UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO A CO_2 EM SUPERMERCADOS

Dissertação submetida à Universidade Federal de Pernambuco para obtenção do grau de
Mestre em **Engenharia Mecânica.**

Gutenberg da Silva Pereira

RECIFE, 20 DE DEZEMBRO DE 2010

Catalogação na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

P436a Pereira, Gutenberg da Silva.
Análise de sistemas de refrigeração a CO_2 em supermercados / Gutenberg da Silva Pereira. - Recife: O Autor, 2010.
xv, 149 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Ana Rosa Mendes Primo.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2010.
Inclui Referências Bibliográficas e Anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. CO_2. 3. Dióxido de Carbono. 4. R22. 5. R404A. I. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.) BCTG/2011-017

"ANÁLISE DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO A CO_2 EM SUPERMERCADOS".

GUTENBERG DA SILVA PEREIRA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Profª. Drª. ANA ROSA MENDES PRIMO
ORIENTADORA/PRESIDENTE

Prof. Dr. SEVERINO LEOPOLDINO URTIGA FILHO
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. ANA ROSA MENDES PRIMO (UFPE)

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRÍQUEZ GUERRERO (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ ROBERTO SIMÕES MOREIRA (USP)

DEDICATÓRIA

Em memória de minha avó Janete, pelo seu eterno apoio, que apesar de estar na eternidade com Deus, continua iluminando minha vida com amor e luz nos momentos difíceis da vida, obrigado pela sua formação espiritual e emocional, te amo muito.

"A mente que se abre a uma nova idéia jamais voltará ao seu tamanho original"
(Albert Einstein)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus mestres dos mestres e todo poderoso, pelo seu imenso amor para continuar e realizar um sonho a mais na minha vida pessoal e profissional.

À professora Ana Rosa minha orientadora, pela paciência, dedicação, acreditando no meu potencial quando nem mesmo eu acreditava em mim, sempre me incentivando dando orientações valiosas ao longo deste trabalho.

Aos professores Jorge Guerrero, José Carlos Charamba Dutra, Fabio Santana e Rita de Lima, pela valiosa ajuda na minha formação acadêmica, apoio, conselhos e pela amizade de todos.

A minha esposa querida Cristiane da Silva pelo amor, paciência, carinho, compreensão, e estímulo demonstrados durante todo este tempo que estamos juntos, Te amo muito.

A meus pais Inácio dos Santos Pereira e Josiane da Silva Pereira e meu irmão querido Robson da Silva Pereira, pelo amor, carinho, incentivo e por sempre acreditarem em mim, obrigado os amo muito.

A todos os meus amigos do Departamento de engenharia mecânica, pelo apoio, ajuda, descontração, suporte, especialmente de Alvaro Ochoa,Thiago Novaes, Thiago Parente, Ronaldo, Andrezza, José Junior, Ângelo, Jorge, Marcus.

A dona Eliane pela orientação e todo apoio na secretaria.

Ao supervisor de Engenharia da Bitzer Compressores, Alessandro Silva, por toda a atenção, experiência repassada e informações cedidas com relação aos sistemas com CO_2 e também treinamento e informações dos sistemas do laboratório da Bitzer.

Aos responsáveis pelo setor administrativo e de manutenção do Supermercado Verdemar, Adriana, Geovana, Élcio e Luiz, por todo o apoio, recepção e cooperação.

Ao Engenheiro Leandro Vianna da Racks Plotter, por todas as informações e disposição com relação aos esclarecimentos da instalação do Supermercado Verdemar.

Ao SENAI, por todo o incentivo para a realização deste trabalho.

RESUMO

Uma das ações para se reduzir as emissões dos gases que contribuem para o efeito estufa consiste no uso de refrigerantes alternativos que causam menores impactos ao meio ambiente. Nesse sentido, uma alternativa interessante seria o uso do dióxido de carbono (R-744) como fluido refrigerante, porque esse apresenta um Potencial de Destruição do Ozônio (ODP) igual a zero e um Coeficiente de Aquecimento Global (GWP) igual a 1, valores bastante reduzidos, quando relacionados aos demais fluidos refrigerantes atualmente utilizados em sistemas de refrigeração. Sabe-se que o uso do CO_2 conduz a uma baixa taxa de compressão (vida útil do compressor elevada); a uma redução do diâmetro das tubulações e trocadores de calor proporcionando uma carga de fluido refrigerante menor; leva a um menor número de compressores com sistemas de refrigeração mais compactos e manutenção da instalação reduzida, além dos benefícios ambientais inerentes à utilização desse fluido. Embora se saiba que os sistemas a CO_2 exijam uma tecnologia mais refinada e mais dispendiosa que outros refrigerantes, países geradores de tecnologia, como a Alemanha, estão investindo com seriedade nesse antigo refrigerante. Neste trabalho foram comparadas e analisadas as eficiências energéticas e exergéticas para três fluidos refrigerantes: R-22 (GWP=1780, ODP=0,05); R-404A (GWP=3800, ODP = 0) e R-744 (GWP=1, ODP = 0). O estudo foi realizado por meio de simulação numérica utilizando o EES (*Engineering Equation Solver*). A simulação numérica foi conduzida para cinco diferentes tipos de instalações de refrigeração para supermercados, para as quais foi feita uma análise energética e exergética. Os resultados dessa análise foram validados com dados existentes na literatura e comparados com os resultados obtidos na única instalação frigorífica comercial da America Latina que trabalha com CO_2, o Supermercado Verdemar, Belo Horizonte, MG/Brasil. A simulação numérica desse trabalho representou bem os dados da instalação real. Portanto, a utilização do R-744 mostrou um melhor desempenho do sistema em determinadas faixas de aplicações, bem como a redução no consumo de energia elétrica.

Palavras chave: CO_2, dióxido de carbono, R22, R404A

ABSTRACT

One of the actions to reduce emissions of gases that contribute to the greenhouse effect is the use of alternative refrigerants that cause less environmental impacts. An interesting alternative is to use carbon dioxide (R-744) as refrigerant, due to its zero potential of destruction of the ozone layer (ODP) and due to its coefficient of global warming power (GWP) equal to 1. Those values correspond to very low values, when compared to other refrigerants currently used in cooling systems. It is known that the use of R-744 leads to a better system performance in certain ranges of applications, with reduced power consumption, low compression rate (life of the compressor increased), reduction of the diameter of pipes and exchangers, providing lower refrigerant charges, fewer compressors, refrigeration systems more compact and reduced maintenance of the system, besides the environmental benefits inherent in the use of CO_2. Although it is known that CO_2. systems require a more sophisticated and expensive technology than other refrigerants, countries like Germany are investing seriously in the old carbon dioxide. Five refrigeration units were studied in this work, using three different refrigerants: R-22 (GWP = 1780, ODP = 0.05), R-404a (GWP = 3800, ODP = 0) and R-744 (GWP = 1, ODP = 0). This study was conducted by means of numerical simulation using EES (Engineering Equation Solver) where the energetic and exergetic efficiencies are compared and analyzed for those systems. The results were validated with literature data and compared with results obtained in the one only commercial refrigeration plant in Latin America that works with CO2, the supermarket *Verdemar, Belo Horizonte, MG/Brasil. The numerical simulation highly agreed with the actual data. Therefore, the utilization of R-744 showed a better performance of the refrigeration system for some applications range, as well as a reduction in the electric power consumption.*

Keywords: CO2, carbon dioxide, R22, R404A

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Figura 1.1 - Posição da camada de Ozônio na atmosfera.(Unep, Fr.,2010) 1
Figura 1.2 - Formação de Ozônio na estratosfera. 1
Figura 1.3 - Destruição da camada de Ozônio 2
Figura 1.4 - Utilização do CO_2 como refrigerante em instalações marítimas (Kim *et al*, 2004). 5
Figura 1.5 - Pressão versus temperatura de saturação (Sawalha, 2008) 6

CAPÍTULO 2 – PROPRIEDADES DO CO_2 E SEUS SISTEMAS

Figura 2.1 - Massa específica do vapor versus temperatura. (software EES) 9
Figura 2.2 - Entalpia de vaporização vs temperatura. (software EES) 10
Figura 2.3 - Efeito volumétrico de refrigeração. (software EES) 10
Figura 2.4 - Relação da densidade de líquido/vapor versus temperatura de saturação. (software EES) 11
Figura 2.5 - Tensão superficial versus temperatura de saturação. (software EES) 11
Figura 2.6 - Massa específica, calor específico e número de Prandtl versus temperatura. (software EES) 12
Figura 2.7 - Diagrama Pressão-Entalpia (MSPC,2010) 12
Figura 2.8 - Diagrama Temperatura-Entropia (MSPC,2010) 13
Figura 2.9 - Ciclo frigorífico real (Bitzer, 2010) 14
Figura 2.10 - Diagrama temperatura-entropia (Moran e Shapiro, 2002). 15
Figura 2.11 - Diagrama pressão versus entalpia do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor e a identificação de seus principais componentes. 15
Figura 2.12 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor (Moran e Shapiro, 2002). 16
Figura 2.13 - a (diagrama pressão entalpia); b (diagrama pressão entropia) (Moran e Shapiro, 2002). 16
Figura 2.14 - Sistema de duplo-estágio com tanque de flash e resfriamento intermediário (Shan K. Wang, 2001) 19
Figura 2.15 - Diagrama pressão entalpia do sistema de duplo-estágio usando tanque de flash e resfriamento intermediário (Shan K. Wang, 2001) 20
Figura 2.16 - Sistema utilizando um compressor e dois evaporadores (Shan K. Wang, 2001) 21
Figura 2.17 - Diagrama pressão entalpia de um sistema utilizando um compressor e dois evaporadores (Shan K. Wang, 2001) 21
Figura 2.18 - Sistema utilizando um compressor e dois evaporadores com temperaturas diferentes (Shan K. Wang, 2001) 22
Figura 2.19 - Diagrama pressão entalpia de um sistema utilizando um compressor e dois evaporadores com temperaturas diferentes (Shan K. Wang, 2001) 22
Figura 2.20 - Sistema utilizando dois compressores e descarga única (Shan K. Wang, 2001) 23
Figura 2.21 - Diagrama pressão entalpia de um sistema utilizando dois 23

compressores e descarga única (Shan K. Wang, 2001)
Figura 2.22 - Sistema cascata (Shan K. Wang, 2001) 24
Figura 2.23 - Diagrama pressão entalpia do sistema cascata (Shan K. Wang, 2001) 25
Figura 2.24 - Diagrama pressão versus entalpia no ciclo subcrítico. 26
Figura 2.25 - Diagrama pressão versus entalpia no ciclo trans-crítico. 26
Figura 2.26 - Diagrama pressão-enthalpia do ciclo transcrítico com CO2. (Man-Hoe Kim et. al., 2003) 27
Figura 2.27 - Influência da variação da pressão no lado de alta com a capacidade de refrigeração específica (q_0), trabalho específico do compressor(w) e o COP do ciclo transcrítico de CO_2; os resultados foram baseados com compressão isentrópica, temperatura de evaporação de ($T_o = 5^0C$) e a temperatura de saída (T_{ex}) do gás cooler de 35^0C (esquerda) e 50^0C (direita). (Kim et. al., 2003) 28
Figura 2.28 - Sistema com reservatório de baixa pressão (Kim et. al., 2003) 29
Figura 2.29 - Sistema com reservatório na linha de média pressão (Kim et. al., 2003) 30
Figura 2.30 - Sistema com reservatório de média pressão (Kim et. al., 2003) 30
Figura 2.31 - Trocadores de calor para veículos utilizando CO_2 na direita e R-134a na esquerda. (a) evaporador, (b) condensador ou gás cooler (Kim et. al., 2003). 32
Figura 2.32 - Sistema de condicionador de ar automotivo utilizando CO_2 em ciclo transcrítico (Liu et. al., 2005) 32
Figura 2.33 - Protótipo de trocadores de calor CO_2 à esquerda e R-410a à direita. (a) trocadores para ambientes internos, (b) trocadores externos. (Kim et. al., 2003) 33
Figura 2.34 - Sistema combinado com aquecimento de ar e água, e diagrama pressão entropia. (Kim et. al., 2003). 34
Figura 2.35 - Diagrama pressão-entropia de aquecimento de água. (Kim et. al., 2003) 34
Figura 2.36 - Secador com CO_2 (Kim et. al., 2003) 35
Figura 2.37 - Esquema do sistema com ejetor. (Smolka et. al., 2010) 37
Figura 2.38 - Diagrama p-h do sistema com ejetor. (Smolka et. al., 2010) 37
Figura 2.39 - Ejetor e seus componentes. (Smolka et. al., 2010) 37
Figura 2.40 - Opções de *layout* para aplicações com o CO_2 em sistemas cascata. (Sawalha, 2008) 38

CAPÍTULO 3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Figura 3.1 - Sistema de refrigeração por compressão a vapor de simples estágio (Rigola et. al. 2005) 40
Figura 3.2 - Esquema de um supermercado ideal. (Ducoulomber et. al, 2006). 42
Figura 3.3 - Diagrama de um sistema em cascata (Lee & Chen, 2006) 43
Figura 3.4 - Diagrama experimental de um sistema com válvula de expansão eletrônica (Cho, 2007) 45
Figura 3.5 - Sistema em paralelo (Sawalha, 2008) 46
Figura 3.6 - Sistema centralizado (Sawalha, 2008) 47
Figura 3.7 - Esquema do sistema cascata utilizado (Bansal & Getu, 2008) 48
Figura 3.8 - Diagrama do experimento com compressor semi-hermético e 52

válvula de expansão eletrônica (Sánchez, 2010)
Figura 3.9 - Compressor semi-hermético utilizado no experimento. (Sánchez, 2010) 52

CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA

Figura 4.1 - Esquema representativo do evaporador. 55
Figura 4.2 - Esquema representativo do compressor. 55
Figura 4.3 - Ciclo mecânico ideal (A.H. Monteiro ET al., 1998) 57
Figura 4.4 - Esquema representativo do condensador. 58
Figura 4.5 - Esquema representativo do dispositivo de expansão. 58
Figura 4.6 - Esquema representativo da bomba de recirculação. 59
Figura 4.7 - Esquema representativo do condensador cascata. 59
Figura 4.8 - Esquema representativo do evaporador cascata. 60
Figura 4.9 - Esquema representativo do trocador de calor cascata (condensador cascata/evaporador cascata). 61
Figura 4.10 - Sistema cascata analisado utilizando CO_2/NH_3. (Samer Sawalha, 2008) 62
Figura 4.11 - Esquema representativo do tanque de líquido de CO_2. 65
Figura 4.12 - Compressores de R-404A a esquerda e compressor de CO_2 à direita (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP). 66
Figura 4.13 - Condensadores disponíveis no laboratório da Bitzer Compressores em Cotia, SP (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP). 67
Figura 4.14 - Dispositivos de expansão em paralelo (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP). 67
Figura 4.15 - Detalhe da válvula de expansão eletrônica (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP). 68
Figura 4.16 - Rack utilizando R22 (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP). 69
Figura 4.17 - *Rack* R404A (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP) 69
Figura 4.18 - Esquema representativo do sistema de refrigeração utilizando condensador único. 70
Figura 4.19 - *Rack* CO_2 (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP) 72
Figura 4.20 - Evaporadores utilizados (Fonte : www.bitzer.com.br) 72
Figura 4.21 - Esquema do sistema de CO_2 subcrítico instalado no laboratório da Bitzer em SP. (Fonte: Bitzer Compressores) 73
Figura 4.22 - Esquema representativo do sistema cascata CO_2/R-404A do laboratório da Bitzer Compressores. 74
Figura 4.23 - Esquema representativo do tanque de líquido de CO_2. 75
Figura 4.24 - Esquema representativo do balanço no estado 5. 76
Figura 4.25 - Rack instalado pela Plotter Racks no supermercado Verdemar (Fonte: Foto do próprio autor) 77
Figura 4.26 - Esquema representativo do sistema cascata instalado no Supermercado Verdemar em Minas Gerais. 78
Figura 4.27 - Esquema representativo do tanque de líquido de CO_2. 79

Figura 4.28 - Esquema representativo do balanço no estado 4. 79
Figura 4.29 - Esquema representativo do balanço no estado 6. 80
Figura 4.30 - Esquema do volume de controle da troca de calor entre o ar e o evaporador. 82
Figura 4.31 - Esquema do volume de controle da troca de calor entre o ar e o condensador. 82
Figura 4.32 - Esquema representativo do trocador cascata (TC). 84
Figura 4.33 - Esquema representativo do trocador de calor (IC). 85
Figura 4.34 - Sistema cascata analisado utilizando CO_2/NH_3. (Samer Sawalha, 2008), com detalhes nos volumes de controle para análise exergética. 86
Figura 4.35 - Sistema com condensador único, com detalhes nos volumes de controle para análise exergética. 87
Figura 4.36 - Sistema cascata analisado utilizando CO_2/404A, com detalhes nos volumes de controle para analise exergética. 88
Figura 4.37 - Sistema cascata do Supermercado Verdemar em Minas Gerais, com detalhes nos volumes de controle para análise exergética. 90
Figura 4.38 - Eficiência volumétrica do compressor de R-22 de baixa temperatura. 93
Figura 4.39 - Eficiência isentrópica do compressor de R-22 de baixa temperatura. 94
Figura 4.40 - Eficiência volumétrica do compressor de R-22 de média temperatura. 94
Figura 4.41 - Eficiência isentrópica do compressor de R-22 de média temperatura. 94
Figura 4.42 - Eficiência volumétrica do compressor de R-404A de baixa temperatura. 95
Figura 4.43 - Eficiência isentrópica do compressor de R-404A de baixa temperatura. 95
Figura 4.44 - Eficiência volumétrica do compressor de R-404A de média temperatura. 95
Figura 4.45 - Eficiência isentrópica do compressor de R-404A de média temperatura. 96
Figura 4.46 - Eficiência volumétrica do compressor de R-744 de baixa temperatura. 96
Figura 4.47 - Eficiência isentrópica do compressor de R-744 de baixa temperatura. 97
Figura 4.48 - Eficiência volumétrica do compressor de R-404A do sistema de alta temperatura. 97
Figura 4.49 - Eficiência isentrópica do compressor de R-404A do sistema de alta temperatura. 97
Figura 4.50 - Potência consumida no compressor de baixa temperatura com R-744. 98
Figura 4.51 - Eficiência volumétrica do compressor com R-134a, modelo (4G20.2Y). 99
Figura 4.52 - Eficiência isentrópica do compressor com R-134a, modelo (4G20.2Y). 99
Figura 4.53 - Eficiência volumétrica do compressor com R-134a, modelo (6H25.2Y). 99
Figura 4.54 - Eficiência isentrópica do compressor com R-134a, modelo 100

(6H25.2Y).
Figura 4.55 - Eficiência volumétrica do compressor com R-744, modelo (2GHC.2K). 100
Figura 4.56 - Eficiência isentrópica do compressor com R-744, modelo (2GHC.2K). 100
Figura 4.57 - Eficiência volumétrica do compressor com R-744, modelo (2FHC.3K). 101
Figura 4.58 - Eficiência isentrópica do compressor com R-744, modelo (2FHC.3K). 101
Figura 4.59 - Potência consumida no compressor de R-134a (6H25.2Y). 102

CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

Figura 5.1 - Comparativo dos COPs experimental e simulado por Samer Sawalha,2008; e simulação do presente trabalho. 105
Figura 5.2 - Potência consumida pelos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 105
Figura 5.3 - Potência total consumida pelos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 106
Figura 5.4 - COP dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 106
Figura 5.5 - COP exergético dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 107
Figura 5.6 - Taxa de compressão dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 107
Figura 5.7 - Temperatura de descarga dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 108
Figura 5.8 - Potência consumida pelos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A. 108
Figura 5.9 - Potência total consumida pelos compressores e bomba nos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A. 109
Figura 5.10 - COP dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A. 109
Figura 5.11 - COP exergético dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 110
Figura 5.12 - Taxa de compressão dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 110
Figura 5.13 - Temperatura de descarga dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 111
Figura 5.14 - Potência total consumida pelos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A. 111
Figura 5.15 - Potência total consumida pelos compressores e bomba nos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A. 112
Figura 5.16 - COP dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A. 112
Figura 5.17 - COP exergético dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A. 113
Figura 5.18 - Taxa de compressão dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A. 113
Figura 5.19 - Temperatura de descarga dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A. 114
Figura 5.20 - Destruição de Exergia pelos componentes do sistema analisado 114

com R-22.
Figura 5.21 - Destruição de Exergia pelos componentes do sistema analisado com R-404A. 115
Figura 5.22 - Destruição de Exergia pelos componentes do sistema analisado com R-744/R404A. 115
Figura 5.23 - Destruição de exergia dos compressores ao variar a temperatura de condensação. 116
Figura 5.24 - Destruição de exergia dos compressores ao variar a temperatura de evap. (LT). 116
Figura 5.25 - Destruição de exergia dos compressores ao variar a temperatura de evap. (MT). 117
Figura 5.26 - Potência consumida pelos compressores e bomba. 117
Figura 5.27 - Potência total consumida pelos compressores e bomba do sistema. 118
Figura 5.28 - COP do sistema. 118
Figura 5.29 - COP exergético do sistema. 118
Figura 5.30 - Taxa de compressão dos compressores. 119
Figura 5.31 - Temperatura de descarga dos compressores utilizados. 119
Figura 5.32 - Potência consumida pelos compressores e bomba. 120
Figura 5.33 - Potência total consumida pelos compressores e bomba do sistema. 120
Figura 5.34 - Capacidade frigorífica do evaporador de baixa temperatura. 121
Figura 5.35 - COP do sistema. 121
Figura 5.36 - COP exergético do sistema. 121
Figura 5.37 - Taxa de compressão dos compressores. 122
Figura 5.38 - Temperatura de descarga dos compressores utilizados. 122
Figura 5.39 - Potência consumida pelos compressores e bomba. 123
Figura 5.40 - Potência total consumida pelos compressores e bomba do sistema. 123
Figura 5.41 - Capacidade frigorífica do trocador de média temperatura. 123
Figura 5.42 - COP do sistema. 124
Figura 5.43 - COP exergético do sistema. 124
Figura 5.44 - Taxa de compressão dos compressores. 125
Figura 5.45 - Temperatura de descarga dos compressores utilizados. 125
Figura 5.46 - Destruição de Exergia pelos componentes do sistema analisado com R-744/R-134a. 126
Figura 5.47 - Destruição de exergia dos compressores R-744/R-134a, ao variar a temperatura de condensação. 126
Figura 5.48 - Destruição de exergia dos compressores R-744/R-134a, ao variar a temperatura de evap. (LT). 127
Figura 5.49 - Destruição de exergia dos compressores R-744/R-134a, ao variar a temperatura de evap. (MT). 127
Figura 5.50 - Temperaturas coletadas através do supervisório. 128
Figura 5.51 - Temperaturas dos ambientes internos das salas de preparo. 128
Figura 5.52 - Temperaturas das câmaras e expositores de resfriados. 129
Figura 5.53 - Temperaturas das câmaras e ilhas de congelados. 130
Figura 5.54 - Potência consumida pelos compressores. 131
Figura 5.55 - Comparativo entre dados de projeto e simulados para a capacidade frigorífica do Supermercado Verdemar. 132

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Tabela 1.1 - Características dos refrigerantes (Restrepo, 2008) 3

CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA

Tabela 4.1 - Balanço nos componentes do sistema analisado por Samer Sawalha, 2008. 65
Tabela 4.2 - Balanço de energia nos componentes do sistema com condensador único para R-22 e R-404A. 71
Tabela 4.3 - Balanço de energia nos componentes do sistema cascata CO_2/R-404A. 76
Tabela 4.4 - Balanço de energia nos componentes do sistema cascata Verdemar. 81
Tabela 4.5 - Exergia destruída nos componentes do sistema analisado por Samer Sawalha, 2008. 86
Tabela 4.6 - Exergia destruída nos componentes do sistema com condensador único para R-22 e R-404A. 87
Tabela 4.7 - Exergia destruída nos componentes do sistema cascata CO_2/R-404A. 88
Tabela 4.8 - Exergia destruída nos componentes do sistema cascata Verdemar. 89
Tabela 4.9 - Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência volumétrica dos compressores do sistema Bitzer. 98
Tabela 4.10 - Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência isentrópica dos compressores do sistema Bitzer. 98
Tabela 4.11- Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência volumétrica, dos compressores do sistema Verdemar. 101
Tabela 4.12- Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência isentrópica. 102

CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

Tabela 5.1 - Potência consumida pelos compressores. 130
Tabela 5.2 - Potência consumida pelos compressores. 131

NOMENCLATURA

Letras Latinas

h	Entalpia específica	[kJ/kg]
s	Entropia específica	[kJ/kg-K]
Cp	Calor específico	[kJ/kg-K]
v	Volume específico	[m^3/kg]
T	Temperatura	[ºC]
$\dot{Q}$	Fluxo de calor	[kW]
$\dot{W}$	Potência	[kW]
p	Pressão	[kPa]
ex	Exergia específica	[kJ/kg]
$\dot{E}x$	Fluxo Exergético	[kW]
$\dot{E}_d$	Destruição de Exergia	[kW]
t	Tempo	[s]
$\dot{m}$	Fluxo mássico	[kg/s]

Letras Gregas

η	Eficiência	
δ	Perda de eficiência	
ρ	Massa específica	[kg/m^3]

Subscritos

amb	Ambiente
cond	Condensador
evap	Evaporador
comp	Compressor
TC	Trocador Cascata
ar	Ar
sat	Saturação
ph	Física
ex	Exergética
dis	Descarga
suc	Sucção
comp	Compressor
b	Baixa
a	Alta
mec	Mecânica
elet	Elétrica
ent	Entrada
Sai	Saída
is	Isentrópica
v	Volumétrica
abs	Absoluta
ref	Refrigerante
D.E.	Dispositivo de Expansão

Abreviações

EES	Engineering Equation Solver
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
UV	Ultravioleta
ODP	Potencial de Destruição do Ozônio
GWP	Potencial de Aquecimento Global
TEWI	Total Equivalent Warming Impact
ITH	Integrated Time Horizon
MMA	Ministério do Meio Ambiente
LT	Baixa Temperatura
MT	Média Temperatura
HT	Alta Temperatura
VRP	Válvula Reguladora de Pressão
RSB	Receptor do Sistema de Baixa Pressão
RSM	Receptor do Sistema de Média Pressão
CFC	Clorofluorcarbono
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HC	Hidrocarboneto
COP	Coeficiente de Desempenho

SUMÁRIO

RESUMO iv
ABSTRACT v
LISTA DE FIGURAS vi
LISTA DE TABELAS xii
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS xiii
SUMÁRIO xv

CAPÍTULO 1.0 INTRODUÇÃO 01

1.1 – Causas para as mudanças nos fluidos refrigerantes 01
1.2 – Motivação para o trabalho 06
1.3 – Objetivos 07
1.4 – Estrutura do Trabalho 08

CAPÍTULO 2.0 PROPRIEDADES DO CO_2 E SEUS SISTEMAS 08

2.1 – Características do CO_2 09
2.2 - Comparação entre outros refrigerantes 09
2.3 – Processos e Ciclos de Refrigeração 12

CAPÍTULO 3.0 Revisão Bibliográfica 40

CAPÍTULO 4.0 metodologia 54
4.1 - Modelagem dos componentes usados nos sistemas 54
4.2. Sistemas analisados 61
4.3. Balanço entre o ar e trocadores 82
4.4 - Análise Exergética 82
4.5. Análise experimental de uma instalação real 91

CAPÍTULO 5.0 Resultados e Discussões 104
5.1. Resultados encontrados 104
5.2. Resultados do relato de caso 128

CAPÍTULO 6.0 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 133
6.1 – Conclusões 133
6.2 - Sugestões para trabalhos futuros 134

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 136

Anexo 1 139
Anexo 2 148

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, a refrigeração e a indústria do ar-condicionado e das bombas de calor têm sofrido grandes mudanças, causadas pelas mudanças climáticas associadas aos fluidos refrigerantes utilizados nesses sistemas.

1.1 - Causas para as mudanças nos fluidos refrigerantes

1.1.1-Destruição da camada de Ozônio

O Ozônio é um gás naturalmente presente na atmosfera. Cada molécula desse gás contém três átomos de oxigênio. Cerca de 10% do ozônio atmosférico encontra-se na troposfera, região mais próxima da superfície da terra (entre 10 e 16 quilômetros) e os restantes 90% encontram-se na estratosfera, a uma distância entre 10 e 50 quilômetros da superfície terrestre. A maior concentração de ozônio na estratosfera é chamada de "camada de ozônio", conforme figura 1.1.

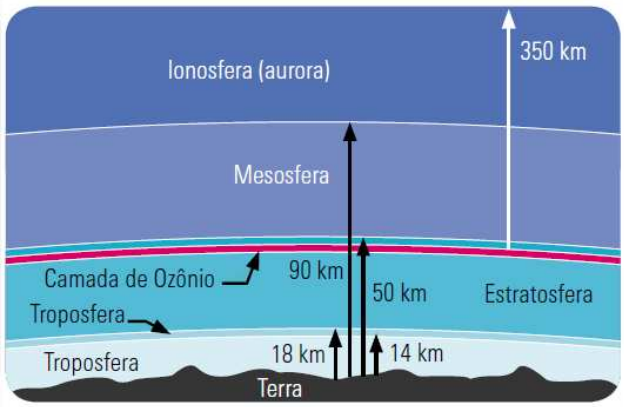


Figura 1.1-Posição da camada de Ozônio na atmosfera (Unep, 2010).

A camada de ozônio (ozônio estratosférico) absorve a parte da radiação ultravioleta do sol nociva à vida, conforme figura 1.2. Por causa dessa função, o ozônio estratosférico é considerado "ozônio bom". Por outro lado, o ozônio na troposfera, que é formado pelos poluentes, é considerado "mau ozônio", pois causa problemas respiratórios, destrói plantas e tecidos.

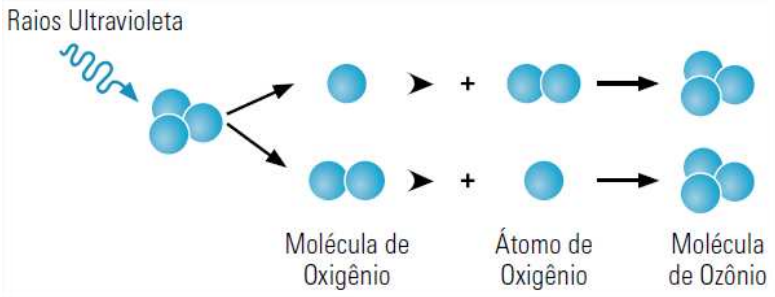


Figura 1.2-Formação de Ozônio na estratosfera (Unep, 2010).

O processo antropogênico de destruição do ozônio estratosférico ocorre por meio da emissão de gases contendo cloro e bromo. Por não serem reativos e por não serem rapidamente removidos nem pela chuva nem pela neve, esses gases, em sua maioria, ficam acumulados na baixa atmosfera. Quando sobem para a estratosfera sofrem ação da radiação

ultravioleta – radiação UV liberando radicais livres que reagem com a molécula de ozônio, formando uma molécula de oxigênio, O_2 e uma molécula de óxido de cloro, ClO, provocando a destruição do O_3 (figura 1.3).

O ClO tem vida curta e rapidamente reage com um átomo do oxigênio livre, liberando o radical livre, que volta a destruir outra molécula de O_3. Um único radical livre de cloro é capaz de destruir 100 mil moléculas de ozônio, o que provoca a diminuição da camada de ozônio e prejudica a filtração da radiação UV (ultravioleta).

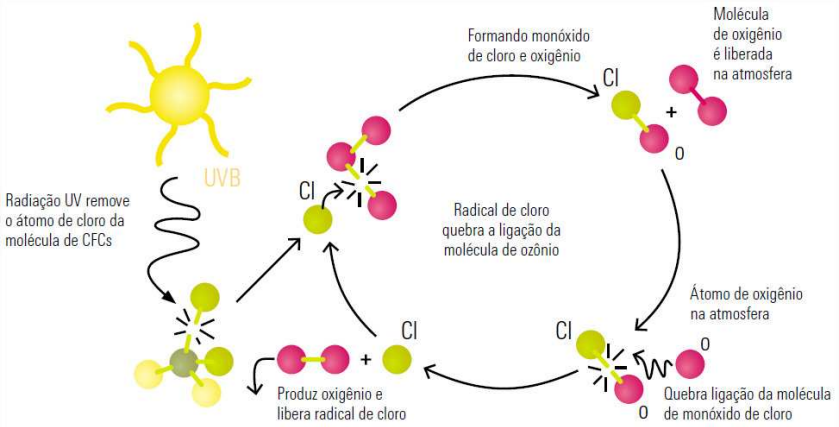


Figura 1.3-Destruição da camada de Ozônio (Unep., 2010).

As mudanças referentes à refrigeração, a indústria do ar-condicionado e das bombas de calor têm o objetivo de agredir o mínimo possível à camada de ozônio; ou seja, refrigerantes livres de cloro, pois os mesmos possuem um ODP (Potencial de Destruição do Ozônio) elevado, que indica a capacidade relativa de um fluido refrigerante ou outra substância química em destruir o ozônio estratosférico (Calm e Didion, 1998). O CFC-11 é tomado como referência, tendo o maior potencial de destruição (ODP = 1), os CFCs são os fluidos refrigerantes que possuem maior ODP, porém, no Brasil, este fluido já não é mais comercializado.

Contudo, ainda existem refrigerantes como os HCFCs, fluidos que necessitam ser substituídos, principalmente o R-22 muito utilizado em sistemas de refrigeração em supermercados, ar-condicionado e bombas de calor. Entretanto, os próprios HFCs também precisam ser substituídos, pois têm impactos relevantes nas mudanças climáticas, por possuírem um valor expressivo para o GWP (Potencial de Aquecimento Global).

O potencial de aquecimento global (GWP) é um índice que, relacionado ao efeito estufa, tem como referência o CO_2 emitido no período de 100 anos. Como mostrado, o GWP dos HFCs (R-134a, R-407C, R-410A) apresentam valores entre 1300 e 3800, sendo que o GWP do CO_2 é igual a 1, como mostrado na tabela 1.1.

O ODP e o GWP são parâmetros ambientais bastante relevantes, mas outros índices ambientais podem ser observados, entre os quais o TEWI (Total Equivalent Warming Impact) que se refere ao potencial de aquecimento global não apenas devido ao fluido emitido, mas também, devido às eficiências associadas à geração e uso da energia necessária à operação de sistemas de refrigeração e climatização. O impacto referente ao fluido contido nos sistemas pode exceder a vida útil do equipamento. Portanto, é selecionada uma base de tempo adequada. O ITH (Integrated Time Horizon)- Horizonte de Tempo Integrado é de 100 anos e é usado com freqüência.

Tabela 1.1 - Características dos refrigerantes (Restrepo, 2008).

Classe	Fórmula Molecular	Nome Químico	Nome	ODP (Relativo ao R11)	GWP (Relat. ao CO_2 em 100 anos)
CFC	CCL_3F	*trichloro-fluoromethane*	R11	1	4680
CFC	CCL_2F_2	*dichloro-difluoromethane*	R12	0,82	10720
HCFC	$CHCLF_2$	*chlorodifluoro-methane*	R22	0,05	1780
HCFC	$C_2HCL_2F_3$	*2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane*	R123	0,022	76
HCFC	C_2HCLF_4	*2-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane*	R124	0,022	599
HCFC	$C_2H_3CL_2F$	*1,1-dichloro-1-fluoroethane*	R141b	0,12	713
HCFC	$C_2H_3CLF_2$	*1-chloro-1,1-difluoroethane*	R142b	0,065	2270
HFC	CHF_3	*trifluoromethane*	R23	0,0004	14310
HFC	CH_2F_2	*difluoromethane*	R32	0	670
HFC	C_2HF_6	*pentafluoroethane*	R125	0,00003	3450
HFC	$C_2H_2F_4$	*1,1,1,2-tetrafluoroethane*	R134a	0,000015	1410
HFC	$C_2H_3F_3$	*1,1,1-trifluoroethane*	R245	0	4400
HFC	$C_2H_4F_2$	*1,1-difluoroethane*	R152a	0	122
HFC	$C_3H_3F_5$	*1,1,1,3,3-pentafluoropropane*	R245fa	0	950
HFC	$C_3H_2F_6$	*1,1,1,3,3,3-hexafluoropropane*	R236fa	0	9400
HC	C_3H_8	*n-propane*	R290	0	20
HC	C_4H_{10}	*n-butane*	R600a	0	20
HC	C_4H_{10}	*isobutane*	R600a	0	20
HC	C_5H_{12}	*n-pentane*	R601	0	0
HC	C_3H_6	*propene*	R1270	0	3
CO2	CO_2	*dioxido de carbono*	R744	0	1
BCF	$CBrCLF_2$	*bromochloro-difluoromethane*	R12B1	5,1	1300
PFC	C_4F_8	*octafluorocyclobutane*	RC318	0	10000
HFC	C_3HF_7	*1,1,1,2,3,3,3-heptafluoropropane*	R227	0	3500
AFAE	$C_4H_3F_7O$	*heptafluoropropyl methyl ether*	HFE-7000	0	450
AFAE	$C_5H_3F_9O$	*methyl nonafluorobutyl ether*	HFE-7100	0	410
AFAE	$C_6H_5F_9O$	*ethyl nonafluorobutyl ether*	HFE-7200/ HFE-569mccc	0	60
AFAE	$C_9H_6F_{15}O$	*ethyl pentadecafluoroheptyl ether*	HFE-7500	0	100
DFAE	C_2HF_6O	*pentafluorodimethyl ether*	HFE-125	0	14800
DFAE	$C_2H_2F_4O$	*1,1,1',1'-tetrafluorodimethyl ether*	HFE-134	0	5760
CM	CH_2CL_2	*methylene chloride*	R30	0	10
CM	CH_3CL	*methyl chloride*	R40	0,02	16
CFC	$C_2CL_3F_3$	*1,1,2-trichloro-1,2,2-trifluoroethane*	R113	0,9	6000
HCFC	$CHCL_2F$	*dichlorofluoromethane*	R21	0,01	210
CFC	$C_2CL_2F_4$	*1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane*	R114	0,85	9800
FIM	CF_3L	*trifluoroiodomethane*	R13I1	0	1
DME	C_2H_6O	*dimethyl ether*		0	1
NH3	NH_3	*amonia*	R717	0	0
AFAE	$C_2H_3F_3O$	*methyl trifluoromethyl ether*	HFE-143	0	656
AFAE	$C_3H_3F_5O$	*methyl pentafluoroethylether*	HFE-245	0	697
HFC		R143a/R134a/R125	R404A	0	3800

Para reduzir as emissões dos gases que contribuem para o efeito estufa, uma das ações envolvidas diz respeito às melhorias para a contenção de vazamentos dos refrigerantes sintéticos com alto valor de GWP nos sistemas de refrigeração existentes; assim como o uso de refrigerantes naturais com menores impactos no aquecimento global aplicados nos novos equipamentos.

1.1.2 Controvérsias sobre a Antropogenia do Aquecimento Global

Esse trabalho apresenta neste ponto a teoria de que o aquecimento global tem outras causas que não estão ligadas à atividade humana. O chamado "buraco" na camada de ozônio seria um fenômeno natural ligado ao planeta. Segundo tal teoria, uma erupção vulcânica de grandes proporções seria capaz de produzir uma depleção da camada de ozônio superior àquela produzida se todos os gases com alto ODP escapassem para a atmosfera. Interesses econômicos das empresas detentoras das patentes para fabricação de hidrocarbonetos halogenados teriam produzido uma farsa apoiada em um aquecimento global não antropogênico.

Outra corrente, defendida por vários renomados cientistas, sugere que o aumento da temperatura do planeta estaria ligado ao aumento da atividade solar, fenômeno independente da ação humana. Gráficos comparativos desse aumento de temperatura. Um documentário produzido pela BBC de Londres gerou um vídeo amplamente divulgado na internet mostrando a grande farsa do aquecimento global, baseado no depoimento de vários cientistas de todo o muno.

1.1.3 A alternativa do CO_2

Caso o aquecimento global tenha causas antropogênicas ou não, é interessante que sejam pesquisadas novas alternativas de gases naturais a serem utilizados na refrigeração. Isso sem dúvida contribuirá para um meio ambiente mais limpo.

Há um crescente desenvolvimento da tecnologia em fluidos refrigerantes ecológicos e seguros (fluidos naturais), como a água, o ar, gases nobres, hidrocarbonetos, amônia e dióxido de carbono. Este último não é inflamável, não é tóxico e também pode ser operado em ciclos de compressão de vapor abaixo de 0^{o} C.

Em setembro de 2007, quando se comemorava os 20 anos do Protocolo de Montreal, uma nova decisão histórica foi tomada pelo conjunto de países signatários. Com o fim dos CFCs previsto para 2010, decidiu-se pelo início do processo de substituição dos HCFCs já em 2013, antecipando em dez anos o prazo previsto pelo Protocolo de Montreal para o abandono destes gases. Além dos benefícios para a recomposição da Camada de Ozônio, objetivo do Protocolo, a medida traz também um enorme benefício para a questão climática, dado o acentuado Potencial de Aquecimento Global (GWP) dos HCFCs (MMA, 2008). Antecipar os prazos de abandono dos HCFCs significará novos ganhos. No caso do Brasil, pode-se estimar que se evite, em relação ao cronograma anterior do Protocolo de Montreal, o consumo de 750 mil toneladas de HCFCs. Ponderando o consumo proporcional de cada uma das substâncias e seu respectivo GWP, isso equivale a cerca de 1 bilhão de toneladas de CO_2 equivalente (MMA, 2008). Entretanto, é necessário lembrar que a substituição dos HCFCs ocorrerá com a introdução de outros gases. Caso o HCFC-22 venha a ser substituído predominantemente pelos fluidos HFC-134a, HFC-404A, HFC-407C e HFC-410A (estas são as alternativas mais consolidadas no mercado), grande parte deste ganho seria anulada, já que o GWP dos HFCs é bastante elevado.

Portanto, é interessante apontar os aspectos relevantes do uso dos chamados fluidos naturais, que poderão ser adotados em substituição dos HCFCs. A pouca discussão que predominou até há pouco tempo sobre o tema colaborou para o surgimento de preocupações,

por vezes infundadas, sobre a segurança, eficácia ou economicidade dos fluidos naturais. São aspectos a serem tratados com a devida seriedade e fundamentação. Nisso, a experiência internacional, os fundamentos científicos e a experiência prática, serão fatores de suma importância para o esclarecimento destas alternativas.

Existe uma clara tendência ao crescimento do uso dos fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado, impulsionada por medidas de incentivo adotadas em alguns países e pelos avanços produzidos por novas tecnologias já disponíveis no mercado. Nos próximos anos, diversas empresas terão que tomar decisões quanto a novos equipamentos a serem produzidos ou comprados. Estes equipamentos por vezes permanecem em atividade por décadas e as opções a serem adotadas terão que levar em consideração as tendências para o futuro.

