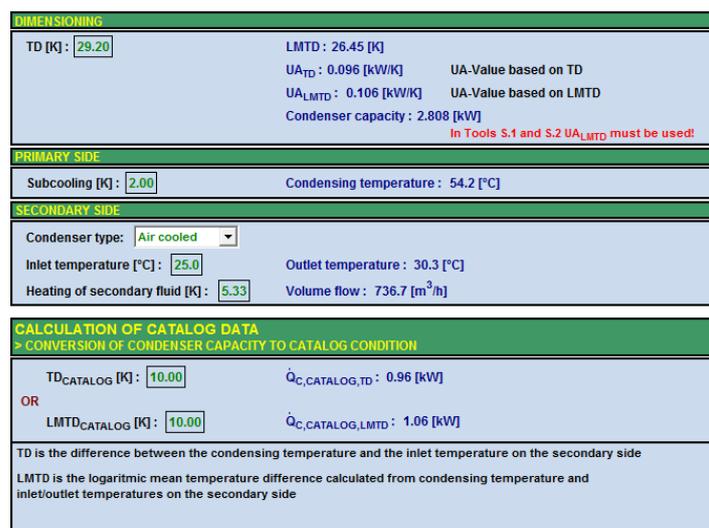


Figura (5. 4) – Condensador operando nas condições máximas de operação.

5.3 SIMULAÇÃO DO EVAPORADOR

Uma análise do evaporador é realizada no programa *Coolpack*. A Figura (5. 5) apresenta a análise para uma vazão de 60 m³/h, que é a vazão requerida do projeto. Uma rotina de cálculo para condições ideais é realizada através do EES e seus resultados são apresentados na Figura (5. 6). No ANEXO VI, é apresentada a respectiva rotina de cálculo.

O evaporador necessário apresenta um valor de UA e carga térmica baixos. Os valores de carga térmica e de UA são, respectivamente: 1,3 kW e 0,061 kW/K para SHR de 85% e de 0,05873 kW/K para SHR de 100% .

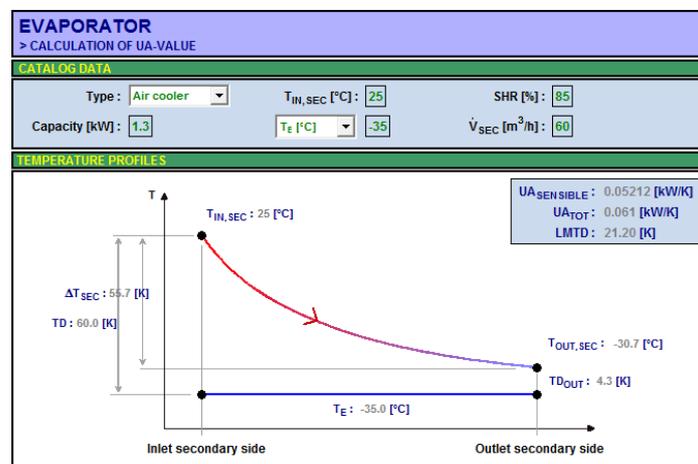


Figura (5. 5) – Análise do evaporador.

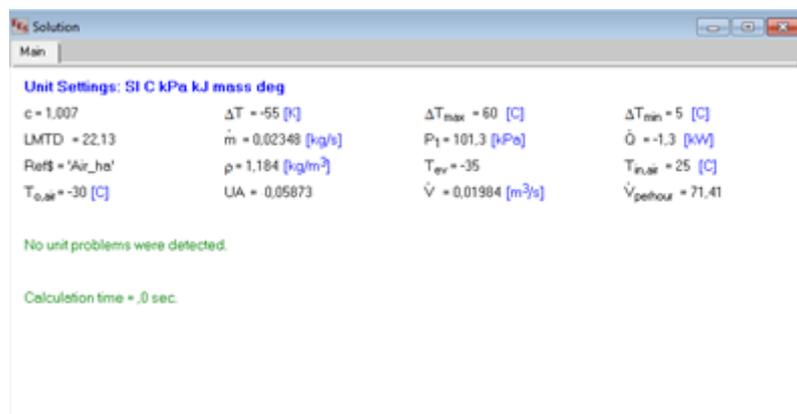


Figura (5. 6) – Resultados da análise do evaporador calculados no EES.

5.4 ANÁLISE DE FORMAÇÃO DE GELO NO EVAPORADOR

A Figura (5. 7) mostra as condições da simulação da formação de gelo no evaporador considerando uma umidade relativa de 60%, para o interior das salas de clínicas de estética.

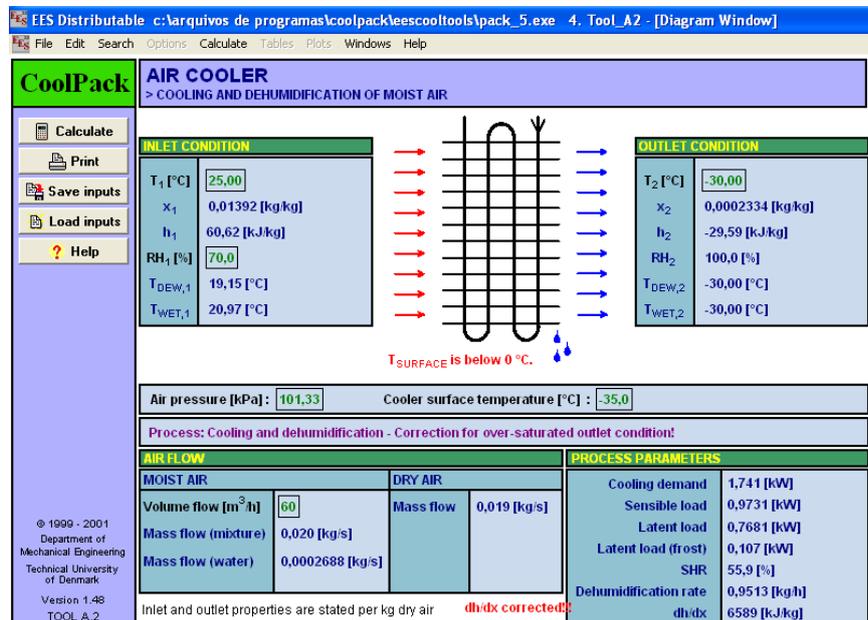


Figura (5. 7) – Análise da formação de gelo no evaporador.

Os resultados obtidos com o programa *Coolpack* mostram que o sistema deverá possuir uma capacidade de 1.19 kW, o programa mostra a taxa de água que será retirada do ar e que, portanto, irá congelar no evaporador, é de, aproximadamente, 0,2304 g/ s de água. Operando a ciclos de 20 minutos, a massa de água depositada no evaporador por ciclo é de 276,48 g. A energia necessária para transformar o gelo em água é de 22 cal, o que é removido pela própria diferença de temperatura com o ar ambiente, que é de 496,2 cal.

A quantidade de água acumulada no fim do dia, considerando seis ciclos (seis cirurgias) é de 1,66 kg de água, o que não apresenta um grande problema de projeto, visto poderá ser recolhida através de um compartimento e posteriormente retirada no fim da jornada diária.

5.5 SIMULAÇÃO DOS ISOLANTES TÉRMICOS

A simulação dos isolantes térmicos foi realizada integralmente pelo programa *coolpack*. A Figura (5. 8) apresenta os resultados dos isolantes, enquanto que a Figura (5. 9) apresenta os dados do fabricante.

PIPE DIMENSIONS				
PIPE	DISCHARGE LINE	LIQUID LINE #1	LIQUID LINE #2	SUCTION LINE
Material	Copper	Copper	Copper	Copper
Velocity [m/s]	1.5	2.5	2.5	10
Length [m]	0.6	0.5	0.5	0.8
INSULATION <small>If "User Defined" is selected as insulation material, then λ_{USER} must be specified.</small>				
Material	None	Armaflex	Armaflex	Armaflex
λ_{USER} [W/(m·K)]	0.0	0	0	0
Thickness [mm]	0.0	10.0	10.0	15
T_{AIR} [°C]	25 [K]	25 [K]	25 [K]	25 [K]
RH_{AIR} [%]	60	60	60	60
DIMENSION				
$D_{INTERNAL}$ [mm]	11.71	3.21	3.21	16.31
$D_{EXTERNAL}$ [mm]	13.29	4.45	4.45	18.07
PRESSURE DROP AND HEAT TRANSFER				
Δp [kPa]	0.12	8.97	8.98	0.37
ΔT_s [K]	0.0	0.2	0.2	0.1
\dot{Q} [W]	-15	-2	-2	10
ΔT [K]	-0.65	-0.05	-0.05	0.66
λ_{INS} [W/(m·K)]	0.000	0.039	0.039	0.039
$T_{SURFACE}$ [°C]	83.01	29.2	29.2	17.3
$T_{AIR,DEW}$ [°C]	16.7	16.7	16.7	16.7

Figura (5. 8) – Simulação dos isolantes térmicos.