O CO_2 é um refrigerante antigo, quando se observa o passado dos sistemas que trabalham atualmente com CO_2. Historicamente, há um declínio da utilização do CO_2 após a segunda guerra mundial, com um recente crescimento de sua utilização. Durante as primeiras décadas do século XX, o CO_2 foi utilizado em larga escala como refrigerante, principalmente em sistemas marítimos, mas também em sistema de ar condicionado estacionário. Segundo Kim *et al*, 2003, Alexandre Twining foi o primeiro a propor o uso do CO_2 como refrigerante em 1850 (*British Patent*). Na Europa, Carl Lind construiu a primeira máquina operando com CO_2, em 1881. O alemão Franz Windhausen melhorou a tecnologia aplicada aos sistemas com CO_2, sendo premiado pela "British Patent" em 1886. Na Inglaterra, a companhia J. & E. Hall adquiriu essa patente em 1887. Depois de ter dominado a tecnologia, começou a fabricação das máquinas em meados de 1890. Esta máquina de CO_2 possuía duplo estágio de compressão e a primeira aplicação foi para refrigeração marítima, onde o CO_2 foi dominante até os anos de 1950, como mostrado na figura 1.4.

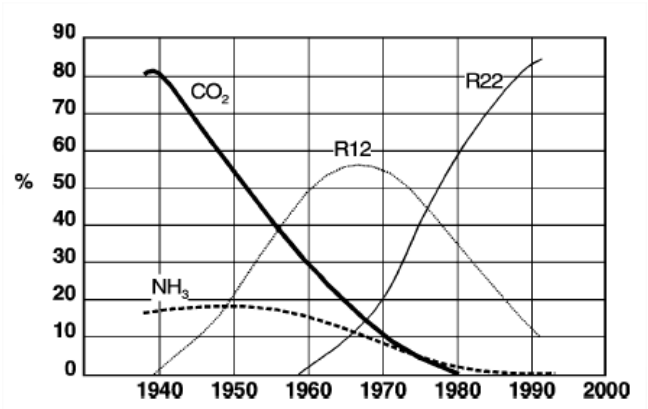


Figura 1.4-Utilização do CO_2 como refrigerante em instalações marítimas (Kim *et al*, 2003).

As principais desvantagens do CO_2 são excessivamente evidenciadas, como baixa capacidade e baixo COP a altas temperaturas no lado da rejeição do calor, comparado aos refrigerantes convencionais. Na verdade, uma das maiores restrições ao uso do CO_2 como refrigerante são as altas pressões de operação, conforme indicado na figura 1.5, o que contribuiu fortemente para o declínio da utilização deste fluido durante um determinado período.

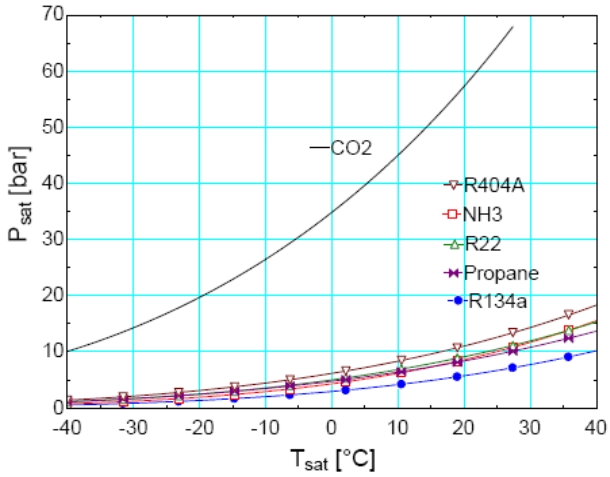


Figura 1.5-Pressão versus temperatura de saturação (Sawalha, 2008)

Os hidrocarbonetos halogenados (CFCs), introduzidos entre 1930 e 1940, como refrigerantes seguros, substituíram os antigos fluidos em uso, embora o principal argumento a seu favor seja a falta de segurança dos outros fluidos como amônia e dióxido sulfúrico.

Atualmente, o CO_2 também tem sido usado como substituto aos CFCs, tendo algumas restrições para a sua utilização, incluindo problemas de alta pressão e perda de eficiência a altas temperaturas no calor rejeitado. As aplicações com o sistema de CO_2 incluem a refrigeração alimentar em supermercados, restaurantes, conforto térmico em navios, hospitais, teatros e restaurantes. A maioria destes sistemas utiliza o CO_2 como fluido secundário.

Com o problema dos CFCs visto tardiamente, em 1980, as indústrias procuraram alternativas viáveis com relação aos refrigerantes. Na Noruega, o professor Gustav Lorentzen acreditava no retorno do uso do CO_2. Em 1989, foi desenvolvida uma aplicação com um ciclo trans-crítico para o CO_2, onde no lado de alta pressão existia uma válvula de controle para manter a pressão estável.

Em 1992, Lorentzen e Pettersen publicaram os primeiros resultados experimentais com um protótipo utilizando CO_2 como refrigerante para ar condicionado automotivo. A comparação foi efetuada entre os refrigerantes R-12 e CO_2 em laboratório.

Embora os cálculos indiquem que o sistema com CO_2 teria eficiência inferior aos dos já utilizados, um número de fatores práticos criaram uma situação de eficiência igual ou superior entre os dois sistemas.

Baseado nestes resultados, o interesse em aumentar consideravelmente a utilização do uso do CO_2 aumentou, principalmente por causa dos efeitos ambientais causados pelos CFCs e HFCs. O número de projetos de pesquisa envolvendo o CO_2 no setor industrial tem aumentado significativamente, inclusive na indústria Européia. Em 2010 já se observa esse crescimento também no Brasil, com algumas obras em andamento.

1.2 - Motivação para o trabalho

A proposta desse trabalho surgiu da motivação em realizar estudos na área térmica especificamente na área de refrigeração em supermercados, com uma preocupação atual de curto prazo, pois se sabe que aproximadamente 95% dos mesmos utilizam o HCFC-22 (fluido com alto Potencial de Aquecimento Global), como fluido refrigerante, segundo consulta feita pelo autor às grandes, médias e pequenas redes de supermercados, através de trabalho de consultoria realizado em 2010 pelo autor para o PNUD (Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento), para a criação do PBH (Programa Brasileiro de Eliminação de HCFC's).

Atualmente existem no Brasil mais de 80.000 supermercados associados a ABRAS (Associação Brasileira de Supermercados). Segundo essa associação, estima-se em 100.000 o número de supermercados não associados, chegando-se, portanto, a um total de aproximadamente 180.000 supermercados no Brasil. Sabe-se que o R-22 tem um limite para o fim da sua importação, segundo a agenda do Protocolo de Montreal, salientando-se que o Brasil não produz este fluido refrigerante.

Uma das grandes motivações desse trabalho é analisar um sistema real trabalhando com CO_2. A simulação numérica produzida por esse trabalho foi testada com dados existentes na literatura, bem como com dados reais, medidos em um supermercado brasileiro que usa CO_2 em suas instalações.

A proposta inicial foi comparar as eficiências energéticas e exergéticas de três sistemas de refrigeração para supermercados reais, um utilizando o R-22, outro com R-404A e o último o CO_2/R-404A em cascata.

A consciência de que a universidade pode se tornar parceira da indústria para ajudar na disseminação de tecnologias em refrigeração com o uso do CO_2 (fluido natural, muito amigável ao meio ambiente), como uma alternativa aos HCFCs e HFCs, foi um dos fatores que impulsionaram o presente trabalho. Sabe-se que brevemente o mercado irá precisar de alternativas eficientes e confiáveis para a substituição dos fluidos refrigerantes atuais, contribuindo para a preservação do meio ambiente.

1.3- Objetivos

A seguir são apresentados os objetivos desse trabalho.

1.3.1 - Objetivo Geral

Contribuir para a utilização do CO_2 como fluido refrigerante a ser utilizado em supermercados.

1.3.2 - Objetivos Específicos

- Estudar o funcionamento do sistema com CO_2 em cascata, determinando suas propriedades termodinâmicas;
- Realizar a análise energética e exergética dos sistemas de refrigeração com CO_2, comparando com o R-22, o R-404 e o CO_2/R-404A em cascata;
- Simular numericamente sistemas de refrigeração utilizando CO_2, e comparar os resultados com dados disponíveis na literatura;
- Determinar as irreversibilidades do sistema proposto e suas eficiências exergéticas;
- Determinar a eficiência energética e exergética global do sistema proposto.

Portanto, o presente trabalho pretende contribuir para o estudo da utilização do CO_2 em supermercados, apresentando formas para concepção de projeto e instalação desses sistemas de refrigeração, modelando matematicamente esses sistemas que utilizam CO_2 e simulando-os numericamente através do software EES. É feita uma comparação entre os resultados do modelo com dados experimentais provenientes da única instalação na América Latina que usa o CO_2 em seu sistema de refrigeração. Seguindo o trabalho de Arora & Kaushik, 2008, foi

feita uma análise exergética dos sistemas estudados, indicando o potencial da destruição de exergia dos componentes de cada sistema e suas eficiências exergéticas.

1.4 - Estrutura do Trabalho

O trabalho foi apresentado em cinco capítulos, onde são mostradas as diferentes etapas de desenvolvimento da análise comparativa de sistemas utilizando CO_2/R404A.

No capitulo I é mostrada a introdução do trabalho, são definidos os objetivos, motivação e estruturação da dissertação.

No capitulo II apresenta-se a fundamentação teórica sobre as propriedades do dióxido de carbono e os sistemas de refrigeração mais utilizados em supermercados, como funcionamento, tipos de sistemas e diagramas dos mesmos.

No capítulo III é apresentada uma revisão bibliográfica com trabalhos e pesquisas que revelam o estado da arte das pesquisas em CO_2.

No capitulo IV é apresentada a metodologia utilizada para modelagem dos sistemas utilizados no trabalho, mediante a análise energética e exergética dos sistemas de simples estágio e em cascata. Este capítulo também indica a metodologia utilizada para coleta de dados experimentais no supermercado Verdemar, em MG/Brasil.

No capitulo V é apresentado à análise e discussão dos resultados numéricos e experimentais.

O capitulo VI é dedicado às conclusões e sugestões para trabalhos futuros relacionados a sistemas de refrigeração com CO_2.

Por último são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas para o presente estudo, além dos anexos da dissertação.

2. PROPRIEDADES DO CO_2 E SEUS SISTEMAS

2.1 - Características do CO_2

O Dióxido de Carbono (CO_2) é um fluido que não possui cor e nem cheiro. Como refrigerante tem a nomenclatura de R744 e está presente em nossa atmosfera numa concentração de 0,036% ou 360 ppm (partes por milhão). Em temperaturas abaixo de -56,6^{0}C e pressão atmosférica, o CO_2 encontra-se no estado sólido e forma o chamado "gelo seco" se comprimido em blocos, apresentando o fenômeno da sublimação, onde a substância sólida passa diretamente ao estado de vapor, sem passar pelo estado líquido. O dióxido de carbono é um refrigerante natural não-inflamável, cuja pressão de vapor e sua capacidade volumétrica de refrigeração são de 3 a 10 vezes maiores comparado aos CFCs, HCFCs, HFCs e refrigerantes HCs (Kim et. al., 2003). A pressão e temperatura críticas do CO_2 são de 7,38 MPa (73,8 bar) e 31,1^{0}C, respectivamente.

2.2 - Comparações com outros refrigerantes

Uma das propriedades que distinguem o CO_2 dos outros refrigerantes esta relacionada à sua alta pressão operacional. À temperatura de 25 ºC o CO_2 tem uma pressão de saturação de 64,2 bar, que é superior à pressão suportada pela maioria dos componentes utilizados nos sistemas de refrigeração convencional. Entretanto existem duas vantagens termo-físicas significativas para o ciclo de refrigeração que trabalha com alta pressão. Em primeiro lugar, a elevada pressão de trabalho resulta em alta massa específica de vapor, conforme mostrado na Figura 2.1. Conseqüentemente, para os refrigerantes com valores semelhantes de entalpia de vaporização e condensação, o efeito volumétrico de refrigeração será maior.

As figuras 2.1 a 2.6 foram obtidas com a utilização da biblioteca do software EES e algumas relações simples de entalpias específicas, massa específica, calor específico e número de Prandtl.

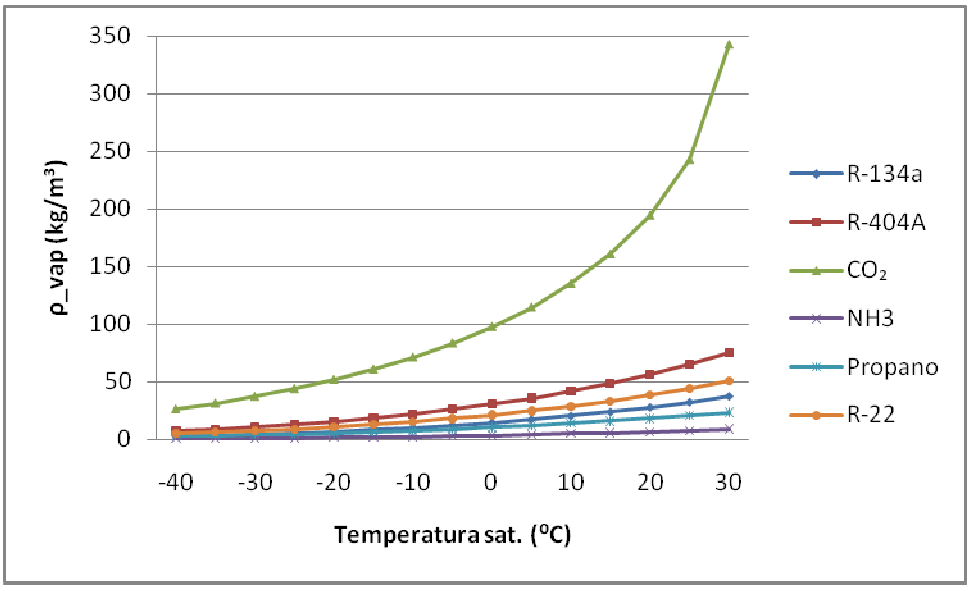


Figura 2.1 – Massa específica do vapor versus temperatura. (software EES)

A figura 2.2 mostra que o CO_2 tem valores para a entalpia de vaporização que estão na faixa de outros refrigerantes comuns, excluindo a NH_3 que possui valores elevados.

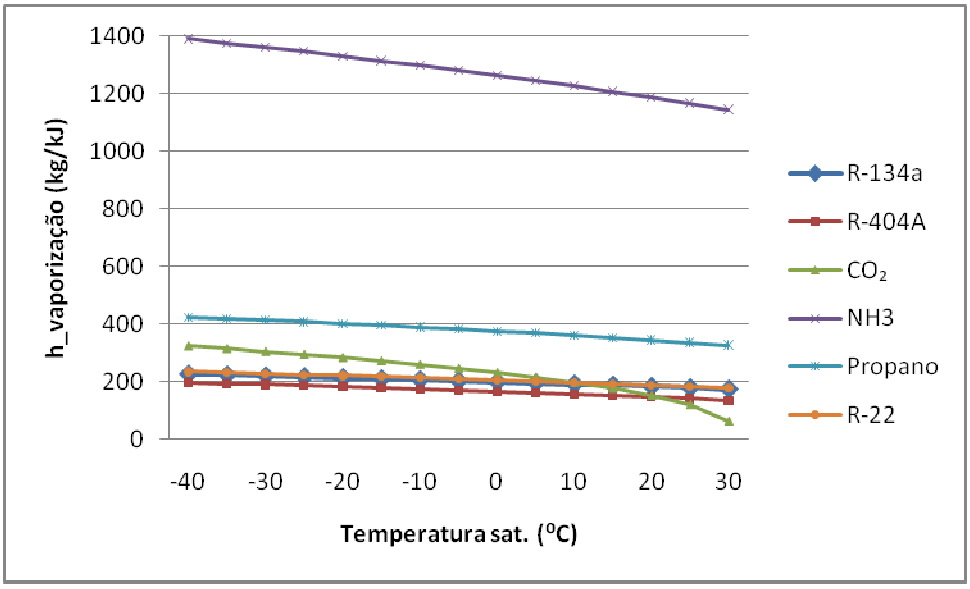


Figura 2.2 – Entalpia de vaporização vs temperatura. (software EES)

Na figura 2.3 podem ser vistos valores do efeito volumétrico de refrigeração para seleção dos refrigerantes. Como pode ser observada, a região do CO_2 apresenta valores de efeito volumétrico de refrigeração relativamente mais elevado que os outros gases. Por exemplo, a 0°C, é quase 5 vezes maior do que para o R-22 e a NH_3. A elevada massa específica significa que um pequeno fluxo de vapor é necessário para uma alta capacidade de refrigeração.

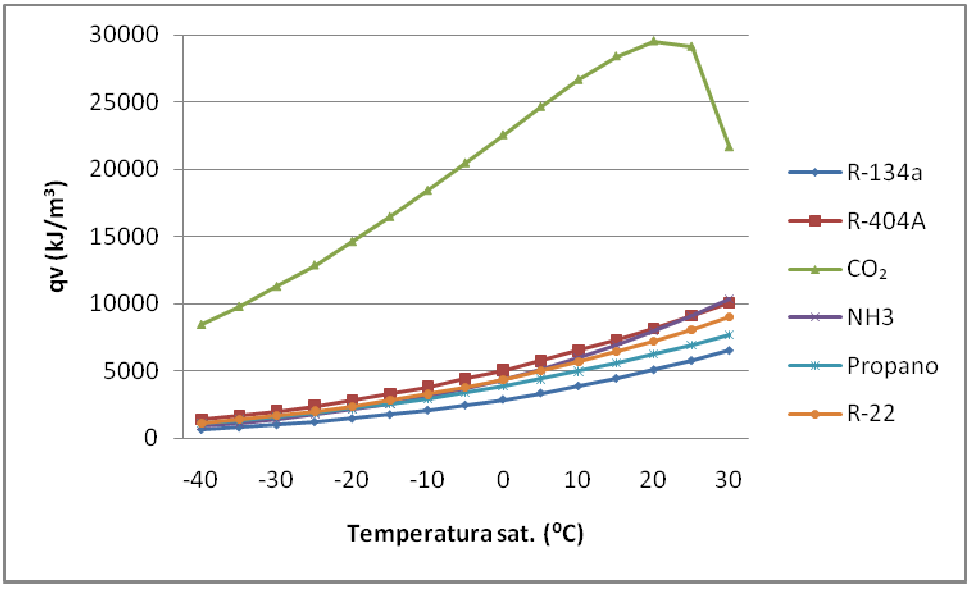


Figura 2.3 – Efeito volumétrico de refrigeração. (software EES)

Devido ao elevado efeito volumétrico de refrigeração do CO_2 é possível a utilização de componentes mais compactos se comparados com outros refrigerantes.

Em termos de comportamento térmico, vários parâmetros mostram que o CO_2 possui boas propriedades de transmissão de calor em comparação com outros refrigerantes na região subcrítica. Tendo uma elevada condutividade térmica na forma líquida e gás, além de um elevado calor específico.

Perto do ponto crítico, a massa específica do vapor torna-se próxima à do líquido. A figura 2.4 indica a razão da massa específica do líquido e do vapor com o CO_2 e outros refrigerantes selecionados.

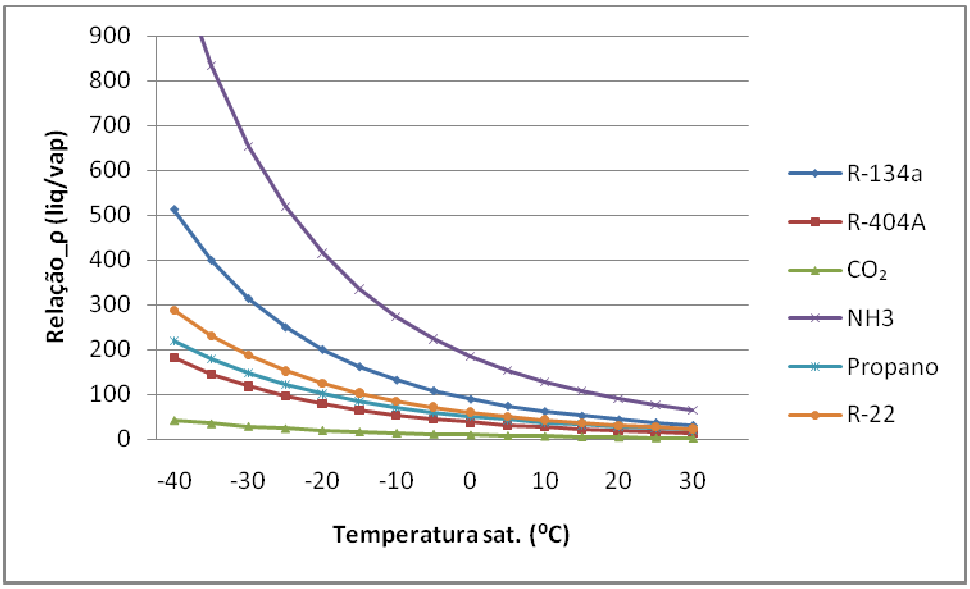


Figura 2.4 - Relação da massa específica de líquido/vapor versus temperatura de saturação. (software EES)

Outra característica importante na transferência de calor é a tensão superficial. A baixa tensão superficial facilitará que o refrigerante entre em ebulição. O CO_2 tem baixa tensão superficial, sendo inferior ao do R-404A, por exemplo, para a maioria das temperaturas utilizadas, podendo ser visto na figura 2.5.

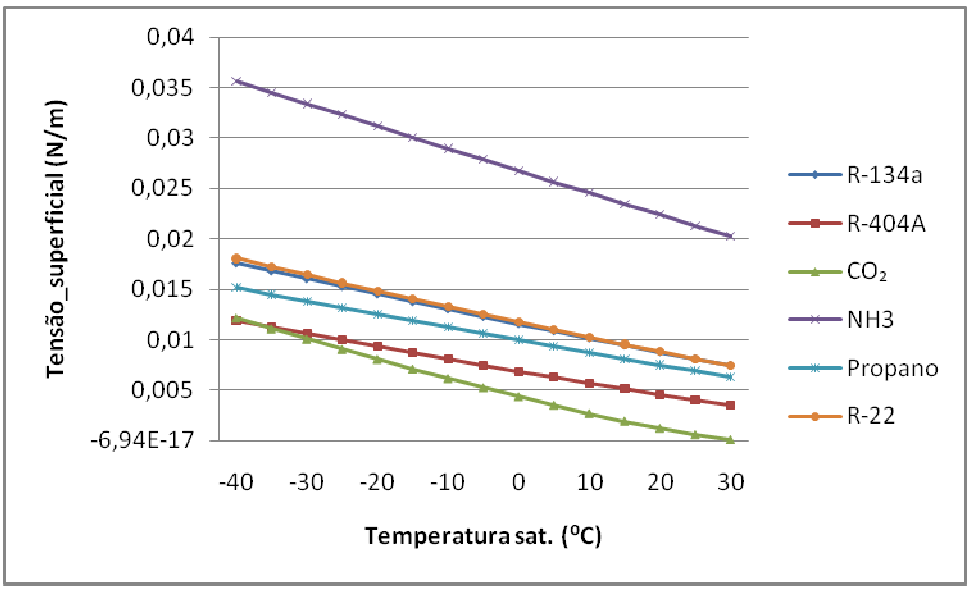


Figura 2.5 – Tensão superficial versus temperatura de saturação. (software EES)

A figura 2.6 mostra um caso transcrítico, onde a massa específica, calor específico e número de Prandtl variam com a temperatura.

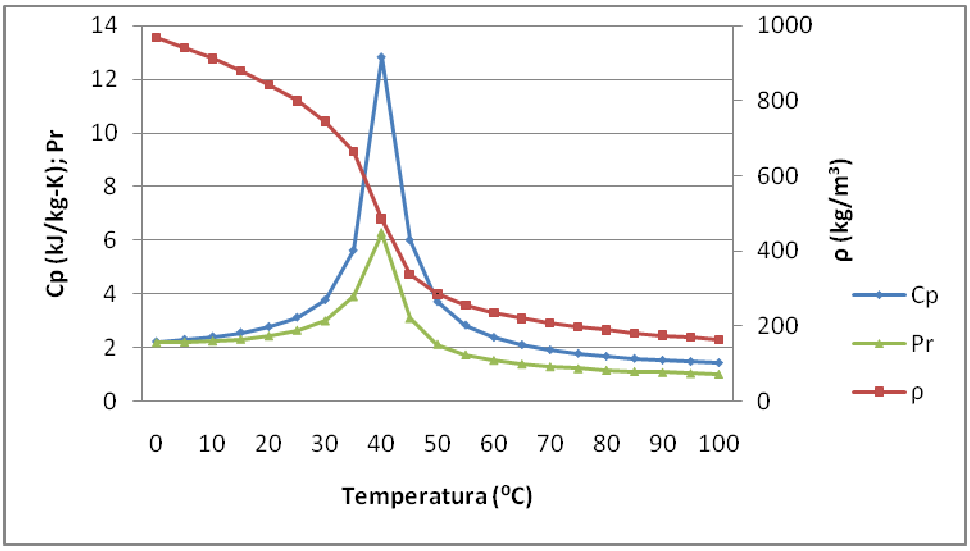


Figura 2.6 – Massa específica , calor específico e número de Prandtl versus temperatura. (software EES)

2.3 – Processos e Ciclos de Refrigeração

2.3.1 - Diagramas

Diagrama Pressão-Entalpia

O diagrama pressão entalpia é um instrumento muito comum para análise gráfica e cálculo de desempenho de um ciclo de refrigeração.

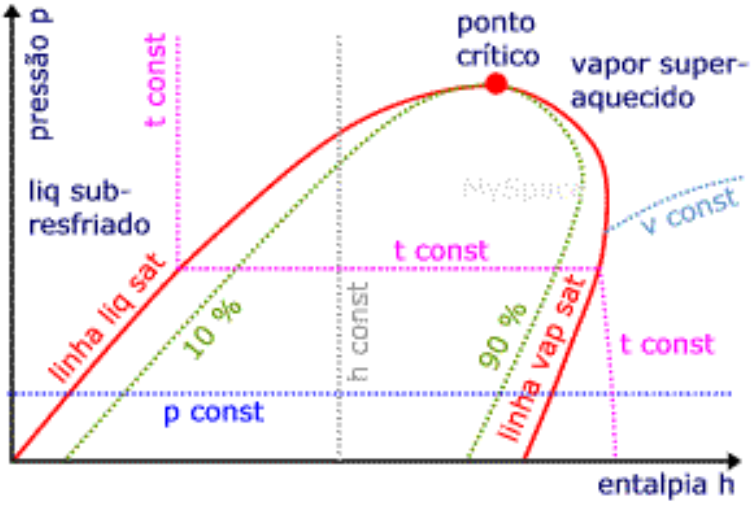


Figura 2.7 - Diagrama Pressão-Entalpia (MSPC, 2010)

A figura 2.7 é um diagrama p-h do refrigerante CO_2, onde na abscissa tem-se a entalpia, e a pressão na ordenada. A linha de líquido saturado separa o líquido sub-resfriado a partir da região de duas fases em que existem refrigerantes na forma de vapor e líquido. A linha de vapor saturado separa a região bifásica daquela do vapor superaquecido.

As linhas das isotermas são quase verticais na região de líquido sub-resfriado. Em temperaturas elevadas, elas são as curvas perto da linha de líquido saturado. Na região de duas fases, as isotermas são horizontais. Na região de superaquecimento, as isotermas são curvas acentuadas para baixo. Devido às isotermas e isobáricas na região de duas fases serem horizontais, elas estão intimamente relacionadas. A pressão do refrigerante na região de duas fases determina a sua temperatura, e vice-versa.

Também na região superaquecida, as linhas isotrópicas têm inclinação acentuada para cima, e as linhas isovolumétricas são mais planas. Ambas são ligeiramente curvadas.

Diagrama Temperatura-Entropia

O diagrama temperatura-entropia, conforme indicado na figura 2.8, é freqüentemente utilizado para analisar as irreversibilidades nos ciclos de refrigeração, a fim de selecionar os parâmetros operacionais e melhorar o desempenho do sistema. Em um diagrama de temperatura-entropia, a entropia corresponde ao valor da abscissa no diagrama e a temperatura é a ordenada.

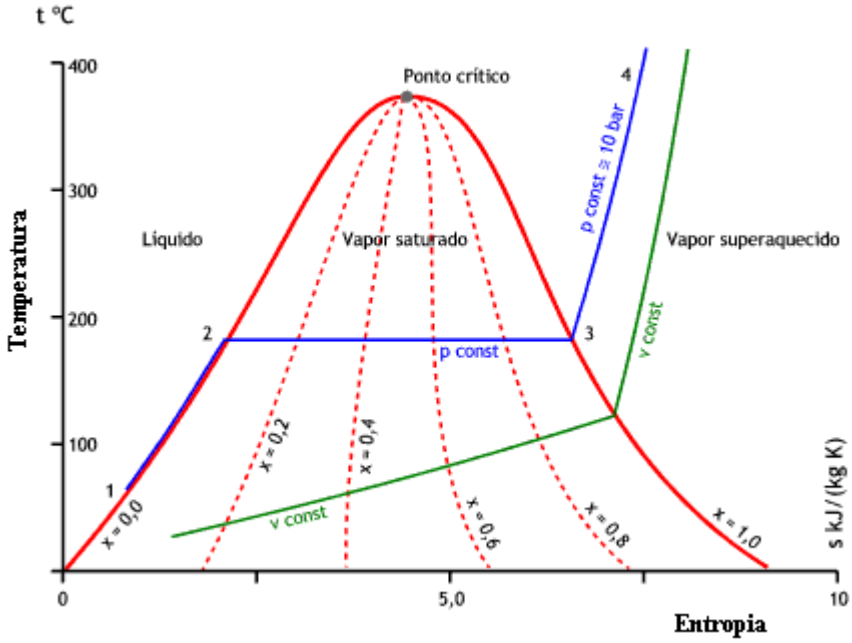


Figura 2.8 - Diagrama Temperatura-Entropia (MSPC, 2010)

2.3.2 - Ciclos de Refrigeração por compressão de vapor

Neste ciclo ocorrem vários processos, como evaporação, superaquecimento, compressão, condensação, sub-resfriamento e expansão, onde os processos de superaquecimento e sub-resfriamento são observados em sistemas reais a fim de se evitar problemas operacionais como quebra de componentes e melhorar a eficiência dos mesmo, conforme mostrado na figura 2.9.

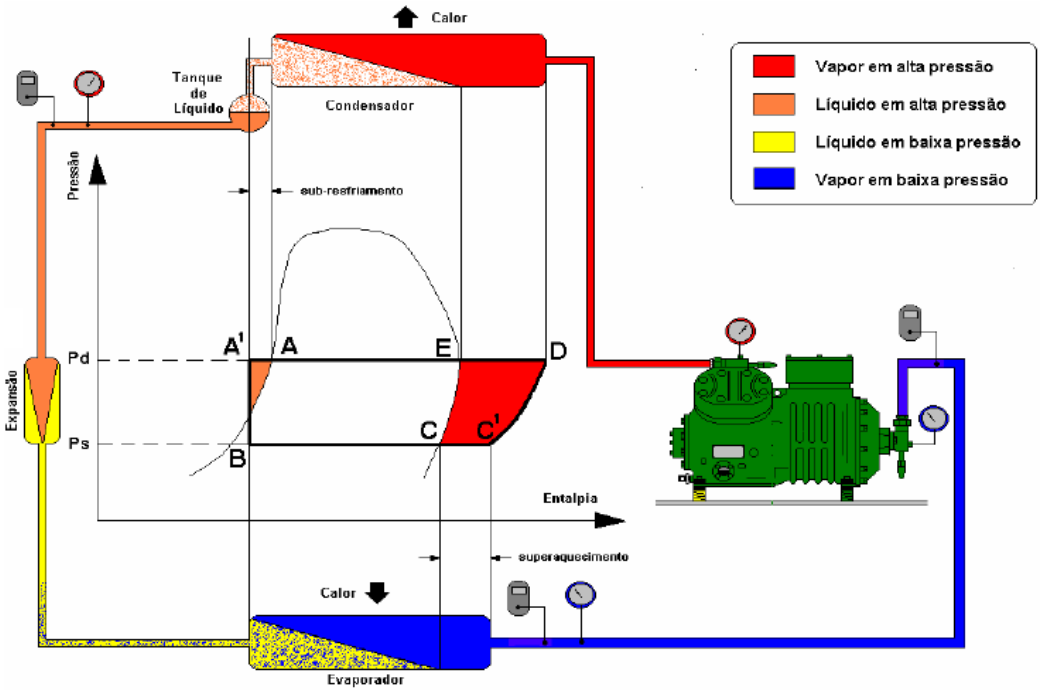


Figura 2.9 – Ciclo frigorífico real (Bitzer, 2010)

2.3.3 – Ciclo e sistemas utilizados

Ao se descrever os sistemas de refrigeração por compressão a vapor reais, tem-se como referência o ciclo de Carnot, que é um ciclo teórico, onde todos os processos são reversíveis, sendo o ciclo teórico de maior eficiência possível. Contudo, devido aos processos reais serem irreversíveis, os sistemas de refrigeração reais diverge significativamente do ciclo de Carnot e possuem coeficientes de desempenho bastante inferiores; porém, consideradas as peculiaridades do circuito de refrigeração por compressão de vapor, pode-se definir um ciclo teórico ideal, podendo-se compará-lo com o real.

O ciclo de Carnot de Refrigeração

O ciclo de Carnot de refrigeração consiste de um motor de ciclo reverso, onde todos os processos de refrigeração são reversíveis, por isso é o ciclo de refrigeração de eficiência máxima. Observando as áreas sob o diagrama T-s da figura 2.10, a área 1-a-b-4-1 é o calor adicionado ao refrigerante através da região fria por unidade de massa de refrigerante; a área 2-a-b-3-2 é o calor rejeitado pelo refrigerante para a região quente por unidade de massa de refrigerante. A área fechada 1-2-3-4-1 representa a transferência de calor líquida pelo refrigerante, que é igual ao trabalho líquido do refrigerante. Este ciclo de Carnot é composto de quatro processos reversíveis:

- Um processo isotérmico 4-1 em que o calor é adicionado ao refrigerante através da região fria por unidade de massa do refrigerante.
- Um processo de compressão isentrópica 1-2.
- Um processo isotérmico 2-3, em que o calor é rejeitado pelo refrigerante, através da região quente por unidade de massa de refrigerante.
- Um processo de expansão isentrópica 3-4.

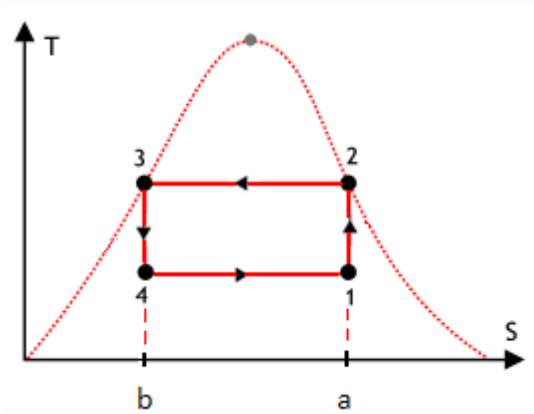


Figura 2.10 – Diagrama temperatura-entropia (Moran e Shapiro, 2002).

O coeficiente de desempenho de qualquer ciclo de refrigeração é a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho líquido necessário para atingir este efeito, assim:

$$\beta_{máximo} = \frac{T_{fria}}{T_{quente} - T_{fria}} \qquad 2.1$$

Onde $\beta_{máximo}$ é o coeficiente de desempenho do ciclo de Carnot, T_{fria} é a temperatura da região fria do sistema, e T_{quente} é a temperatura da região quente do sistema.

Ciclo de compressão de vapor de simples-estágio (Ciclo Padrão)

No ciclo de compressão de vapor de simples-estágio ideal a compressão de vapor ocorre na região superaquecida. Um dispositivo de expansão é utilizado para reduzir a pressão e a temperatura do sistema. O simples-estágio significa que há apenas uma etapa de compressão.

A compressão de vapor significa que o refrigerante em forma de vapor é comprimido a uma pressão maior, e em seguida o líquido condensado é expandido a uma menor pressão para produzir o efeito de refrigeração por evaporação. Na figura 2.11 é mostrado o diagrama pressão versus entalpia do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor e a identificação de seus principais componentes.

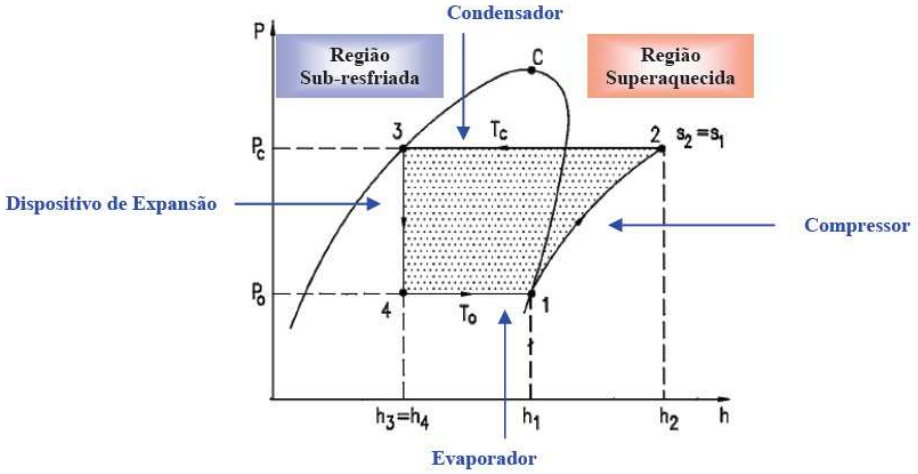


Figura 2.11 - Diagrama pressão versus entalpia do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor e a identificação de seus principais componentes.

Fluxo do Processo

A figura 2.12, mostra um sistema de simples estágio, onde o refrigerante entra no evaporador como uma mistura de líquido-vapor no estado 4, segundo mostra a figura 2.13. Nesse trocador, parte do refrigerante muda de fase de líquido para vapor em função da transferência de calor da região à temperatura T_{fria} para o refrigerante. A temperatura e a pressão do refrigerante permanecem constantes durante o processo do estado 4 ao estado 1. Em seguida, o refrigerante é comprimido adiabaticamente do estado 1, em que ele se apresenta como vapor saturado, para o estado 2, em que é vapor superaquecido. Durante esse processo, a temperatura do refrigerante aumenta de T_{fria} para T_{quente} e a pressão também aumenta. O refrigerante passa do compressor ao condensador, onde muda de fase de vapor superaquecido para líquido saturado em função de uma transferência de calor para a região à temperatura T_{quente}. A temperatura e a pressão permanecem constantes no processo do estado 2 ao estado 3. O refrigerante volta ao mesmo estado da entrada do evaporador através de uma expansão adiabática por um dispositivo de expansão. Nesse processo, do estado 3 ao estado 4, a temperatura decresce de T_{quente} para T_{fria}, enquanto há um decréscimo de pressão.

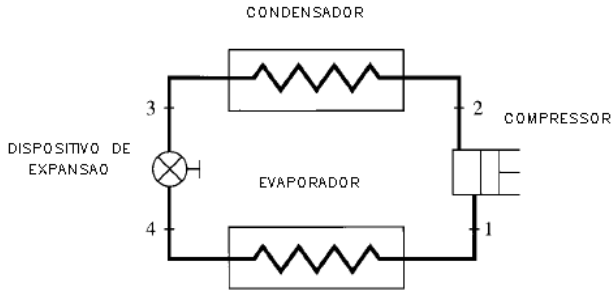


Figura 2.12 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor (Moran e Shapiro, 2002).

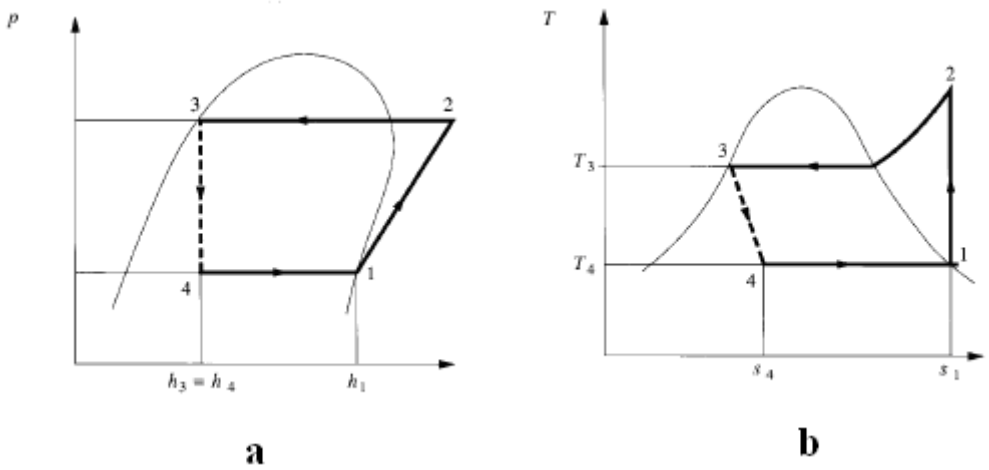


Figura 2.13 – a (diagrama pressão entalpia); b (diagrama pressão entropia) (Moran e Shapiro, 2002).

Capacidade Frigorífica

É o fluxo de calor, retirado do meio que se quer resfriar, através do evaporador do sistema frigorífico. Em primeiro lugar, toma-se o evaporador como volume de controle e aplica-se a primeira lei da termodinâmica a esse volume de controle. Considerando que o sistema opera em regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad 2.2$$

Onde h_4 e h_1 correspondem às entalpias de entrada e saída do evaporador; respectivamente, e a $\dot{m}$ é o fluxo mássico de refrigerante que flui através do evaporador.

Potência teórica de compressão

É o trabalho, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante pelo compressor, para se obter a elevação de pressão necessária ao ciclo teórico. Considerando-se um volume de controle englobando o compressor e admitindo-se que não existe transferência de calor de ou para o compressor, os balanços de massa e de energia para o volume de controle do compressor, fornecem:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad 2.3$$

Onde h_1 e h_2 correspondem às entalpias de entrada e saída do compressor; respectivamente, e $\dot{m}$ é o fluxo mássico de refrigerante que flui através do compressor.

Calor rejeitado no condensador

É a transferência de calor do fluido refrigerante para a vizinhança que está a uma temperatura mais baixa (água ou ar). Para um volume de controle que engloba o condensador, a taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante será:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad 2.4$$

Onde h_2 e h_3 correspondem às entalpias de entrada e saída do condensador; respectivamente, e a $\dot{m}$ é o fluxo mássico de refrigerante que flui através do condensador.

Dispositivo de Expansão

Neste dispositivo o processo teórico de estrangulamento é adiabático. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica a um volume de controle que envolva o dispositivo de expansão, em regime permanente, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

$$h_4 = h_3 \quad 2.5$$

Onde h_3 e h_4 correspondem às entalpias de entrada e saída do dispositivo de expansão.

Desempenho do Ciclo

O COP no sistema de refrigeração por compressão de vapor de simples-estágio ideal pode ser definido como a razão entre a refrigeração útil pelo trabalho líquido, ou seja, a razão entre o que se deseja e o que se gasta (Stoecker, 2002).

$$COP = \frac{refrigeração_útil}{trabalho_líquido} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \qquad 2.6$$

Sub-resfriamento

O refrigerante líquido condensado é geralmente sub-resfriado a uma temperatura inferior à temperatura de saturação correspondente à pressão de condensação do refrigerante, isto é feito para aumentar o efeito de refrigeração. O grau de resfriamento depende principalmente da temperatura de resfriamento do líquido (ar ou água) durante a condensação, da construção e capacidade do condensador.

Superaquecimento

O superaquecimento é um aquecimento do refrigerante fora da linha saturada, cujo objetivo é evitar danos ao compressor. O grau do superaquecimento depende principalmente do tipo de refrigerante, do compressor e bem como a construção do evaporador.

Sistemas de compressão de vapor de Múltiplo Estágio

Quando um sistema de refrigeração utiliza mais de um estágio de compressão, ele é chamado de sistema de múltiplo estágio.

Uma aplicação típica destes sistemas de multipressão seria em um processo industrial onde um arranjo de dois ou três estágios de compressão serve a um evaporador que opera a temperaturas inferiores a -20^{0}C. Como exemplo cita-se um laticínio, onde um evaporador opera a -35^{0}C para produzir sorvetes enquanto outro evaporador opera a 2^{0}C para resfriar leite.

As razões para se usar um sistema de compressão de vapor de múltiplos estágios, ao invés de um sistema de simples-estágio são as seguintes (Dossat, 2004):

- A taxa de compressão R_{comp} de cada estágio é menor em um sistema de múltiplos estágios do que comparada com um de simples-estágio, de modo a aumentar a eficiência e durabilidade do compressor.

A taxa de compressão R_{comp} é definida como a relação da pressão de descarga do compressor p_{dis} e a pressão de sucção do compressor p_{suc}:

$$R_{com} = \frac{p_{dis}}{p_{suc}} \qquad 2.7$$

- O líquido refrigerante entra no evaporador com uma entalpia menor aumentando o efeito de refrigeração.

• O gás de descarga do compressor de baixa pode ser dessuperaquecido a uma pressão intermediária. Isso resulta em uma menor temperatura de descarga do compressor de alta, do que aquela que seria produzida por um sistema de fase única, no mesmo diferencial de pressão entre as pressões de condensação e evaporação.

• Dois ou três compressores em um sistema de múltiplos estágios fornecerem maior flexibilidade para acomodar a variação das cargas de refrigeração em diferentes temperaturas de evaporação no âmbito de uma operação de carregamento.

Sistemas com tanque de flash

Nestes sistemas de multipressão com o acréscimo de um tanque de flash, conforme figura 2.14, é possível realizar uma economia de potência de refrigeração. O vapor de flash que é gerado no processo de expansão entre o condensador e o evaporador é removido e recomprimido antes de se completar a sua expansão (Stoecker, 2002) e (Dossat, 2004).

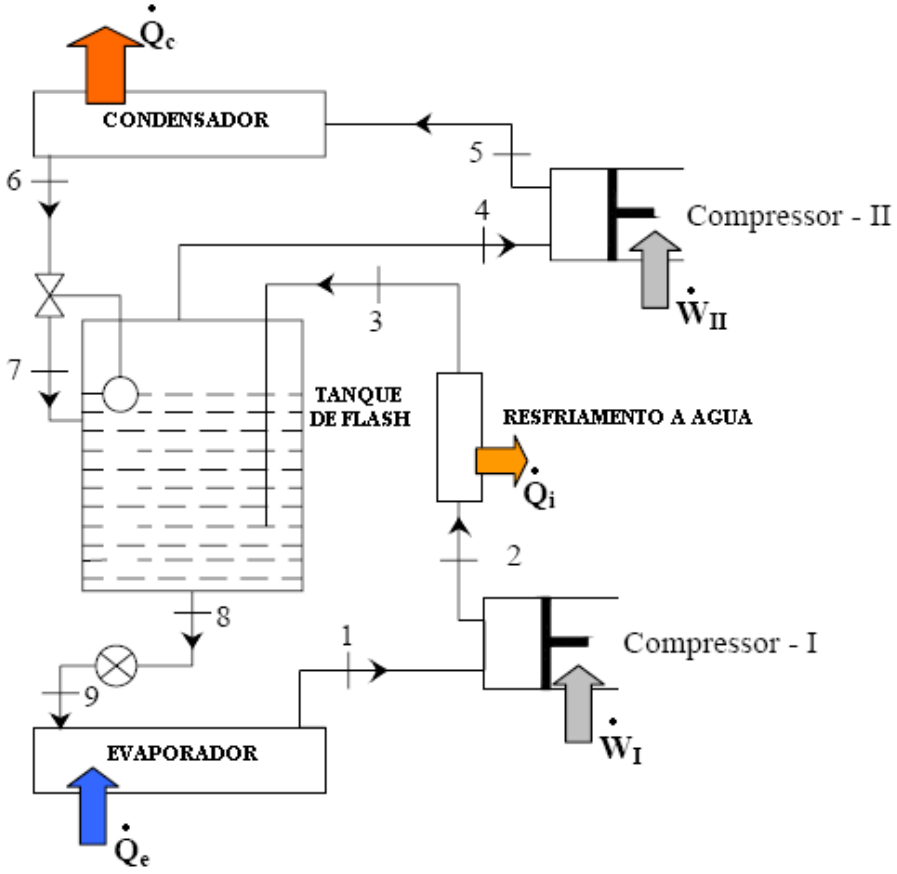


Figura 2.14 – Sistema de duplo-estágio com tanque de flash e resfriamento intermediário (Wang, 2001)

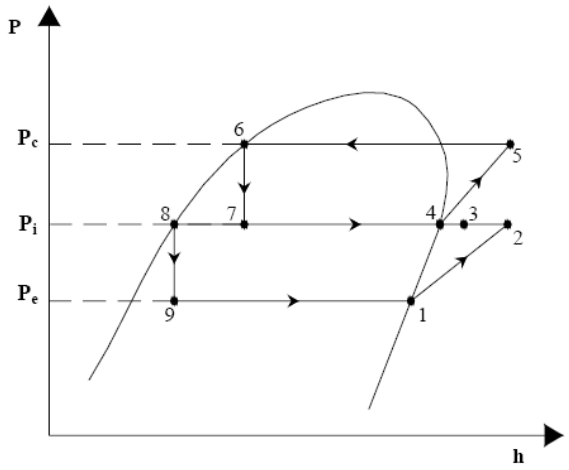


Figura 2.15 - Diagrama pressão entalpia do sistema de duplo-estágio usando tanque de flash e resfriamento intermediário (Wang, 2001)

Pressão Intermediária

A pressão intermediária é geralmente definida para que a taxa de compressão em cada etapa seja praticamente a mesma em COPs elevados. Para um sistema composto de dois estágios, a pressão p_i pressão intermediária é dada por (Stoecker, 2002):

$$p_i = \sqrt{p_{con}\, p_{ev}} \qquad 2.8$$

Onde: p_{con} = pressão de condensação, psi (kPa abs.)

p_{ev} = pressão de evaporação, psi (kPa abs.)

Para um sistema de compressão de múltiplos-estágios com z estágios, a taxa de compressão R_{com} para cada estágio pode ser calculada como:

$$R_{com} = \left(\frac{p_{con}}{p_{ev}} \right)^{1/z} \qquad 2.9$$

Sistemas com vários evaporadores e um compressor

Neste sistema existe a possibilidade de se refrigerar ou resfriar dependendo da concepção do projeto para vários ambientes, como mostra a figura 2.16; porém em situações em que se necessitem diferentes temperaturas nos evaporadores, como por exemplo, uma indústria que precise de baixa temperatura para algum processo e também de média temperatura para alimentar um evaporador para o ar condicionado, este diagrama traz algumas desvantagens, como (Stoecker, 2002):

- Reter a água congelada que bloqueia a passagem do ar no caso do ar condicionado;
- Congelar um líquido no caso de um evaporador que resfria um líquido;
- Desidratar alimentos se o ar for desumidificado em demasia.

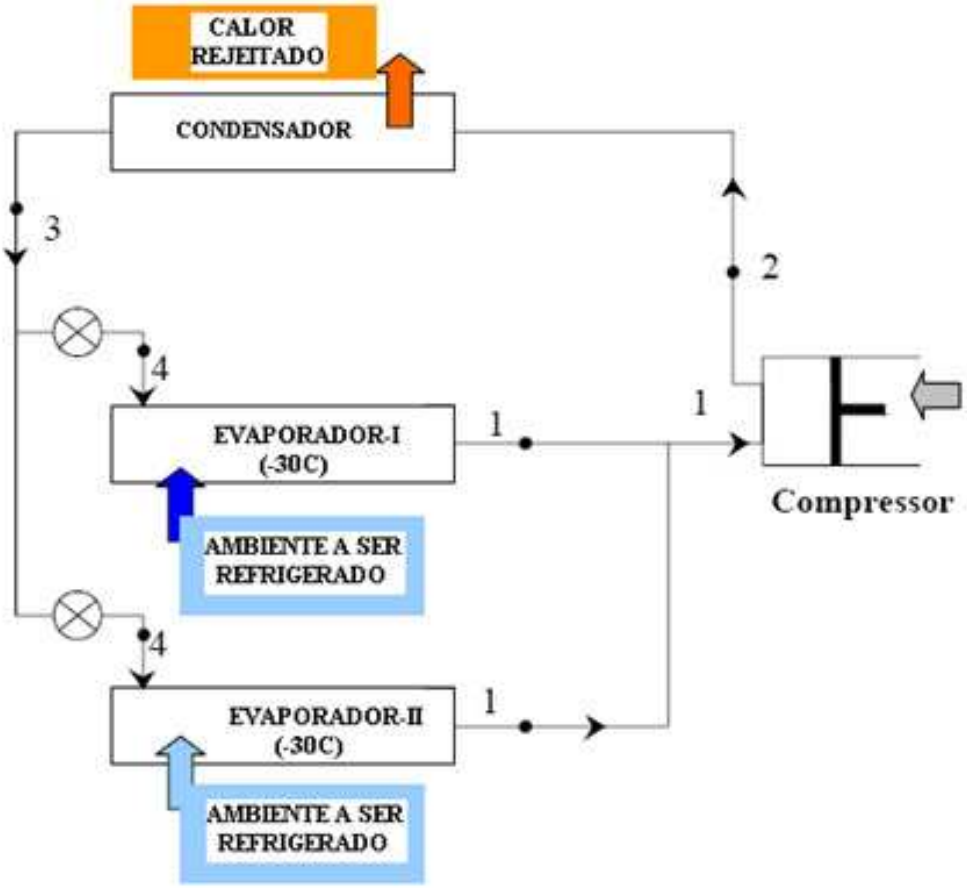


Figura 2.16 - Sistema utilizando um compressor e dois evaporadores (Wang, 2001)

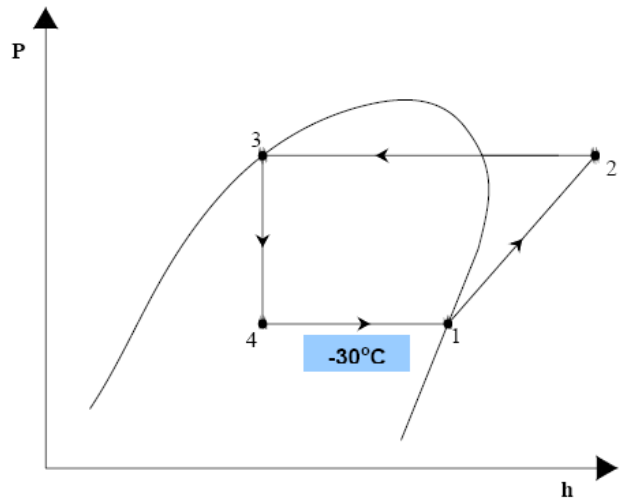


Figura 2.17 - Diagrama pressão entalpia de um sistema utilizando um compressor e dois evaporadores (Wang, 2001)

Para corrigir as desvantagens apresentadas acima, uma válvula reguladora de pressão é instalada depois do evaporador onde se deseja uma temperatura mais elevada, conforme figura 2.18, podendo ser usado em aplicações de resfriados, ar condicionado, etc.

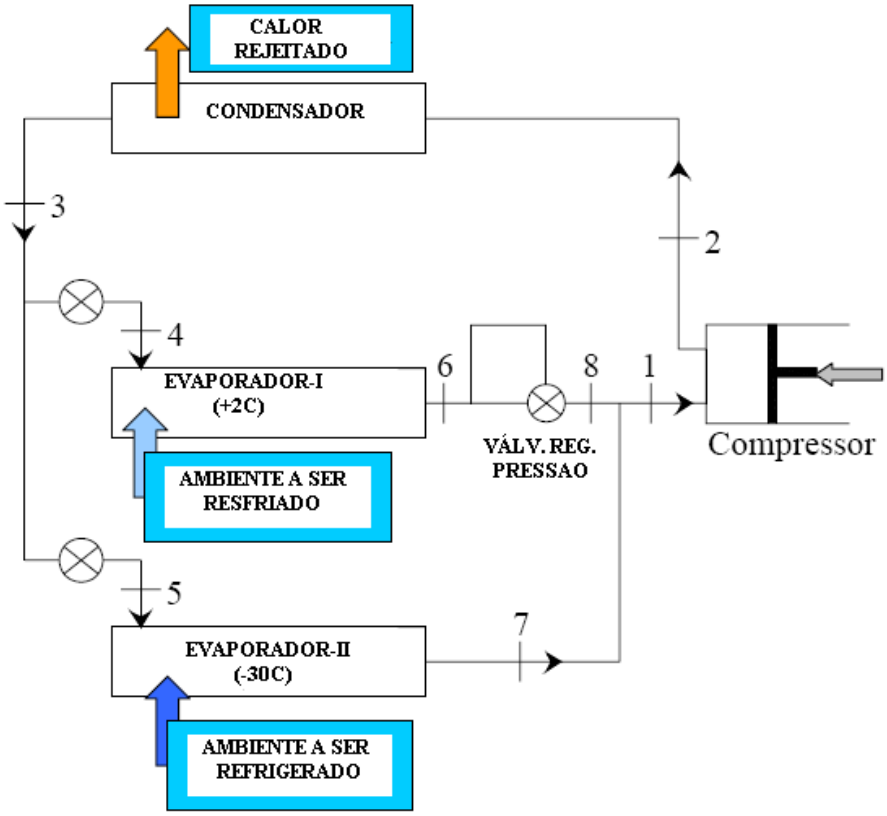


Figura 2.18 - Sistema utilizando um compressor e dois evaporadores com temperaturas diferentes (Wang, 2001)

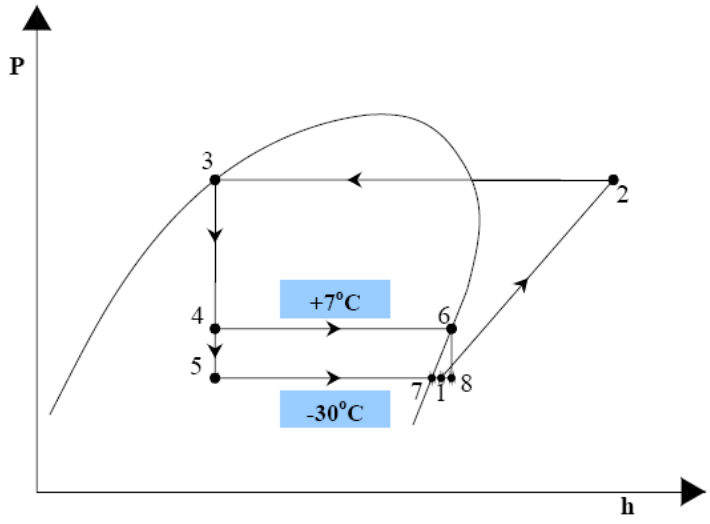


Figura 2.19 - Diagrama pressão entalpia de um sistema utilizando um compressor e dois evaporadores com temperaturas diferentes (Wang, 2001)

Sistema com descarga única

Outra maneira de se obter temperaturas diferentes nos evaporadores seria utilizando o diagrama da figura 2.20, onde são praticamente dois sistemas distintos, um para congelados e outro para resfriados, porém utilizando um único condensador.

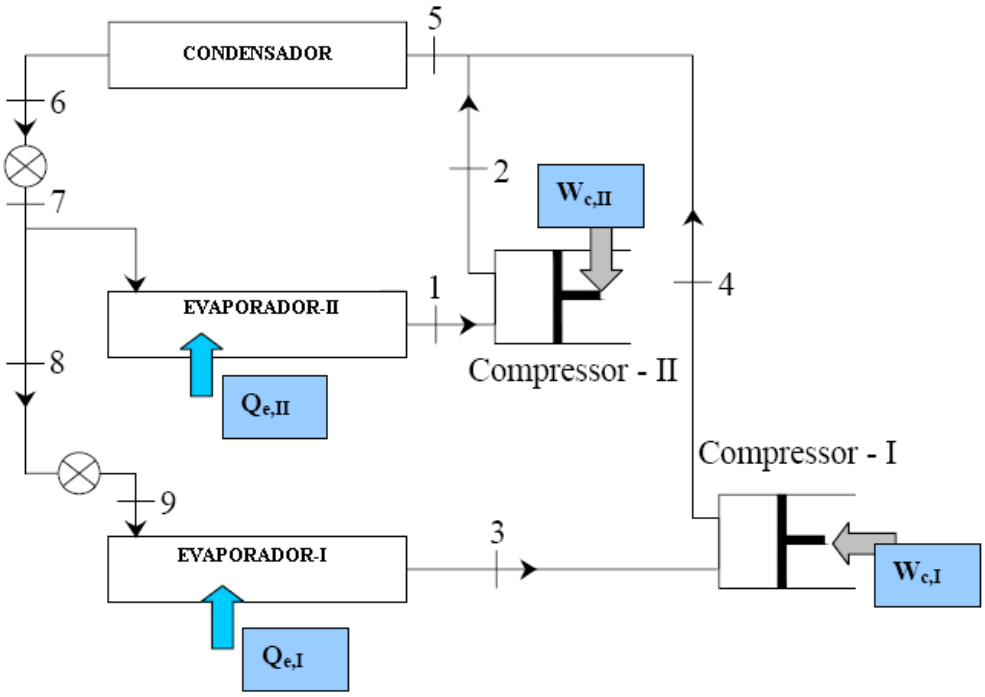


Figura 2.20 - Sistema utilizando dois compressores e descarga única (Wang, 2001)

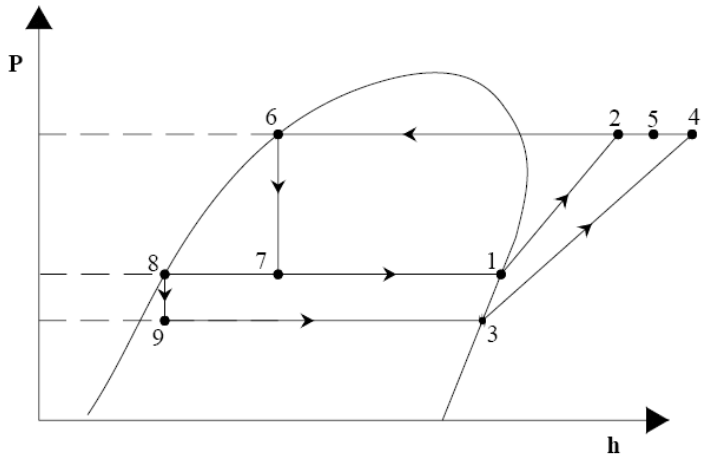


Figura 2.21 - Diagrama pressão entalpia de um sistema utilizando dois compressores e descarga única (Wang, 2001)

Sistema em Cascata

Apesar de sistemas de múltiplos estágios terem suas vantagens relacionadas às aplicações, eles têm certas desvantagens, como:

• Uma vez que apenas um refrigerante é utilizado em todo o sistema, o fluido refrigerante utilizado deve ter alta temperatura crítica e baixo ponto de congelamento.

• As pressões de operação com um único refrigerante pode se tornar muito altas ou muito baixas. Como por exemplo, pressões abaixo da pressão atmosférica, onde, em caso de vazamentos, haveria contaminação do sistema.

• Possibilidade de migração de óleo lubrificante entre os compressores.

As limitações acima podem ser superadas por meio de sistemas em cascata, de acordo com a figura 2.22, observam-se as altas pressões do CO_2 comparadas com os outros fluidos refrigerantes. Para melhorar a eficiência do sistema, utiliza-se um sistema em cascata. Este é utilizado quando se deseja obter temperaturas extremamente baixas no evaporador. Baixando a temperatura de condensação do sistema de baixa, através de uma troca térmica entre os dois sistemas.

Esta conexão térmica entre os dois sistemas independentes é feita através de um trocador de calor conhecido como trocador cascata. Este trocador possui dois circuitos independentes, onde um é o evaporador do sistema de alta e o outro é o condensador do sistema de baixa.

Vantagens e Desvantagens

A principal vantagem de um sistema em cascata, é que diferentes refrigerantes, equipamentos e óleos podem ser utilizados para os sistemas de alta e de baixa.

Uma desvantagem do sistema em cascata é a sobreposição da temperatura de condensação do sistema menor e da temperatura de evaporação do sistema maior para a transferência de calor no condensador. A sobreposição resulta em um maior consumo de energia. Também um sistema em cascata é mais complicado do que um sistema combinado (Dossat, 2004).

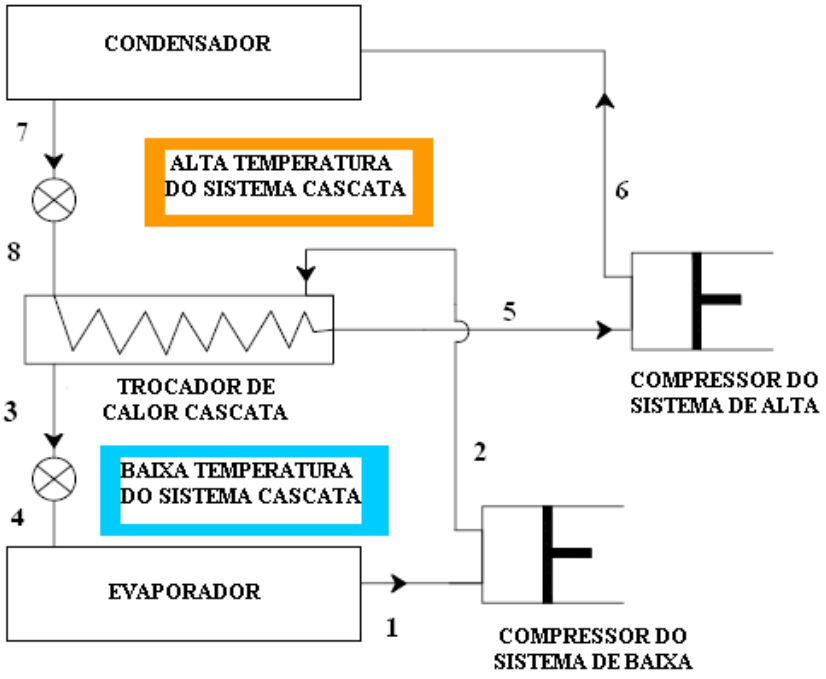


Figura 2.22 - Sistema cascata (Wang, 2001)

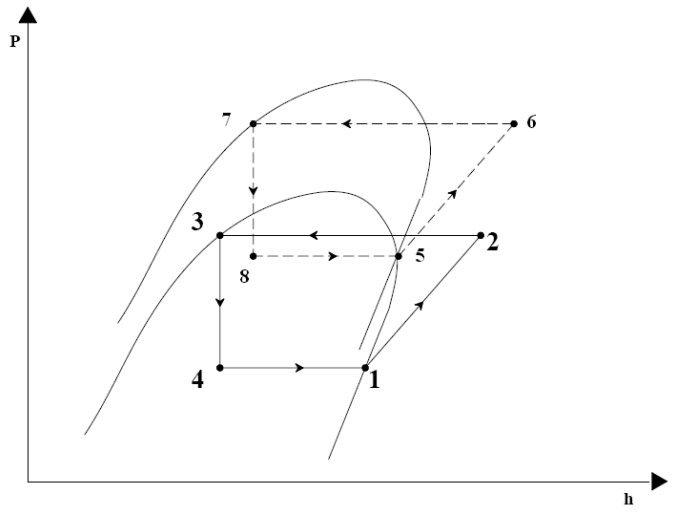


Figura 2.23 - Diagrama pressão entalpia do sistema cascata (Wang, 2001)

Os trocadores de calor utilizados nos sistemas em cascata, como o evaporador e condensador podem ser *shell-and-plate* ou *shell-and-tube* como trocadores de calor.

Condensador Cascata

No condensador cascata, se a transferência de calor entre os refrigerantes no trocador cascata e os arredores for ignorada, então o calor liberado pelo condensador do sistema de baixa $\dot{m}_B(h_2 - h_3)$ é igual à carga de refrigeração sobre o evaporador do sistema de alta $\dot{m}_A(h_5 - h_8)$, sendo:

$$\dot{m}_B(h_2 - h_3) = \dot{m}_A(h_5 - h_8) \qquad 2.10$$

Onde $\dot{m}_B, \dot{m}_A$ são as taxas de fluxos de massa dos fluidos refrigerantes nos sistemas de baixa e de alta, respectivamente, onde a relação da taxa do fluxo de massa do refrigerante nos sistemas de baixa e de alta é:

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \qquad 2.11$$

2.3.4 - Ciclo subcrítico e transcrítico.

As elevadas pressões de trabalho do CO_2, assim como o seu ponto crítico situado a 31,1°C, levam à projetos frigoríficos substancialmente distintos dos sistemas de refrigeração convencionais. Fundamentalmente, os sistemas de refrigeração com CO_2 dividem-se em duas categorias:

Circuitos subcríticos: o lado de alta pressão do circuito se situa abaixo do ponto crítico, nesse caso o CO_2 se condensa. As pressões do lado de alta se situam na ordem de 25 a 30 bar, conforme figura 2.24.

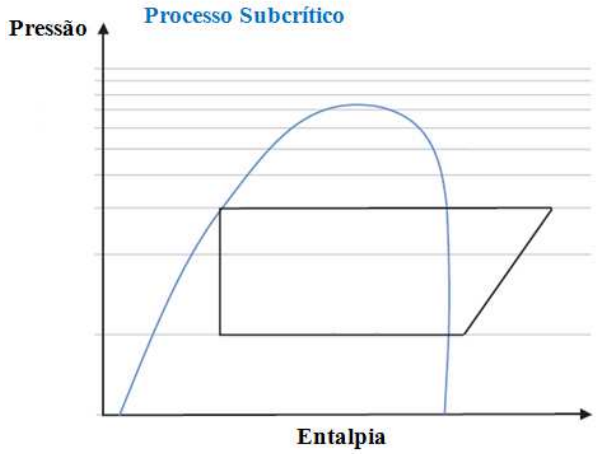


Figura 2.24 - Diagrama pressão versus entalpia no ciclo subcrítico.

Através do exposto acima, os circuitos subcríticos são os mais usados hoje em dia, devido à tecnologia e conhecimentos atualmente disponíveis.

Circuito transcrítico: o lado de alta pressão do circuito se situa acima do ponto crítico. Nessa aplicação o CO_2 não se condensa, mas sim se dessuperaquece ocorrendo o chamado resfriamento do gás. As pressões do lado de alta situam-se na ordem dos 100 a 120 bar, conforme figura 2.25.

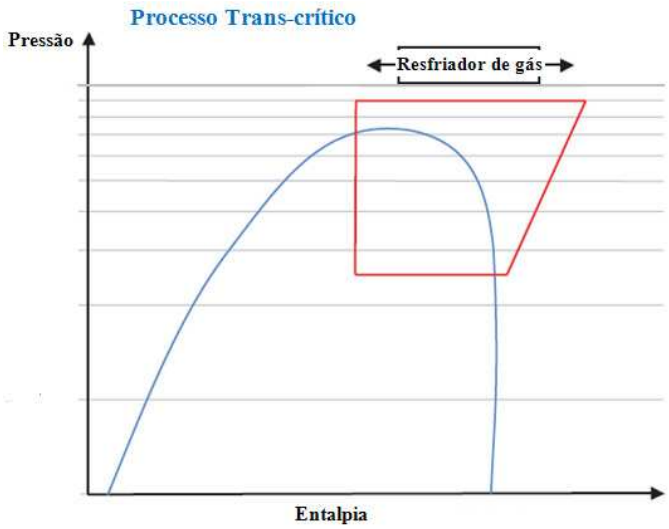


Figura 2.25 - Diagrama pressão versus entalpia no ciclo transcrítico.

Este ciclo tem a característica de possuir condições de pressão e temperatura acima do ponto crítico. Se comparado ao sistema convencional subcrítico, a maior diferença encontra-se após a linha de compressão, onde, no sistema subcrítico, ocorre a mudança de fase (vapor-líquido) ou condensação do fluido. No ciclo transcrítico o vapor altamente superaquecido é resfriado, sem mudança de fase. (Kim et. al., 2003).

No ciclo transcrítico a função do compressor, evaporador e válvula de expansão são a mesma do circuito tradicional. As altas temperaturas e pressões do refrigerante são resfriadas

no resfriador de gás. Outro fator interessante deste sistema é a importância da utilização de um trocador de calor intermediário, instalado antes da válvula de expansão, com a função de resfriar o CO_2, elevando a eficiência do sistema (Pedone, 2007).

Fundamentos do ciclo transcrítico

Durante a operação em temperatura ambiente elevada no lado do calor rejeitado, o sistema de CO_2 irá operar em um ciclo transcrítico, Em seguida, ocorre pelo resfriamento do fluido comprimido do lado de alta com pressão supercrítica, conforme figura 2.26.

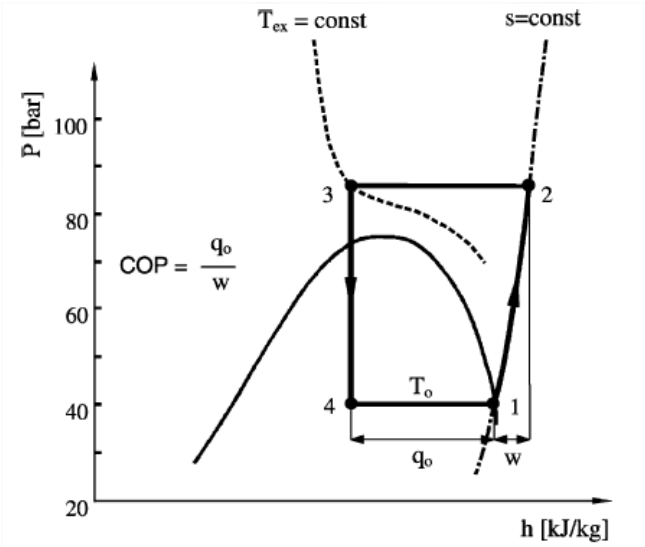


Figura 2.26 - Diagrama pressão-enthalpia do ciclo transcrítico com CO2. (Kim et. al., 2003)

Na pressão supercrítica, não existe condição de saturação e a pressão é independente da temperatura. Em ciclos convencionais subcríticos, a entalpia específica no ponto 3 é função da temperatura, mas em condições supercríticas o lado de alta pressão também tem influência marcante na entalpia. Este efeito pode ser observado com as isotermas não-verticais ou em forma de S próxima a região supercrítica. Uma conseqüência importante disso é a necessidade de controlar a pressão do lado de alta, já que as condições na entrada da válvula de expansão determinarão a capacidade de refrigeração específica.

Como nos sistemas convencionais, o trabalho do compressor e, portanto, também o COP, vai depender da pressão de descarga. No entanto, enquanto o COP tende a cair com aumento da pressão em ciclos convencionais, o comportamento é bastante diferente em um ciclo transcrítico.

A figura 2.27 mostra a influência teórica de diferentes pontos de pressão do lado de alta sobre a capacidade de refrigeração específica e o trabalho específico do compressor (w). A temperatura de saída do refrigerante do resfriador de gás (T_{ex}) é assumida como sendo constante. Na prática, essa temperatura é alguns graus mais elevada na entrada gás cooler. As curvas são baseadas no ciclo ideal, com a temperatura de evaporação (T_0=5^{0}C) e a temperatura mínima de calor rejeitado (T_{ex}) em 35^{0}C à esquerda, e 50^{o}C à direita. Nota-se que todas as curvas são normalizadas na figura 2.27.

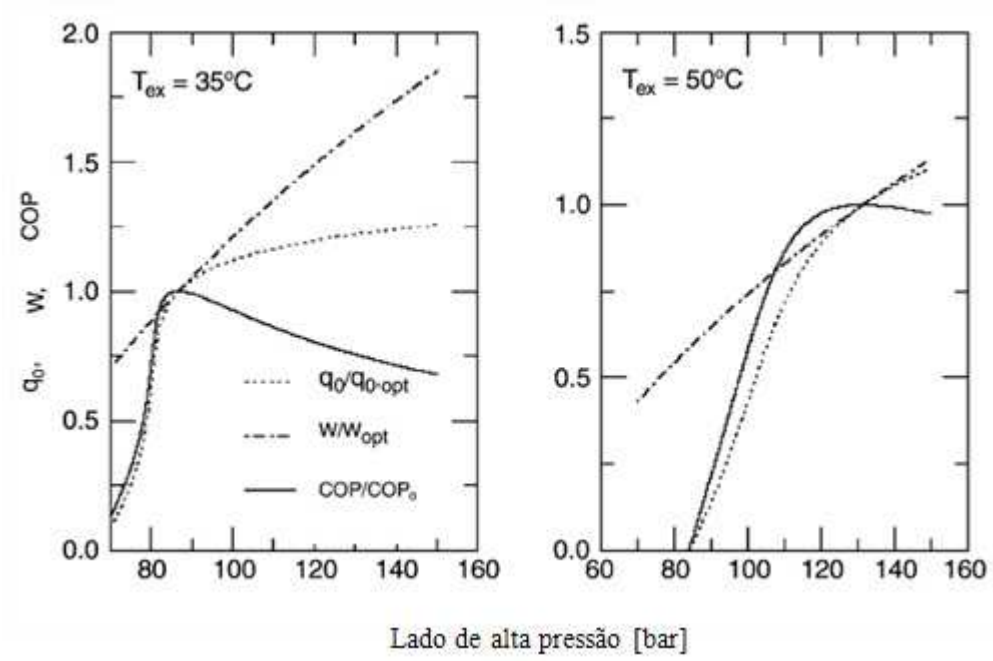


Figura 2.27 - Influência da variação da pressão no lado de alta com a capacidade de refrigeração específica (q_0), trabalho específico do compressor(w) e o COP do ciclo transcrítico de CO_2; os resultados foram baseados com compressão isentrópica, temperatura de evaporação de ($T_o = 5^0C$) e a temperatura de saída (T_{ex}) do resfriador de gás de 35^0C (esquerda) e 50^0C (direita). (Kim et. al., 2003)

Métodos para o controle do lado de alta pressão

A pressão do lado de alta em um sistema de CO_2 pode ser subcrítica ou supercrítica. No caso da operação ser subcrítica, o sistema irá se comportar como um sistema convencional, com a pressão do lado de alta determinada pela temperatura de condensação.

Já em operação supercrítica, a pressão no lado de alta é determinada pela relação entre a carga de refrigerante (massa), volume e temperatura. As propriedades do refrigerante podem ser descritas por uma equação de estado da seguinte forma:

$$p = p(v,T) = p\left(\frac{Vol}{m},T\right) \qquad 2.12$$

Podem ser citadas três maneiras de se controlar a pressão:

- Variando a carga de refrigerante no lado de alta do circuito;
- Variando o volume no lado de alta;
- Variando a temperatura do refrigerante para controlar a pressão.

Enquanto as duas primeiras opções dão possibilidades de controlar a pressão, o último método é realmente um passivo, onde a carga de refrigerante e suas condições de volume são adaptadas para a mudança desejada na pressão quando a temperatura varia.

Mesmo que as condições do lado de alta sejam supercríticas na maioria do tempo, o circuito e seu sistema de controle devem ser projetados também para situações de

condensação (subcrítica) do lado de alta, uma vez que este tipo de operação ocorre quando as temperaturas no lado do calor rejeitado forem moderadas ou baixas (Kim et. al., 2003).

Sistemas com controle no lado de alta

Nos sistemas em que a pressão do lado de alta é controlada pela variação da carga de fluido refrigerante do lado de alta, o circuito deve dispor de meios para controlar a massa instantânea do refrigerante localizado entre a saída do compressor e a entrada da válvula de expansão. Supondo que a carga de refrigerante total no circuito seja constante, a variação do fluxo de refrigerante deve ser de modo que a carga do lado de alta possa ser modificada sem secar ou inundar o evaporador.

O receptor do sistema de baixa pressão (R.S.B.) inclui circuitos com receptores de baixa pressão sobre a saída do evaporador, além de sistemas com separador de líquido usando bomba por gravidade, ou possivelmente circulação por ejetor. Um sistema com receptor de baixa pressão na saída do evaporador é mostrado na figura 2.28. O lado de alta pressão é controlado pelo ajuste da válvula de expansão (V.E.), temporariamente alterando o equilíbrio entre o fluxo de massa do compressor e da válvula de expansão. Ao reduzir a abertura da válvula, uma redução temporária na vazão da válvula permite a acumulação de massa do refrigerante no lado de alta, e a pressão sobe até um novo ponto de equilíbrio.

A fração de vapor na saída do evaporador pode temporariamente aumentar quando a pressão está aumentando, onde a carga de fluido é transferida do lado de alta para o de baixa. Por outro lado, o aumento da abertura da válvula vai reduzir a carga do lado de alta pressão, e o excesso de carga no lado de alta é depositado na forma de líquido no reservatório.

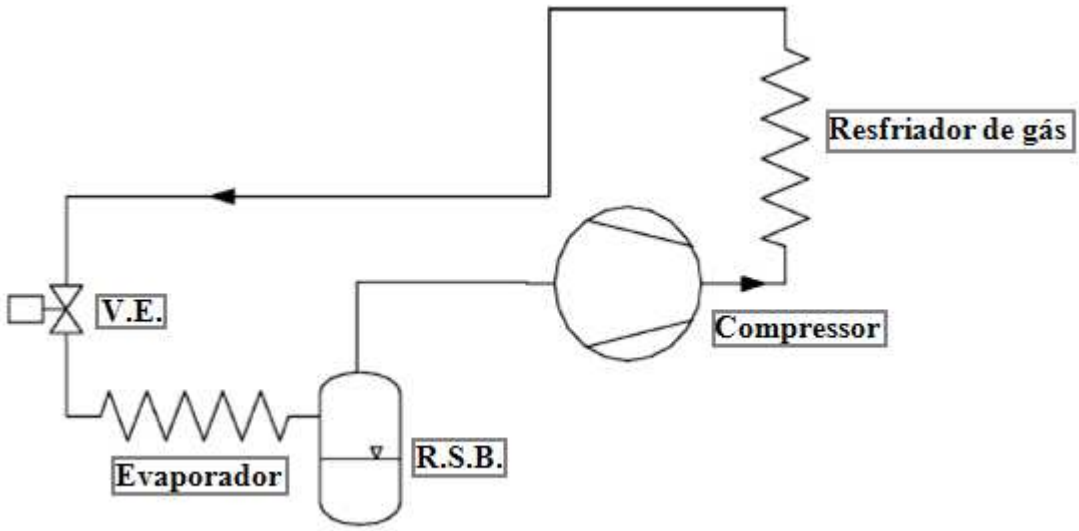


Figura 2.28 - Sistema com reservatório de baixa pressão (Kim et. al., 2003)

O sistema com reservatório de média pressão (R.S.M.) como mostrado na figura 2.29 mostra um sistema em que o reservatório é mantido em uma pressão intermediária. Um receptor na linha situa-se entre a válvula reguladora de pressão (V.R.P.), que controla o lado de alta pressão e uma válvula de expansão termostática eletrônica (V.E.), que regula o fluxo de líquido que entra no evaporador. O receptor de pressão pode ser supercrítico ou subcrítico.

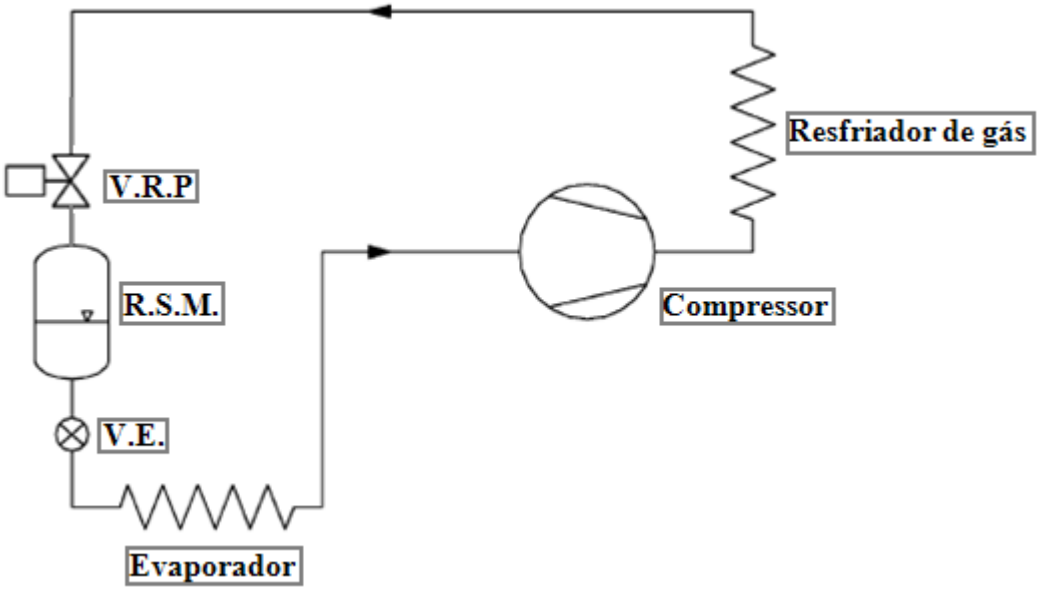


Figura 2.29 - Sistema com reservatório na linha de média pressão (Kim et. al., 2003)

No caso da pressão do receptor ser subcrítica, a pressão na saída da válvula reguladora de pressão será a mesma da linha de saturação do receptor durante a operação em regime permanente.

O ajuste da abertura da válvula provoca uma transferência de massa do receptor, afetando o lado de alta impactando na carga e pressão (Kim et. al., 2003).

Com a pressão supercrítica do receptor, a massa do refrigerante no reservatório varia e muda a pressão no mesmo, modificando assim a densidade do fluido comprimido. A pressão pode ser controlada entre a pressão de descarga do compressor e a pressão crítica.

Outro sistema com reservatório de pressão intermediária é mostrado na figura 2.30, onde o receptor é localizado em paralelo ao fluxo do circuito, ligado aos lados de alta e baixa por meio de válvulas. Estas duas válvulas e a válvula de expansão são operadas para controlar a carga e pressão do lado de alta.