PoliPex [®] TUBOS		CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS
Material	Poliétileno de baixa densidade expandido	
Estrutura Celular	Fechada com aproximadamente 400 células/cm ³	
Densidade	33 ± 5 kg/m ³	
Apresentação / comprimento	Barras com 2000mm	
Condutividade Térmica	0,035 W/m.K ou 0,030 kcal/m.h a 20°C	
Absorção de água	< 0,4% em volume após 28 dias de imersão (DIN 53428)	
Difusão de Vapor d'água	0,902 g/m ² .d p/ 15mm (DIN 53122)	
Resistência à difusão de Vapor d'água	$\mu \geq 3000$	
Contratividade Térmica	< 1% após 96 horas a 80°C	
Faixa de Efetividade de Isolamento	- 70°C a + 90°C	
Retardante à chama	R2 (NBR11948/1992 e NBR 7358/1988)	
Resistência à tração horizontal e vertical	2,6 kg/cm ² com 24,5 kg/m ³ (ASTM-0-1623-78)	
Tolerâncias Dimensionais:		
- Comprimento	1,5 %	
- Diâmetro Interno	+ 2mm	
- Espessura	± 1mm	
- Quando exposto às intempéries deve ser protegido		
As normas e especificações citadas são referências orientativas para ensaios.		

Figura (5. 9) – Características técnicas do isolante fornecidos pelo fabricante.

5.6 SIMULAÇÃO DO SISTEMA

Depois de simulados cada componente termodinâmico do aparelho, o sistema é analisado em conjunto. As apresentam, respectivamente, o diagrama pressão X entalpia do sistema, o sistema integrado e suas respectivas propriedades termodinâmicas.

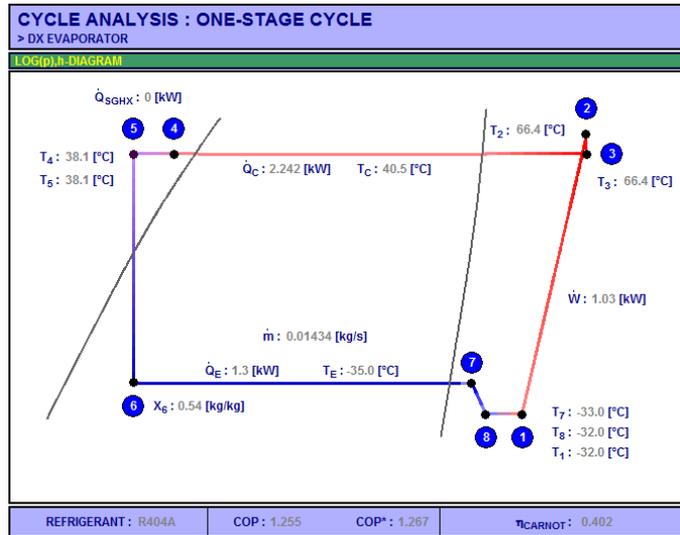


Figura (5. 10) – Características técnicas do isolante fornecidos pelo fabricante.

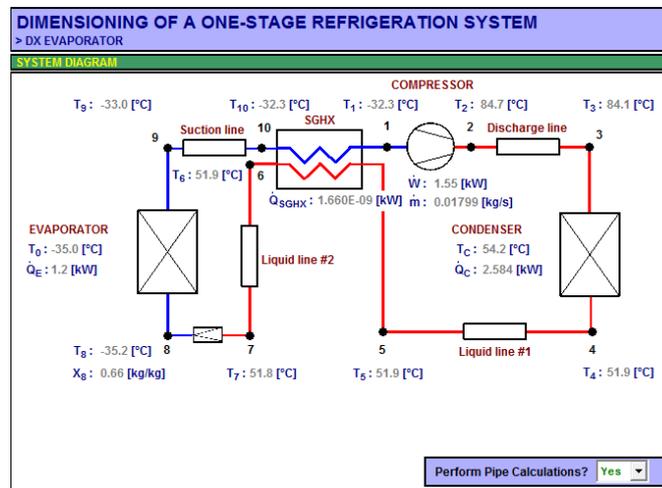


Figura (5. 11) – Simulação do aparelho produtor de ar frio.

STATE POINTS					Additional information
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	
1	-32.3	165.2	200.8	8.6	Pressure ratio (p_2 / p_1): 15.293
2	84.7	2526.8	278.2	111.3	
3	84.1	2526.7	277.4	111.8	$T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
4	51.9	2526.7	133.8	889.1	
5	51.9	2517.7	133.7	889.5	$T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
6	-35.2	165.6	133.6	----	
7	-33.0	165.6	200.3	8.6	
8	-32.3	165.2	200.8	8.6	

Figura (5. 12) – Propriedades termodinâmicas dos pontos destacados naFigura (5. 11).

5.7 AVALIAÇÃO DA ECONOMIA DE ENERGIA COM A VARIAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

A hipótese é considerada da seguinte maneira: considerando 6 cirurgias por dia em 8 horas de trabalho e o mês útil tendo 20 dias, liga-se o aparelho 20 minutos em cada cirurgia (hipótese

conservativa). Dessa forma, o total de horas de operação por ano do aparelho é de 480 horas.. Considerando vida útil do aparelho de 5 anos, tem-se uma vida em operação do aparelho de 2400 horas. Baseado nessa quantidade de horas de operação, variam-se as temperaturas ambientes e reduz-se percentualmente a carga térmica e, então, é verificada a economia de energia em toda a vida útil do aparelho. As mantém a carga térmica para -35°C e variam a temperatura ambiente, enquanto as mantém a temperatura ambiente a 25°C e variam as cargas térmicas para as três condições de operação possíveis.

CHANGE OF PARAMETERS: CONSEQUENCES FOR ENERGY AND ECONOMY						
CHANGE OF PARAMETERS						
CHANGES OF COMPONENTS (+/-)			CHANGES ON SECONDARY SIDE OF EVAPORATOR			
Reduction of \dot{Q}_E [%]: <input type="text" value="0"/>			Temperature of fluid on secondary side is increased by [K]: <input type="text" value="-2.0"/>			
Isentropic efficiency [%]: <input type="text" value="0"/>			CHANGES ON SECONDARY SIDE OF CONDENSER			
Evaporator UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>			Ambient temperature for condenser is decreased by [K]: <input type="text" value="2.0"/>			
Condenser UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>						
ENERGY						
OVERALL VIEW OF OPERATION (PRESENT & NEW SITUATION)					COMPRESSOR	
	\dot{Q}_E [kW]	W [kW]	COP [-]	T_E [°C]	T_C [°C]	Change of compressor capacity: 3.76 [%]
Present	1.20	1.01	1.191	-35.0	54.2	
New	1.20	0.98	1.229	-37.0	51.8	
% Changes	0.0	-3.1	3.18	-	-	
ECONOMY						
COST OF ENERGY AND HOURS OF OPERATION				ANNUAL SAVINGS WITH NEW PARAMETERS		
Cost of one kWh: <input type="text" value="0.3575"/> \$				Savings: 74.49 [kWh]		
Hours of operation [h]: <input type="text" value="2400"/>				Savings: 26.63 [\$]		

Figura (5. 13) – Análise da economia de energia na temperatura ambiente de 23°C .