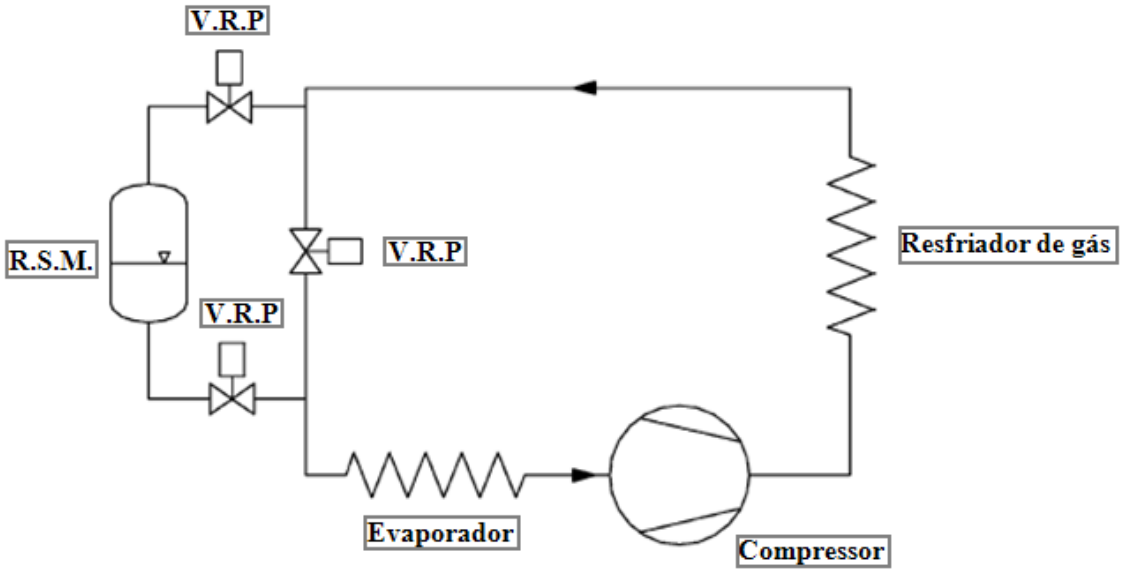


Figura 2.30 - Sistema com reservatório de média pressão (Kim et. al., 2003)

Em vez de variar a massa, a pressão no lado de alta pode ser regulada, ajustando o volume interno da parte do lado de alta do circuito. Este dispositivo pode ser construído de várias maneiras, inclusive dentro de um fole de acordo com o vaso de pressão ou um cilindro onde o deslocamento de um pistão define o volume no lado do refrigerante. O projeto do reservatório deve considerar fatores como a interceptação de lubrificantes e meios para controlar o volume através de processos de atuação mecânicos ou hidráulicos (Kim et. al., 2003).

Áreas de Aplicações

As aplicações mais atrativas dizem respeito a aquecedores de água, bombas de calor, sistemas de ar condicionado automotivos e sistemas comerciais de pequeno porte. As aplicações de ar condicionado automotivo são provavelmente a de maior importância devido à quantidade de unidades, mas atualmente os aquecedores de água são atualmente os que lideram as vendas com uma previsão do governo japonês de que o acumulado destas unidades instaladas atinja 5,2 milhões em 2010. (Filho, 2007).

Uma pesquisa recente sobre os sistemas de CO_2 em ciclo transcrítico observou uma variedade de aplicações possíveis, principalmente com financiamento para o setor industrial.

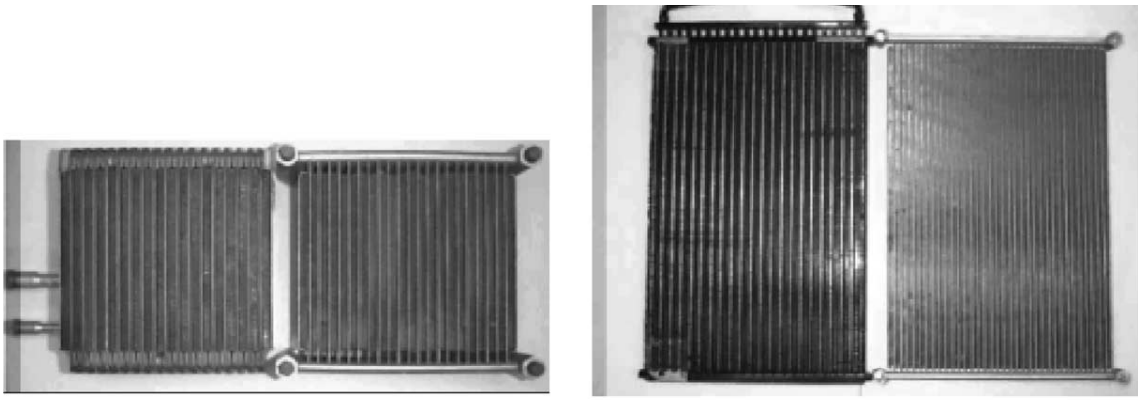
Existem muitos programas governamentais (principalmente europeus) para patrocinar instalações deste tipo, onde o processo se divide geralmente em duas etapas. A primeira consiste em provar que a tecnologia vai trabalhar para um aplicativo específico. Na segunda fase é realizado um estudo para confirmar se a tecnologia e sua aplicação são competitivas no mercado. (Kim et. al., 2003). A seguir são listadas algumas áreas de aplicação do CO_2.

Ar Condicionado Automotivo

No setor automotivo, a transição para um refrigerante livre de cloro ocorreu com a introdução do R134a (HFC) na década de 90, que substituiu o R12(CFC). Com a crescente preocupação com o aquecimento global, o R134a não deve ser utilizado em longo prazo devido ao seu alto índice de aquecimento global (GWP), onde o interesse das pesquisas volta-se para os fluidos com baixo potencial de aquecimento global, com especial atenção dada ao dióxido de carbono, sendo este um candidato para aplicações automotivas. Vários trabalhos científicos com o objetivo de investigar se o COP do sistema de dióxido de carbono pode ser comparável com um sistema de R134a (Liu et. al., 2005).

É importante considerar que além do refrigerante, outros fatores como projeto do sistema tem uma considerável influência em seu desempenho, na figura 2.31 é mostrado trocadores utilizados em sistemas automotivos.

Por várias razões, as aplicações em sistemas de ar condicionado móvel estão entre as primeiras a serem analisadas, para uma breve substituição de fluido, devido às altas taxas de vazamentos do R-12 e mais tarde do R-134a, ambos com ODP e GWP elevados, respectivamente. O uso do *nylon* ou mangueiras flexíveis de borracha, necessários para a proteção de vibrações e do selo de vedação do eixo do compressor, foi possível utilizar o CO_2 como refrigerante. Esses itens são utilizados para evitar o peso adicional e perdas associadas à conversão elétrica de compressores herméticos (Kim et. al., 2003).



(a) (b)

Figura 2.31 - Trocadores de calor para veículos utilizando CO_2 na direita e R-134a na esquerda. (a) evaporador, (b) condensador ou gás cooler (Kim et. al., 2003).

Através de melhorias no funcionamento do sistema de controle, no desempenho do compressor, e no desempenho nos trocadores de calor, a tecnologia CO_2 foi capaz de competir com os sistemas que utilizam R-134a, introduzidos em meados da década de 1990.

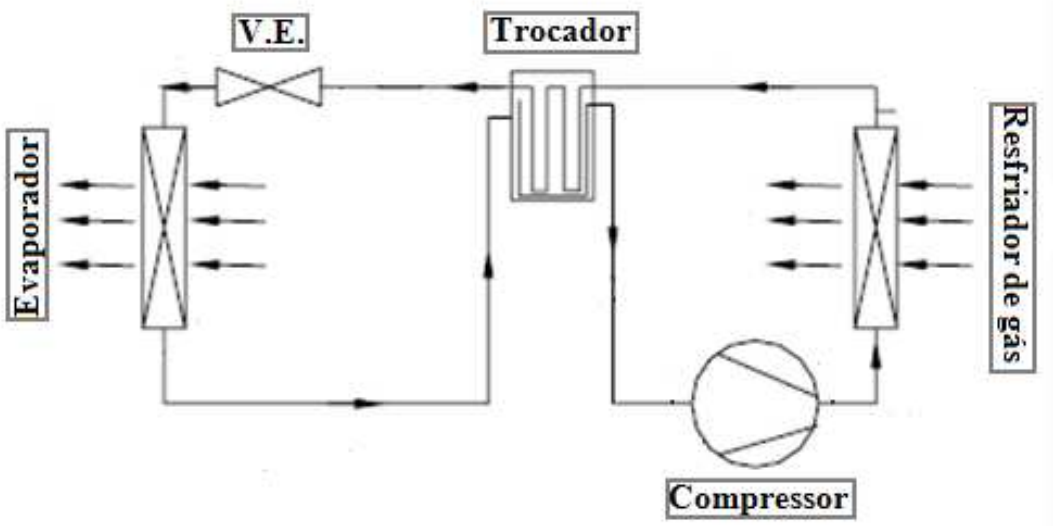


Figura 2.32 – Sistema de condicionador de ar automotivo utilizando CO_2 em ciclo transcrítico (Liu et. al., 2005)

Como é possível observar na figura 2.32, este ciclo contém componentes similares aos sistemas convencionais, apesar da diferença em se tratar de um ciclo transcrítico.

Com base nos resultados da análise de um grande número de experiências e novos conceitos, protótipos de última geração foram projetados e estão servindo como foco de pesquisas atuais. A maioria dos novos sistemas é equipada com sistemas de deslocamento variável, compressores e trocadores de calor configurados para explorar as propriedades termodinâmicas e de transporte do CO_2 (Kim et. al., 2003).

Aquecimento Automotivo

Os carros modernos com injeção de combustível eficiente muitas vezes têm calor suficiente para o aquecimento do compartimento do passageiro no período do inverno. Porém

quando o motor do veículo esta em marcha lenta, e o calor interno é distribuído também para o desembaçador, as condições de segurança e conforto ficam inaceitáveis, portanto, aquecimento adicional é necessário, e uma solução atrativa seria um sistema de ar condicionado utilizando CO_2. O mesmo possui vantagens especiais no modo bomba de calor, uma vez que grande capacidade e COP podem ser alcançadas também em ambiente externo de baixa temperatura e com a temperatura alta no habitáculo.

Ar Condicionado Residencial

A primeira avaliação de um sistema transcrítico de CO_2 para ar condicionado residencial foi feita através da simulação e funcionamento de um sistema *minisplit*, comparando este sistema com um sistema utilizando o R-22.

As temperaturas do evaporador foram maiores no sistema de CO_2. Os efeitos da queda de pressão, particularmente no evaporador e linha de sucção do sistema com R-22 e características de superaquecimento na válvula de expansão fizeram com que os COPs fossem semelhantes em ambos os sistemas, mesmo em altas temperaturas ambientes, na figura 2.33 são mostrados alguns trocadores de calor para CO_2 e R-410A (Elbel & Hrnjak, 2008).

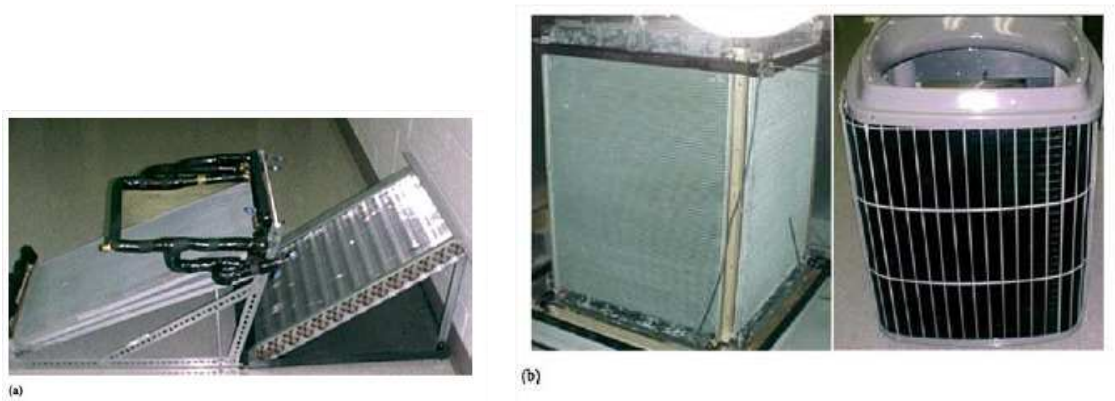


Figura 2.33 - Protótipo de trocadores de calor CO_2 à esquerda e R-410A à direita. (a) trocadores para ambientes internos, (b) trocadores externos (Kim et. al., 2003).

Aquecimento direto do Ar

Diferenças nas características da capacidade de aquecimento entre o CO_2 e R-22 são importantes para o a desempenho do aquecimento no inverno, pois as diferenças da necessidade de aquecimento suplementar afetam a eficiência energética total do sistema. O estudo de Kim et. al., 2003 concluiu que o sistema de CO_2 foi capaz de manter uma maior capacidade de aquecimento do que o R-22 em ambientes de baixa temperatura, economizando assim o calor suplementar. Na figura 2.34 é mostrado um sistema de CO_2 como aquecimento.

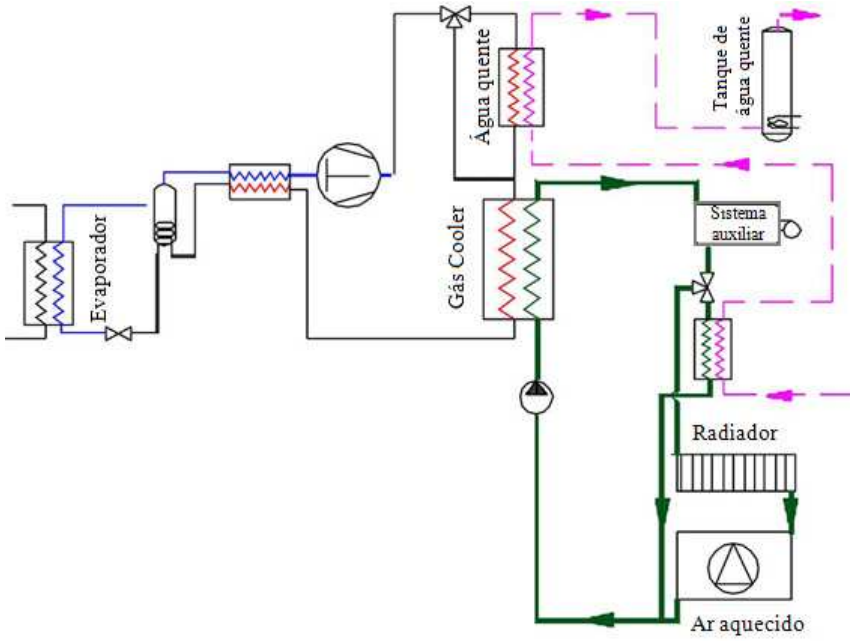


Figura 2.34 - Sistema combinado com aquecimento de ar e água (Kim et. al., 2003).

Aquecimento de água

A primeira aplicação de sistemas de CO_2 no mercado foi à bomba de calor para aquecimento de água conforme figura 2.35, onde as propriedades termodinâmicas deste sistema são muito favoráveis. Como as características do ciclo transcrítico, neste perfil de temperatura, proporcionam a transferência de calor com pequenas perdas e alta eficiência. A pré-condição para a elevada eficiência é uma baixa temperatura de entrada da água, com a entrada do refrigerante a baixa temperatura para o dispositivo de expansão. Assim, o projeto do sistema de acumulação de água quente para a estratificação da temperatura é essencial para atingir um alto COP de aquecimento (Kim et. al., 2003).

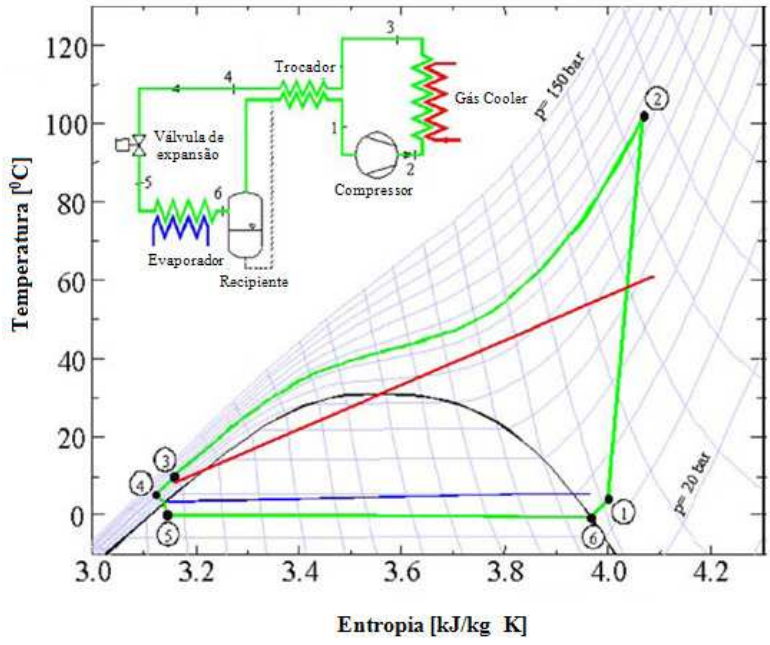


Figura 2.35 - Diagrama pressão-entropia de aquecimento de água. (Kim et. al., 2003)

A eficiência deste processo é devida não só ao processo de adaptação para este tipo de aplicação, mas também devido a uma compressão eficiente e as boas características de transferência de calor do CO_2. Pode produzir água quente de acordo com o diagrama proposto por Kim et. al., 2003, com temperaturas de até 90^0C sem problemas operacionais, com apenas uma pequena perda na eficiência. Uma das grandes vantagens desta tecnologia é a capacidade de abastecimento de água em alta temperatura com bom desempenho. Importantes áreas de aplicação para sistemas de tamanho comercial estão em hotéis, prédios, apartamentos, hospitais e indústrias de alimentos.

Transporte Refrigerado

O interesse por pesquisas referentes a sistemas com CO_2 na área de refrigeração de transporte tem aumentado com o advento de trocadores de calor compactos de micro canais, novas tendências de otimização desses sistemas e os aspectos ambientais favoráveis ao uso do CO_2 e as incertezas regulatórias dos HFCs encaixam-se bem com a natureza global da indústria de refrigeração de transporte. Os contêineres de transporte devem cumprir com as regulamentações em todos os portos.

Refrigeração Comercial

O impulso maior para os pequenos sistemas transcríticos em aplicações comerciais ocorreu após o anúncio da Coca-Cola, na reunião em Bruxelas, juntamente com a Unilever e o McDonalds, em escolher o sistema trancrítico de CO_2 como um substituto no lugar do R-134a, ao invés do R-290. Esta decisão desencadeou um impulso significativo na concepção de pequenos compressores herméticos, onde quase todos os principais fabricantes possuem estes prontos, a exemplo da Danfoss, Embraco, Sanyo, etc.

Sistemas transcríticos para supermercados começam a ganhar espaço no mercado, após o surgimento do primeiro circuito secundário usando CO_2 como refrigerante volátil. Nestes sistemas o elemento mais importante é a existência de bons compressores e boa engenharia prática (Hrnjak, 2007).

Secadores

Outra aplicação interessante do ciclo de compressão com CO_2 é a bomba de calor usada como secador. Na figura 2.36 é mostrado um protótipo de um secador de porte comercial.

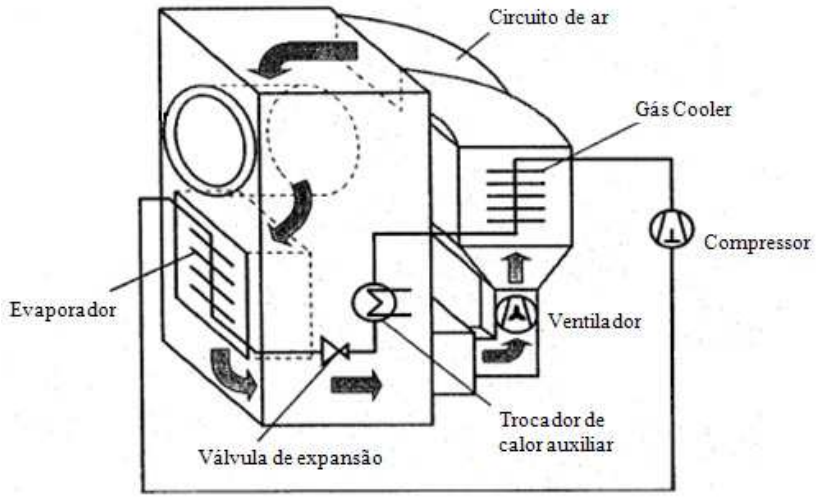


Figura 2.36 - Secador com CO_2 (Kim et. al., 2003)

Neste protótipo, a economia de energia é possível devido a maiores temperaturas no calor rejeitado, aumentando assim a taxa de extração de umidade.

Refrigeração Industrial

Em refrigeração industrial, os engenheiros acostumados a lidar com amônia enxergam o CO_2 como uma alternativa aceitável, pois o equipamento é semelhante, existindo o hábito de trabalhar com diferentes sistemas e *designs* personalizados. Ao contrário da resistência entre CO_2 e outros circuitos, há uma atmosfera de cooperação entre a amônia e o CO_2 entre os profissionais da refrigeração industrial. Outra diferença significativa é o fato das primeiras reduções de preço nos sistemas com CO_2 serem mais claras neste segmento do que em outras aplicações como automotivo e comerciais. O ponto principal que sustenta a mudança ocorre por razões operacionais, de segurança e de relação pública, como elemento ambiental (Kim et. al., 2003).

Ejetor

O sistema transcrítico de CO_2 que utiliza ejetor é identificado como uma boa alternativa, que pode utilizar e recuperar a maior parte do trabalho de expansão que normalmente é perdido. Sua construção tem vantagens como ausência de partes móveis, simplicidade e baixo custo. Uma melhor estabilidade do sistema é obtida com a introdução do ejetor, além da redução da pressão no evaporador, melhor distribuição do refrigerante e até mesmo uma sutil melhora no rendimento do mesmo (Elbel & Hrnjak, 2008).

A corrente primária a alta velocidade e a baixa pressão na garganta do ejetor são usadas para reutilizar o refrigerante que sai do evaporador. Em seguida ambos os fluxos entram em contato na câmara de mistura através de uma troca dinâmica, acompanhada por um aumento da pressão significativa. A pressão de fluxo das duas fases do CO_2 continua a aumentar no difusor, convertendo a energia cinética em energia interna, resultando em uma pressão superior à saída do evaporador. O refrigerante CO_2 deixa o ejetor e é dividido em um fluxo de líquido saturado e um fluxo de vapor saturado no separador líquido-vapor. O fluxo líquido é baixo para o evaporador, enquanto o fluxo de vapor até a sucção do compressor inicia a circulação novamente (Elbel & Hrnjak, 2008).

As figuras 2.37 e 2.38 apresentam os esquemas de p-h dos ciclos de CO_2 com ejetor. A expansão do ejetor do sistema inclui um compressor, gás cooler, ejetor, separador de vapor-líquido, válvula de expansão e evaporador.

O CO_2 no estado subcrítico entra no compressor a pressão P_e no estado (1) e com compressão isentrópica no lado de alta pressão P_d no estado (1s). O processo de compressão real no lado de alta pressão tem como eficiência isentrópica η_c , encerrando no estado supercrítico (2). O CO_2 supercrítico é resfriado no gás cooler, na temperatura T_3 estado (3).

O fluxo no estado (3) entra no bocal do ejetor e expande com a mistura no estado (3'), com a eficiência do bocal η_n, com estado isentrópico correspondente ao (3s). O fluxo saturado secundário entra no ejetor na pressão P_e correspondendo ao estado (7). O fluxo da mistura com pressão constante no ejetor corresponde ao estado (4). O ejetor recupera a pressão no difusor P_s no estado (5x). O difusor é assumido tendo como eficiência η_d, com a saída no estado isentrópico (4s).

O fluxo deixa o ejetor e entra no separador líquido-vapor, onde o líquido saturado é dividido do vapor saturado, correspondendo aos estados (5L) e (5). O líquido saturado entra na válvula de expansão e expande a pressão P_e no estado (6). O vapor saturado (5) é superaquecido, ao entrar no compressor.

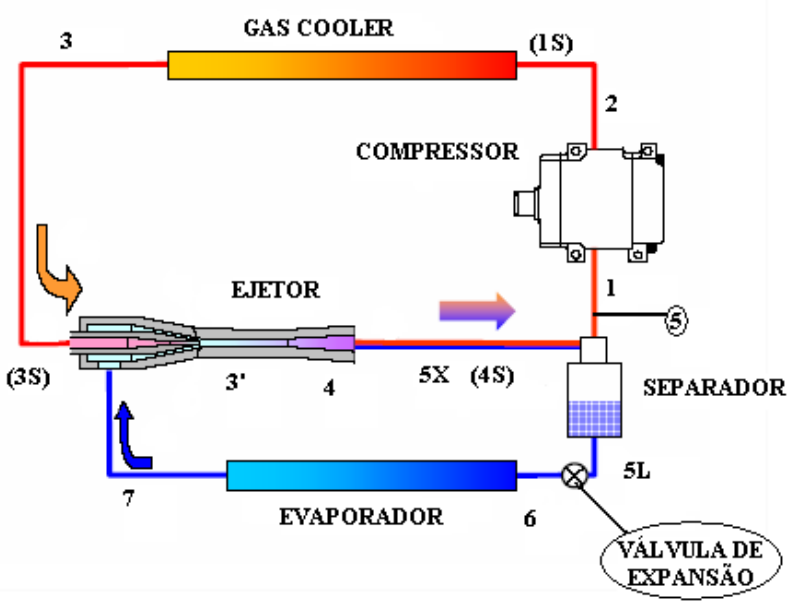


Figura 2.37 – Esquema do sistema com ejetor. (Smolka et. al., 2010)

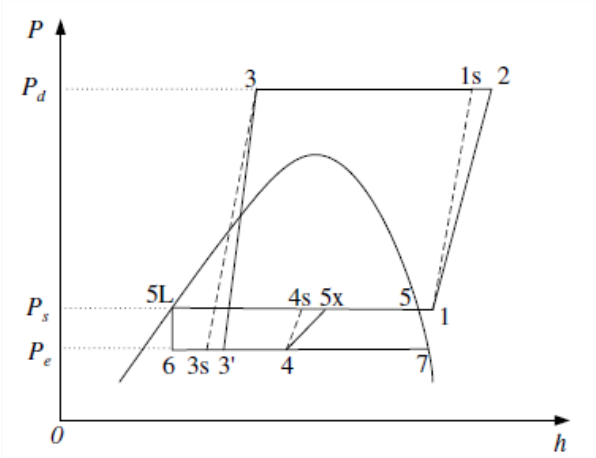


Figura 2.38 – Diagrama p-h do sistema com ejetor. (Smolka et. al., 2010)

Na figura 2.39 é mostrado o ejetor com maiores detalhes.

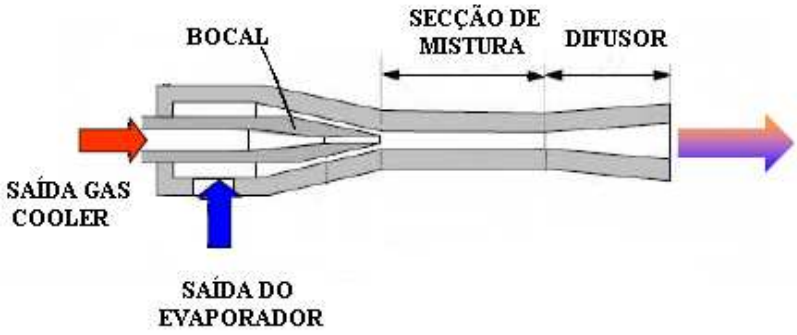


Figura 2.39 – Ejetor e seus componentes. (Smolka et. al., 2010)

A eficiência do bocal do ejetor e a eficiência do difusor, determinados por Alexis & Rogdakis, 2003, assumiu que a pressão de mistura no ejetor no estado (4) difere da pressão do evaporador P_e. A presente análise assume que a pressão de mistura do ejetor é igual à pressão do evaporador P_e, desde que uma pequena diferença de pressão seja desprezada no ciclo transcrítico de CO_2.

2.3.5. Opções de Projeto para uso do CO_2 em sistemas subcríticos

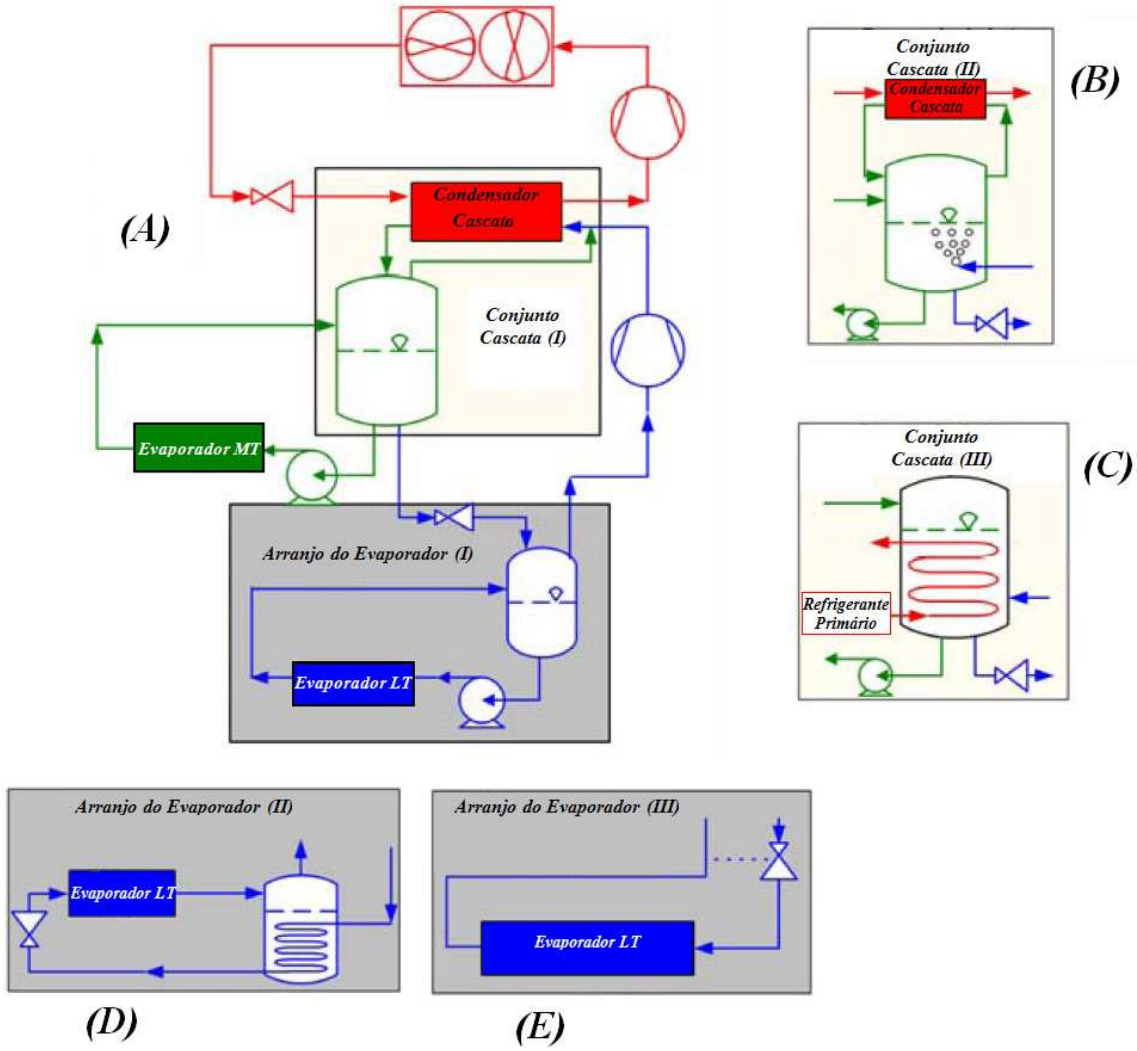


Figura 2.40 - Opções de *layout* para aplicações com o CO_2 em sistemas cascata. (Sawalha, 2008)

Em regimes de trabalho e fluidos diferentes o condensador e o evaporador são do tipo cascata. O evaporador/condensador pode ser de placas ou *Shell-and-tube* (casco e tubo). Quando o CO_2 é usado sem recirculação de líquido para os dois níveis de temperatura, pode ser feito um arranjo onde o refrigerante possa expandir-se em dois trocadores (evaporadores) distintos, a fim de fornecer a refrigeração necessária para os circuitos de média e baixa temperatura. Outra solução é ter dois circuitos distintos para fornecerem o resfriamento nos níveis de média e baixa temperatura.

Quando o CO_2 é o fluido refrigerante nos evaporadores de média e baixa temperatura, um único vaso de pressão, pode atuar como tanque de líquido nos circuitos de média e baixa

temperatura, enquanto a condensação é realizada fora do tanque no condensador cascata, conforme mostrado na figura 2.40A. A figura 2.40B e 2.40C são outras opções possíveis para um sistema em cascata. No caso do conjunto I, a descarga de gás quente do compressor do sistema de baixa passa diretamente através do condensador cascata após a mistura com o vapor saturado do tanque de CO_2. Ao misturar o gás quente com o vapor saturado relativamente frio, ele se tornará dessuperaquecido em seguida, no condensador cascata haverá outro dessuperaquecimento e ocorrerá a condensação.

Como alternativa, o gás quente poderia ser transmitido através do líquido mais frio no tanque em que dessuperaquece próximo da saturação. Neste caso, apenas o vapor saturado entra no condensador em cascata. Esta solução para o sistema em cascata é mostrada no conjunto II, na figura 2.40 B. Como uma terceira opção, todas as trocas de calor podem ser realizadas dentro do tanque, onde o refrigerante do sistema de alta temperatura está evaporando nos tubos, onde o CO_2 se condensa e se acumula no tanque de líquido, fornecendo o refrigerante necessário aos dois circuitos de baixa e média temperatura. Este arranjo é mostrado na figura 2.40 C, arranjo III.

Para o evaporador de baixa temperatura utilizando expansão direta (DX) com CO_2, um superaquecimento na saída do evaporador deverá ser usado. Na figura 2.40 E uma linha de sucção no trocador de calor interno poderia ser usada para fornecer alguns graus de sub-resfriamento, a fim de evitar *flash* de gás na linha de líquido. Ou, alternativamente, evaporadores inundados podem ser utilizados. No arranjo I, o evaporador na figura 2.40 A resultará em uma melhor taxa de transferência de calor no evaporador, mas terá pouco consumo de energia adicional pela bomba de circulação. Outro arranjo para sistema de evaporação é mostrado na figura 2.40 D, onde o tanque é utilizado para sub-resfriar o refrigerante antes da válvula de expansão. Isto é conseguido sem superaquecimento do refrigerante que entra no compressor como vapor saturado, estes evaporadores inundados são mais utilizados em instalações de grande porte.

Sistema indireto

Ao comparar o consumo de energia de um sistema indireto com o de um sistema direto (DX), é geralmente esperado que no sistema indireto o consumo de energia seja maior devido à diferença de temperatura que existe no trocador de calor adicional (trocador cascata). Isto exige que o compressor opere a uma temperatura de evaporação mais baixa e, portanto, consuma mais energia para a mesma capacidade de refrigeração. Além disso, a energia necessária para executar o trabalho de circulação de fluido secundário pela bomba fará crescer os custos de funcionamento do sistema indireto.

Na aplicação específica em supermercados, as linhas de distribuição são longas, significando que no sistema de refrigeração DX, haverá um novo aumento na elevação da temperatura em todo o compressor, devido à queda de temperatura na linha de sucção. Esta queda de temperatura pode ser de 0,5 a 2ºC quando a temperatura de evaporação for de -30º C (Stoecker, 1998). A pequena queda de pressão quando usado o CO_2 sugere que a queda de temperatura na linha de retorno (linha de sucção no caso da expansão direta) seja pequena e isso pode compensar alguns dos efeitos da diferença de temperatura do trocador de calor adicional.

A baixa queda de pressão quando usado o CO_2 e o baixo deslocamento volumétrico necessário, devido à alta massa específica do CO_2, contribuem para minimizar o consumo de energia da bomba de recirculação de líquido, o que dará uma vantagem maior ao sistema utilizando CO_2 em comparação com outros sistemas de expansão indireta. Mas pode resultar em maior consumo de energia em relação aos sistemas de expansão direta.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Kim et. al., 2003, apresentaram os desenvolvimentos e o estado da arte da tecnologia do ciclo transcrítico com CO_2 na refrigeração em diversas aplicações como ar condicionado e bomba de calor. O objetivo principal foi discutir as propriedades e características do CO_2, os fundamentos do ciclo, os métodos de controle de pressão do lado de alta, perdas termodinâmicas, alterações do ciclo, componentes de projeto dos sistemas, fatores de segurança e áreas promissoras de aplicação.

O trabalho apresenta uma revisão crítica da literatura e discutem tendências e características importantes para o desenvolvimento da tecnologia com CO_2 em refrigeração, ar condicionado, aplicações com bomba de calor e opções de layout avançado do ciclo, também introduzindo e sugerindo melhorias de desempenho possível no ciclo básico.

Como conclusão principal, os autores comentam sobre as perspectivas do uso do CO_2 em ciclo transcrítico, devido ao desenvolvimento necessário nos componentes dos sistemas, devido às altas pressões de operação e desenvolvimento de trocadores de calor com micro canais, mantendo a distribuição do refrigerante uniforme e melhorando a eficiência. O maior obstáculo seria sua temperatura de rejeição de calor elevada, o que explica as primeiras oportunidades comerciais estarem relacionadas ao aquecimento de água e em aplicações de aquecimento de ambientes.

Rigola *et al*, 2005, fizeram um estudo numérico e experimental comparativo de um sistema de refrigeração transcrítico com dióxido de carbono e um subcrítico com R-134a. O trabalho enfatiza não só o ciclo de refrigeração como um todo, conforme indica a figura. 3.1, mas também em especial o comportamento dos compressores herméticos alternativos utilizados nestes sistemas. Os casos comparativos apresentados foram especialmente concebidos para pequenas unidades de refrigeração com uma temperatura de evaporação em torno de 0^0C. Um modelo de simulação numérica detalhada para avaliar o desempenho dos compressores herméticos de pistão, amplamente validado sob fluidos refrigerantes convencionais, foi ampliado para avaliação do comportamento de protótipos de compressores de CO_2.

O modelo utilizado considera o desempenho do compressor transiente até atingir o regime permanente, utilizando um método de diferenças finitas.

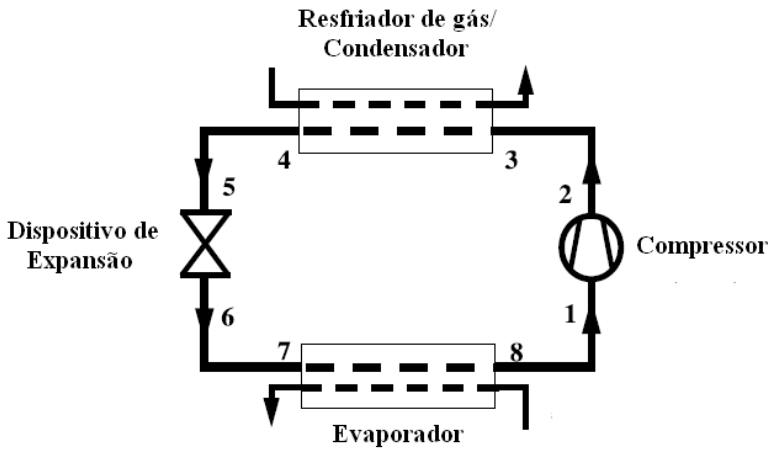


Figura 3.1 - Sistema de refrigeração por compressão a vapor de simples estágio (Rigola et. al. 2005)

Foi desenvolvida uma simulação numérica envolvendo fenômenos térmicos e da dinâmica dos fluidos para um sistema de refrigeração de simples estágio de compressão a

vapor, onde o mesmo foi melhorado e adaptado para ser utilizado com as propriedades do dióxido de carbono. A modelagem consiste de um programa com sub-rotinas que resolve cada um dos elementos até que a convergência seja alcançada.

A unidade estudada consiste de um condensador de tubo duplo, resfriador de gás, evaporador, um tubo capilar (dispositivo de expansão), um compressor hermético alternativo, e diferentes tubos de interligação.

O compressor do modelo (CL15H1) foi testado experimentalmente sob três diferentes temperaturas de evaporação: -10^{o} C, 0^{o}C e 10^{o}C. A temperatura de saída do resfriador de gás foi de 35^{o} C, com pressão de 9 MPa, em todos os três casos.

Também foi testado um segundo protótipo do compressor de CO_2 o (CL15H2), que é uma versão melhorada do primeiro. Este foi testado experimentalmente sob três diferentes temperaturas de evaporação: -10^{0}C, 0^{0}C e 7,2^{o}C. A temperatura de saída do resfriador de gás foi de 32^{o} C, com pressão de 8,5 MPa, em todos os três casos. Todos os seis casos foram validados experimentalmente com as mesmas condições de ensaio do conjunto com CO_2.

Como conclusão mais relevante, os resultados comparativos mostraram um aumento promissor na eficiência do compressor de CO_2. O dióxido de carbono em sistemas transcríticos apresenta valores globais inferiores a aproximadamente 10%, em comparação com sistemas subcríticos convencionais, nas condições de trabalho estudadas.

Liu et. al., 2005, fizeram um estudo com um protótipo de condicionador de ar automotivo com CO_2 com compressor alternativo, resfriador de gás e evaporador com aletas Foram também utilizados uma válvula de expansão manual e um trocador de calor interno. Houve variação do lubrificante, da carga de CO_2, da pressão de saída do evaporador, da velocidade do compressor e da temperatura de entrada do ar. O desempenho do protótipo foi experimentalmente investigado em detalhes. A capacidade de refrigeração, a potência consumida do compressor, a taxa do fluxo de massa de CO_2, e o valor do COP foram analisados. Foi observado que quando o compressor aumenta à velocidade e a pressão de descarga, a capacidade dos trocadores de calor torna-se um fator limitante. A eficiência do trocador de calor é reduzida quando o fluxo de massa do refrigerante aumenta.

Os resultados experimentais mostraram que o desempenho do sistema de CO_2 foi bastante afetado por determinados lubrificantes e teve o seu desempenho sensível à taxa de massa. A pressão do lado de alta também afetou bastante o desempenho do sistema, mostrando a necessidade de um controlador de pressão no lado de alta pressão.

Ducoulomber et. al, 2006, estudaram um modelo para análise energética em sistemas de supermercados. Este modelo levou em conta as seguintes irreversibilidades: carga externa que passa através das paredes, transferência de calor entre o expositor frio e a área de vendas quente e aquecimento elétrico. Foram investigadas novas tecnologias para supermercados e edifícios ecológicos, porém as mesmas continuam em aberto; muitas suposições foram utilizadas a fim de se reduzir o consumo de energia. Uma dessas suposições consistiu no desenvolvimento de um sistema de cogeração, ou seja, uma combinação de diferentes formas de energia, como exemplo do aquecimento combinado com um *chiller* de absorção. Esta técnica visa o aumento da eficiência global dos sistemas de produção de energia levando em conta os limites de emissões de CO_2. Nos sistemas de refrigeração em supermercados, isto implica na utilização de uma ou mais de uma combinação das seguintes tecnologias:

- Circuito com fluido secundário;
- Sistemas de controle integrados;
- Controle de velocidade variável de motores elétricos;
- Sub-resfriamento controlado;

• Sistemas de refrigeração em cascata.

O objetivo principal consistiu em determinar o melhor arranjo do sistema. Pela necessidade de desenvolver modelos de previsão capazes de identificar os fatores que podem afetar o consumo total de energia em um supermercado. Esses métodos permitem que o consumo de energia torne-se previsível, ou seja, eles podem ser úteis para quantificar o impacto real de um *retrofit* ou também podem servir para identificar os componentes com defeito. Assim, se os dados são suficientemente precisos, o consumo de energia pode ser identificado, favorecendo a otimização de estratégias de operação e programação de controle.

Na análise foi considerado um supermercado representado por dois espaços interiores, como mostrados na figura. 3.2.

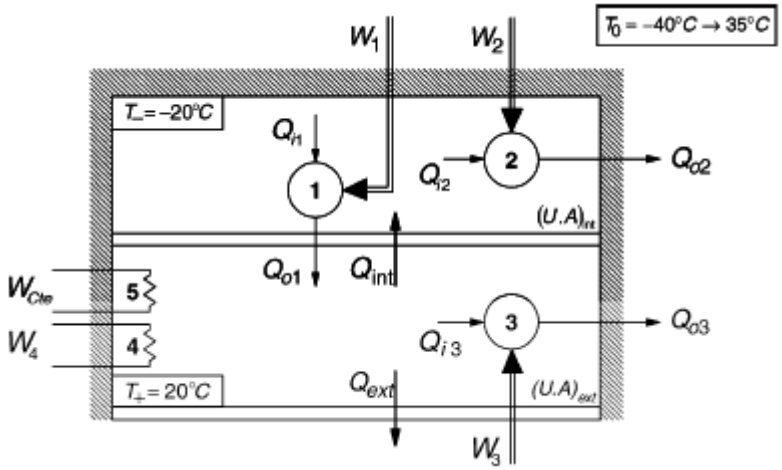


Figura 3.2 - Esquema de um supermercado ideal. (Ducoulomber et. al, 2006).

Um espaço foi mantido em uma temperatura constante de -20^o C e outro ambiente a uma temperatura de 20^o C. A temperatura ambiente foi variável, podendo variar de -40^o C até 35^o C. Neste modelo foram considerados três modos diferentes para as condições de operação; aquecimento, recuperação de calor e refrigeração. Para esses dados foram analisados o consumo de energia correspondente, tendo a minimização do trabalho total como uma função tanto do fator de recuperação de energia quanto da temperatura ambiente. Os principais resultados obtidos foram os seguintes:

• A fim de manter a temperatura necessária nas estações mais quentes, é preciso a introdução de uma carga de refrigeração;

• O modelo utilizado permite que as interações entre o isolamento, carga interna e o COP dos sistemas possam ser quantificados por uma expressão que depende da eficiência relacionada com a temperatura ambiente. Outro ponto relevante é a capacidade do modelo para prever os requisitos mínimos de energia utilizada;

• A análise apontou que o desempenho de um supermercado real pode ser comparado ao seu ideal, apesar da grande complexidade que caracteriza as instalações modernas.

Liu & Chen, 2006, fizeram uma análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata que utiliza dióxido de carbono e amônia como refrigerantes, como mostrado na figura 3.3, com o objetivo de determinar a temperatura de condensação ideal do sistema cascata, para maximizar o COP e minimizar a destruição de exergia do sistema.

Os parâmetros de projeto incluem: a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação e a diferença de temperatura no trocador cascata. Os resultados foram comparados com relatos de dados experimentais.

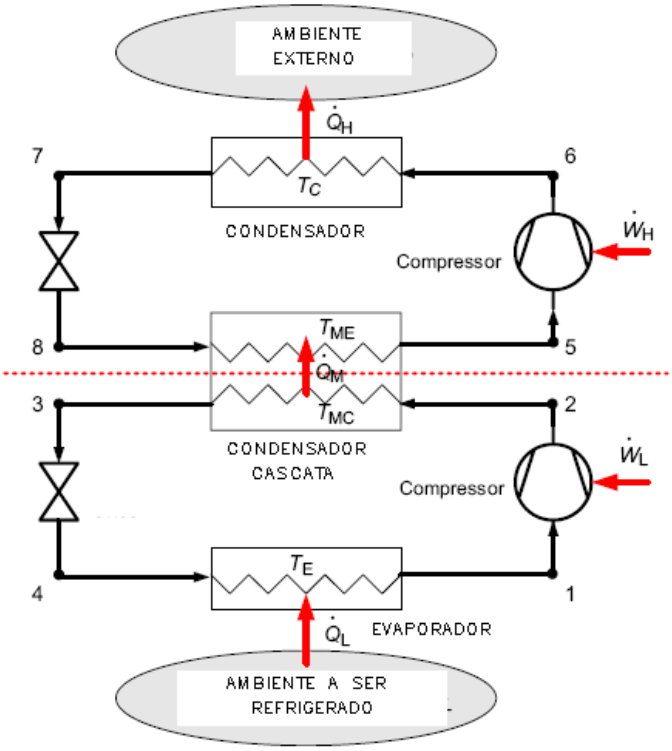


Figura 3.3 - Diagrama de um sistema em cascata (Liu & Chen, 2006)

Eles citaram algumas das características operacionais do uso do dióxido de carbono, pois ele não é tóxico, é incombustível e não tem odor. Além disso, em comparação com os sistemas de duplo estágio que utilizam somente a amônia, o sistema de refrigeração CO_2/NH_3 em cascata tem uma quantidade bem menor de carga de amônia, e apresenta o COP superior ao de um sistema de duplo-estágio em baixas temperaturas.

A capacidade de refrigeração do sistema analisado foi de 175 kW com temperatura de condensação de 35^o C, temperatura de evaporação de -54^o C e diferença de temperatura no trocador cascata de 5^o C. Os compressores instalados são do tipo parafuso e ambos possuem um motor elétrico com uma potência de 90 kW.

Para o experimento, foi mantida constante a capacidade de refrigeração, e outros parâmetros foram variados, como a temperatura de condensação, a temperatura de evaporação e a diferença de temperatura no trocador cascata para se determinar a temperatura ideal de condensação operado em baixa temperatura. As temperaturas de condensação utilizadas foram de 35º C, 40º C e 45º C. As temperaturas de evaporação foram de -45º C, -50º C e -55º C. As diferenças de temperatura no trocador cascata foram consideradas como 3ºC, 4ºC e 5ºC. Cada componente do sistema de refrigeração em cascata foi tratado como um volume de controle e algumas suposições foram feitas para simplificar a análise termodinâmica, incluindo a energia e a exergia, como:

- Regime permanente;
- Os compressores foram assumidos como não-isentrópicos, e sua eficiência isentrópica pode ser expressa como uma função da razão de pressão;
- As eficiências do motor elétrico e mecânicas combinadas foram assumidas com sendo de 0,93 para cada compressor;

- As perdas de calor e perdas de carga nas tubulações de ligação entre os componentes foram desprezadas;
- Todos os dispositivos de expansão são isentálpicos.

Após a análise, os resultados mostraram que:

- A temperatura ótima de condensação no condensador cascata e o COP máximo em um sistema de refrigeração com CO_2/NH3 cascata foi obtida com: temperatura de condensação de 35^0C e evaporação de -50^0C, com diferença de temperatura no trocador cascata de 5^0C;
- O COP aumenta quando a temperatura de evaporação aumenta, e o COP diminui quando a temperatura de condensação e diferença de temperatura no trocador cascata aumenta.

Deng et. al., 2006, fizeram uma análise teórica de três ciclos diferentes de CO_2 transcrítico, o primeiro sem ejetor e sem trocador de calor, o segundo com ejetor e sem trocador de calor, e o terceiro com ejetor e com trocador de calor. Este trabalho observou a eficiência dos sistemas, e, conforme as condições escolhidas no estudo, o COP obtido usando ejetor sem trocador de calor foi 18,6% mais alto comparado ao sistema sem ejetor, já o sistema utilizando ejetor e também trocador de calor o COP foi 22% acima do sistema sem ejetor e sem trocador de calor. Além da análise energética foi feita uma análise exergética, informando as perdas nos componentes. As análises numéricas foram realizas considerando perdas nas tubulações e trocadores de calor desprezíveis, temperatura de evaporação de 5^o C, temperatura de saída do gás cooler, t_3 de 36^o C. A mistura ocorre à pressão constante, na região de mistura do ejetor, assumindo que o momentum do fluido é conservado.

Como conclusão mais relevante foi observada que o COP do ciclo com ejetor é muito sensível ás variações das condições de operação.

Meunier, 2006, fez um estudo de ciclos de refrigeração teóricos com o uso do ciclo de Carnot apresentado em três configurações: subcrítico, transcrítico e de liquefação. O princípio do ciclo de Carnot é o mesmo para as três configurações, onde durante o ciclo reversível, existe a troca de calor entre o refrigerante e as fontes externas a temperaturas constantes T_0 e T_1, onde algumas considerações foram levantadas:

- Isotérmica reversível conectada à fonte de calor e a alta temperatura em T_1.
- Um condensador (para o sistema subcrítico) ligado a fonte de calor em T_1.
- Um evaporador ligado fonte de calor em T_0.
- Um trocador de calor ideal adiabático interno permitindo que os fluxos de refrigerante troquem calor, sem troca de calor externo.
- Dois dispositivos de expansão reversíveis (uma adiabática e uma isoterma).

A descrição detalhada do ciclo depende da sua configuração, onde:

- O ciclo subcrítico com a abordagem de um ciclo de simples-estágio de compressão a vapor;
- No caso do ciclo transcrítico a mesma abordagem foi utilizada, pois a fonte de calor a alta temperatura é mais elevada do que a temperatura crítica do fluido refrigerante. Duas principais diferenças entre os ciclos subcríticos e transcrítico aparecem; o condensador ou resfriador de gás, e as pressões de trabalho onde no ciclo transcrítico, apresentam uma pressão de trabalho muito superior.
- Já o ciclo de liquefação consiste de um ciclo transcrítico, porém com uma temperatura de evaporação muito baixa.

Os resultados mostraram que o COP dos ciclos ideais pode ser projetado com programas simples. Uma observação importante foi o uso do trocador de calor interno entre os lados de alta e baixa pressão do sistema. Essa configuração permite evitar golpes de líquido no compressor e aumenta o sub-resfriamento do fluido refrigerante. A vantagem será principalmente para o lado de alta pressão em compressores que utilizam fluidos em alta temperatura como a amônia ou CO_2.

Cho et. al., 2007, realizaram um estudo experimental do COP no sistema com compressor de CO_2 com velocidade variável e uma válvula de expansão eletrônica. O experimento buscou mostrar o desempenho de um sistema de CO_2, variando carga de refrigerante e condições de funcionamento. O sistema é constituído de um compressor, dois trocadores de calor (sendo um resfriador de gás e um evaporador) e um dispositivo de expansão. A capacidade do compressor é de 4,5 kW.

Um trocador de calor de tubo duplo foi utilizado no trocador de calor, e os diâmetros dos tubos internos e externos foram de 6,32 e 12,7mm, respectivamente. O esquema utilizado encontra-se mostrado na figura 3.4, onde a potência consumida pelo compressor foi medida usando um medidor de potência com um grau de incerteza $\pm 0{,}01\%$. O fluxo do refrigerante foi medido por um medidor de fluxo com um grau de incerteza de $\pm 0{,}2\%$. As pressões do refrigerante foram monitoradas através de um transdutor de pressão com uma incerteza de $\pm 0{,}2\%$. As temperaturas do refrigerante foram medidas usando termopares do tipo T com um grau de incerteza de $\pm 0{,}1^{o}C$.

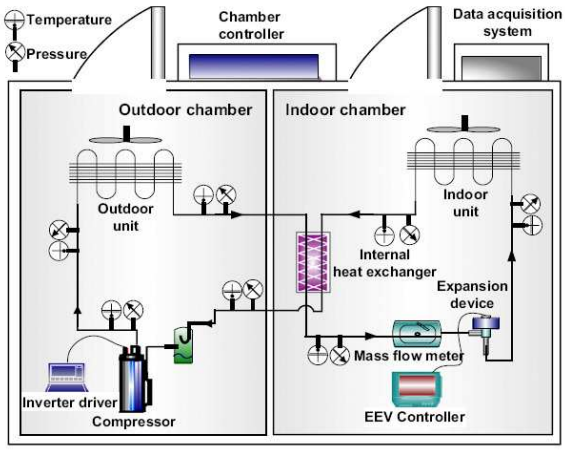


Figura 3.4 - Diagrama experimental de um sistema com válvula de expansão eletrônica (Cho, 2007)

A capacidade de resfriamento do ciclo de CO_2 foi medida através da variação da carga de refrigerante no sistema; onde o montante da carga ideal foi determinado para que o COP máximo fosse atingido, quando a carga de refrigerante estivesse entre de 1,1 a 1,5 kg. Uma vez que a taxa ótima foi determinada, o ciclo de CO_2 foi testado com as variações de freqüência do compressor e com a válvula de expansão eletrônica com abertura na condição de carga ótima.

O desempenho do sistema de CO_2 foi medido pela variação da freqüência do compressor de 30 a 60hz, em um incremento de 10hz por teste; a abertura da válvula de expansão eletrônica variou de 35 a 56% em um incremento de 7% por teste. Após os testes, foi obtido que:

• O sistema de CO_2 sem o intercambiador de calor mostrou um COP máximo de 2,1 a uma pressão de descarga de 9,2 MPa . Com o intercambiador de calor o consumo caiu em 2,6%.

• O controle simultâneo da abertura da válvula de expansão eletrônica e a variação da freqüência do compressor permitiram a otimização do controle de alta pressão, melhorando o desempenho do sistema de CO_2.

Sawalha, 2008, realizou um estudo contemplando a modelagem, simulação e otimização do sistema de refrigeração utilizado em supermercados, observando o uso de três sistemas utilizados em supermercados como o de refrigeração indireta, cascata e transcrítica, onde o CO_2 é aplicado. A solução do sistema indireto com o uso do CO_2 como fluido secundário em aplicações de baixa temperatura, onde os níveis de pressão são razoavelmente baixos e os componentes convencionais podem ser utilizados. Nos últimos anos os componentes para os sistemas com CO_2 tornaram-se mais disponíveis no mercado, abrindo o caminho para instalações em cascata e transcríticas. O experimento realizado utiliza a variação da temperatura do condensador como parâmetro principal, simulando as mudanças de temperatura ambiente.

As duas principais configurações de sistemas de CO_2 que podem ser utilizados em supermercados são o paralelo e o centralizado, como pode ser visto nas figuras 3.5 e 3.6 respectivamente, onde a solução paralela consiste de dois circuitos distintos: um para média temperatura e o outro para baixa temperatura. A expansão direta é aplicada em ambos os níveis de temperatura e a compressão em duplo-estágio é utilizada para o circuito de baixa temperatura. Este arranjo diminui a temperatura de descarga, minimizando as perdas de trabalho de compressão.

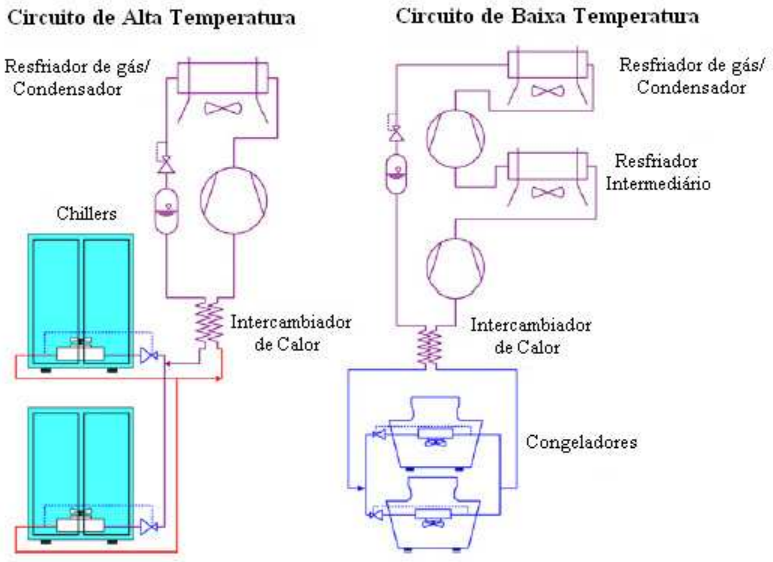


Figura 3.5 - Sistema em paralelo (Sawalha, 2008)

O sistema paralelo parece ser mais aplicável principalmente devido à sua semelhança com os sistemas convencionais de expansão direta. O fato de existirem dois circuitos separados o torna mais conveniente.

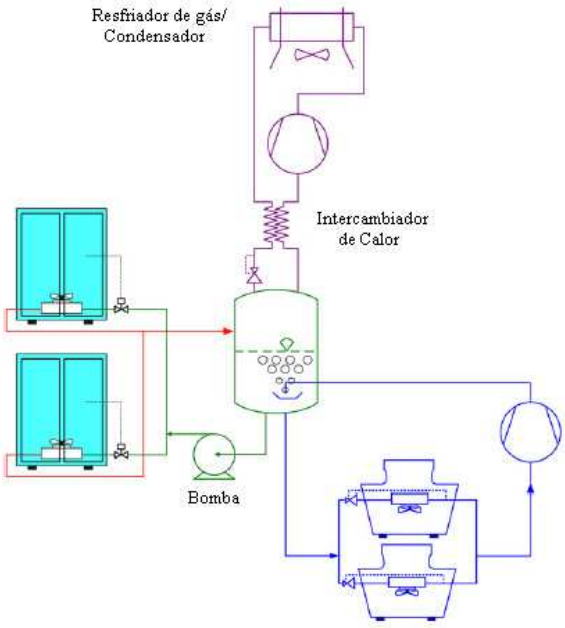


Figura 3.6- Sistema centralizado (Sawalha, 2008)

Uma diferença operacional importante entre os dois sistemas é o mecanismo de retorno do óleo; no sistema paralelo, o sistema também deve conter um separador de óleo eficiente, para garantir o retorno de óleo. No sistema centralizado, o óleo é dissolvido e uma parte fica no tanque, dependendo do tipo de óleo e suas características, como miscibilidade. Um separador de óleo adicional deve ser acrescido ao sistema para devolvê-lo ao compressor.

Na simulação deste trabalho utilizou-se o programa (EES), usando as temperaturas e condições ambientais nos limites do sistema. No lado de média temperatura a capacidade de resfriamento é de 150 kW e 50 kW para a carga de congelamento; estas capacidades são típicas de um supermercado de tamanho médio na Suécia. A temperatura média de conservação do produto é de 3º C em alimentos resfriados e de -18º C para os alimentos congelados. A temperatura de condensação do projeto é de 30° C.

Fazendo um resumo das conclusões, tem-se:

- O sistema em paralelo obteve um COP 6% superior ao sistema de referência, onde a temperatura de condensação foi maior.
- Durante o intervalo da temperatura ambiente de 10ºC a 40ºC, o COP do sistema centralizado se mostrou melhor entre 4 a 21% comparado ao sistema de referência.
- Usando um sistema de duplo estágio o COP melhorou de 5 a 22% em relação ao sistema de referência. Assim, o sistema de duplo-estágio obteve um melhor COP entre as soluções discutidas.

Bansal & Getu, 2008, fizeram uma análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata utilizando dióxido de carbono (R-744) e amônia (R-717), com objetivo de otimizar o projeto com os parâmetros de funcionamento do sistema. O projeto e os parâmetros operacionais considerados neste estudo incluem as temperaturas de condensação, evaporação e superaquecimento da amônia (R-717) no circuito de alta temperatura. Outro fator observado foi à diferença de temperatura no trocador de calor em cascata, além das temperaturas de evaporação, superaquecimento e condensação do sistema com dióxido de carbono (R-744), no circuito de baixa temperatura. Uma análise de regressão multilinear foi empregada a fim de desenvolver expressões matemáticas para o COP máximo, com uma

temperatura ótima de evaporação para o R-717 e uma relação de fluxo de massa ótima para o trocador de calor cascata.

Eles também fizeram um estudo referente às alternativas ao uso da amônia no ciclo do sistema de alta, utilizado no sistema cascata conforme figura 3.7; onde poderiam ser usados o propano (R-290), o propileno (R-1270), o etanol ou o R-404A, enquanto que o dióxido de carbono (R-744) poderia ser utilizado no circuito de baixa temperatura do sistema. Esta alternativa é devido à amônia ser um refrigerante natural com algumas desvantagens operacionais, como toxicidade e inflamabilidade (mesmo sendo baixa).

Já a desvantagem do propileno, propano e do etanol são a sua alta inflamabilidade. A evaporação e as pressões de condensação do etanol também estão muito abaixo da pressão ambiente, podendo causar entrada de ar no sistema, caso ocorra algum vazamento. O dióxido de carbono tem a desvantagem de possuir altas pressões de trabalho, podendo chegar a pressão de 7,4 MPa a 31ºC, levando a um maior cuidado na seleção das tubulações e conexões.

Outra preocupação com sistemas de refrigeração em cascata é a instalação inicial, pois o custo é 10% superior a uma instalação convencional. Entretanto, este custo pode ser compensado com a carga de refrigerante reduzida e vantagens ambientais.

Na análise foram utilizadas as seguintes considerações:

- Compressão adiabática, com uma eficiência isentrópica de 0,78 para ambos os compressores;
- As perdas de carga e calor pelas tubulações foram desprezadas;
- Expansão isentalpica dos fluidos refrigerantes pelas válvulas de expansão,
- Energia cinética e potencial foram desprezadas nos componentes.

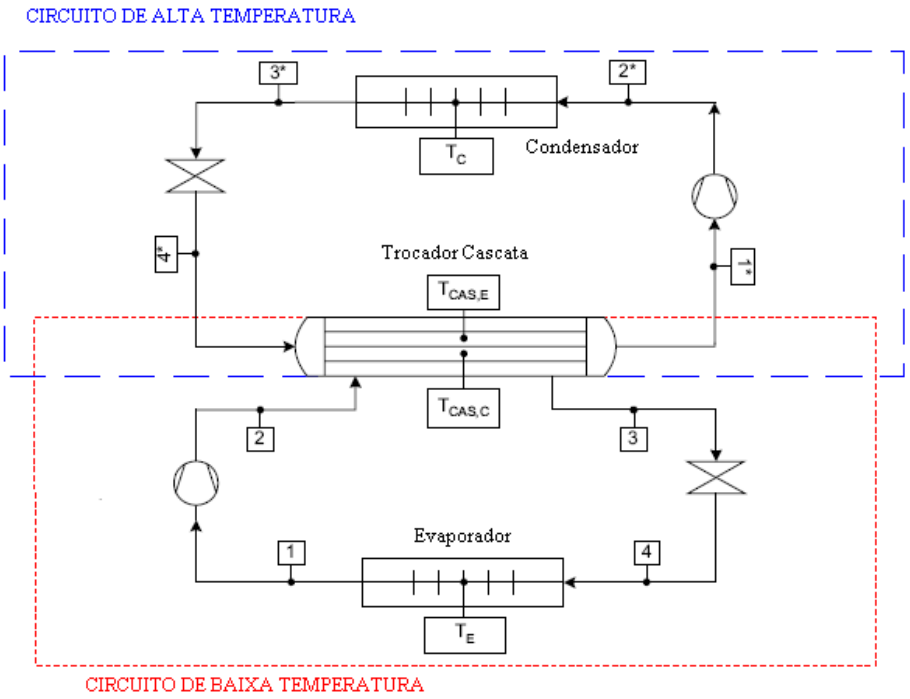


Figura 3.7 - Esquema do sistema cascata utilizado (Bansal & Getu, 2008)

O sistema em cascata foi observado em separado para análise do efeito do grau de sub-resfriamento e superaquecimento no sistema. Para isto manteve-se os outros parâmetros de funcionamento constantes. Estes parâmetros incluem a temperatura de condensação do

sistema de alta com 40^{o} C, temperatura de evaporação do sistema de baixa com -50^{o} C, diferença de temperatura no condensador cascata com 5K, a temperatura de evaporação do sistema de alta com -5^{o} C, no condensador cascata e eficiência isentrópica dos compressores de 0,78 (mesma eficiência isentrópica para os dois compressores). O sub-resfriamento dos ciclos de baixa e alta foram variados entre 0 e 10K.

As conclusões relevantes foram:

- Um aumento no superaquecimento reduziu o COP do sistema.
- Um aumento no sub-resfriamento aumentou o COP do sistema.
- Um aumento da temperatura de condensação resultou numa diminuição do COP e em um aumento nas taxas de fluxo de massa do refrigerante.
- Um aumento da eficiência isentrópica dos compressores aumentou linearmente o COP.

Arora & Kaushik, 2008, apresentaram uma análise detalhada da exergia em um sistema de refrigeração por compressão a vapor real. Um modelo computacional foi desenvolvido para calcular o coeficiente de desempenho (COP), a destruição de exergia, eficiência exergética e perdas de eficiência para os fluidos R-502, R-404A e R-507A.

Foi utilizado um modelo computacional desenvolvido pelo ESS (Engineering *Equation Solver*) para a análise da energia e da exergia do sistema.

Os dados de entrada assumidos para o cálculo dos resultados são:

- A vazão mássica do refrigerante foi de 1 kg/s
- O sub-resfriamento foi considerado como de 5^{o}C.
- A eficiência isentrópica do compressor foi de 0,75.
- A diferença entre a temperatura do evaporador e a do ambiente foi de 15^{o}C.
- Temperatura de evaporação de -50^{o}C, com *set-point* de 0 a 5^{o}C.
- Temperatura de condensação de 40 a 50^{o}C (com base nas condições climáticas no verão em países tropicais).
- Queda de pressão no evaporador de 20 kPa.
- Queda de pressão no condensador de 10 kPa.

As conclusões da presente análise são resumidas a seguir.

- O COP e a eficiência exergética com o R-507A são melhores do que com o R-404A, com as temperaturas de condensação entre 40 º C e 55 ^{o}C. Entretanto, ambos refrigerantes mostraram uma queda de 4 a 17% no COP e na eficiência exergética em comparação com o R-502 para a mesma temperatura de condensação entre 40ºC e 55^{o}C.
- Em ordem decrescente o pior componente do ponto de vista da irreversibilidade ou destruição de exergia foi o compressor, condensador, a válvula de expansão e o evaporador, respectivamente. O somatório das deficiências para o R-507A foi menor do que para o R-404A, no caso da temperatura do condensador entre 40ºC e 55^{o}C.
- Com o aumento da queda de pressão no evaporador e condensador, o COP e a eficiência exergética são reduzidos, sendo que o R-507A mostra um desempenho melhor do que o R-404A.

Bingming et. al., 2009, realizaram uma análise experimental para observar o desempenho de um sistema de refrigeração em cascata utilizando amônia e dióxido de carbono como fluidos de trabalho. Os parâmetros de operação, tais como a temperatura de evaporação e condensação do ciclo de baixa temperatura, a diferença de temperatura no

trocador de calor em cascata e o grau de superaquecimento foram analisados, visando obter o desempenho do sistema. Para o sistema em cascata com NH_3/CO_2, seu desempenho foi comparado com um sistema de duplo-estágio e um sistema de simples-estágio com ou sem economizador, todos utilizando NH_3.

A unidade compressora foi composta por um compressor do tipo aberto, um motor elétrico, um resfriador de óleo e um separador de óleo. Ambas as unidades utilizaram compressores parafuso, e suas vazões são de $598m^3/h$, e $152m^3/h$, respectivamente. No trocador de calor tipo cascata havia uma área de troca de $59,02m^2$ e sua pressão máxima de trabalho foi de 4,8 MPa. As temperaturas e pressões do refrigerante foram medidas em vários locais da instalação, como entrada e saída do compressor, e assim por diante. Todos os sensores de temperatura foram bem calibrados Um sensor de temperatura tipo termo-resistor de platina foi instalado para medir a temperatura do fluido refrigerante e possuía uma precisão de 0,1ºC, com uma temperatura controlada com o uso de termômetro de vidro com mercúrio de precisão padrão. O erro da pressão no transdutor foi de $\pm 1\%$.

Os efeitos dos parâmetros operacionais sobre o desempenho do sistema foram analisados e as conclusões foram:

- Comparando o desempenho de um sistema de simples estágio utilizando NH_3 com e sem economizador, e um sistema de duplo estágio também com NH_3, verificou-se que o ciclo de refrigeração em cascata NH_3/CO_2 obteve o melhor COP, quando a temperatura de evaporação ficou abaixo de -40^o C.
- Com o aumento da diferença de temperatura no trocador em cascata, a capacidade de refrigeração diminuiu quase que linearmente e o COP do sistema diminuiu mais rapidamente que a capacidade de refrigeração.
- O aumento do grau de superaquecimento do CO_2 levou a uma diminuição na capacidade de refrigeração.
- O COP do sistema em cascata é o melhor entre todos os sistemas, quando a temperatura de evaporação está abaixo de -40^oC. Além disso, o desempenho do sistema em cascata é muito afetado pela temperatura de evaporação, temperatura de condensação do ciclo de baixa temperatura, a diferença de temperatura no trocador de calor em cascata é apenas ligeiramente sensível ao grau de superaquecimento. Todos os resultados experimentais indicam que o sistema em cascata NH_3 /CO_2 é muito competitivo em aplicações de baixa temperatura.

Du *et. al*, 2009, estudaram as características do ciclo de refrigeração em auto-cascata. Os fluidos utilizados foram o R-23 e o R-134a, os quais atingem temperaturas mais baixas, comparado com sistemas simples. O desempenho, a temperatura de evaporação e as pressões e temperaturas do refrigerante na entrada e saída do compressor foram medidos. Para efeito de análise, foram realizadas diferentes concentrações de carga e diferentes temperaturas da água de resfriamento do condensador.

As alterações das características do ciclo são mais complicadas do que as de um sistema tradicional. Por isso, é muito importante explorar o seu comportamento através da pesquisa teórica e experimental. O experimento foi realizado na Universidade Southeast na China, onde o mesmo utiliza R-23/134a como refrigerantes misturados, tendo a pressão de sucção com 0,12 MPa, taxa de compressão de 10, a temperatura na saída do condensador de 30°C a fração de massa do R-23 de 30%. O compressor utilizado foi um Copeland semi-hermético, tipo alternativo com potência de 2 hp, onde volume do ambiente de baixa temperatura foi de 100L isolado com poliuretano.

As conclusões feitas a partir dos resultados da análise foram:

- Um alto valor para o COP do sistema pode ser adquirido no momento do regime permanente.
- Diminuição da temperatura da água de resfriamento do condensador, diminuindo a pressão de descarga, e reduzindo a relação de pressão, diminuindo o consumo de energia do compressor.
- O COP do sistema analisado depende de vários fatores, tais como, o efeito da separação gás-líquido, o calor transferido pelo trocador de calor e a proporção da mistura dos fluidos de trabalho.

Dopazo et. al, 2009, fizeram uma análise teórica em um sistema de refrigeração em cascata com CO_2 e NH_3, onde o CO_2 foi utilizado no sistema de baixa e o NH_3 no sistema de alta. Este sistema foi analisado como alternativa aos fluidos nocivos ao ambiente, pois utiliza fluidos naturais nos dois sistemas. A análise teórica consistiu em análise energética, exergética e um estudo de otimização, baseada na temperatura de condensação do CO_2. Para essa análise foram consideradas a potência do compressor, as taxas de transferência de calor e as eficiências energética e exergética. Foi feito um volume de controle para cada componente e realizados os balanços de massa, energia e exergia. Para validação do modelo foi utilizado um protótipo de refrigeração para supermercados de 9 kW, na Universidade de Vigo na Espanha, onde os dados experimentais para o sistema de CO_2 foram:

$T_{EevapCO_2} = -26^o C$, com 7°C de superaquecimento na saída do evaporador,

$T_{CondCO_2} = -9^o C$, assumindo que não há sub-resfriamento,

$\eta_{Mec} = 0{,}93$ e $\eta_{Elet} = 0{,}8$.

Os dados experimentais para o sistema de NH_3 foram:

$T_{EvapNH_3} = -11^o C$, $T_{CondNH_3} = 32^o C$, superaquecimento e sub-resfriamento não foram assumidos; $\eta_{Mec} = 0{,}93$ e $\eta_{Elet} = 0{,}8$.

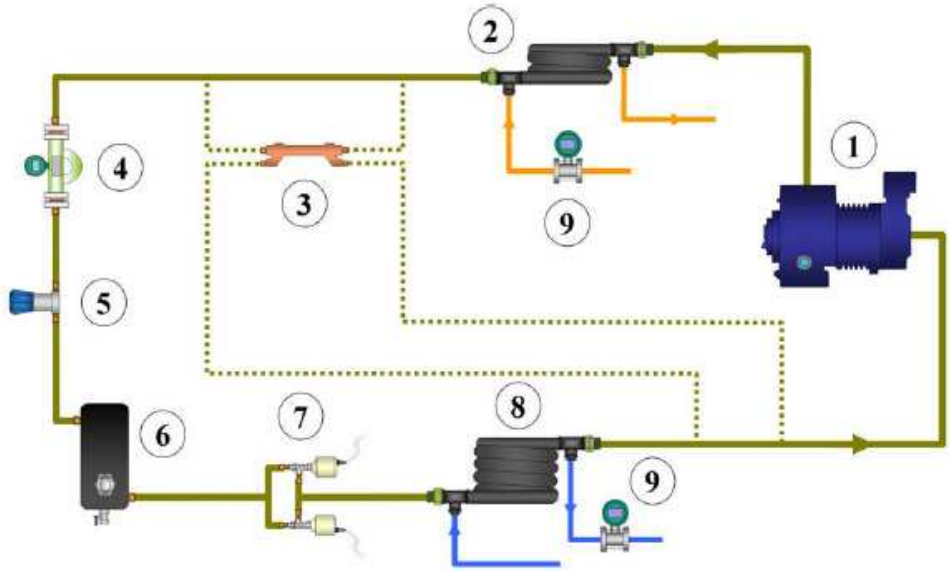
Os resultados do modelo forneceram um erro relativo ao COP experimental de 1,8% e 7,1% para os ciclos de CO_2 e NH_3, respectivamente.

Com relação aos resultados e discussões com maior relevância, podem ser citados:

- Os resultados mostram que o COP aumentou em 70% quando a temperatura de evaporação do CO_2 variou de -55° C a -30° C.
- O COP diminui em 45%, quando é aumentada a temperatura de condensação do sistema de NH_3 de 25° C para 50° C.
- Em uma instalação específica ou protótipo, considera-se a eficiência isentrópica para cada compressor em que o sistema cascata deve ser determinado com a maior precisão possível através do fabricante e dados experimentais; a fim de obter valores para a temperatura ideal de condensação e COP máximo.

Sanches et. al., 2010, avaliaram um sistema de refrigeração transcrítico, mostrado na figura 3.8. A partir do ponto de vista energético, os efeitos do superaquecimento causados no refrigerante pelo motor elétrico em um compressor semi-hermético, mostrado na figura 3.9, instalado em uma planta de refrigeração experimental na Universidade de Valência na Espanha; operando com CO_2 como fluido de trabalho em condições transcríticas. A análise é baseada em 84 ensaios experimentais, que abrangem uma ampla gama de condições de funcionamento da planta, com três temperaturas de evaporação: 0, -10 e -17ºC e com a

rotação do compressor sendo variada em quatro velocidades: 1150, 1300, 1450, 1600 rpm. O trabalho apresentou um modelo empírico do compressor permitindo que o comportamento da instalação fosse calculado com erros de previsão abaixo de 5%.



1-Compressor semi-hermético	**4**-Fluxômetro de massa	**7**-Válvula de expansão eletrônica
2-Resfriador de gás	**5**-Válvula de expansão pressostática	**8**-Evaporador
3-Intercambiador de calor	**6**-Reservatório de líquido	**9**-Fluxômetro volumétrico

Figura 3.8 - Diagrama do experimento com compressor semi-hermético e válvula de expansão eletrônica (Sanchez et. al., 2010)

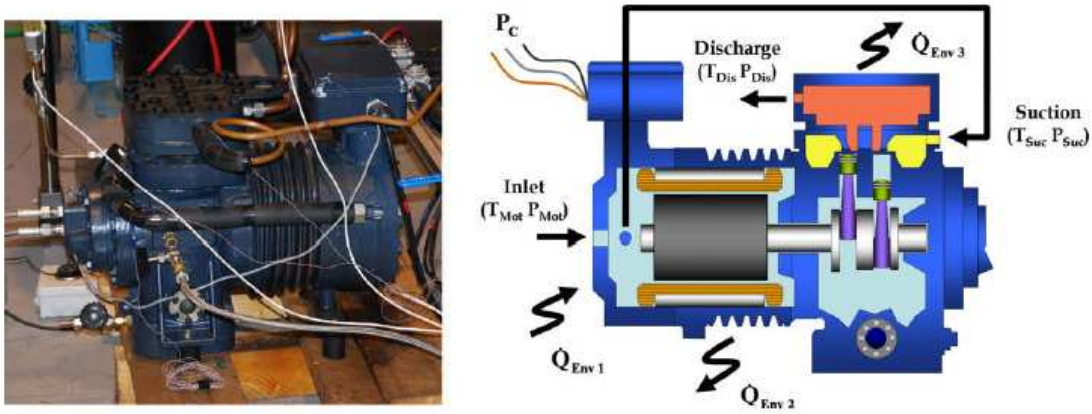


Figura 3.9 - Compressor semi-hermético utilizado no experimento. (Sanchez et. al., 2010)

O compressor alternativo semi-hermético utilizado nesta instalação tem um deslocamento de 3,48m^3/h em 1450rpm. O modelo foi validado com dados experimentais obtidos a partir da planta de teste, considerando as principais variáveis do compressor, como a taxa de fluxo de massa do refrigerante, a potência consumida pelo compressor e a temperatura de descarga. O erro máximo da previsão foi menor que 5% para a taxa do fluxo de massa do refrigerante e potência consumida pelo compressor.

Durante os testes, foi observado um incremento máximo do consumo de energia elétrica maior do que 5%, com um incremento máximo de temperatura de descarga de 28ºC. Esta

análise só levou em conta os aspectos energéticos, sem considerar aspectos mecânicos relacionados ao projeto do compressor.

Os resultados obtidos mostraram uma redução de 28% do consumo elétrico utilizando variador de velocidade.

Capítulo 4 - METODOLOGIA

A metodologia utilizada para a análise dos sistemas propostos está compreendida em:

- Modelagem numérica dos sistemas;
- Análise experimental de uma instalação real.

Na modelagem numérica dos sistemas analisados, inicia-se pela modelagem dos componentes comuns envolvidos nos sistemas e por uma análise global de cinco sistemas de refrigeração com perfil de carga térmica para aplicações em supermercados. Destes cinco, três estão no laboratório da Bitzer Compressores em Cotia-São Paulo, Brasil. Um dos sistemas analisados esta na Suécia, tendo sido tema de uma Tese de Doutorado. O último sistema está instalado em Minas Gerais, sendo a primeira instalação com CO_2 em supermercado na América Latina.

Na análise feita entre os sistemas instalados na Bitzer, é realizada uma comparação entre o desempenho de três sistemas com fluidos e concepção de projeto diferentes, sendo um deles utilizando HCFC, outro com HFC e o terceiro com CO_2.

No estudo de caso é mostrado um comparativo entre os dados reais da instalação e os dados desse mesmo sistema simulados numericamente. Adicionalmente, foram realizadas várias simulações numéricas buscando observar a faixa de aplicação onde o sistema teria uma melhor performance.

4.1 - Modelagem dos sistemas

Para a modelagem energética dos sistemas foi utilizada a primeira lei da Termodinâmica aplicada a cada componente do sistema em separado, segundo a equação 4.1, considerando-se as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Processo em regime permanente;
- Variações de energia cinética desprezível entre entrada e saída de todos os componentes do ciclo;
- Variações de energia potencial desprezível entre entrada e saída de todos os componentes do ciclo;
- Dispositivo de expansão e compressor adiabático;
- Percas de carga e transferência de calor nas tubulações de interligação desprezadas.

$$\frac{\partial E_{vc}}{\partial t} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{e} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + g z_e\right) - \sum_{s} \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + g z_s\right) \qquad 4.1$$

Evaporador

Este evaporador corresponde ao trocador de calor de baixa temperatura (figura 4.1), localizado nos ambientes a serem refrigerados, podendo ter temperaturas ao nível de resfriados e também congelados.

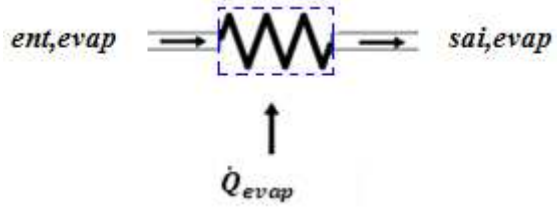


Figura 4.1 – Esquema representativo do evaporador.

$$P_{ent,evap} = P_{sai,evap} \tag{4.2}$$

$$\dot{m}_{ent,evap} = \dot{m}_{sai,evap} = \dot{m}_{evap} \tag{4.3}$$

$$\dot{Q}_{evap_LT} = \left(h_{sai,evap} - h_{ent,evap}\right) \dot{m}_{evap} \tag{4.4}$$

Compressor

O refrigerante que deixa o evaporador de baixa temperatura é comprimido pelo compressor até uma pressão e uma temperatura relativamente altas. Admitindo-se que não existe transferência de calor de ou para o compressor (figura 4.2), o balanço de massa e energia para um volume de controle englobando o compressor é mostrado pela equação 4.6.

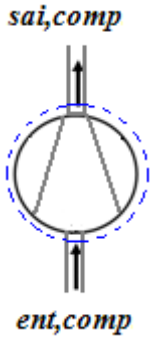


Figura 4.2 – Esquema representativo do compressor do sistema de baixa temperatura (LT).

$$\dot{m}_{ent,comp} = \dot{m}_{sai,comp} \tag{4.5}$$

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\left(h_{ent,comp} - h_{sai,comp}\right) \dot{m}_{comp}}{\eta_{elet}} \tag{4.6}$$

Onde η_{elet} é a eficiência do motor elétrico. Pela ocorrência de irreversibilidades durante o processo de compressão, há um aumento da entropia específica entre a entrada e a saída do compressor. Este efeito da compressão irreversível pode ser determinado usando-se a eficiência isentrópica do compressor, conforme equações 4.7 e 4.8.

A eficiência isentrópica é a medida das perdas resultantes do desvio do ciclo de compressão real daquele de um ciclo de compressão ideal. Entre os diversos fatores que contribuem para uma redução da eficiência podem ser citados o atrito mecânico entre componentes do compressor e a perda de carga do refrigerante através das válvulas e outros canais de escoamento.

$$\eta_{is} = \frac{trabalho\ de\ compressão\ isoentrópico}{trabalho\ de\ compressão\ real} \tag{4.7}$$

$$\eta_{is} = \frac{\dot{m}_{compressor}\Delta h_{is}}{trabalho\ de\ compressão\ real} \tag{4.8}$$

Já com relação à eficiência elétrica, tendo a corrente e a tensão elétrica de cada compressor trifásico, podemos encontrar o termo eficiência elétrica para utilizar nas simulações, através da equação 4.9.

$$P_{comp} = I\sqrt{3}\ U\ \eta_{elet} cos\varphi \tag{4.9}$$

Onde I é a corrente elétrica média de cada fase do motor elétrico do compressor e U é a diferença de potencial elétrica entre duas fases do motor elétrico do compressor.