CHANGE OF PARAMETERS: CONSEQUENCES FOR ENERGY AND ECONOMY						
CHANGE OF PARAMETERS						
CHANGES OF COMPONENTS (+/-)			CHANGES ON SECONDARY SIDE OF EVAPORATOR			
Reduction of \dot{Q}_E [%]: <input type="text" value="0"/>			Temperature of fluid on secondary side is increased by [K]: <input type="text" value="-5.0"/>			
Isentropic efficiency [%]: <input type="text" value="0"/>			CHANGES ON SECONDARY SIDE OF CONDENSER			
Evaporator UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>			Ambient temperature for condenser is decreased by [K]: <input type="text" value="5.0"/>			
Condenser UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>						
ENERGY						
OVERALL VIEW OF OPERATION (PRESENT & NEW SITUATION)					COMPRESSOR	
	\dot{Q}_E [kW]	W [kW]	COP [-]	T_E [°C]	T_C [°C]	Change of compressor capacity: 11.08 [%]
Present	1.20	1.01	1.191	-35.0	54.2	
New	1.20	0.94	1.274	-40.0	48.4	
% Changes	0.0	-6.5	6.94	-	-	
ECONOMY						
COST OF ENERGY AND HOURS OF OPERATION				ANNUAL SAVINGS WITH NEW PARAMETERS		
Cost of one kWh: <input type="text" value="0.3575"/> \$				Savings: 156.9 [kWh]		
Hours of operation [h]: <input type="text" value="2400"/>				Savings: 56.1 [\$]		

Figura (5. 14) – Análise da economia de energia na temperatura ambiente de 20°C .

CHANGE OF PARAMETERS: CONSEQUENCES FOR ENERGY AND ECONOMY						
CHANGE OF PARAMETERS						
CHANGES OF COMPONENTS [+/-]				CHANGES ON SECONDARY SIDE OF EVAPORATOR		
Reduction of \dot{Q}_E [%]: <input type="text" value="20"/>				Temperature of fluid on secondary side is increased by [K]: <input type="text" value="0.0"/>		
Isentropic efficiency [%]: <input type="text" value="0"/>				CHANGES ON SECONDARY SIDE OF CONDENSER		
Evaporator UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>				Ambient temperature for condenser is decreased by [K]: <input type="text" value="0.0"/>		
Condenser UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>						
ENERGY						
OVERALL VIEW OF OPERATION (PRESENT & NEW SITUATION)						COMPRESSOR
	\dot{Q}_E	\dot{W}	COP	T_E	T_C	Change of compressor capacity: -63.76 [%]
	[kW]	[kW]	[-]	[°C]	[°C]	
Present	1.20	1.01	1.191	-35.0	54.2	
New	0.96	0.42	2.269	-23.0	43.6	
% Changes	-20.0	-58.0	90.49	-	-	
ECONOMY						
COST OF ENERGY AND HOURS OF OPERATION				ANNUAL SAVINGS WITH NEW PARAMETERS		
Cost of one kWh: <input type="text" value="0.3575"/> \$				Savings: 1402 [kWh]		
Hours of operation [h]: <input type="text" value="2400"/>				Savings: 501.3 [\$]		

Figura (5. 15) – Análise da economia de energia reduzindo 20% da carga térmica.

CHANGE OF PARAMETERS: CONSEQUENCES FOR ENERGY AND ECONOMY						
CHANGE OF PARAMETERS						
CHANGES OF COMPONENTS [+/-]				CHANGES ON SECONDARY SIDE OF EVAPORATOR		
Reduction of \dot{Q}_E [%]: <input type="text" value="30"/>				Temperature of fluid on secondary side is increased by [K]: <input type="text" value="0.0"/>		
Isentropic efficiency [%]: <input type="text" value="0"/>				CHANGES ON SECONDARY SIDE OF CONDENSER		
Evaporator UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>				Ambient temperature for condenser is decreased by [K]: <input type="text" value="0.0"/>		
Condenser UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>						
ENERGY						
OVERALL VIEW OF OPERATION (PRESENT & NEW SITUATION)						COMPRESSOR
	\dot{Q}_E	\dot{W}	COP	T_E	T_C	Change of compressor capacity: -76.75 [%]
	[kW]	[kW]	[-]	[°C]	[°C]	
Present	1.20	1.01	1.191	-35.0	54.2	
New	0.84	0.28	2.954	-17.0	40.2	
% Changes	-30.0	-71.8	147.95	-	-	
ECONOMY						
COST OF ENERGY AND HOURS OF OPERATION				ANNUAL SAVINGS WITH NEW PARAMETERS		
Cost of one kWh: <input type="text" value="0.3575"/> \$				Savings: 1735 [kWh]		
Hours of operation [h]: <input type="text" value="2400"/>				Savings: 620.3 [\$]		

Figura (5. 16) – Análise da economia de energia reduzindo 30% da carga térmica.

CHANGE OF PARAMETERS: CONSEQUENCES FOR ENERGY AND ECONOMY						
CHANGE OF PARAMETERS						
CHANGES OF COMPONENTS [+/-]				CHANGES ON SECONDARY SIDE OF EVAPORATOR		
Reduction of \dot{Q}_E [%]: <input type="text" value="40"/>				Temperature of fluid on secondary side is increased by [K]: <input type="text" value="0.0"/>		
Isentropic efficiency [%]: <input type="text" value="0"/>				CHANGES ON SECONDARY SIDE OF CONDENSER		
Evaporator UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>				Ambient temperature for condenser is decreased by [K]: <input type="text" value="0.0"/>		
Condenser UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>						
ENERGY						
OVERALL VIEW OF OPERATION (PRESENT & NEW SITUATION)						COMPRESSOR
	\dot{Q}_E	\dot{W}	COP	T_E	T_C	Change of compressor capacity: -85.00 [%]
	[kW]	[kW]	[-]	[°C]	[°C]	
Present	1.20	1.01	1.191	-35.0	54.2	
New	0.72	0.19	3.845	-11.0	37.3	
% Changes	-40.0	-81.4	222.76	-	-	
ECONOMY						
COST OF ENERGY AND HOURS OF OPERATION				ANNUAL SAVINGS WITH NEW PARAMETERS		
Cost of one kWh: <input type="text" value="0.3575"/> \$				Savings: 1968 [kWh]		
Hours of operation [h]: <input type="text" value="2400"/>				Savings: 703.6 [\$]		

Figura (5. 17) – Análise da economia de energia reduzindo 40% da carga térmica.

6 CONCLUSÃO

O sistema de refrigeração apresenta grande flexibilidade para a escolha dos componentes. O projeto apresentou grande razão de compressão, problema esse que não foi agravante devida às condições de utilização. Teve-se a questão da limitação de espaço, que foi muito relevante para a escolha dos componentes, como a seleção da unidade condensadora e do evaporador. Uma válvula de expansão termostática foi selecionada. O fluxo de ar será controlado por potenciômetro conectado a alimentação do ventilador. Um projeto customizado do evaporador melhoraria a eficiência energética e tornaria o sistema mais compacto.

O trabalho, além de caráter didático para fins de graduação, apresenta um caráter empreendedor, projetando um aparelho produtor de ar frio para fins terapêuticos de caráter nacional. Dos componentes de refrigeração selecionados no projeto, apenas o compressor é de empresa brasileira. Verifica-se que é um mercado com muito potencial a ser explorado.