Para determinação do fluxo mássico deslocado pelo compressor, usa-se a equação 4.10.

$$\dot{m}_{comp} = \dot{V}_{comp}\ \eta_v\ \rho_{ent,comp} \tag{4.10}$$

Para encontrar $\dot{V}_{comp}$, que corresponde à vazão volumétrica do compressor, foi utilizado o número de cilindros ($n_{cilindros}$), o número de rotações por minuto (rpm), o curso do cilindro ($curso$) e o diâmetro do mesmo (D), através da equação 4.11.

$$\dot{V}_{comp} = n_{cilindros}\frac{rpm}{60} curso\ \pi\frac{D^2}{4} \tag{4.11}$$

Com relação à η_v, que corresponde à eficiência volumétrica do compressor, a mesma pode ser encontrada através da equação 4.12. Observando-se a figura 4.3, pode-se definir a eficiência volumétrica (Stoecker et al., 1985) de um compressor a pistão como sendo a razão

entre o volume de gás refrigerante realmente aspirado (Va-Vd) e o deslocamento volumétrico do pistão (Va-Vc).

$$\eta_v = \frac{vazão\ volumétrica\ que\ entra\ no\ compressor\ (\ m^3\ /\ s)}{taxa\ de\ deslocamento\ (\ m^3\ /\ s)} \qquad 4.12$$

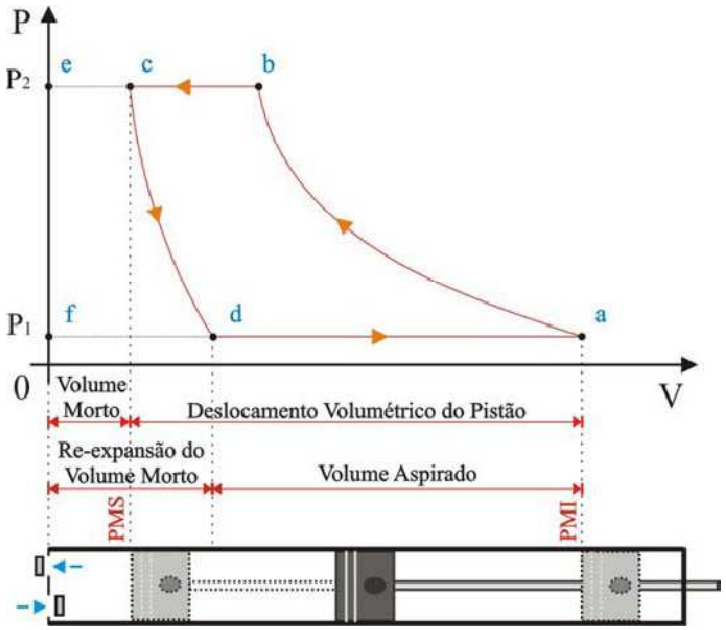


Figura 4.3 - Ciclo mecânico ideal (A.H. Monteiro ET al., 1998)

Nos compressores alternativos, as válvulas são normalmente operadas por molas, de modo que, quando a pressão no cilindro chega até aquela da linha de aspiração (na realidade um pouco abaixo), a válvula de aspiração abre-se permitindo a entrada do gás no cilindro. Por outro lado, quando a pressão no interior do cilindro atinge o valor da linha de descarga (na realidade, um valor levemente superior), a válvula de descarga abre-se, permitindo a saída do gás comprimido do cilindro. Outra característica importante dos compressores alternativos é o volume nocivo, que associa o volume residual entre a superfície inferior do cabeçote e a do pistão, quando este se encontra no ponto morto superior. Portanto o gás retido no espaço nocivo deve ser expandido até a pressão de aspiração, quando tem início a introdução de gás no cilindro (Stoecher, 2002).

A expansão do gás que permanece no espaço nocivo, não é o único fator que atua sobre o rendimento volumétrico, outros efeitos, como vazamentos através das válvulas de aspiração e de descarga, além do aquecimento do gás que entra no cilindro; tendo como resultado uma redução na massa de refrigerante em relação àquela que seria admitida caso a temperatura do gás permanecesse constante (Dossat, 2004).

Condensador

Em seguida, o refrigerante atravessa o condensador, onde se condensa, ocorrendo uma transferência de calor do refrigerante para as vizinhanças que estão a temperaturas mais baixas. Para um volume de controle que engloba o lado do refrigerante no condensador (figura 4.4), o fluxo de massa que entra no condensador é igual ao fluxo que sai (equação 4.13). A taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante é fornecida pela equação 4.14.

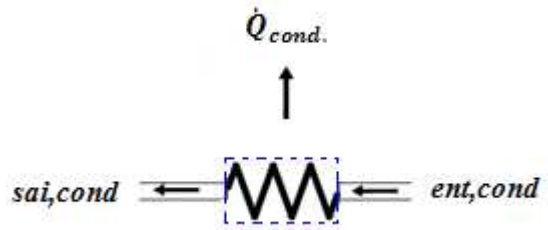


Figura 4.4 – Esquema representativo do condensador.

$$\dot{m}_{ent,cond} = \dot{m}_{sai,cond} \quad 4.13$$

$$\dot{Q}_{cond.} = (h_{sai,cond.} - h_{ent,cond.})\dot{m}_{cond.} \quad 4.14$$

Dispositivo de expansão

O dispositivo de expansão (figura 4.5) é responsável pela redução da pressão entre o condensador e o evaporador.

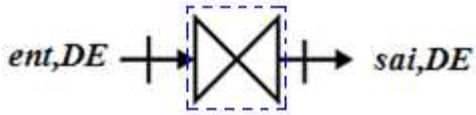


Figura 4.5 – Esquema representativo do dispositivo de expansão.

Assumindo-se um processo adiabático, tem-se:

$$h_{ent,DE} = h_{sai,DE} \quad 4.15$$

Bomba de Recirculação de Líquido

A bomba de recirculação tem a finalidade de recircular o fluido líquido nos evaporadores de média temperatura. Este processo é realizado assumindo-se um processo de bombeamento isotérmico e incompressível. Seu esquema está representado pela figura 4.6.

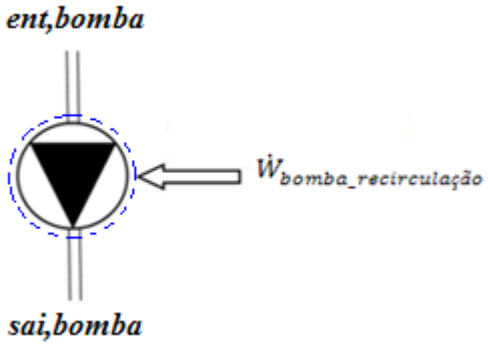


Figura 4.6 – Esquema representativo da bomba de recirculação.

As equações 4.16 a 4.19 foram utilizadas na modelagem da bomba de recirculação.

$$\dot{W}_{bomba_recirculação} = \frac{\vartheta \dot{m}_{bomba_recirculação}}{\eta_{bomba_recirculação}} \left(\Delta P_{bomba_recirculação}\right) \tag{4.16}$$

$$\dot{W}_{bomba_recirculação} = \dot{m}_{bomba_recirculação}\left(h_{ent,bomba} - h_{sai,bomba}\right) \tag{4.17}$$

$$\dot{m}_{bomba_recirculação} = \dot{V}_{bomba_recirculação}\rho \tag{4.18}$$

$$\dot{m}_{ent,bomba} = \dot{m}_{sai,bomba} \tag{4.19}$$

Onde $\Delta P_{bomba_recirculação}$ é a diferença de pressão entre a saída e entrada da bomba de recirculação, ϑ é o volume específico do fluido a ser bombeado na entrada da bomba e $\eta_{bomba_recirculação}$ é o rendimento total da bomba de recirculação de dióxido de carbono.

Condensador Cascata

O refrigerante atravessa o condensador cascata. Este é o condensador do sistema de baixa, onde o fluido se condensa, com esquema apresentado na figura 4.7. Admitindo que o trocador cascata seja adiabático, ocorre uma transferência de calor do condensador cascata para o evaporador cascata. Para um volume de controle que engloba o lado do refrigerante no condensador cascata, a taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante é fornecida pelas equações 4.20 a 4.22.

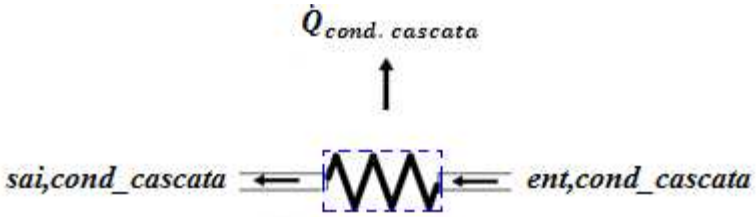


Figura 4.7 – Esquema representativo do condensador cascata.

$$\dot{m}_{cond_cascata} = \dot{m}_{ent,cond_cascata} = \dot{m}_{sai,cond_cascata} \quad 4.20$$

$$P_{ent,cond_cascata} = P_{sai,cond_cascata} \quad 4.21$$

$$\dot{Q}_{cond._cascata} = \dot{m}_{cond._cascata}(h_{sai,cond_cascata} - h_{ent,cond_cascata}) \quad 4.22$$

Evaporador Cascata

À medida que o refrigerante atravessa o evaporador cascata, a transferência de calor do espaço refrigerado resulta na evaporação do refrigerante. O balanço de energia aplicado a um volume de controle, que engloba o lado do refrigerante no trocador de calor (figura 4.8), fornece a taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante, conforme equações 4.23 a 4.25.

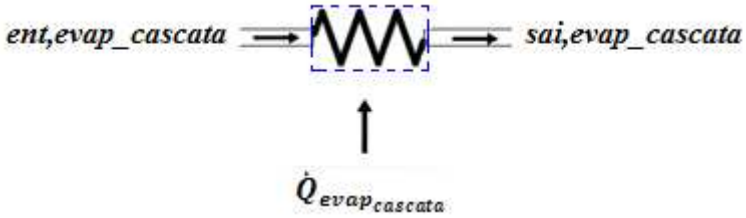


Figura 4.8 – Esquema representativo do evaporador cascata.

$$\dot{m}_{evap_cascata} = \dot{m}_{ent,evap_cascata} = \dot{m}_{sai,evap_cascata} \quad 4.23$$

$$P_{ent,evap_cascata} = P_{sai,evap_cascata} \quad 4.24$$

$$\dot{Q}_{evap_cascata} = \dot{m}_{evap_cascata}(h_{sai,evap_cascata} - h_{ent,evap_cascata}) \quad 4.25$$

Balanço no trocador cascata

Assumindo que a transferência de calor seja realizada apenas do condensador cascata para o evaporador cascata (figura 4.9), tem-se:

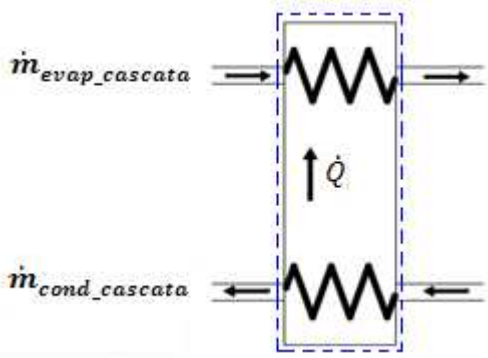


Figura 4.9 – Esquema representativo do trocador de calor cascata (condensador cascata/evaporador cascata).

$$\dot{Q}_{cond._cascata} = \dot{Q}_{evap_cascata} \tag{4.26}$$

$$\dot{m}_{cond._cascata}(h_{sai,cond_cascata} - h_{ent,cond_cascata}) = \dot{m}_{evap_cascata}(h_{sai,evap_cascata} - h_{ent,evap_cascata}) \tag{4.27}$$

Como os dispositivos de expansão não envolvem entrada ou saída de potência no sistema de compressão a vapor, o fornecimento de potência líquida é igual à potência do compressor. Portanto o coeficiente de desempenho (COP) do sistema de refrigeração por compressão de vapor pode ser obtido por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{consumido}} \tag{4.28}$$

Onde o $\dot{W}_{consumido}$ será o trabalho consumido pelos compressores e bombas caso o sistema possua as mesmas.

4.2. Sistemas analisados

Neste tópico serão analisados alguns sistemas que operam com o CO_2 em condição subcrítica, seguindo a ordem abaixo.

- Sistema cascata CO_2/NH_3 (Tese de Doutorado, Samer Sawalha, 2008);
- Sistema com condensador único utilizando R-22 (Bitzer Compressores, Brasil);
- Sistema com condensador único utilizando R-404A (Bitzer Compressores, Brasil);
- Sistema cascata CO_2/R-404A (Bitzer Compressores, Brasil);
- Sistema cascata CO_2/R-134a (Supermercado Verdemar, visita em 2010);

4.2.1 - Sistema cascata utilizando CO_2 como fluido no sistema de baixa e amônia no sistema de alta

O sistema apresentado abaixo foi analisado da tese de Doutorado de Samer Sawalha da Universidade de KTH Industrial Engineering and Management na Suécia, em 2008.

Descrição do sistema

O sistema em cascata, com CO_2 no sistema de baixa temperatura, tem sido aplicado nas instalações de supermercados e vários estão se tornando alternativas competitivas. O refrigerante do sistema de alta temperatura é geralmente o propano, a amônia ou o R-404A. Os evaporadores de média temperatura do sistema usam o CO_2 como fluido de trabalho secundário, o qual é recirculado por uma bomba.

Ao usar o CO_2 como fluido de trabalho, tanto no lado de baixa e média temperatura, será possível usar apenas um trocador de calor em cada ambiente, para fornecerem a refrigeração necessária (figura 4.10).

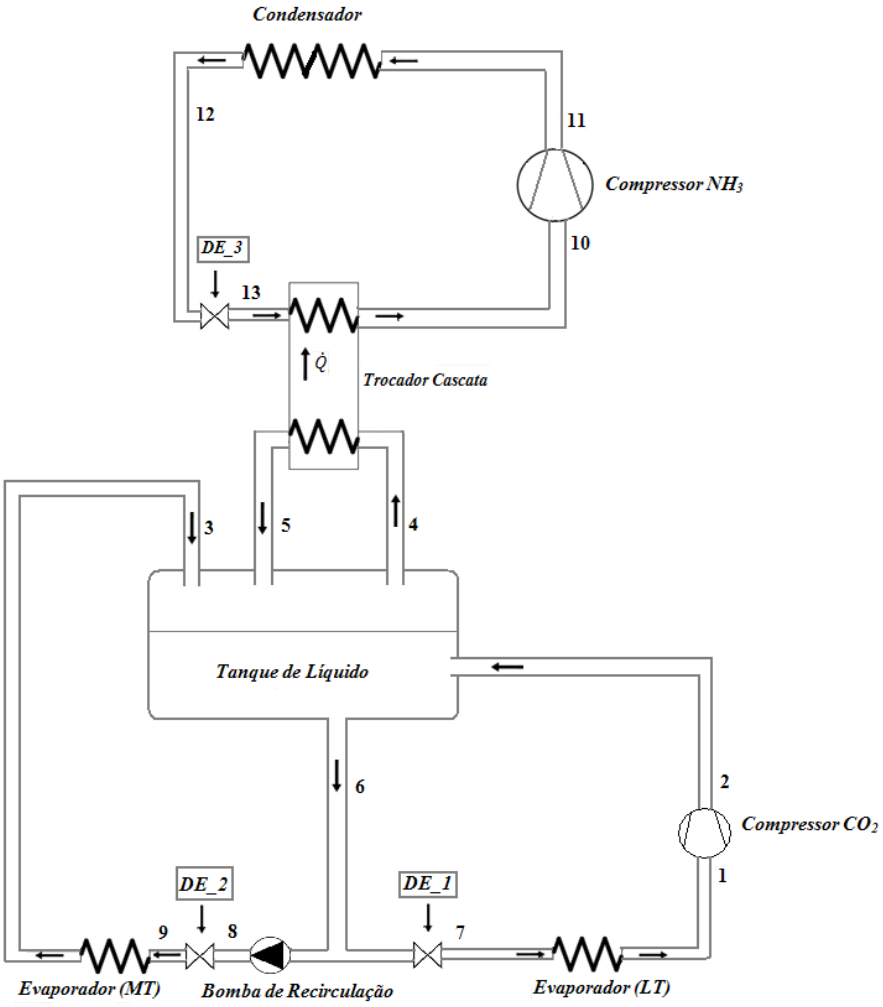


Figura 4.10 - Sistema cascata analisado utilizando CO_2/NH_3. (Samer Sawalha, 2008)

Para o compressor de NH_3, as duas correlações mostradas nas equações 4.29 e 4.30, por Sawalha, 2008; foram usadas para encontrar a eficiência volumétrica e a eficiência isentrópica de um compressor alternativo de amônia.

$$\eta_{v,NH_3=1,02\ \exp\ (-0,063\ \frac{P_{11}}{P_{10}})} \quad 4.29$$

onde $\frac{P_{11}}{P_{10}}$ é a relação de pressão, entre as pressões de descarga e sucção do compressor.

$$\frac{\eta_{v,NH_3}}{\eta_{is,NH_3}} = \exp\ (-1,69\frac{T_{abs,11}}{T_{abs,10}} + 1,97) \quad 4.30$$

$\frac{T_{abs,11}}{T_{abs,10}}$ é a razão das temperaturas absolutas em Kelvin, entre a descarga e sucção do compressor.

Compressor usado no sistema de baixa

O compressor de CO_2 é do tipo *scroll Copeland* com temperaturas de operação entre -37ºC e -8ºC e um deslocamento de 4,1 m^3/h.

Tanque de líquido

O tanque de líquido tem capacidade para conter 180 litros de CO_2 e é equipado com um indicador de nível eletrônico, podendo estar a uma pressão de até 40 bar, o que corresponde a uma temperatura de funcionamento de cerca de 6ºC. Em condições de paralisação do sistema, o tanque de líquido de CO_2 é resfriado através de um circuito com salmoura, através de um pequeno trocador de calor que atua como condensador em cascata no presente caso. Além disso, o sistema está equipado com uma válvula de alívio de segurança que é acionada caso a pressão do sistema ultrapasse 38 bar. Para evitar a liberação da abertura da válvula e a conseqüente perda significativa de massa de refrigerante do sistema, uma válvula de drenagem abre-se, para que ocorra uma liberação periódica de CO_2 a uma pressão menor do que o valor definido para a válvula de alívio, em torno de 35 bar, reduzindo a pressão no sistema. Se o aumento da pressão no sistema for superior à taxa da válvula de drenagem, a válvula de alívio se abrirá logo em seguida.

Compressor usado no sistema de alta

A unidade do sistema de alta com NH_3 usa um compressor alternativo Bock com um deslocamento de 40,5 m^3/h. A capacidade do mesmo pode ser reduzida em até 50%, através de controle de capacidade mecânico por meio de anulação de cilindros envolvidos no processo de compressão. Além de poder controlar a capacidade através de controle mecânico, este compressor também utiliza inversor de freqüência. Um inversor de freqüência também é usado com o compressor de CO_2.

Trocador Cascata

O condensador em cascata é um trocador de placas especialmente selecionado para lidar com a diferença de pressão que existe entre o CO_2 e a NH_3. Sob as condições de projeto, quando o CO_2 se condensa a -8°C, a pressão é de 28 bar, enquanto a NH_3 terá uma pressão de cerca de 2,7 bar a -12^0C.

Comparação dos resultados

No sistema foi fornecida uma carga de 11,4 kW nos evaporadores de média a temperatura de evaporação de -8^0C e 5,5kW nos evaporadores de baixa a temperatura de evaporação de -34^0C, com temperatura de condensação no sistema de alta variando de 20 a 30^0C. A eficiência isentrópica do compressor de CO_2 foi considerada como 0,64; esta fornecida pelo fabricante e a eficiência do compressor de amônia com eficiência isentrópica através da equação 4.37. O consumo da bomba de recirculação de CO_2 utilizada fornece uma potência de 0,85 kW.

4.2.2 - Modelagem do sistema de Samer Sawalha, 2008.

Este sistema utiliza o dióxido de carbono como fluido refrigerante, tanto para o evaporador de baixa temperatura com expansão seca, quanto para o evaporador de média temperatura com recirculação de líquido. Para a modelagem foram utilizados os conceitos e equações do item 4.1, com acréscimo do balanço do tanque de líquido, mostrado abaixo.

Balanço no tanque de líquido

De acordo com a figura 4.10, o vapor saturado sai do tanque de líquido de CO_2 no estado 4, entra no condensador cascata e sai no estado 5 como líquido saturado para entrar no tanque de líquido. O estado 2 é provindo da saída do compressor como vapor superaquecido e descarregado na parte de líquido do tanque, para resfriar este vapor. O estado 3 está como vapor saturado vindo dos evaporadores de média temperatura (MT), entrando no tanque de líquido. O estado 6 encontra-se no estado líquido saindo do tanque e entrando na bomba de recirculação de CO_2, alimentando a entrada do dispositivo de expansão do evaporador de baixa temperatura (LT), segundo mostrado pela figura 4.11. As equações 4.31 a 4.35 mostram os balanços de energia e massa no tanque de líquido de CO_2.

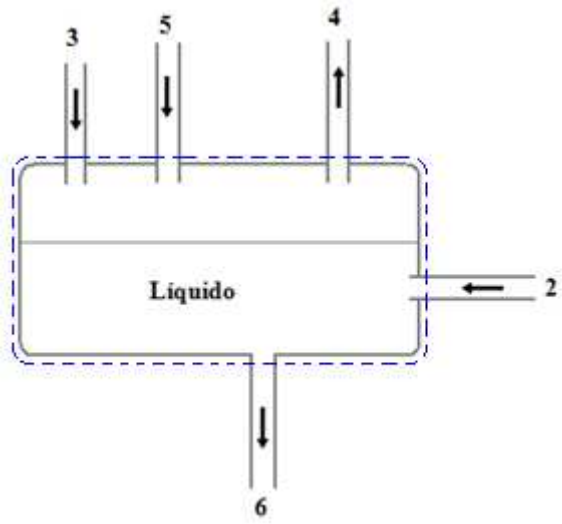


Figura 4.11 – Esquema representativo do tanque de líquido de CO_2.

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_2 h_2 \quad 4.31$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad 4.32$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{compressor\ de\ CO_2} \quad 4.33$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{bomba\ de\ CO_2} \quad 4.34$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_6 \quad 4.35$$

Os principais balanços de energia e massa desse sistema são fornecidos pela tabela 4.1.

Tabela 4.1 – **Balanço nos componentes do sistema analisado por Samer Sawalha, 2008.**

Componentes	**Balanço**
Evap (LT)	$\dot{Q}_{evap_LT} = (h_1 - h_7)\,\dot{m}_{compressor\ de\ CO_2}$
Evap (MT)	$\dot{Q}_{evap_MT} = (h_3 - h_9)\,\dot{m}_{bomba\ de\ CO_2}$
Condensador	$\dot{Q}_{cond.} = \dot{m}_{HT}(h_{12} - h_{11})$
Trocador Cascata	$(h_{10} - h_{13})\dot{m}_{HT} = (h_5 - h_4)\dot{m}_{cond._cascata}$
DE_1	$h_7 = h_6$
DE_2	$h_9 = h_8$
DE_3	$h_{13} = h_{12}$
Compressor_LT	$\dot{W}_{comp_LT} = (h_1 - h_2)\,\dot{m}_{compressor\ de\ CO_2}/\eta_{elet_LT}$
Compressor_HT	$\dot{W}_{comp_HT} = (h_{1o} - h_{11})\,\dot{m}_{HT}/\eta_{elet_HT}$

Como os dispositivos de expansão não envolvem entrada ou saída de potência no sistema de compressão a vapor, o fornecimento de potência líquida é igual à potência do

compressor. Portanto, o coeficiente de desempenho (COP) do sistema de refrigeração por compressão de vapor pode ser obtido por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap_LT} + \dot{Q}_{evap_MT}}{\dot{W}_{comp_LT} + \dot{W}_{comp_HT} + \dot{W}_{bomba_recirculação}} \quad 4.36$$

4.2.3 - Sistemas de Refrigeração de Supermercados do laboratório da Bitzer Compressores, Brasil.

Na modelagem foram considerados três sistemas com capacidades frigoríficas semelhantes, porém, apesar de citar um comparativo entre o fluido refrigerante dióxido de carbono, HCFC-22 e o HFC-404A, é possível observar que além dos sistemas utilizarem fluidos refrigerantes distintos, a concepção de projeto também é diferenciada.

Descrição do Laboratório da Bitzer Compressores

Este estudo utilizou dados de projeto dos *racks* instalados no laboratório da Bitzer Compressores em Cotia - São Paulo, com o apoio do Supervisor da Engenharia de Aplicação da Bitzer, Engº Alessandro Silva. Este laboratório possui várias opções de operação, como pode ser visualizado abaixo.

Compressores

Os compressores de cada *rack* (figura 4.12) possuem a opção de operação com inversor de freqüência e também com controle de capacidade de cabeçote (exceto para o compressor modelo 4TCS-8.2 com R-22 aplicado em baixa temperatura com CIC e também para o compressor de CO_2 modelo 2KC-3.2K que possui apenas um cabeçote; o que impossibilita para ambos os compressores a aplicação do controle de capacidade de cabeçote). A aplicação dos compressores com variadores de freqüência varia de 30 a 70hz (Silva, 2009).

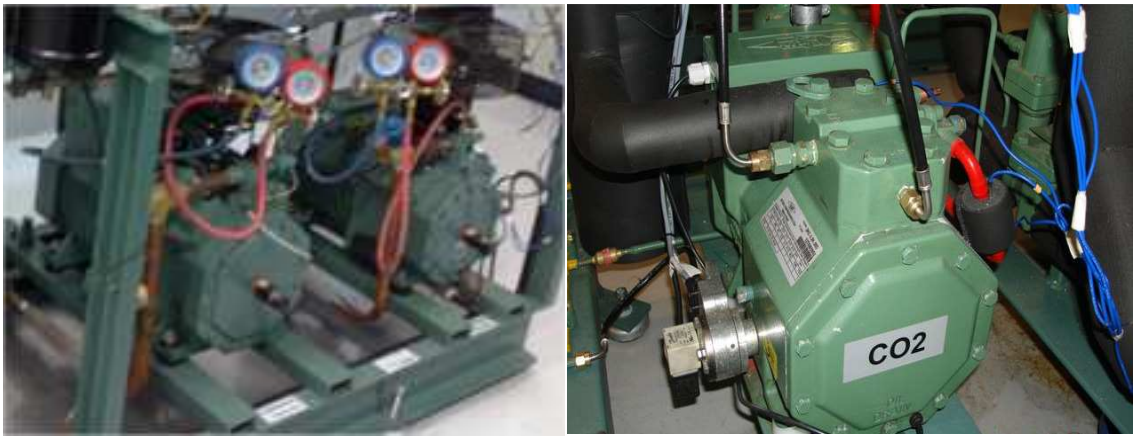


Figura 4.12 - Compressores de R-404A a esquerda e compressor de CO_2 à direita (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP).

Condensadores

Segundo mostra a figura 4.13, cada rack possui a opção de operação com condensadores resfriados a ar ou a água (inclusive o estágio de alta do *rack* de CO_2 subcrítico). Os ventiladores dos condensadores resfriados a ar também possuem opção de operação com variadores de freqüência e controle ligado/desligado através de pressostatos para controlar a temperatura de condensação. Os condensadores resfriados a água são do *tipo Shell-and-tube* (casco e tubo) e trabalham em conjunto com uma torre de resfriamento a água (Silva, 2009).

Figura 4.13 – Condensadores disponíveis no laboratório da Bitzer Compressores em Cotia, SP (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP).

Evaporadores

Os evaporadores dos racks com R-404A e R-22, utilizados nas câmaras são de expansão direta possuem opção de operação com válvulas de expansão termostática e válvulas de expansão eletrônica (figuras 4.14 e 4.15). Os dois evaporadores de resfriados de CO_2 trabalham com re-circulação de líquido e utilizam somente válvulas de expansão manual para controlar a vazão do refrigerante (Silva, 2009).

Figura 4.14 - Dispositivos de expansão em paralelo (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP).

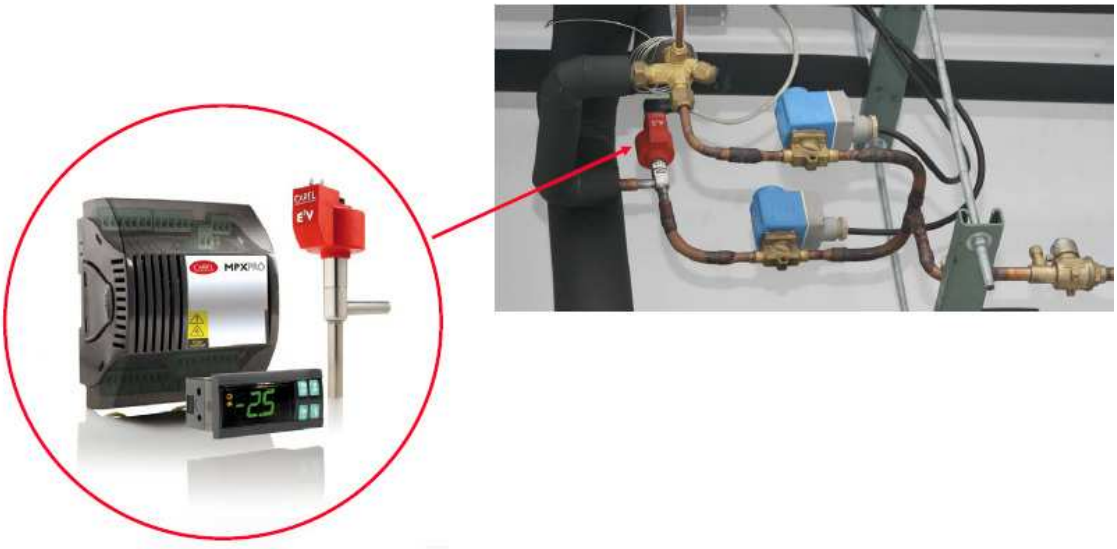


Figura 4.15 - Detalhe da válvula de expansão eletrônica (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP).

Todas as atividades de operação dos equipamentos frigoríficos são controladas e monitoradas através dos gerenciadores eletrônicos instalados em cada *rack*. Além disso, existe um sistema supervisório instalado de alta precisão e confiabilidade, onde o mesmo controla todo o sistema frigorífico. Este sistema de supervisão permite acesso a todos os controladores e variáveis do sistema e também possuem acesso remoto via LAN ou Internet; realiza envio de alarmes via fax ou SMS e possui histórico gráfico de todas as variáveis do sistema.

Descrição dos *Racks* utilizando R-404A e R-22

Ambos os *racks* de refrigeração (figuras 4.16 e 4.17) trabalham com dois compressores alternativos semi-herméticos, sendo para o *rack* de R-22 (modelo Octagon 4CC-9.2 para média temperatura e para 4TCS-8.2 para baixa temperatura) e no *rack* de R-404A (modelo Octagon 4CC-9.2Y para média temperatura e para 4TCS-8.2Y para baixa temperatura) em aplicações paralelas. Cada *rack* tem uma descarga única, mas a linha de sucção é dividida em MT (média temperatura) e LT (baixa temperatura).

Quando o fluido é descarregado no coletor de descarga, o mesmo é enviado para um separador de óleo único; o tubo de retorno do óleo entra em um receptor de óleo empurrando o mesmo para os reguladores de óleo que são montados nos coletores do compressor. A linha de descarga vai para o condensador e depois vai para um tanque de líquido vertical. Saindo do tanque de líquido e sendo distribuído para os evaporadores. Com condições de funcionamento de -30º C na aplicação com baixa temperatura (LT), -10º C na aplicação com média temperatura (MT) e 40º C para a temperatura de condensação (Silva, 2009).

Figura 4.16 - Rack utilizando R22 (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP).

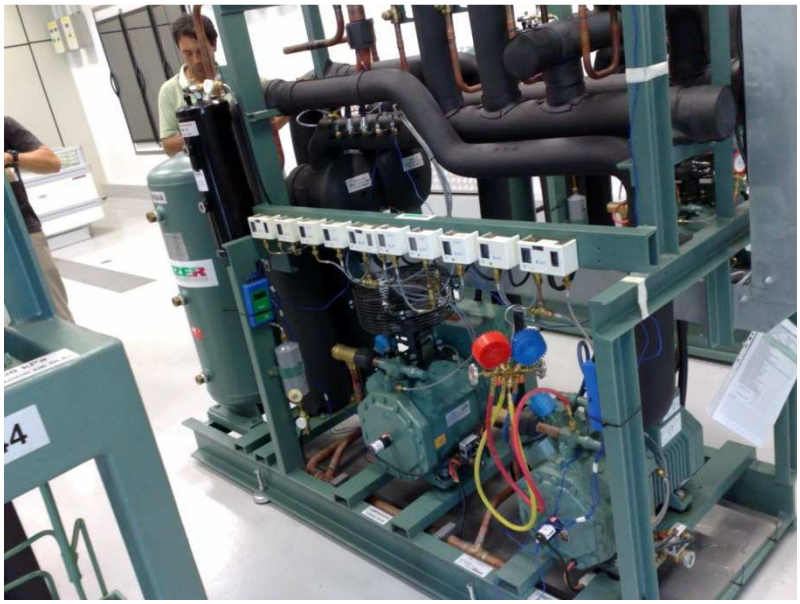


Figura 4.17 - *Rack* R404a (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP)

Esses sistemas utilizando o R-22 e o R-404A possuem condensador único. Sua análise é feita a seguir.

Sistema com condensador único

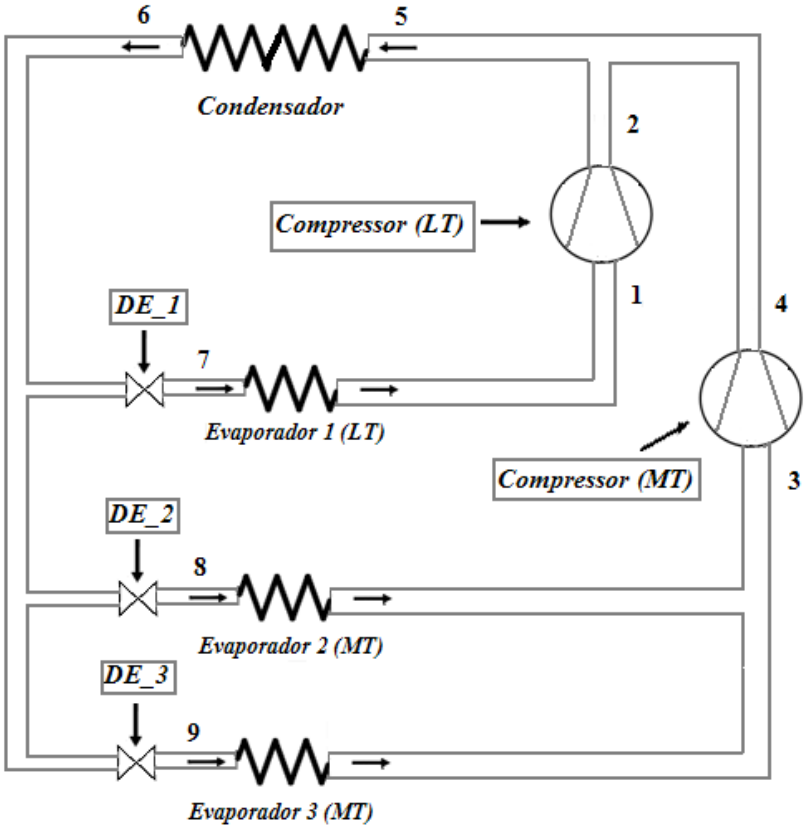


Figura 4.18 – Esquema representativo do sistema de refrigeração utilizando condensador único.

Para as modelagens matemática e numérica desse sistema foram utilizados os conceitos e equações do item 4.1, com acréscimo do balanço do tanque de líquido, mostrado abaixo, através das equações 4.37 a 4.41. As equações são fornecidas pela tabela 4.2.

O fluxo mássico do compressor de média temperatura, tanto utilizando o R-22 ou o R-404A como fluido refrigerante, foi obtido através de um polinômio, cujas constantes encontram-se no software de seleção de compressores da Bitzer Compressores (Bitzer software 5.2), que utiliza as temperaturas de evaporação, condensação e tipo de fluido refrigerante empregado.

$$\dot{m}_{MT} = fluxo\ mássico\ do\ compressor\ de\ média\ temperatura \tag{4.37}$$

$$\dot{m}_{LT} = fluxo\ mássico\ do\ compressor\ de\ baixa\ temperatura \tag{4.38}$$

Considerando que os evaporadores 2 e 3 são iguais e estão submetidos às mesmas condições de operação como mesma perda de carga e mesma capacidade frigorífica, tem-se:

$$\dot{m}_{evap2} = \frac{\dot{m}_{MT}}{2} \tag{4.39}$$

$$\dot{m}_{evap2} = \dot{m}_{evap3} \quad 4.40$$

$$\dot{m}_{cond.} = \dot{m}_{LT} + \dot{m}_{MT} \quad 4.41$$

A equação 4.43, mostra como foi encontrada a entalpia no estado 5.

$$P_5 = P_4 = P_2 \quad 4.42$$

$$h_5\,(\dot{m}_{LT} + \dot{m}_{MT}) = h_2\,\dot{m}_{LT} + h_4\,\dot{m}_{MT} \quad 4.43$$

Tabela 4.2 - **Balanço de energia nos componentes do sistema com condensador único para R-22 e R-404A.**

Componentes	**Balanço**
Evap_1 (LT)	$\dot{Q}_{evap1} = (h_1 - h_7)\,\dot{m}_{LT}$
Evap_2 (MT)	$\dot{Q}_{evap2} = (h_3 - h_8)\,\dot{m}_{evap2}$
Evap_3 (MT)	$\dot{Q}_{evap3} = (h_3 - h_9)\,\dot{m}_{evap3}$
Condensador	$\dot{Q}_{cond.} = \dot{m}_{cond.}(h_6 - h_5)$
DE_1	$h_7 = h_6$
DE_2	$h_8 = h_6$
DE_3	$h_9 = h_6$
Compressor_LT	$\dot{W}_{comp_LT} = (h_1 - h_2)\,\dot{m}_{LT}/\eta_{elet_LT}$
Compressor_MT	$\dot{W}_{comp_MT} = (h_3 - h_4)\,\dot{m}_{MT}/\eta_{elet_MT}$

Como os dispositivos de expansão não envolvem entrada ou saída de potência no sistema de compressão a vapor, o fornecimento de potência líquida é igual à potência do compressor. Portanto o coeficiente de desempenho (COP) do sistema de refrigeração por compressão de vapor pode ser obtido pela equação 4.44:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap1} + \dot{Q}_{evap2} + \dot{Q}_{evap3}}{\dot{W}_{comp_LT} + \dot{W}_{comp_MT}} \quad 4.44$$

Descrição do Rack utilizando CO_2/R-404A em condição subcrítica

O rack utilizando CO_2/R-404A trabalha com dois compressores alternativos semi-herméticos, sendo um no sistema de baixa com R-744 (modelo 2KC-3.2K) e outro no sistema de alta (modelo Octagon 4CC-9.2Y). O compressor do sistema de baixa está conectado ao evaporador de baixa temperatura e a uma bomba de circulação de CO_2, a qual é responsável pelo bombeamento do fluido através dos evaporadores de média temperatura. A figura 4.19 mostra as dimensões reduzidas do *rack* de CO_2.

Figura 4.19 - *Rack* CO_2 (Fonte: Foto do próprio autor no laboratório da Bitzer em Cotia-SP)

Podem-se observar na figura 4.20, as dimensões reduzidas do trocador de calor (evaporador) que utiliza o CO_2 como fluido refrigerante.

Figura 4.20 - Evaporadores utilizados (Fonte : www.bitzer.com.br)

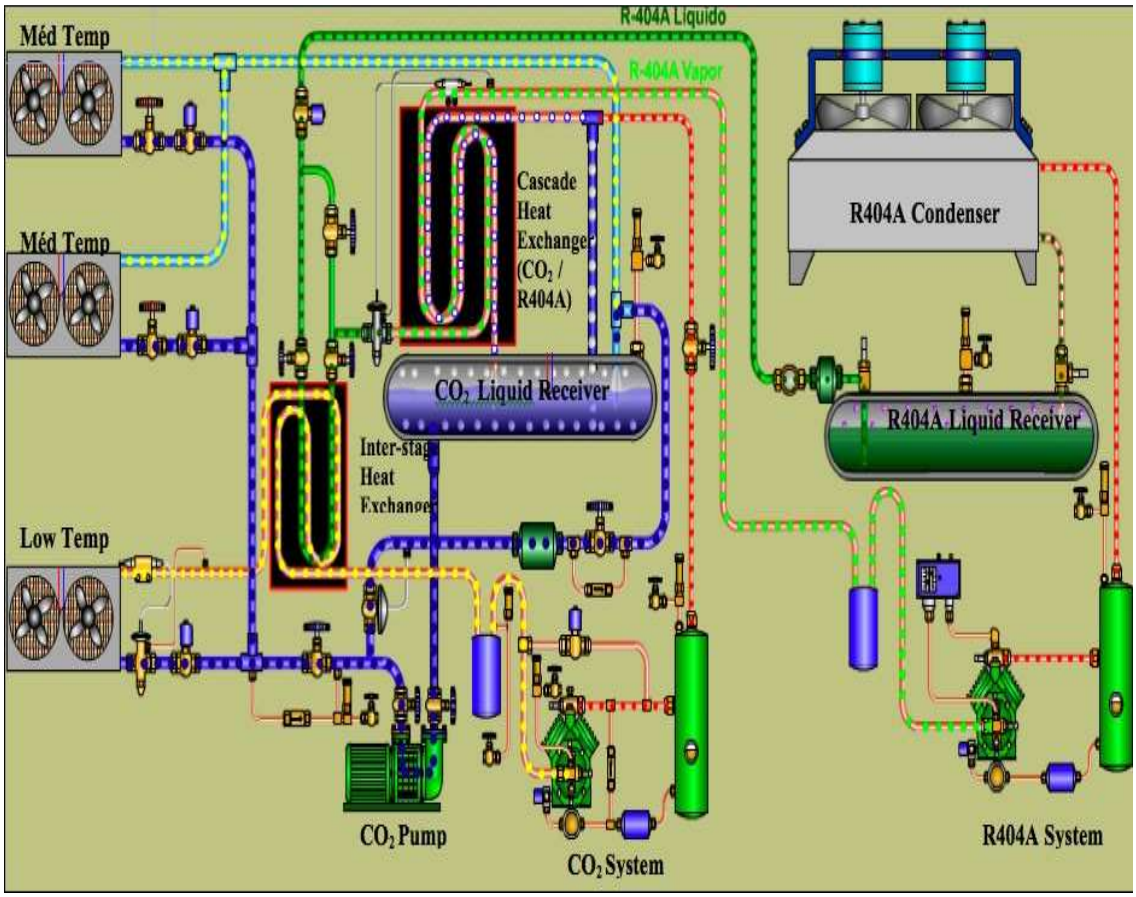


Figura 4.21 - Esquema do sistema de CO_2 subcrítico instalado no laboratório da Bitzer em SP. (Fonte: Bitzer Compressores)

A figura 4.22 mostra um diagrama esquemático do sistema em cascata CO_2/R-404A. De acordo com esta figura, os evaporadores de média temperatura são alimentados com líquido recirculado por uma bomba, a -5º C, enquanto os evaporadores de baixa temperatura são alimentados através da linha de líquido com válvula de expansão com temperatura de evaporação de -30ºC, através de um compressor alternativo semi-hermético.

No sistema em cascata com R-404A/CO_2, o CO_2 e o R-404A estão em dois circuitos separados. Estes dois circuitos estão em contato térmico através de um trocador de calor cascata, onde eles trocam calor entre si, sem misturar os dois refrigerantes. O trocador de calor cascata serve como um condensador para o sistema de CO_2 e como um evaporador para o sistema que utiliza o R-404A. O CO_2 é utilizado como líquido bombeado para os evaporadores MT e expansão direta para o evaporador LT (Silva, 2009).