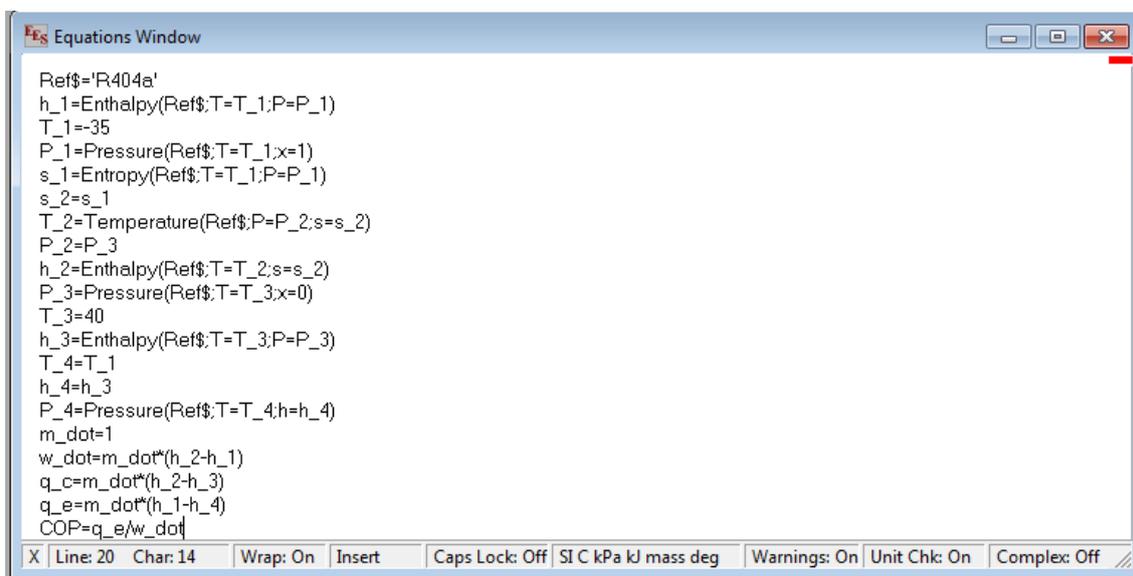
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- “ASHRAE Handbook and Product Directory, Equipment Volume,” American Society of Heating Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, Ca, 1979.
- Çengel, Yunus A.; BOLES, Michael A. Termodinâmica. 5. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006. 740 p.1 CD-ROM (McGraw-Hill series in mechanical engineering) ISBN 8586804665.
- Kreith, F. e Bohn, M. Princípios de Transferência de Calor. São Paulo, Pioneira Thomson Learning, 2009.
- Pimenta, João. Refrigeração: Dispositivos de expansão. Abril a Julho de 2008. 73 slides. Notas de aula. Apresentação MS PowerPoint.
- Pimenta, João. Refrigeração: Refrigerantes. Abril a Julho de 2008. 223 slides. Notas de aula. Apresentação MS PowerPoint.
- STOECKER, W. F.; SAIZ JARBADO, J. M. Refrigeração Industrial. 2ª Ed. Editora Edgard Blücher. 2002. São Paulo.
- STOECKER, Wilbert F; JONES, Jerold W. Refrigeração e ar condicionado. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil 1985. 481 p. ISBN 0074504010.
- W. H. McAdams: Heat Transmissions, 3ª edição, p 370, McGraw-Hill, New York, 1954.
- W. F. Stoecker: How Frost Formation on Coils Affects Refrigeration Systems, Refrig Eng, vol 65, no 2, p 42, fevereiro 1957.
- www.danfoss.com/latin_america_portuguese
- <http://www.embraco.com>
- <http://www.fabinject.com.br>
- http://www.hergofrio.com/downloads/Tubos_isol_acessorios.pdf
- <http://www.yuyan-refrigeration.com/>

ANEXOS

ANEXO I: Dados do ciclo ideal básico de refrigeração a vapor do R404a para temperaturas $T_e = -35^\circ\text{C}$ e $T_c = 40^\circ\text{C}$	78
ANEXO II: Dados do ciclo ideal básico de refrigeração a vapor do R404a para as condições da unidade condensadora.	79
ANEXO III: Variação da capacidade de refrigeração Q_e com a temperatura ambiente T_1 , da capacidade de refrigeração com a temperatura de evaporação T_2	80
ANEXO IV: Algoritmo para o cálculo de carga térmica a ser retirada do ar.....	81
ANEXO V: Algoritmo para o cálculo do LMTD do condensador.....	82
ANEXO VI: Algoritmo para o cálculo do LMTD do evaporador.	83
ANEXO VII: Algoritmo para o cálculo das linhas de aspiração, descarga e líquido, respectivamente.	84
ANEXO VIII: Unidade Condensadora LCHC048 selecionada e dados técnicos.	85
ANEXO IX: Válvula de expansão termostática TUA/TUAE selecionada.	89
ANEXO X: Válvula de registro de fechamento Danfoss 009GT054.....	90
ANEXO XI: Dados técnicos do Freddo®	91
ANEXO XII: Dados técnicos do Cryo6.....	92
ANEXO XIII: Orçamento	93

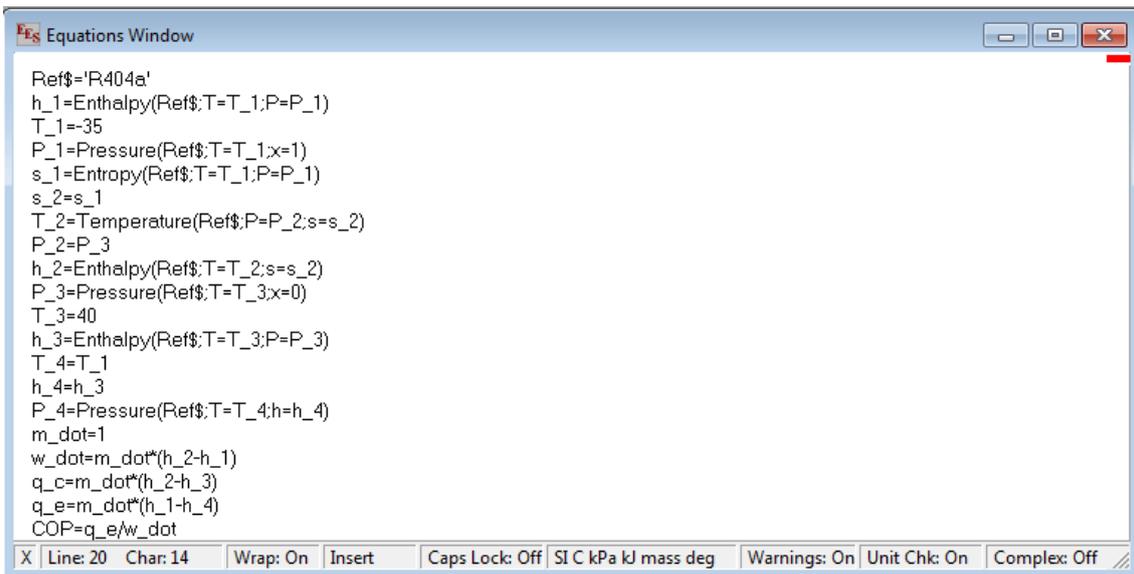
ANEXO I: Dados do ciclo ideal básico de refrigeração a vapor do R404a para temperaturas $T_e = -35^\circ\text{C}$ e $T_c = 40^\circ\text{C}$.



```
Ref$='R404a'  
h_1=Enthalpy(Ref$,T=T_1;P=P_1)  
T_1=-35  
P_1=Pressure(Ref$,T=T_1;x=1)  
s_1=Entropy(Ref$,T=T_1;P=P_1)  
s_2=s_1  
T_2=Temperature(Ref$,P=P_2;s=s_2)  
P_2=P_3  
h_2=Enthalpy(Ref$,T=T_2;s=s_2)  
P_3=Pressure(Ref$,T=T_3;x=0)  
T_3=40  
h_3=Enthalpy(Ref$,T=T_3;P=P_3)  
T_4=T_1  
h_4=h_3  
P_4=Pressure(Ref$,T=T_4;h=h_4)  
m_dot=1  
w_dot=m_dot*(h_2-h_1)  
q_c=m_dot*(h_2-h_3)  
q_e=m_dot*(h_1-h_4)  
COP=q_e/w_dot
```

X Line: 20 Char: 14 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: On Complex: Off

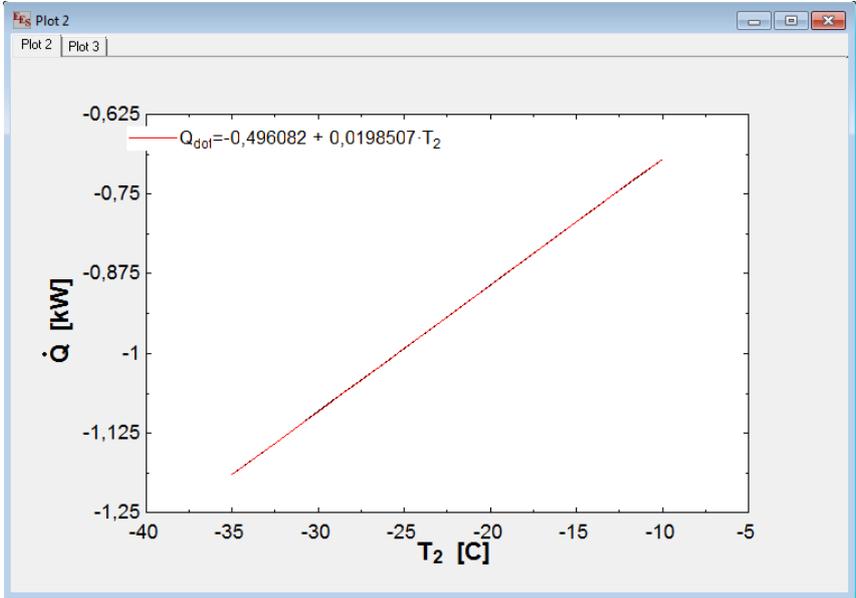
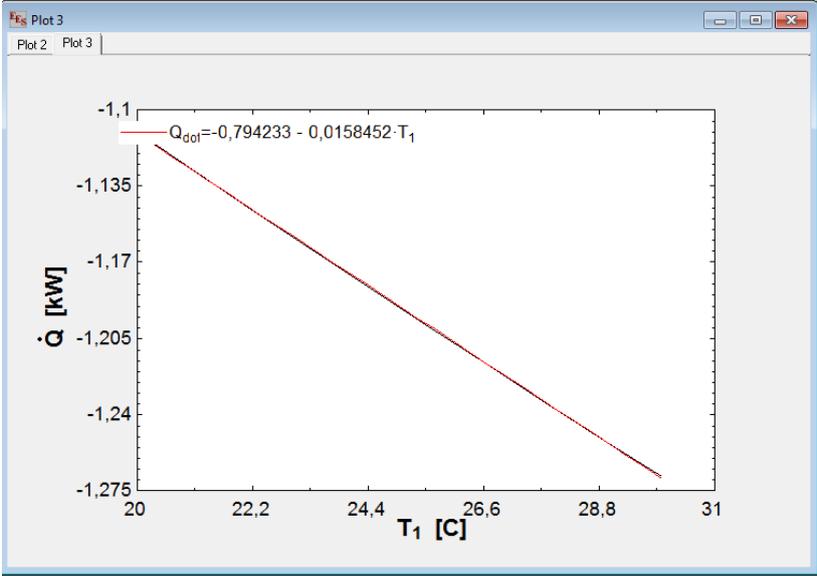
ANEXO II: Dados do ciclo ideal básico de refrigeração a vapor do R404a para as condições da unidade condensadora.



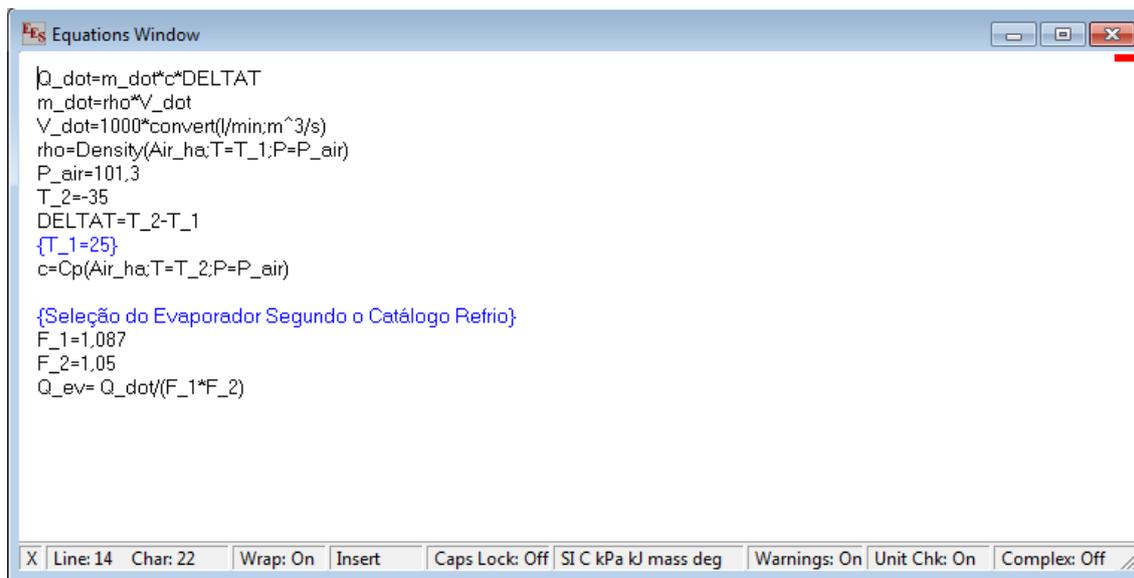
```
Ref$='R404a'  
h_1=Enthalpy(Ref$,T=T_1;P=P_1)  
T_1=-35  
P_1=Pressure(Ref$,T=T_1;x=1)  
s_1=Entropy(Ref$,T=T_1;P=P_1)  
s_2=s_1  
T_2=Temperature(Ref$,P=P_2;s=s_2)  
P_2=P_3  
h_2=Enthalpy(Ref$,T=T_2;s=s_2)  
P_3=Pressure(Ref$,T=T_3;x=0)  
T_3=40  
h_3=Enthalpy(Ref$,T=T_3;P=P_3)  
T_4=T_1  
h_4=h_3  
P_4=Pressure(Ref$,T=T_4;h=h_4)  
m_dot=1  
w_dot=m_dot*(h_2-h_1)  
q_c=m_dot*(h_2-h_3)  
q_e=m_dot*(h_1-h_4)  
COP=q_e/w_dot
```

X | Line: 20 Char: 14 | Wrap: On | Insert | Caps Lock: Off | SI C kPa kJ mass deg | Warnings: On | Unit Chk: On | Complex: Off

ANEXO III: Variação da capacidade de refrigeração Q_e com a temperatura ambiente T_1 , da capacidade de refrigeração com a temperatura de evaporação T_2 .



ANEXO IV: Algoritmo para o cálculo de carga térmica a ser retirada do ar.

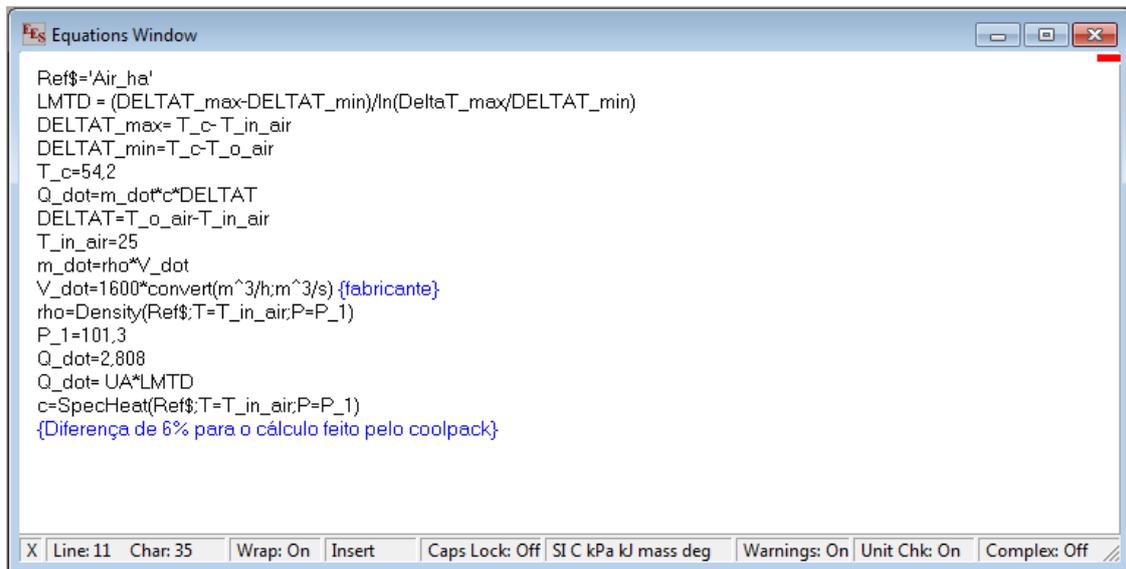


```
Q_dot=m_dot*c*DELTAT
m_dot=rho*V_dot
V_dot=1000*convert(l/min;m^3/s)
rho=Density(Air_ha:T=T_1;P=P_air)
P_air=101,3
T_2=-35
DELTAT=T_2-T_1
{T_1=25}
c=Cp(Air_ha:T=T_2;P=P_air)

{Seleção do Evaporador Segundo o Catálogo Refrio}
F_1=1,087
F_2=1,05
Q_ev= Q_dot/(F_1*F_2)
```