Considerando que os evaporadores de média temperatura são iguais, possuem a mesma perda de carga e estão submetidos às mesmas condições de operação, tem-se:

$$\dot{m}_{evap2_MT} = \frac{\dot{m}_{bomba_recirculação}}{2} \qquad 4.45$$

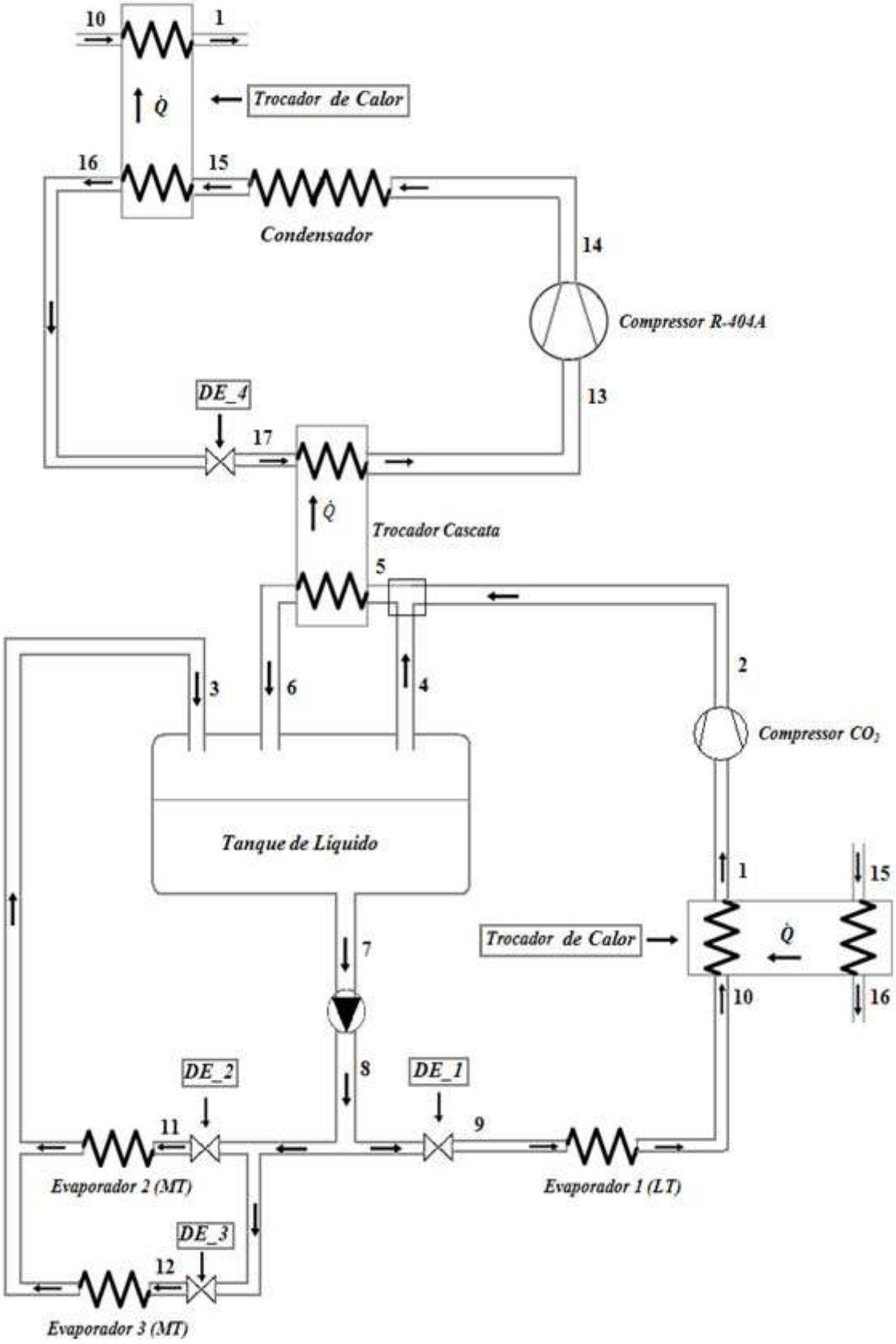


Figura 4.22 – Esquema representativo do sistema cascata CO_2/R-404A do laboratório da Bitzer Compressores.

Para a modelagem matemática foram utilizados os conceitos e equações do item 4.1, com acrescimento do balanço do tanque de líquido, mostrado abaixo.

Balanço no tanque de líquido

De acordo com a figura 4.22, o vapor saturado sai do tanque de líquido de CO_2 encontrando o vapor superaquecido no estado 2 do compressor de CO_2, diminuindo a temperatura do estado 2, logo em seguida o fluido agora considerado como estado 5 entra no condensador cascata e sai no estado 6, como líquido saturado e entrando no tanque de líquido. No estado 3 o fluido encontra-se como mistura de líquido e vapor vindo dos evaporadores de média temperatura (MT) e entrando no tanque de líquido. Em 7 o fluido encontra-se no estado líquido saindo do tanque e entrando na bomba de recirculação de CO_2, alimentando os evaporadores de média temperatura (MT). A figura 4.23, mostra os fluxos no tanque de líquido para realização dos balanços.

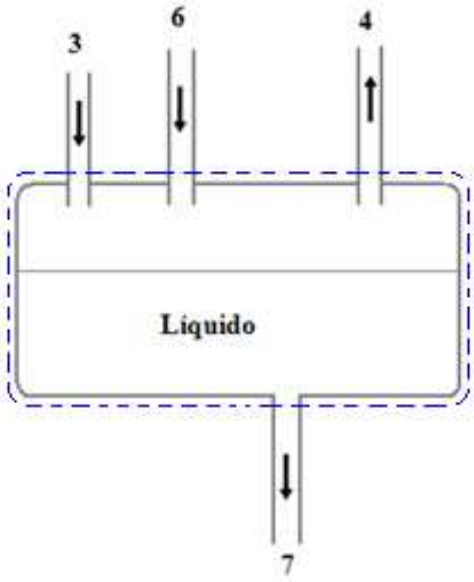


Figura 4.23 – Esquema representativo do tanque de líquido de CO_2.

As equações 4.46 a 4.50 mostram o balanço de energia e massa para o tanque de líquido.

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_6 h_6 \quad 4.46$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad 4.47$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{comp_LT} \quad 4.48$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{bomba\ de\ CO_2} \quad 4.49$$

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_7 = \dot{m}_3 + \dot{m}_6 \quad 4.50$$

Balanço do estado 5

A figura 4.24 mostra o esquema da junção para entrada do fluido no trocador cascata (detalhe da figura 4.22), cujo balanço de energia é dado pela equação 4.51. A tabela 4.3 mostra o balanço de energia para os componentes do sistema cascata CO_2/R-404A, mostrado pela figura 4.22.

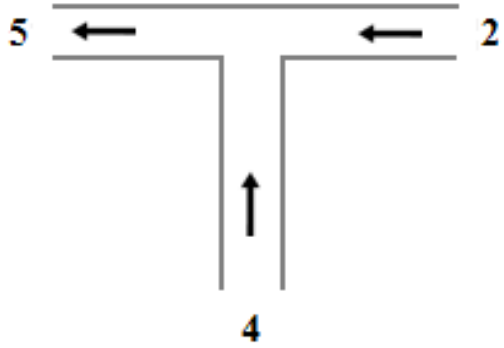


Figura 4.24 – Esquema representativo do balanço no estado 5.

$$h_5\dot{m}_5 = h_2\dot{m}_2 + h_4\dot{m}_4 \qquad 4.51$$

Tabela 4.3 - Balanço de energia nos componentes do sistema cascata CO_2/R-404A.

Componentes	Balanço
Evap_1 (LT)	$\dot{Q}_{evap1_LT} = (h_{10} - h_9)\dot{m}_{comp_LT}$
Evap_2 (MT)	$\dot{Q}_{evap2_MT} = (h_3 - h_{11})\,\dot{m}_{evap2_MT}$
Evap_3 (MT)	$\dot{Q}_{evap3_MT} = (h_3 - h_{12})\,\dot{m}_{evap3_MT}$
Condensador	$\dot{Q}_{cond.} = \dot{m}_{HT}(h_{15} - h_{14})$
Trocador Cascata	$(h_{13} - h_{17})\dot{m}_{HT} = (h_5 - h_6)\dot{m}_{cond._cascata}$
Trocador de Calor	$(h_{16} - h_{15})\,\dot{m}_{evap3_MT} = (h_1 - h_{10})\,\dot{m}_{evap1_LT}$
DE_1	$h_9 = h_8$
DE_2	$h_{11} = h_8$
DE_3	$h_{12} = h_8$
DE_4	$\dot{E}_{d,DE_4} = \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{17}$
Compressor_LT	$\dot{W}_{comp_LT} = (h_1 - h_2)\,\dot{m}_{LT}/\eta_{elet_LT}$
Compressor_HT	$\dot{W}_{comp_HT} = (h_{13} - h_{14})\,\dot{m}_{HT}/\eta_{elet_HT}$

4.2.4 - Modelagem do sistema do supermercado Verdemar em MG/Brasil

O projeto mostra que os compressores utilizados foram todos da empresa Bitzer Compressores. Dos três utilizando CO_2, dois são do modelo 2GHC-2K e um do modelo 2FHC-3K. Em cada sistema de alta, dos três compressores utilizando R-134a, dois são do modelo 6H-25.2Y e um é do modelo 4G-20.2Y. Cada bomba de circulação do propileno glicol é da marca KSB e modelo 50-313F, potência de 15 CV e rotor de 291 mm de diâmetro. As temperaturas consideradas foram a de evaporação no sistema de baixa temperatura sendo de -33^0C, já no trocador de média uma temperatura de -2^0C. A figura 4.25 mostra o rack de refrigeração instalado pela Plotter & Racks no supermercado Verdemar, MG/Brasil.

Figura 4.25 - Rack instalado pela Plotter & Racks no supermercado Verdemar (Fonte: Foto do próprio autor)

A figura 4.26 mostra o esquema representativo do sistema cascata instalado no Supermercado Verdemar em Minas Gerais/ Brasil.

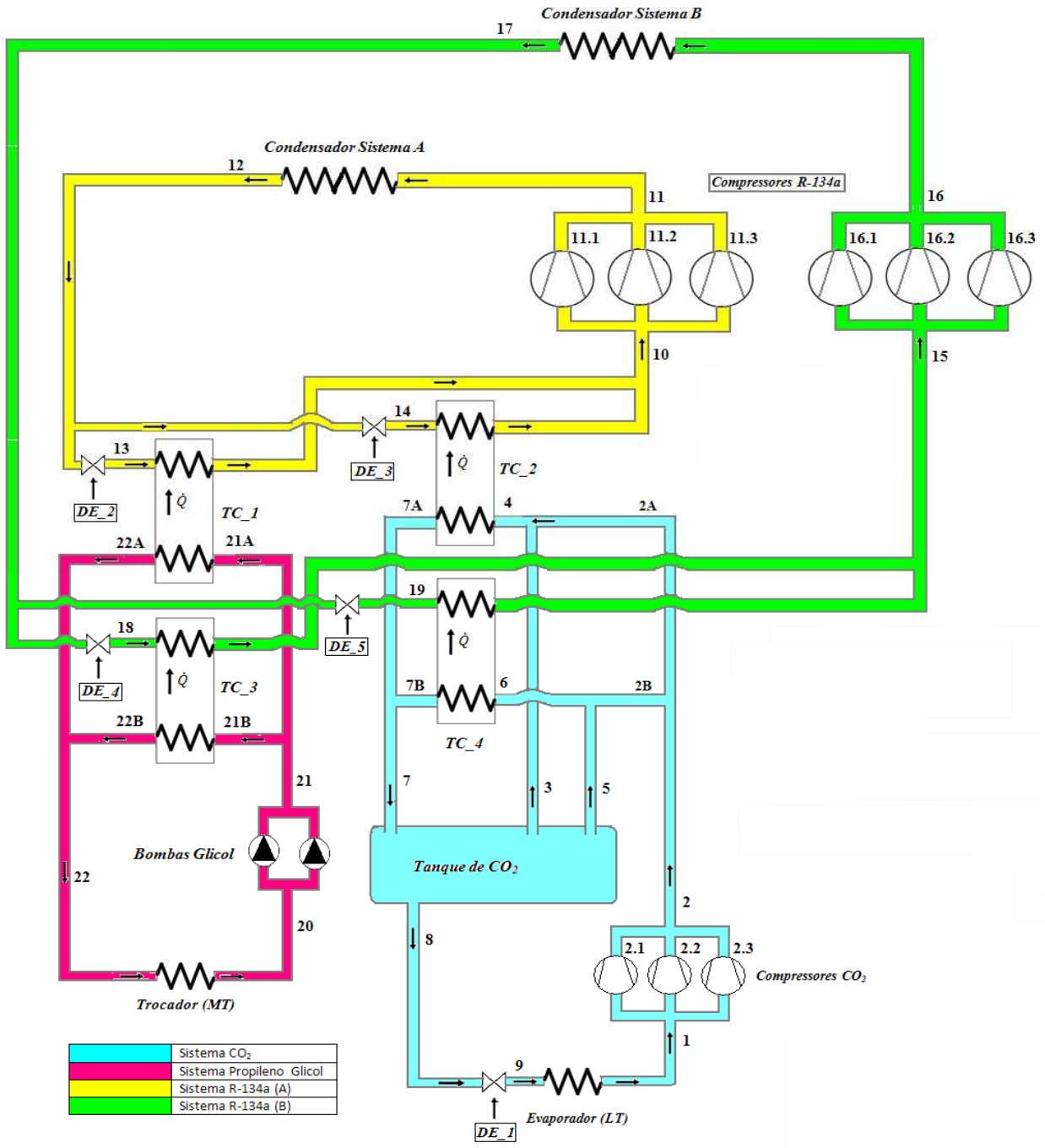


Figura 4.26 – Esquema representativo do sistema cascata instalado no Supermercado Verdemar em Minas Gerais/Brasil.

Para a modelagem foram utilizados os conceitos e equações do item 4.1, com acréscimo do balanço do tanque de líquido, mostrado abaixo, e as propriedades do Propileno Glicol são mostradas no anexo A2.

Balanço no tanque de líquido

De acordo com a figura 4.26 e em detalhe na figura 4.27, o vapor saturado no estado 3 e 5 sai do tanque de líquido de CO_2 encontrando o vapor superaquecido no estado 2, provindo

do compressor de CO_2, diminuindo a temperatura do estado 2. Logo em seguida, o fluido agora considerado como estado 4 e 6 entra nos condensadores cascata e sai no estado 7, como líquido saturado entrando no tanque.

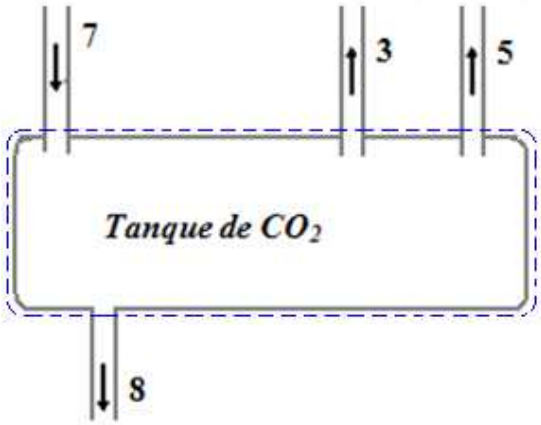


Figura 4.27 – Esquema representativo do tanque de líquido de CO_2.

As equações 4.52 a 4.55 mostram o balanço de energia e de massa no tanque de líquido.

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 \quad 4.52$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 + \dot{m}_8 \quad 4.53$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{comp_LT} \quad 4.54$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_2 \quad 4.55$$

Supondo que as perdas de carga sejam iguais e os trocadores cascata 2 e 4 estejam nas mesmas condições de operação, o balanço de massa indica, segundo a equação 4.56, que:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 \quad 4.56$$

É conveniente lembrar que os balanços de energia e massa abaixo se referem ao esquema mostrado na figura 4.26 e são fornecidos pelas equações 4.57 a 4.64.

Balanço do estado 4

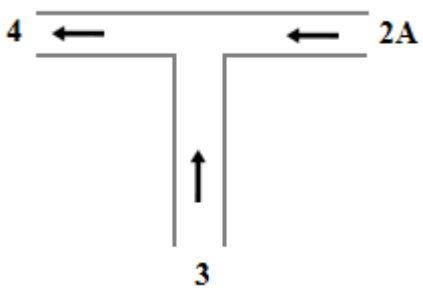


Figura 4.28 – Esquema representativo do balanço no estado 4.

$$h_4\dot{m}_4 = h_{2A}\dot{m}_{2A} + h_3\dot{m}_3 \quad (4.57)$$

Balanço do estado 6

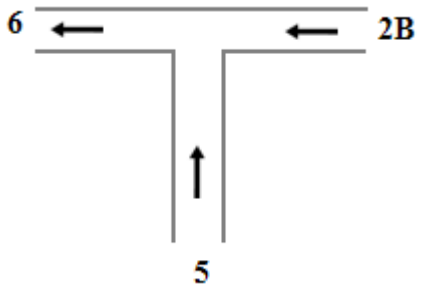


Figura 4.29 – Esquema representativo do balanço no estado 6.

$$h_6\dot{m}_6 = h_{2B}\dot{m}_{2B} + h_5\dot{m}_5 \quad (4.58)$$

Balanço compressores de baixa

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{comp_LT_Total} \quad (4.59)$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_{comp_LT_1} h_{2.1} + \dot{m}_{comp_LT_2} h_{2.2} + \dot{m}_{comp_LT_3} h_{2.3} \quad (4.60)$$

Balanço compressores de baixa sistema A

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (4.61)$$

$$\dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{comp_HT_1A} h_{11.1} + \dot{m}_{comp_HT_2A} h_{11.2} + \dot{m}_{comp_HT_3A} h_{11.3} \quad (4.62)$$

Balanço compressores de baixa sistema B

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (4.63)$$

$$\dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{comp_HT_1B} h_{16.1} + \dot{m}_{comp_HT_2B} h_{16.2} + \dot{m}_{comp_HT_3B} h_{16.3} \quad (4.64)$$

A tabela 4.4 resume o balanço de energia nos componentes do sistema cascata do Supermercado Verdemar, usando o esquema mostrado pela figura 4.26.

Tabela 4.4 - Balanço de energia nos componentes do sistema cascata Verdemar.	
Componentes	**Balanço**
Evap (LT)	$\dot{Q}_{evap_LT} = (h_1 - h_9)\,\dot{m}_{LT}$
Trocador (MT)	$\dot{Q}_{Trocador_resfriados} = (h_{20} - h_{22})\,\dot{m}_{bomba_circulação}$
Condensador_A	$\dot{Q}_{cond._A} = \dot{m}_{HT_A}(h_{12} - h_{11})$
Condensador_B	$\dot{Q}_{cond._B} = \dot{m}_{HT_B}(h_{17} - h_{16})$
Trocador Cascata_1	$(h_{10} - h_{13})\dot{m}_{HT_evap_3} = (h_{22} - h_{21})\dot{m}_{_bomba_Prop.Glicol_TC_1}$
Trocador Cascata_2	$(h_{10} - h_{14})\dot{m}_{HT_evap_4} = (h_7 - h_4)\dot{m}_4$
Trocador Cascata_3	$(h_{10} - h_{13})\dot{m}_{HT_evap_5} = (h_{22} - h_{21})\dot{m}_{_bomba_Prop.Glicol_TC_3}$
Trocador Cascata_4	$(h_{15} - h_{19})\dot{m}_{HT_evap_6} = (h_7 - h_6)\dot{m}_6$
DE_1	$h_8 = h_9$
DE_2	$h_{12} = h_{13}$
DE_3	$h_{12} = h_{14}$
DE_4	$h_{17} = h_{18}$
DE_5	$h_{17} = h_{19}$
Compressor_LT (Total)	$\dot{W}_{comp_LT_Total} = \dot{m}_{comp_LT_Total}(h_1 - h_2)/\eta_{elet_LT}$
Compressor_HT_A (Total)	$\dot{W}_{comp_HT_A_Total} = \dot{m}_{comp_HT_A_Total}(h_{10} - h_{11})/\eta_{elet_HT_A}$
Compressor_HT_B (Total)	$\dot{W}_{comp_HT_B_Total} = \dot{m}_{comp_HT_B_Total}(h_{15} - h_{16})/\eta_{elet_HT_B}$
Bomba Propileno Glicol	$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{bomba}(h_{20} - h_{21})/\eta_{elet_bomba}$

Como os dispositivos de expansão não envolvem entrada ou saída de potência no sistema de compressão a vapor, o fornecimento de potência líquida é igual à potência do compressor. Portanto o coeficiente de desempenho (COP) do sistema de refrigeração por compressão de vapor pode ser obtido por:

$$\mathrm{COP} = \frac{\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{evap1_LT}} + \dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{evap2_MT}} + \dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{evap3_MT}}}{\dot{\mathrm{W}}_{\mathrm{comp_LT}} + \dot{\mathrm{W}}_{\mathrm{comp_HT}} + \dot{\mathrm{W}}_{\mathrm{bomba_recirculação}}} \qquad 4.65$$

4.3. Balanço entre o ar e trocadores

As figuras 4.30 e 4.31 mostram o balanço de energia entre o ar e o evaporador e o condensador do sistema, que são traduzidos pelas equações 4.66 a 4.69.

Evaporador

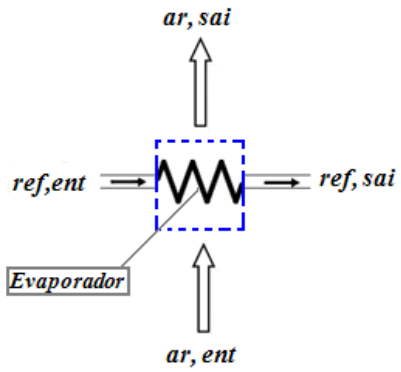


Figura 4.30 – Esquema do volume de controle da troca de calor entre o ar e o evaporador.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{refrigerante_evap}\,(h_{sai,evap} - h_{ent,evap}) \qquad 4.66$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ar_evap}\,cp_{ar_{evap}}(T_{sai,ar_{evap}} - T_{ent,ar_{evap}}) \qquad 4.67$$

Condensador

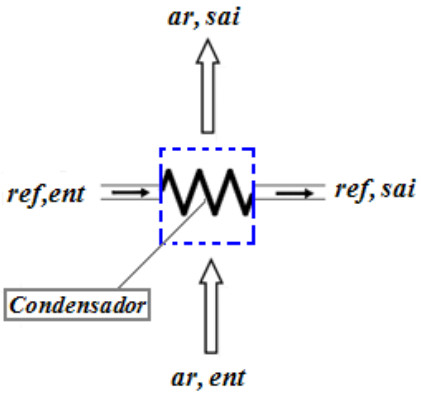


Figura 4.31 – Esquema do volume de controle da troca de calor entre o ar e o condensador.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{refrigerante_cond}\,(h_{sai,cond} - h_{ent,cond}) \qquad 4.68$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ar_cond}\,cp_{ar_{cond}}(T_{sai,ar_{cond}} - T_{ent,ar_{cond}}) \qquad 4.69$$

4.4 - Análise Exergética

A análise exergética de um sistema termodinâmico consiste, fundamentalmente, na identificação e quantificação das irreversibilidades do mesmo com aplicação das exergias de entrada e de saída, esta análise possibilita exprimir as limitações energéticas de diferentes processos.

O maior trabalho possível ocorre quando um sistema sai do seu estado original e alcança o equilíbrio com o ambiente, geralmente uma atmosfera padrão, ou estado morto T_0, p_0. (Moran e Shapiro, 2006).

A análise de cada componente do sistema em separado indica a distribuição da irreversibilidade total do sistema entre os componentes, apontando quais os que têm a maior contribuição na ineficiência geral do sistema. A avaliação das perdas de exergia dos equipamentos e do sistema como um todo fornece uma medida da ineficiência do processo. Na equação 4.70, tem-se a exergia específica física.

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_o(s - s_0) \tag{4.70}$$

Distribuição da exergia no sistema de Refrigeração por compressão de vapor

Para analisar os componentes do sistema, foram determinadas as exergias de fluxo nos diferentes estados do ciclo. Aplicando a combinação da primeira e segunda lei da termodinâmica, temos:

$$\left(\frac{\partial Ex}{\partial t}\right)_{vc} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \cdot \frac{\partial V}{\partial t}\right) + \sum_{ent} \dot{Ex}_{\text{tot,ent}} - \sum_{sai} \dot{Ex}_{\text{tot,sai}} - \dot{E}_d \tag{4.71}$$

$$\dot{Ex}_{tot} = \dot{m} \cdot ex_{tot} \tag{4.72}$$

Com esta equação é possível determinar a destruição de Exergia ou irreversibilidade em cada componente. Os termos $\left(\frac{\partial Ex}{\partial t}\right)_{vc}$ e $\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j$ da equação 4.71 são nulos; considerando que o processo ocorre em regime permanente e sendo desprezível a troca de calor com o ambiente; porém se considerarmos o compressor como não adiabático o termo $\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j$ deverá ser considerado.

Uma análise detalhada mostra a exergia destruída em cada componente genérico do sistema; obtidas através da aplicação de um balanço de exergia em cada um dos componentes do ciclo, admitindo as mesmas hipóteses simplificadoras aplicadas ao balanço de energia (Kotas, 1995).

Evaporador

O fluxo de exergia destruída no evaporador do sistema pode ser avaliado pela equação 4.73.

$$\dot{E}_{d,evap} = \dot{m}_{ref_evap}\left(ex_{ent,ref_evap} - ex_{sai,ref_evap}\right) + \dot{m}_{ar_{evap}}\left(ex_{ent,ar_{evap}} - ex_{sai,ar_{evap}}\right) \tag{4.73}$$

Condensador

O fluxo de exergia destruída no condensador é avaliado pela equação 4.74.

$$\dot{E}_{d,cond} = \dot{m}_{ref_cond}\left(ex_{ent,ref_cond} - ex_{sai,ref_cond}\right) + \dot{m}_{ar_{cond}}(ex_{ent,ar_{cond}} - ex_{sai,ar_{cond}}) \quad 4.74$$

Compressor

O fluxo de exergia destruída no compressor, desprezando o calor trocado com o meio ambiente, é calculado através da equação 4.75.

$$\dot{E}_{d,comp} = -\dot{W}_{elet} + \dot{m}_{ref}\left(ex_{ent,comp} - ex_{sai,comp}\right) \quad 4.75$$

Dispositivo de Expansão

Para o dispositivo de expansão do ciclo, fluxo de exergia destruída pode ser calculado segundo a equação 4.76.

$$\dot{E}_{d,DE} = \dot{m}_{ref}(ex_{ent,DE} - ex_{sai,DE}) \quad 4.76$$

Trocador Cascata

Para o trocador cascata (figura 4.32), o fluxo de exergia destruída pode ser calculado segundo a equação 4.77.

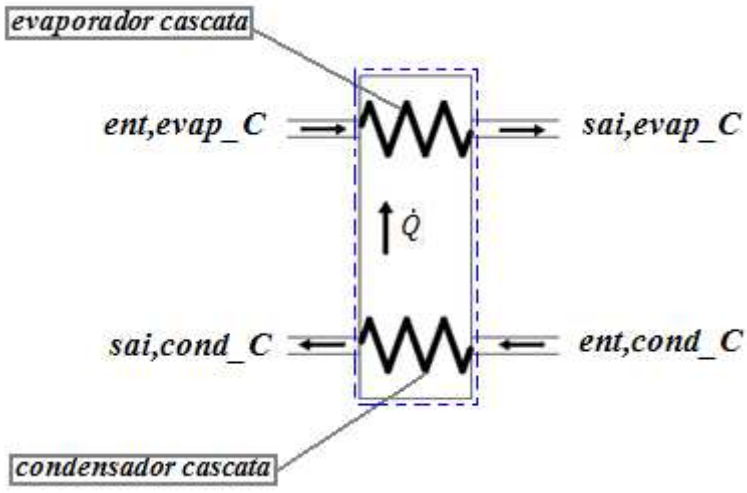


Figura 4.32 – Esquema representativo do trocador cascata (TC).

$$\dot{E}_{d,TC} = \dot{m}_{ref_{LT}}\left(ex_{ent,evap_C} - ex_{sai,evap_C}\right) + \dot{m}_{ref_{HT}}(ex_{ent,cond_C} - ex_{sai,cond_C}) \quad 4.77$$

Trocador de Calor

Para o trocador de calor (figura 4.33), o fluxo de exergia destruída pode ser calculado segundo a equação 4.78.

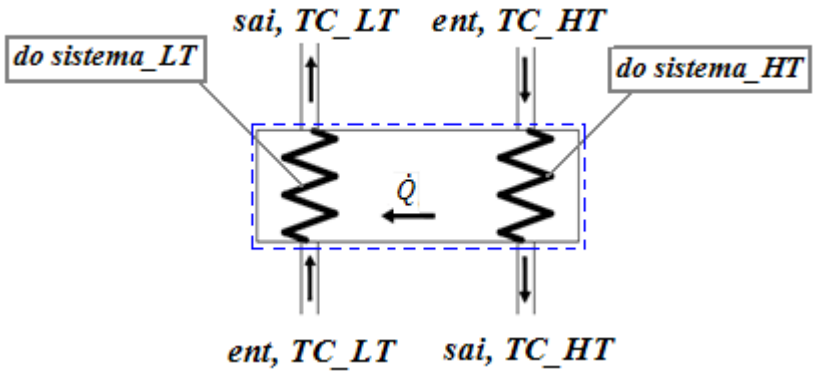


Figura 4.33 – Esquema representativo do Trocador de calor (IC).

$$\dot{E}_{d,IC} = \dot{m}_{ref_LT}(ex_{ent,IC_LT} - ex_{sai,IC_LT}) + \dot{m}_{ref_HT}(ex_{ent,IC_HT} - ex_{sai,IC_HT}) \quad 4.78$$

A perda de eficiência (δ_i) pode ser avaliada para cada componente do sistema, considerando a razão entre o fluxo de exergia destruído em cada componente e o fluxo de exergia necessário para manter o processo, ou seja, o fornecimento de potência elétrica para o compressor (equação 4.79).

$$\delta_i = \frac{\dot{E}_{d,i}}{\dot{W}_{elet}} \quad 4.79$$

A perda de eficiência dos componentes é matematicamente relacionada com o desempenho exergético global de toda a instalação de acordo com a equação 4.80.

$$\eta_{ex} = 1 - \sum_i \delta_i \quad 4.80$$

Considerando que a energia útil nestes sistemas, seja a energia relacionada ao ar que circula pelos evaporadores, o COP exergético do sistema de refrigeração pode ser definido conforme equação 4.81.

$$COP_{ex} = \frac{\Delta Ex_{\text{tot,ar_evaporador}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad 4.81$$

As tabelas 4.5 a 4.8 mostram as exergias destruídas nos sistemas analisados neste trabalho, segundo (Kotas, 1995).

Tabela 4.5 - **Exergia destruída nos componentes do sistema analisado por Samer Sawalha, 2008.**	
Componentes	**Exergia destruída ($\dot{E}_d$)**
Evap (LT)	$\dot{E}_{d,evp(LT)} = (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_1) + (\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15})$
Evap (MT)	$\dot{E}_{d,evap(MT)} = (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_3) + (\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{17})$
Condensador	$\dot{E}_{d,cond} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) + (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19})$
Trocador Cascata	$\dot{E}_{d,TC} = (\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5) + (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{10})$
DE_1	$\dot{E}_{d,DE_1} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7$
DE_2	$\dot{E}_{d,DE_2} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$
DE_3	$\dot{E}_{d,DE_3} = \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}$
Compressor_LT	$\dot{E}_{d,comp_LT} = \dot{W}_{comp_LT} + (\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2)$
Compressor_HT	$\dot{E}_{d,comp_MT} = \dot{W}_{comp_HT} + (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11})$
Bomba de Recirculação CO_2	$\dot{E}_{d,bomba_co2} = \dot{W}_{bomba_CO2} + (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_8)$

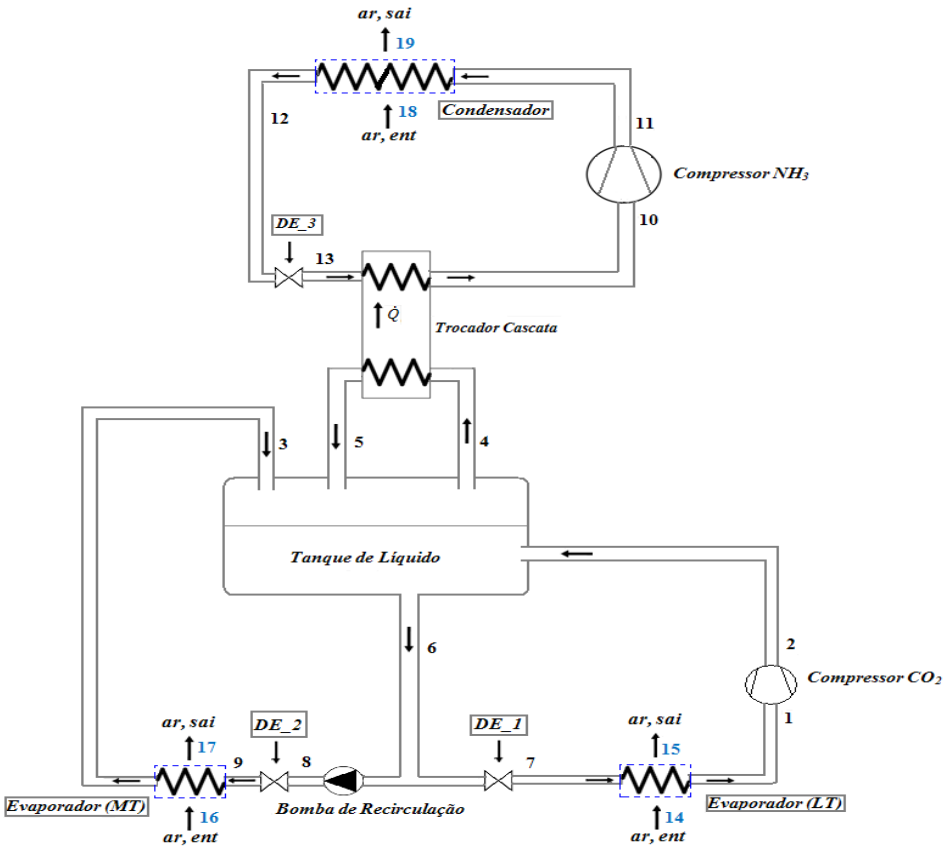


Figura 4.34 - Sistema cascata analisado utilizando CO_2/NH_3. (Samer Sawalha, 2008), com detalhes nos volumes de controle para análise exergética.

Conforme equação 4.82, pode-se definir o COP_{ex} do sistema analisado por Samer Sawalha, 2008, como:

$$COP_{ex} = \frac{(\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}) + (\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{17})}{\dot{W}_{comp_LT} + \dot{W}_{comp_HT} + \dot{W}_{bomba_CO2}} \qquad 4.82$$

Tabela 4.6 - **Exergia destruída nos componentes do sistema com condensador único para o R-22 e R-404A.**	
Componentes	**Exergia destruída ($\dot{E}_d$)**
Evap_1 (LT)	$\dot{E}_{d,evp_1(LT)} = (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_1) + (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11})$
Evap_2 (MT)	$\dot{E}_{d,evap_2(MT)} = (\dot{E}x_8 - \dot{E}x_3) + (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13})$
Evap_3 (MT)	$\dot{E}_{d,evap_3(MT)} = (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_3) + (\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15})$
Condensador	$\dot{E}_{d,cond} = (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6) + (\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{17})$
DE_1	$\dot{E}_{d,DE_1} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7$
DE_2	$\dot{E}_{d,DE_2} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_8$
DE_3	$\dot{E}_{d,DE_3} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_9$
Compressor_LT	$\dot{E}_{d,comp_LT} = \dot{W}_{comp_LT} + (\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2)$
Compressor_MT	$\dot{E}_{d,comp_MT} = \dot{W}_{comp_MT} + (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4)$

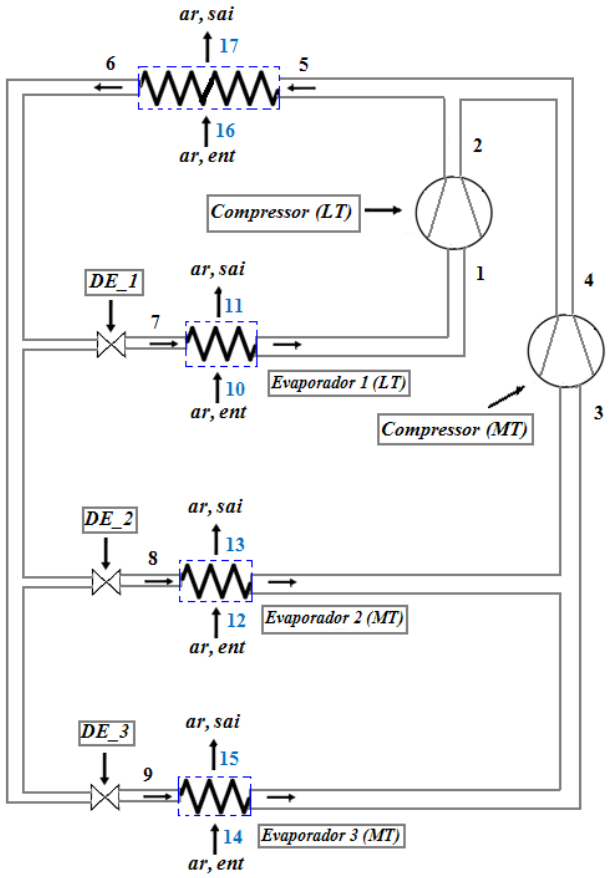


Figura 4.35 - Sistema com condensador único, com detalhes nos volumes de controle para análise exergética.

Conforme equação 4.83, pode-se definir o COP_{ex} do sistema com condensador único para R-22 e R-404A, como:

$$COP_{ex} = \frac{(\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}) + (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}) + (\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15})}{\dot{W}_{comp_LT} + \dot{W}_{comp_MT}} \qquad 4.83$$

Tabela 4.7 - Exergia destruída nos componentes do sistema cascata CO_2/R-404A.	
Componentes	**Exergia destruída ($\dot{E}_d$)**
Evap_1 (LT)	$\dot{E}_{d,evp_1(LT)} = (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}) + (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19})$
Evap_2 (MT)	$\dot{E}_{d,evap_2(MT)} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_3) + (\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21})$
Evap_3 (MT)	$\dot{E}_{d,evap_3(MT)} = (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_3) + (\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23})$
Condensador	$\dot{E}_{d,cond} = (\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}) + (\dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{25})$
Trocador Cascata	$\dot{E}_{d,TC} = (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6) + (\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{13})$
Trocador de Calor	$\dot{E}_{d,TC} = (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_1) + (\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16})$
DE_1	$\dot{E}_{d,DE_1} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$
DE_2	$\dot{E}_{d,DE_2} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_{11}$
DE_3	$\dot{E}_{d,DE_3} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_{12}$
DE_4	$\dot{E}_{d,DE_4} = \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{17}$
Compressor_LT	$\dot{E}_{d,comp_LT} = \dot{W}_{comp_LT} + (\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2)$
Compressor_HT	$\dot{E}_{d,comp_HT} = \dot{W}_{comp_HT} + (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14})$
Bomba de Recirculação CO_2	$\dot{E}_{d,bomba_co2} = \dot{W}_{bomba_CO2} + (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8)$
V.D.P.	$\dot{E}_{d,V.D.P.} = \dot{E}x_{8_desvio_bomba} - \dot{E}x_{3_desvio_bomba}$

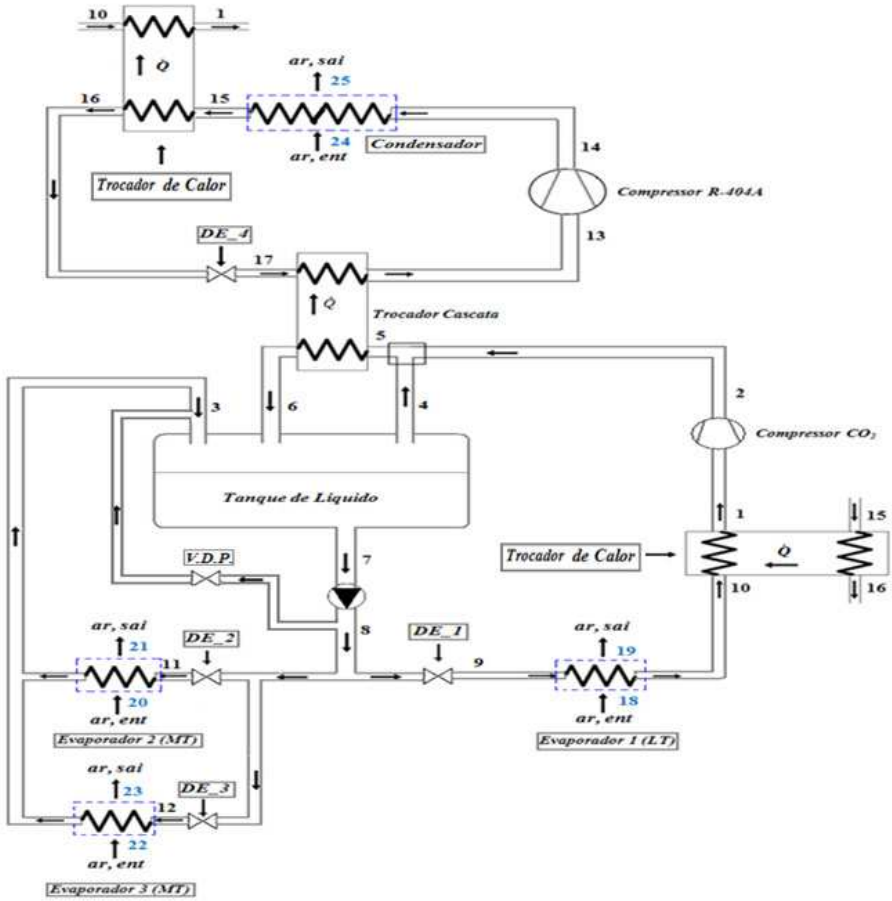


Figura 4.36 - Sistema cascata analisado utilizando CO_2/404A, com detalhes nos volumes de controle para analise exergética.

Conforme equação 4.84, pode-se definir o COP_{ex} do sistema cascata CO_2/R-404A, como:

$$COP_{ex} = \frac{(\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19}) + (\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}) + (\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23})}{\dot{W}_{comp_LT} + \dot{W}_{comp_HT} + \dot{W}_{bomba_CO2}} \qquad 4.84$$

Tabela 4.8 - Exergia destruída nos componentes do sistema cascata Verdemar.