X Line: 14 Char: 22 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SIC kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: On Complex: Off

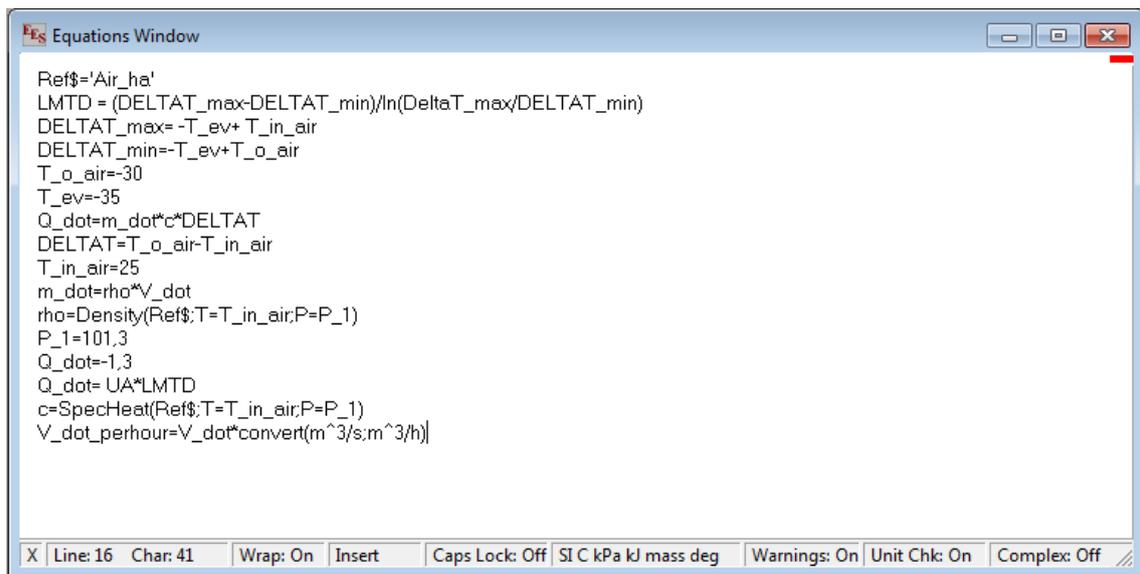
ANEXO V: Algoritmo para o cálculo do LMTD do condensador.



```
Ref$='Air_ha'  
LMTD = (DELTA_T_max-DELTA_T_min)/ln(DeltaT_max/DELTA_T_min)  
DELTA_T_max= T_c- T_in_air  
DELTA_T_min=T_c-T_o_air  
T_c=54,2  
Q_dot=m_dot*c*DELTA_T  
DELTA_T=T_o_air-T_in_air  
T_in_air=25  
m_dot=rho*V_dot  
V_dot=1600*convert(m^3/h;m^3/s) {fabricante}  
rho=Density(Ref$:T=T_in_air;P=P_1)  
P_1=101,3  
Q_dot=2,808  
Q_dot= UA*LMTD  
c=SpecHeat(Ref$:T=T_in_air;P=P_1)  
{Diferença de 6% para o cálculo feito pelo coolpack}
```

X Line: 11 Char: 35 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: On Complex: Off

ANEXO VI: Algoritmo para o cálculo do LMTD do evaporador.



```
Ref$='Air_ha'  
LMTD = (DELTAT_max-DELTAT_min)/ln(DeltaT_max/DELTAT_min)  
DELTAT_max=-T_ev+ T_in_air  
DELTAT_min=-T_ev+T_o_air  
T_o_air=-30  
T_ev=-35  
Q_dot=m_dot*c*DELTAT  
DELTAT=T_o_air-T_in_air  
T_in_air=25  
m_dot=rho*V_dot  
rho=Density(Ref$:T=T_in_air;P=P_1)  
P_1=101,3  
Q_dot=-1,3  
Q_dot= UA*LMTD  
c=SpecHeat(Ref$:T=T_in_air;P=P_1)  
V_dot_perhour=V_dot*convert(m^3/s;m^3/h)
```

X Line: 16 Char: 41 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: On Complex: Off

ANEXO VII: Algoritmo para o cálculo das linhas de aspiração, descarga e líquido, respectivamente.

```
Equations Window
Q_ref=7.3799*convert(m^3/h;m^3/s)
{DELTA_P_d=16400}
rho=Density(R404a;T=T[1];P=P[1])
T[1]=85
P[1]=23650
K = 1,5 "curva 90 graus raio normal rosqueada"
K_L=0,8 "Mudança de seção reentrante"
g=g#
DELTA_P_d= rho*(lossfactor)*(Q_ref^2)*16/(pi*D^4)
n_k=4
n_kl=4
lossfactor=n_k*K + n_kl*K_L
D_1=D*convert(m;mm)
V=Q_ref/(pi*(D^2/4))
V=10
X | Line: 8 Char: 5 | Wrap: On Insert | Caps Lock: Off | SI C kPa kJ mass deg | Warnings: On Unit Chk: On
```

```
Equations Window
Q_ref=7.3799*convert(m^3/h;m^3/s)
{DELTA_P_d=16400}
rho=Density(R404a;T=T[1];P=P[1])
T[1]=85
P[1]=23650
K = 1,5 "curva 90 graus raio normal rosqueada"
K_L=0,8 "Mudança de seção reentrante"
g=g#
DELTA_P_d= rho*(lossfactor)*(Q_ref^2)*16/(pi*D^4)
n_k=1
n_kl=1
lossfactor=n_k*K + n_kl*K_L
D_1=D*convert(m;mm)
V=Q_ref/(pi*(D^2/4))
V=12
X | Line: 4 Char: 8 | Wrap: On Insert | Caps Lock: Off | SI C kPa kJ mass deg | Warnings: On Unit Chk: On
```

```
Equations Window
Q= 7.3799*convert(m^3/h;m^3/s)
D_1=D*convert(m;mm)
V=Q/(pi*(D^2/4))
V=2,5
X | Line: 4 Char: 6 | Wrap: On Insert | Caps Lock: Off | SI C kPa kJ mass deg | Warr
```

ANEXO VIII: Unidade Condensadora LCHC048 selecionada e dados técnicos.

Unidades de Condensação

Coolselector® | Versão 1.0.1.2 | Versão do bando de dados 1.0.0.20 | Arquivo | Menu | Preferências | Buscar N°

Seletor de componentes

Compressors and Cond. Units | Unidades de Condensação | Ver todos

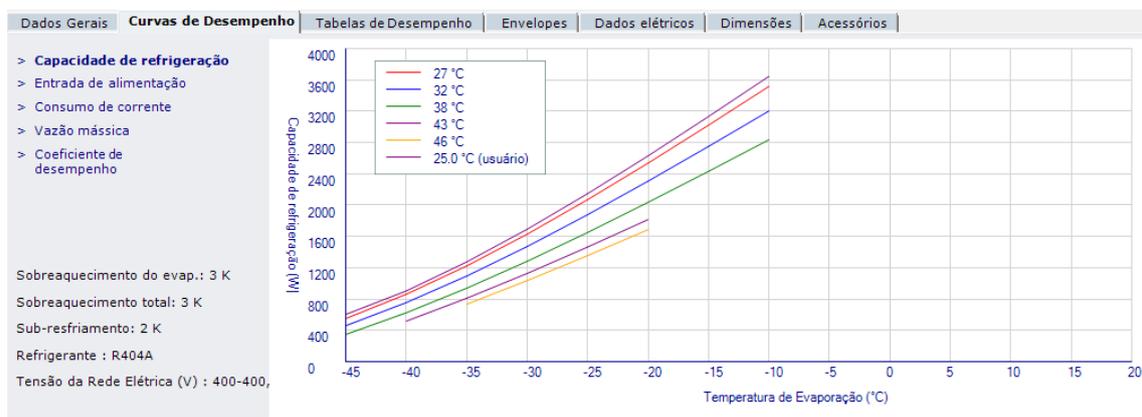
	Modelo	Nº de código	Refrigerante	Fases	Tensão da Rede Elétrica (V)	Capacidade (W)	Entrada de alimentação (W)	COP	Corrente (A)	Velocidade	Corresponde
	LCHC048	114X5030	R404A	3	400-400	1.295	1.036	1,25	2,64	2900	108%
	LCHC048	114X5037	R404A	3	400-400	1.295	1.016	1,27	2,84	2900	108%
+	LPHC048	114X3224	R404A	1	220-240	1.290	1.142	1,13	5,05	2900	108%
+	LGHCO48	114X5096	R404A	1	230-230	1.313	1.291	1,02	6,64	2900	103%
	LCHC048	114X5139	R404A	3	400-400	1.350	1.041	1,30	2,64	2900	122%
+	LPHM048	114X3225	R404A	1	220-240	1.353	1.143	1,18	5,01	2900	112%

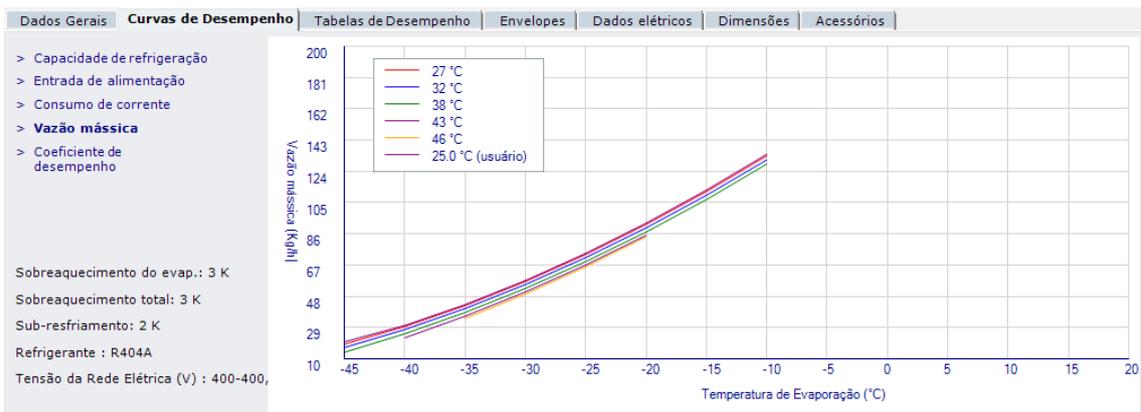
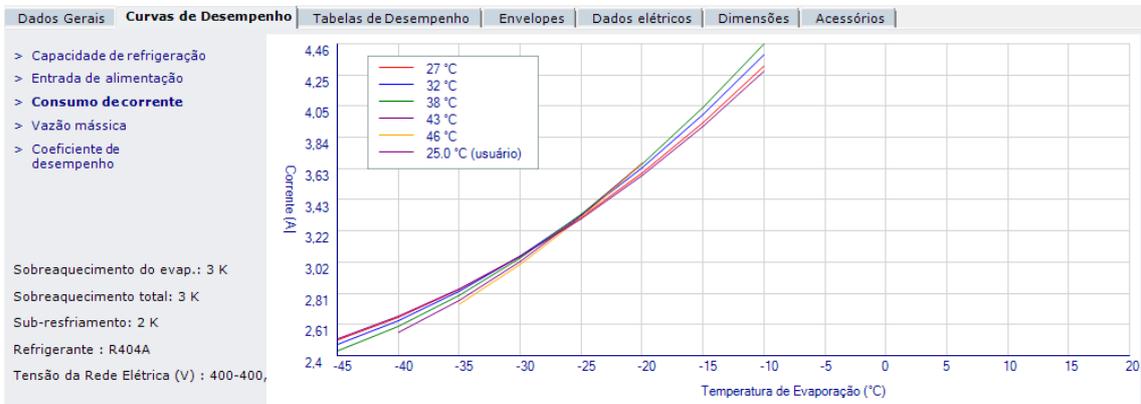
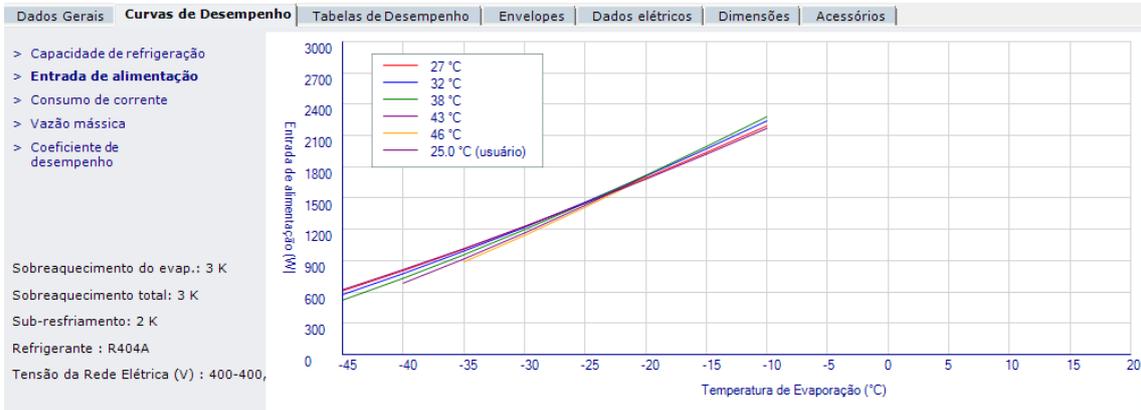
Dados Gerais | Curvas de Desempenho | Tabelas de Desempenho | Envelopes | Dados elétricos | Dimensões | Acessórios

> **Dados Principais**

Código no.	114X5037
Design do tipo.	OP-LCHC048NTA02E
Brand	Optyma
Tipo de Compressor	NTZ048-4
Nº de Código do Compressor	120F0001
Tensão nominal mínima, 50 Hz	400 V
Tensão nominal máxima, 50 Hz	400 V
Version:	A02
Refrigerante 1	R404A
Approval	CE - LVD
Airflow	1200 m³/h
Nível de potência do som	74 dB(A) re 1pW

Curvas de desempenho:





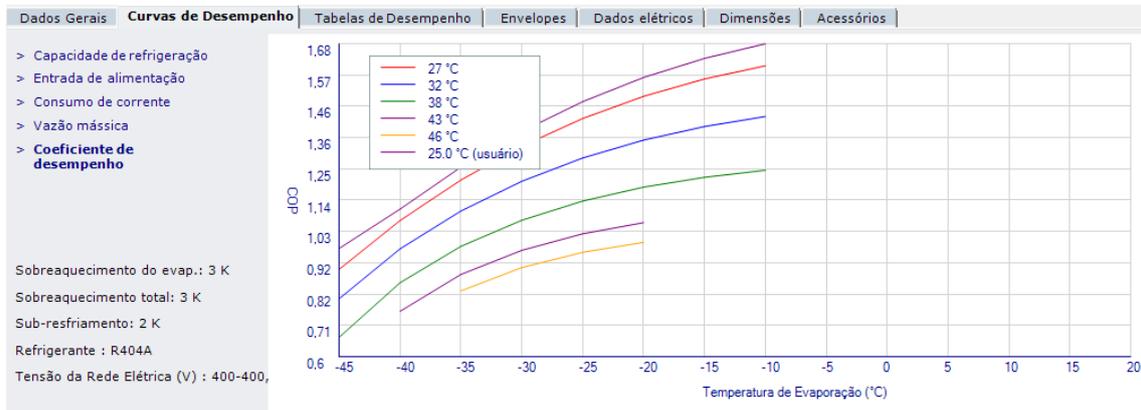


Tabela de desempenho:

Dados Gerais | Curvas de Desempenho | **Tabelas de Desempenho** | Envelopes | Dados elétricos | Dimensões | Acessórios

- > Capacidade de refrigeração
- > Entrada de alimentação
- > Consumo de corrente
- > Vazão mássica
- > **Coefficiente de desempenho**

Sobreaquecimento do evap.: 3 K
 Sobreaquecimento total: 3 K
 Sub-resfriamento: 2 K
 Refrigerante : R404A
 Tensão da Rede Elétrica (V) : 400-400,3ph.

Temperatura de Evaporação (°C)	27 °C	32 °C	38 °C	43 °C	46 °C	49 °C	25,0 °C (usuário)
-45	0,90	0,80	0,67				0,97
-40	1,07	0,97	0,86	0,76			1,11
-35	1,21	1,10	0,98	0,88	0,83		1,25
-30	1,33	1,21	1,07	0,97	0,91		1,38
-25	1,42	1,29	1,14	1,02	0,96		1,48
-20	1,50	1,35	1,19	1,06	0,99		1,56
-15	1,56	1,39	1,22				1,63
-10	1,60	1,43	1,24				1,68
-5							
0							
5							
10							
15							
20							

Dados elétricos:

Tabelas de Desempenho | Envelopes | **Dados elétricos** | Dimensões | Acessórios

Número de fases do compressor	3
Número de fases do ventilador	1
Número de ventiladores	1
Fan motor power input	125 W
Corrente do motor do ventilador	0,75 A
Tensão Mínima do Ventilador, 50 Hz	230 V
Tensão máx. do ventilador, 50 Hz	230 V

Dimensões:

Dados Gerais	Curvas de Desempenho	Tabelas de Desempenho	Envelopes	Dados elétricos	Dimensões	Acessórios
Carga máxima de refrigerante		2,5 kg				
Diâmetro do tubo		9,5 mm				
Diâmetro da lâmina do ventilador		300 mm				
Projeto da base		Base plate				
Height		402 mm				
Width		500 mm				
Depth		620 mm				
Distância A		400 mm				
Distância B		465 mm				
Largura da placa de base		500				
Profundidade da placa de base		620				
Dimensão da linha de sucção		5/8 inch S				
Dimensão da linha de líquido		3/8 inch S				
Peso líquido		45 kg				
Peso Bruto		54 kg				
Altura da Embalagem		611 mm				
Largura da Embalagem		560 mm				
Profundidade da Embalagem		680 mm				

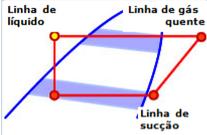
ANEXO IX: Válvula de expansão termostática TUA/TUAE selecionada.

Válvula de expansão termostática

Coolselector® Versão 1.0.1.2 Versão do bando de dados 1.0.0.20 [Arquivo](#) [Menu](#) [Preferências](#) [Buscar](#)

Seletor de componentes

Controles de Refrigeração Comerc Válvula de expansão termostática Ver todos Seleção rápida




As válvulas de expansão termostáticas regulam a injeção de refrigerante líquido no evaporador. A injeção é controlada pelo superaquecimento do refrigerante. A família de válvulas de expansão termostáticas abrange diferentes válvulas projetadas para aplicações específicas. As válvulas são fornecidas com conexões rosca, solda cobre, solda aço inoxidável ou conexões cobre bimetálico.

Critério de procura

Refrigerante	R404A	Temperatura	-35 °C	Temperatura	25 °C
Capacidade de refrigeração	1,2 kW	Pressão abs.	1,66 bar	Pressão abs.	12,59 bar
Serie		Tamanho do orifício		Subresfriamento	4 K
				Pressão do distribuidor	<input type="checkbox"/> 1 bar

Resultados | Nº de código | Desenhos | Documentação | Informação adicional | Homologações e certificados

	Tipo	Tamanho do orifício	Capacidade produzida(kW)	Carga da válvula (%)	Tipo de orifício	Faixa de temperatura	Bifluxo	Orifício compensado
+	T2-TE2	3	1,3	90	Separado	B	Não	Não
+	TUA - TUAE	6	1,5	81	Separado	N	Sim	Não
+	TUB - TUBE	6	1,5	81	Fixo	N	Sim	Não
+	TUA - TUAE	6	1,5	81	Separado	N	Sim	Não
+	TUB - TUBE	6	1,5	81	Fixo	N	Sim	Não
▶	TUA - TUAE	5	1,2	102	Separado	B	Sim	Não
+	TUB - TUBE	5	1,2	102	Fixo	B	Sim	Não
+	TUA - TUAE	5	1,2	102	Separado	B	Sim	Não
+	TUB - TUBE	5	1,2	102	Fixo	B	Sim	Não

Faixa de temperatura B = -60 - -25 °C

ANEXO X: Válvula de registro de fechamento Danfoss 009GT054.

009G7054

Search catalogue

Refrigerants: HCFC, HFC.
 Temperature range: -40 - +150°C.
 Max. working pressure: 35 bar.
 Approvals: UL, CSA, CE



characteristic	value
Type	GBC 18s
Weight	0.390 Kg
Access port	Yes
Approval	CE, CSA, UL
Approval file name	REFRIGERANT VALVE 53R0
Cv value [gal/min]	89,91
Direction	Straightway
EAN number	5702428065818
Flow direction	Bi-flow
Inlet connection type	Solder, ODF
Inlet size [in]	3/4 in
Kv value [m³/h]	20,42
Max. test pressure [bar]	65,0 bar
Max. test pressure [psig]	940 psig
Max. Working Pressure [bar]	45,0 bar
Max. Working Pressure [psig]	650 psig
Outlet connection type	Solder, ODF
Outlet size [in]	3/4 in
Pack format	Multi pack
Product description	Ball Valve
Quantity per pack format	25 pc
Refrigerant(s)	CFC
Refrigerant(s)	HCFC
Refrigerant(s)	HFC
Temperature range [°C]	-40 - 150 °C
Temperature range [°F]	-40 - 300 °F

ANEXO XI: Dados técnicos do Freddo®.

PRODUTO	Aparelho para resfriamento da pele
MODELO	FREDDO ou MINI FREDDO
DIMENSÕES	FREDDO Largura: 48 cm MINI FREDDO Largura: 48 cm Comprimento: 51 cm Comprimento: 51 cm Altura: 86 cm Altura: 71 cm Peso: 60 kg Peso: 55 kg
CAPACIDADE DE CARGA SOBRE A MÁQUINA	50 kg
ALIMENTAÇÃO	Tensão: 220 V Frequência: 60 Hz Consumo: 0,56 kW/hora (1.910 BTU/hora)
MODO DE OPERAÇÃO	Contínuo
CARACTERÍSTICA DE SAÍDA DO AR	Temperatura do ar dentro da câmara: -35° C a -10° C Fluxo de ar (máx): 600 lpm (litros/min)
CABO DE ALIMENTAÇÃO	Plug tripolar (2 polos + terra) norma NEMA 5/15
FUSÍVEL DE PROTEÇÃO EXTERNO	10 A rápido
CONDIÇÕES AMBIENTAIS DE OPERAÇÃO	Temperatura: 15 a 25° C Umidade relativa: 10 a 50 % Altitude operacional (máx): 2.000 m acima do nível do mar
DIMENSÕES DA EMBALAGEM	FREDDO Altura: 1,05 m MINI FREDDO Altura: 90 cm Largura: 60 cm Largura: 60 cm Comprimento: 60 cm Comprimento: 60 cm

Technical Data

Power Supply: 115V / 60Hz

Power Input Max: 1 KW

Stand-By Function: 260 W / h

Protection according to IEC 601-1: Class I, Type BMDD/MPG:
Class IIa

Treatment tube length: 6 ft.

Housing Dimensions: H 25" / W 15" / L 27"

Weight: 132 lbs. (including glass plate)

Therapy Air Flow: 9 levels, max. 1000 l / min

ANEXO XIII: Orçamento

Equipamento	Descrição	Quantidade	Valor
LCHC084	Unidade Condensadora Danfoss	1	R\$ 2760,00
R404a	Refrigerante	1kg	R\$ 47,00
EVRA	Válvula Solenóide	2	R\$ 350,00
HLL	Bóia de Nível Eletrônico	1	R\$ 200,00
ICM	Válvula de Expansão Eletrônica	1	R\$ 45,00
AKS 33	Sensor de Pressão	1	R\$ 150,00
AKS 21	Sensor de Temperatura PT 1000	1	R\$ 50,00
FEC	Controlador Digital	1	R\$ 900,00
E1 Plus	Relé de sobrecarga	4	R\$ 60,00
P32AC	Sensor de Fluxo (pressão diferencial)	2	R\$ 130,00
H904	Sensor de corrente	1	R\$ 300,00
Cobre	Tubulação	2	R\$ 70,00
Mcquay ACH 055AS	Condensador	1	R\$1200,00
RVS108b	Evaporador	1	R\$850,00
3/16'', 1/2'', 5/8''	Tubos de cobre:	300g (R\$35,00/Kg)	R\$ 10,00
TOTAL			R\$ 7592,00