Componentes	Exergia destruída ($\dot{E}_d$)
Evap (LT)	$\dot{E}_{d,evp(LT)} = (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_1) + (\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{24})$
Trocador (MT)	$\dot{E}_{d,Trocador(MT)} = (\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{20}) + (\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{26})$
Condensador_A	$\dot{E}_{d,cond_A} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) + (\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{28})$
Condensador_B	$\dot{E}_{d,cond_B} = (\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{17}) + (\dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{30})$
Trocador Cascata_1	$\dot{E}_{d,TC,1} = (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{10_evap3}) + (\dot{E}x_{21_A} - \dot{E}x_{22_A})$
Trocador Cascata_2	$\dot{E}_{d,TC,2} = (\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{10_evap4}) + (\dot{E}x_{4} - \dot{E}x_{7_A})$
Trocador Cascata_3	$\dot{E}_{d,TC,3} = (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{15_evap5}) + (\dot{E}x_{21_B} - \dot{E}x_{22_B})$
Trocador Cascata_4	$\dot{E}_{d,TC,4} = (\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{15_evap6}) + (\dot{E}x_{6} - \dot{E}x_{7_B})$
DE_1	$\dot{E}_{d,DE_1} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$
DE_2	$\dot{E}_{d,DE_2} = \dot{E}x_{12_evap3} - \dot{E}x_{13}$
DE_3	$\dot{E}_{d,DE_3} = \dot{E}x_{12_evap4} - \dot{E}x_{14}$
DE_4	$\dot{E}_{d,DE_4} = \dot{E}x_{17_evap5} - \dot{E}x_{18}$
DE_5	$\dot{E}_{d,DE_5} = \dot{E}x_{17_evap6} - \dot{E}x_{19}$
Compressor_LT (Total)	$\dot{E}_{d,comp_LT} = \dot{W}_{comp_LT_Total} + (\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2)$
Compressor_HT_A (Total)	$\dot{E}_{d,comp_HT_A} = \dot{W}_{comp_HT_Total_A} + (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11})$
Compressor_HT_B (Total)	$\dot{E}_{d,comp_HT_B} = \dot{W}_{comp_HT_Total_B} + (\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16})$
Bomba de Circulação Prop. Glicol	$\dot{E}_{d,bomba_glicol} = \dot{W}_{bomba_glicol} + (\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21})$

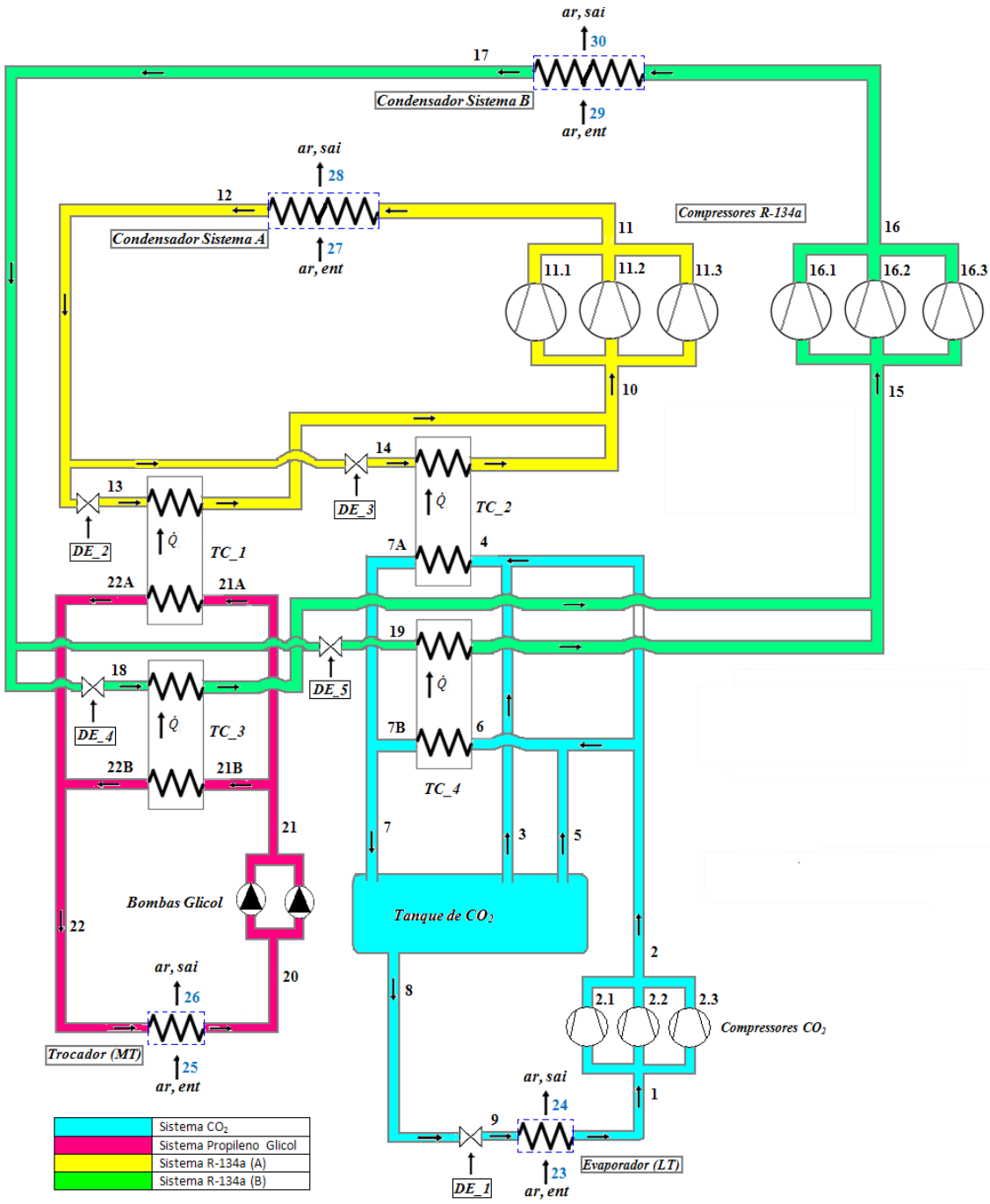


Figura 4.37 - Sistema cascata do Supermercado Verdemar em Minas Gerais, com detalhes nos volumes de controle para análise exergética.

Conforme equação 4.85, pode-se definir o COP_{ex} do sistema Cascata, como:

$$COP_{ex} = \frac{(\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{24}) + (\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{26})}{\dot{W}_{comp_LT} + \dot{W}_{comp_HT_Total} + \dot{W}_{bomba_Glicol}} \qquad 4.85$$

4.5. Análise experimental de uma instalação real

Como estudo de caso foi escolhido o supermercado Verdemar, localizado em Nova Lima, Minas Gerais. Esse é o primeiro supermercado da América Latina que utiliza o dióxido de carbono (CO_2) como fluido refrigerante no sistema de refrigeração, substituindo os atuais refrigerantes sintéticos, tais como o R-22 e o R-404A.

O sistema de refrigeração proporciona um conforto extra aos clientes desse supermercado: o piso aquecido. Pelo fato da loja estar instalada em uma região fria, foram instaladas tubulações para circulação de água quente nos 1800 m^2 do piso radiante, gerada por um trocador de calor do sistema de refrigeração. O resultado é o conforto térmico aos clientes sem custo de energia.

O projeto e a instalação foram realizados pela empresa Plotter & Racks com suporte técnico da Bitzer Compressores. Este sistema é baseado em uma plataforma tecnológica patenteada pela Plotter & Racks chamada SKYRACK BREEZE.

O sistema SKYRACK BREEZE, trata-se de um sistema de refrigeração em cascata que utiliza o CO_2 como fluido refrigerante no estágio de baixa pressão com expansão direta para atender os equipamentos de congelados (câmaras e ilhas de congelados). Já nos equipamentos de resfriados, o Propileno Glicol é utilizado como fluido intermediário para transferência de calor num circuito bombeado que circula nos expositores e câmaras de resfriados. No estágio de alta temperatura é utilizado o R-134a com carga de refrigerante muito reduzida, atuando somente no resfriamento do Propileno Glicol e na condensação do CO_2 (Merolli, 2010).

Segundo Vianna, 2010, os custos iniciais do sistema de CO_2 subcrítico são um pouco maiores do que sistemas convencionais, porém quanto maior for à instalação, o custo inicial relativo fica bastante atrativo, chegando a ser o mesmo de sistemas convencionais, como o caso de instalações para centros de distribuição.

Descrição do sistema

O sistema possui um recuperador do calor que permite a utilização de água quente em toda a loja para atender as torneiras de cozinhas, banheiros de funcionários, aquecimento do piso da loja, etc. Este sistema aproveita o calor dissipado pelo estágio de alta pressão para aquecer a água com custo zero de energia. Este processo é realizado em um trocador de calor instalado entre a descarga dos compressores e condensadores (Sozzi & Vianna, 2010).

Com um sistema patenteado pela Plotter & Racks chamado "Breeze", existe uma redução da temperatura de condensação. O ar, antes de entrar na serpentina do condensador, passa primeiro por um "painel" com fluxo de água, diminuindo a temperatura de entrada do ar e, conseqüentemente, a temperatura de condensação. Com isso, eleva-se significativamente o COP (coeficiente de rendimento) do sistema, aumentando a capacidade frigorífica dos compressores com baixo custo energético (Sozzi & Vianna, 2010).

Os ventiladores do condensador utilizados são de corrente contínua com velocidade variável, sendo mais eficientes e garantindo maior estabilidade da temperatura de condensação, gerando baixo consumo energético e maior vida útil dos compressores (Sozzi & Vianna, 2010).

As válvulas de expansão são do tipo eletrônico, utilizado nos trocadores de calor cascata de CO_2 e Propileno Glicol, garantindo a estabilidade da temperatura de evaporação do estágio de alta pressão e maior economia de energia (Sozzi & Vianna, 2010).

Os compressores possuem variadores de freqüência que permitem uma temperatura de evaporação mais estável, um melhor ajuste à capacidade instantânea requerida e conseqüentemente proporcionam uma maior economia de energia.

Os gerenciadores eletrônicos que garantem um funcionamento seguro e eficiente de todo o sistema, permitem acesso local ou remoto via Internet, realizando envio de alarmes via SMS. Também são ferramentas importantes para uma melhor manutenção preventiva de todo o sistema, contribuindo assim para a redução de falhas operacionais (Sozzi & Vianna, 2010).

O projeto consta de compressores da marca Bitzer. Dos três utilizando CO_2, dois são do modelo 2GHC-2K e um do modelo 2FHC-3K. Em cada sistema de alta dos três compressores utilizando R-134a, dois são do modelo 6H-25.2Y e um é do modelo 4G-20.2Y. Cada bomba de circulação do propileno glicol é da marca KSB e modelo 50-313F, potência de 15 CV e rotor de 291 mm de diâmetro. As capacidades frigoríficas de projeto são de 36 kW para congelados (com temperatura de evaporação de -33^0C) e 245 kW para resfriados (com temperatura de -2^0C).

Coleta de Dados

Para a coleta de dados, foi utilizada a própria instrumentação já instalada na planta e também foram usados instrumentos portáteis para coleta de dados não contemplados pela instrumentação da mesma já instalada. Os instrumentos e suas calibrações estão no anexo A1.

Os dados foram coletados nos dias 14 e 15 de outubro de 2010, sem nenhuma interferência operacional externa, como acréscimo de fluido refrigerante ou mudança forçada na capacidade do sistema, todas as variáveis externas ocorridas, ocorreram devido ao funcionamento normal de um supermercado, como abastecimento das câmaras com mercadorias, degelo dos evaporadores, entre outros. Os dados coletados foram:

- Temperatura ambiente de cada câmara, expositor e ilha;
- Temperatura e pressão de descarga de cada compressor;
- Temperatura e pressão de sucção de cada compressor;
- Temperaturas de entrada e saída do ar e tubulações dos condensadores;
- Temperaturas de entrada e saída do ar e tubulações dos evaporadores;
- Potência consumida da instalação.

4.6 – Eficiências dos Compressores dos Sistemas Utilizados

Para obter a eficiência volumétrica e isentrópica dos compressores utilizados nos sistemas foi criado um programa no EES (Engineering Equation Solver) para o cálculo dessas eficiências em diversas condições de operação. Nele foram colocados os dados do fabricante referentes ao fluxo mássico real do compressor e potência consumida. Os dados de operação

dos compressores foram coletados do Bitzer software 5.2 (programa de seleção de compressores da Bitzer), cujo mesmo foi desenvolvido pela Bitzer na Alemanha, com dados reais e validados pela ASERCON com erro de 3%.

Os dados das eficiências volumétricas e isentrópicas de cada compressor foram ajustados para a obtenção de equações que simulassem o comportamento real dessas eficiências mediante o uso da interpolação, com ajuda do programa Excel, usando-se quatro parâmetros estatísticos para a validação das mesmas.

Para a validação dos ajustes, foram usados os seguintes parâmetros: coeficiente de correlação (r), erro diferencial (MBE), erro quadrado significativo (RMSE) e o qui-quadrado (χ^2).

- Coeficiente de correlação (r); informa o quanto são exatos os valores simulados dos reais, em função da qualidade do ajuste. Porém, nem sempre é possível afirmar que valores de r próximos da unidade (1), representam o bom ajuste, pois é possível obter valores elevados de r quando a relação entre os dados reais e simulados não representa um comportamento linear.
- MBE ou erro diferencial; um tipo de resíduo total, entre os valores reais e simulados.
- RMSE ou erro quadrado significativo; é o resíduo quadrado total entre os valores reais e simulados.
- Qui-quadrado reduzido (χ^2); Este parâmetro permite determinar realmente se é possível representar um conjunto de valores como distribuição normal, e verificar se este conjunto encontra-se dentro dos valores de probabilidade que permitem definir o mesmo.

4.6.1 - Compressores do sistema Bitzer

As figuras 4.38 a 4.45 apresentam o ajuste das curvas que fornecem a eficiência volumétrica e isentrópica para os compressores analisados nos sistemas instalados no laboratório da Bitzer Compressores, com temperaturas de evaporação variando de -35^{0}C a -25^{0}C nos compressores de baixa temperatura e -15^{0}C a -5^{0}C nos compressores de média temperatura, e com temperatura de condensação variando de 20^{0}C a 50^{0}C.

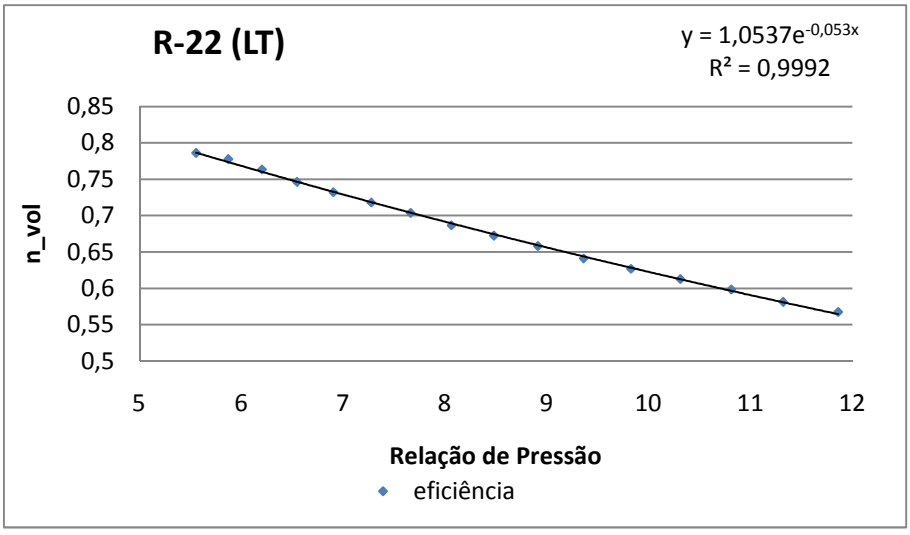


Figura 4.38 - Eficiência volumétrica do compressor de R-22 de baixa temperatura.

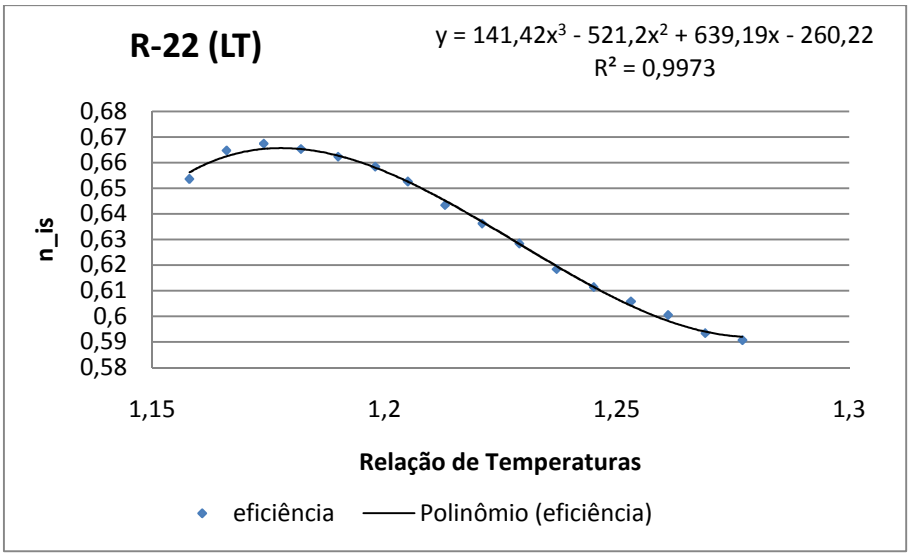


Figura 4.39 - Eficiência isentrópica do compressor de R-22 de baixa temperatura.

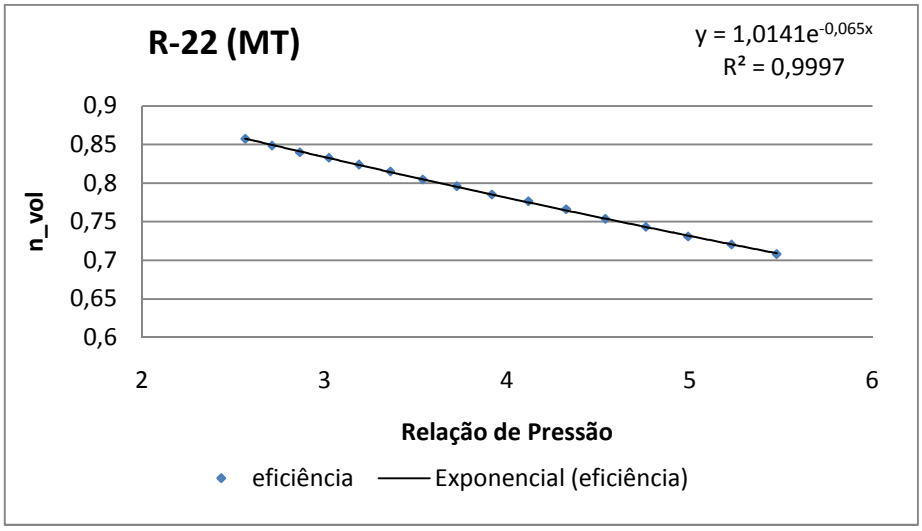


Figura 4.40 - Eficiência volumétrica do compressor de R-22 de média temperatura.

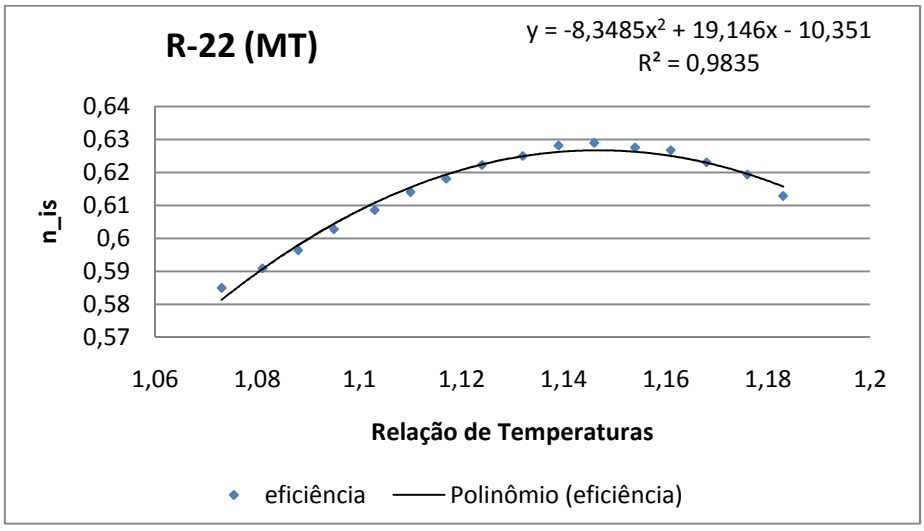


Figura 4.41- Eficiência isentrópica do compressor de R-22 de média temperatura.

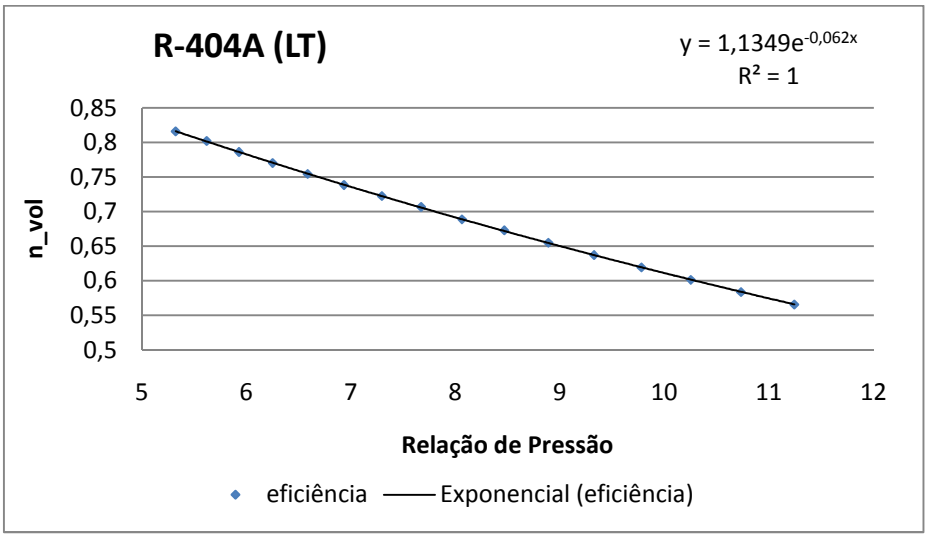


Figura 4.42 - Eficiência volumétrica do compressor de R-404A de baixa temperatura.

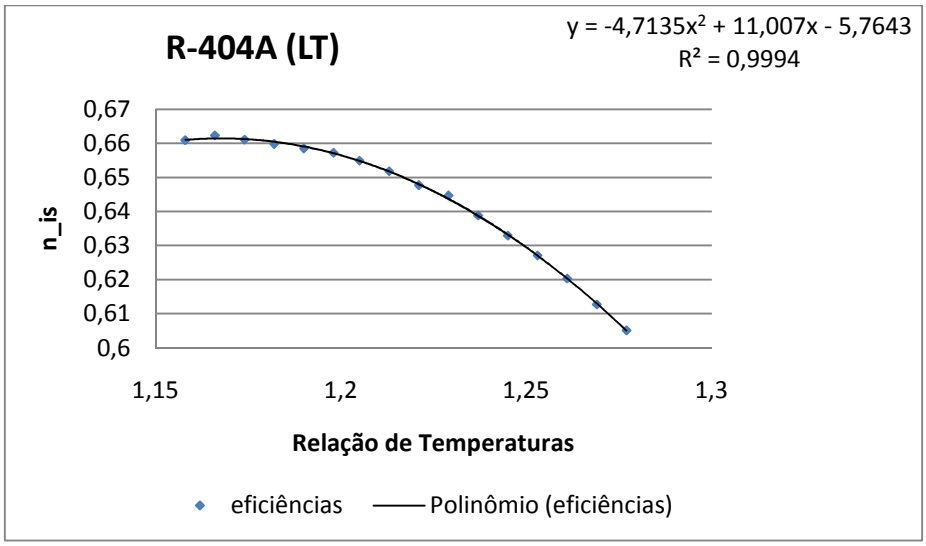


Figura 4.43 - Eficiência isentrópica do compressor de R-404A de baixa temperatura.

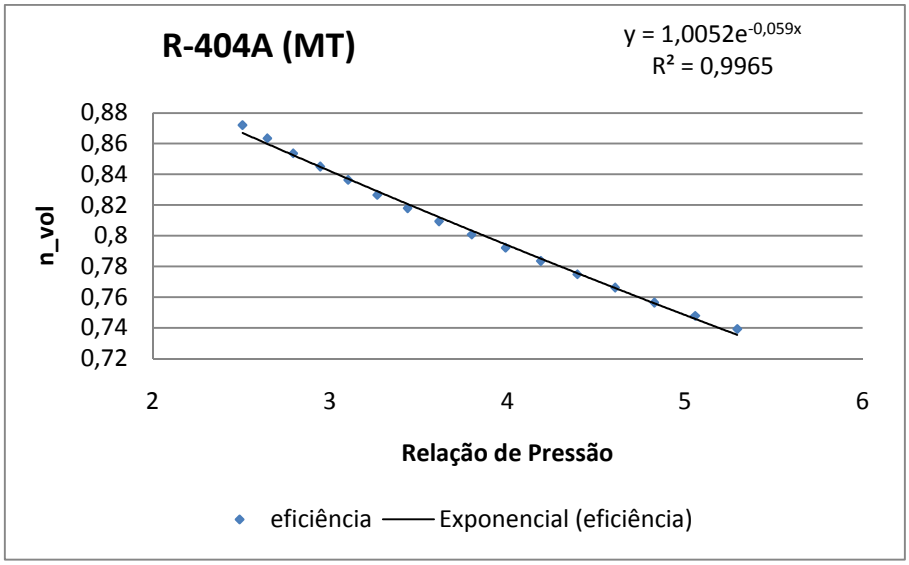


Figura 4.44 - Eficiência volumétrica do compressor de R-404A de média temperatura.

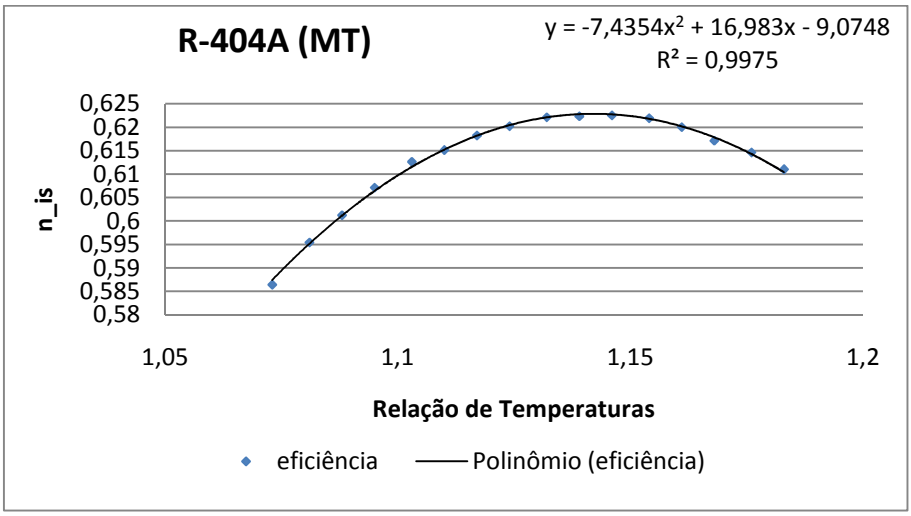


Figura 4.45 - Eficiência isentrópica do compressor de R-404A de média temperatura.

Nas figuras 4.46 a 4.49, os resultados obtidos mediante o ajuste de curvas que fornecem a eficiência volumétrica e isentrópica para cada compressor analisado, com as temperaturas de evaporação variando de -35^{0}C a -25^{0}C e condensação de -15^{0}C a 5^{0}C, para o compressor de CO_2, e evaporação de -15^{0}C a -5^{0}C e condensação de 20^{0}C a 50^{0}C no compressor do sistema de alta, com R-404A.

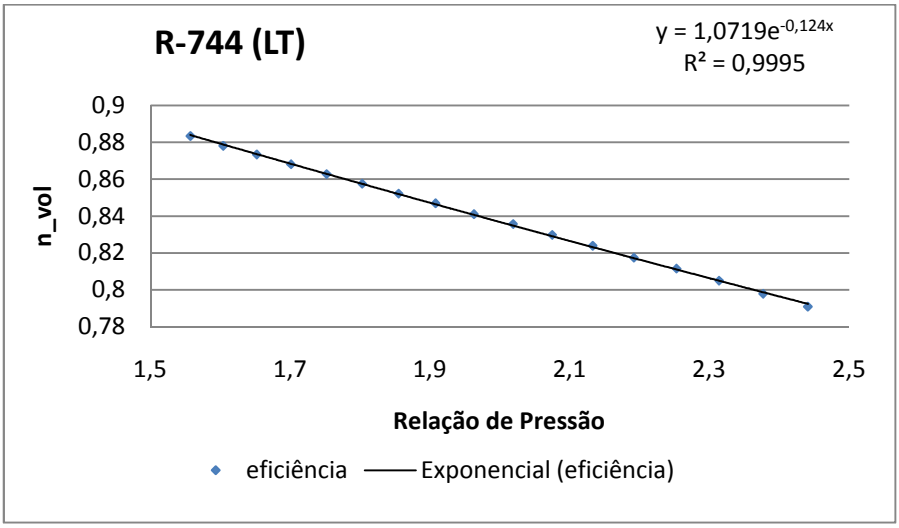


Figura 4.46 - Eficiência volumétrica do compressor de R-744 de baixa temperatura.

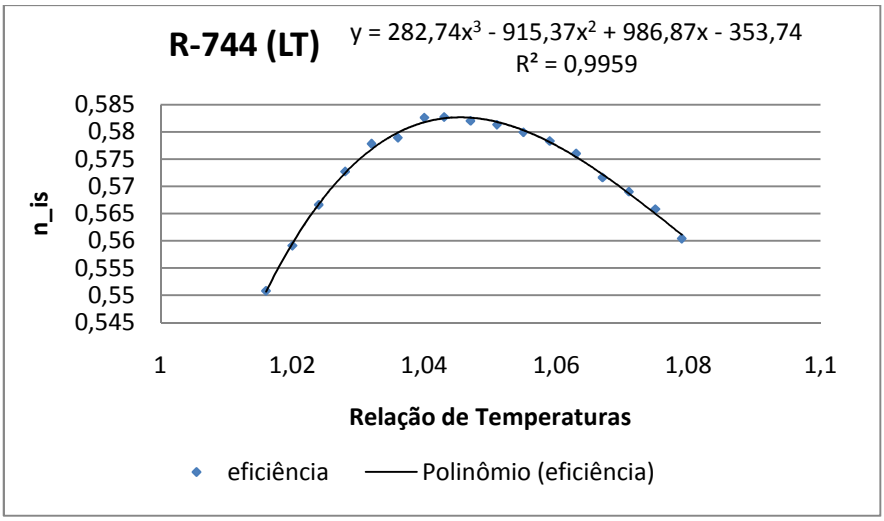


Figura 4.47 - Eficiência isentrópica do compressor de R-744 de baixa temperatura.

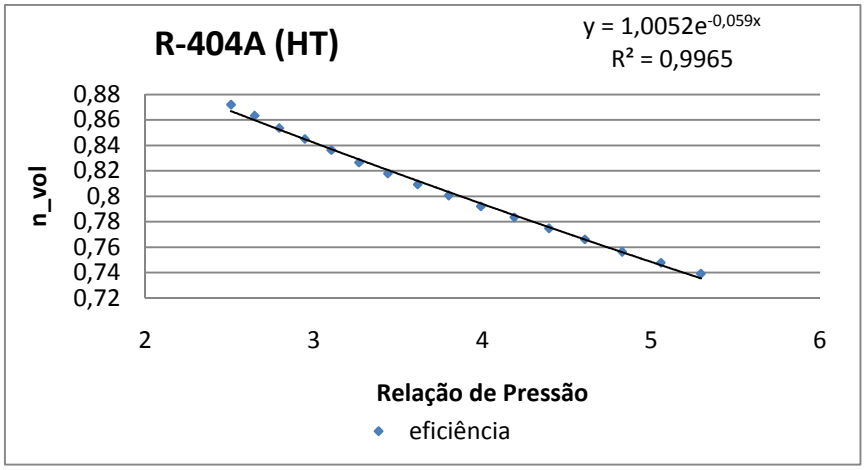


Figura 4.48 - Eficiência volumétrica do compressor de R-404A do sistema de alta temperatura.

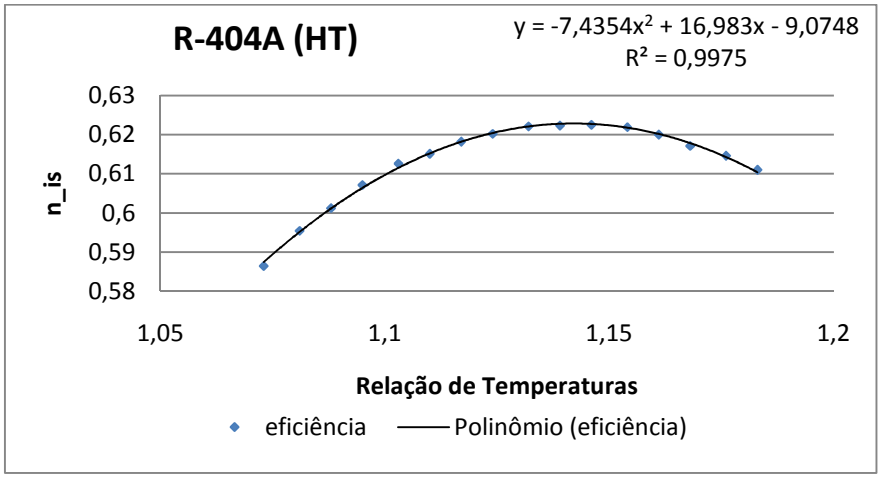


Figura 4.49 - Eficiência isentrópica do compressor de R-404A do sistema de alta temperatura.

As Tabelas 4.9 e 4.10 mostram os parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência volumétrica e isentrópica dos compressores do sistema Bitzer.

Tabela 4.9 - Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência volumétrica dos compressores do sistema Bitzer.

Parâmetro	R-22 (LT)	R-22 (MT)	R-404A (LT)	R-404A (MT)	R-744 (LT)	R-404A (HT)
r	0,9992	0,9997	1	0,9965	0,9995	0,9965
MBE	-0,002111229	0,001276588	-0,000512577	8,98E-05	-0,000345465	8,98E-05
RMSE	0,002888328	0,001276588	0,000705302	0,002443409	0,000702468	0,002443409
χ^2	8,90E-06	1,74E-06	5,31E-07	6,37E-06	5,24E-07	6,37E-06

Tabela 4.10 - Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência isentrópica dos compressores do sistema Bitzer.

Parâmetro	R-22 (LT)	R-22 (MT)	R-404A (LT)	R-404A (MT)	R-744 (LT)	R-404A (HT)
r	0,9973	0,9835	0,9994	0,9975	0,9959	0,9975
MBE	-0,003014985	-0,00063599	0,000173154	-8,173E-05	0,002874111	-8,173E-05
RMSE	0,003338131	0,001853205	0,000460488	0,000514764	0,00293294	0,000514764
χ^2	1,37146E-05	4,23E-06	2,42E-07	3,03E-07	9,75E-06	3,03E-07

Conforme pode ser observado na figura 4.50, as curvas mostram um bom ajuste para toda a faixa de operação. O maior erro obtido na potência consumida pelo compressor de baixa temperatura com R-744 foi de 0,58%.

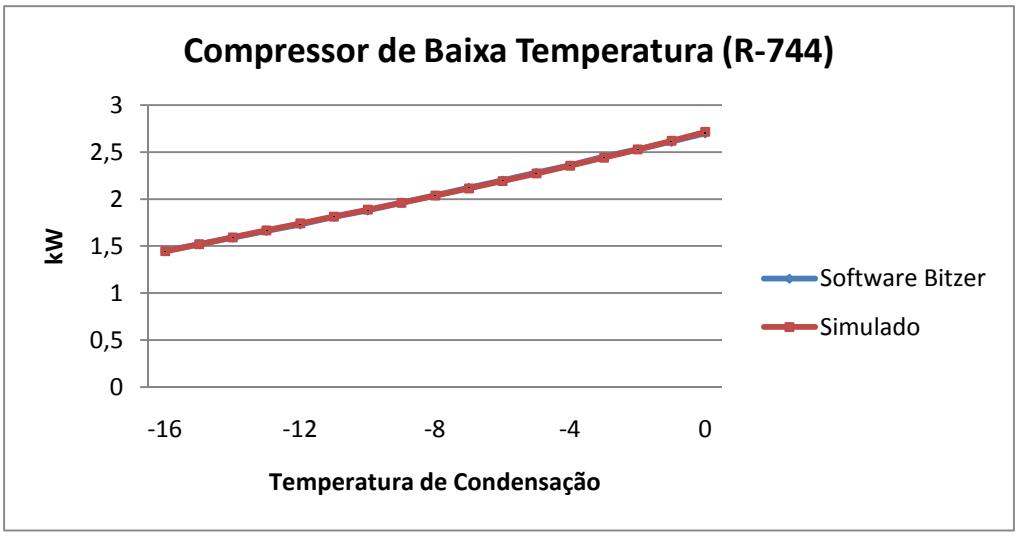


Figura 4.50 – Potência consumida no compressor de baixa temperatura com R-744.

4.6.2 - Compressores do supermercado Verdemar

Os resultados apresentados nas figuras 4.51 a 4.58 apresentam o ajuste das curvas que fornecem a eficiência volumétrica e isentrópica para os compressores analisados, com as temperaturas de evaporação variando de -35^{0}C a -25^{0}C e condensação de -15^{0}C a 5^{0}C nos compressores de baixa temperatura utilizando o R-744. Já nos compressores do sistema com

R-134a o ajuste foi feito com temperaturas de evaporação variando de -15^{0}C a -5^{0}C condensação de 20^{0}C a 50^{0}C.

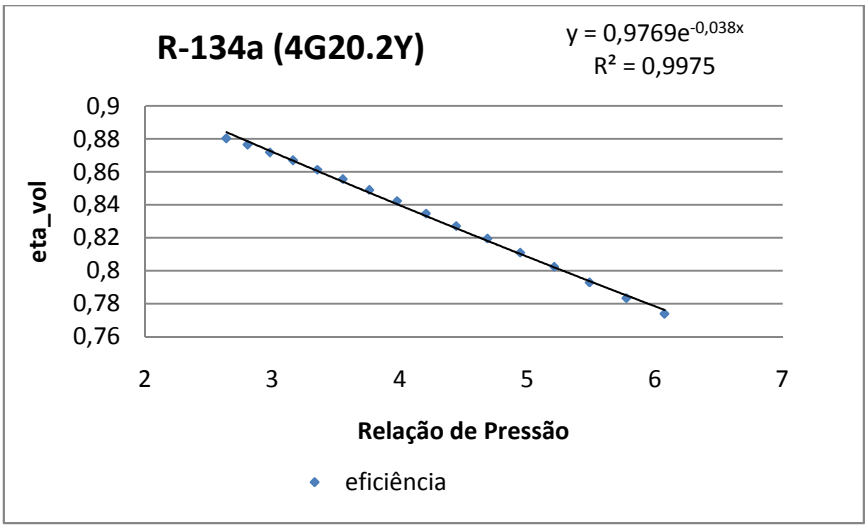


Figura 4.51 - Eficiência volumétrica do compressor com R-134a, modelo (4G20.2Y).

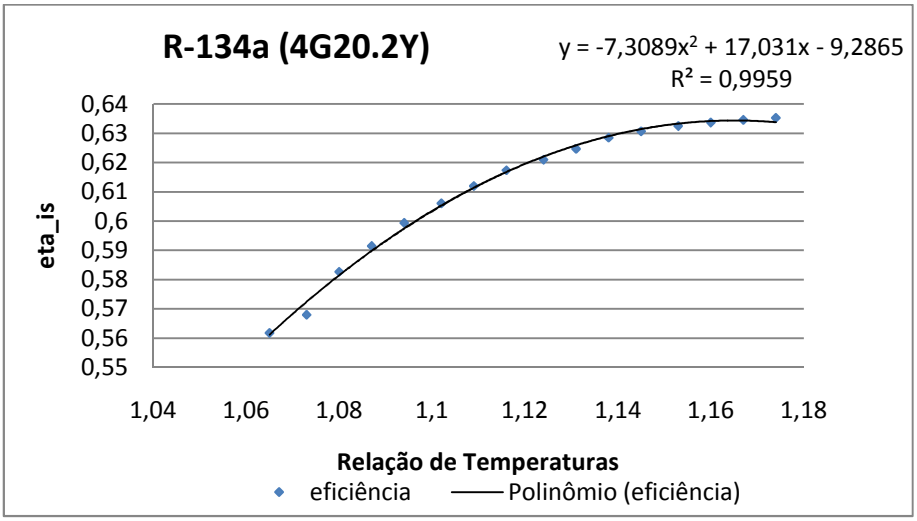


Figura 4.52 - Eficiência isentrópica do compressor com R-134a, modelo (4G20.2Y).

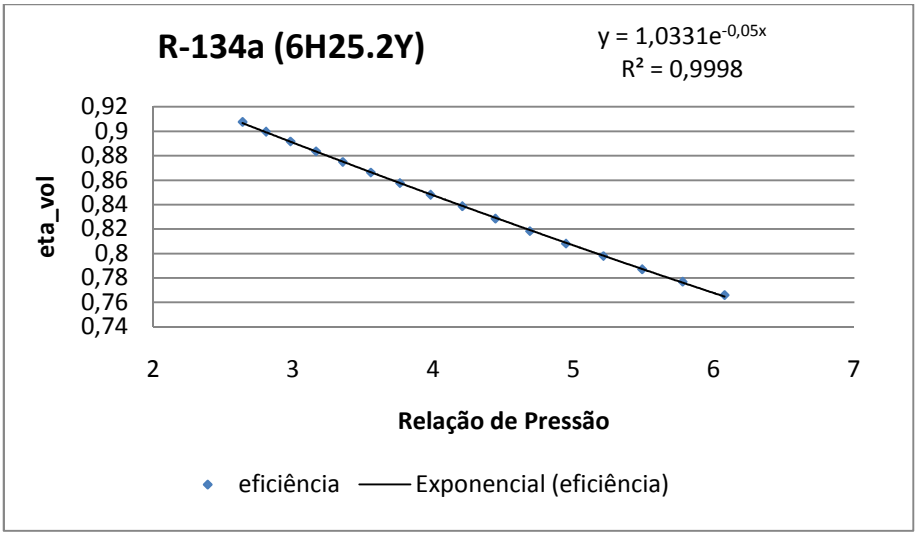


Figura 4.53 - Eficiência volumétrica do compressor com R-134a, modelo (6H25.2Y).

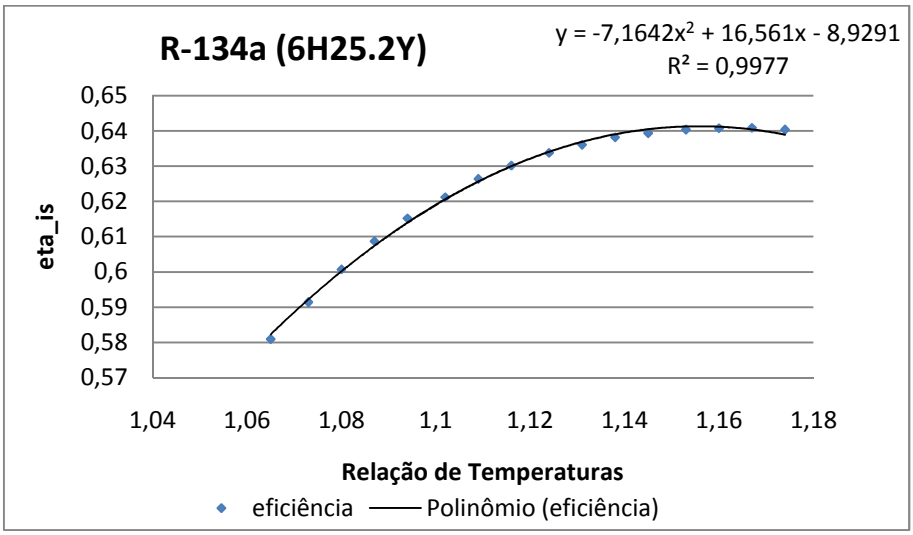


Figura 4.54 - Eficiência isentrópica do compressor com R-134a, modelo (6H25.2Y).

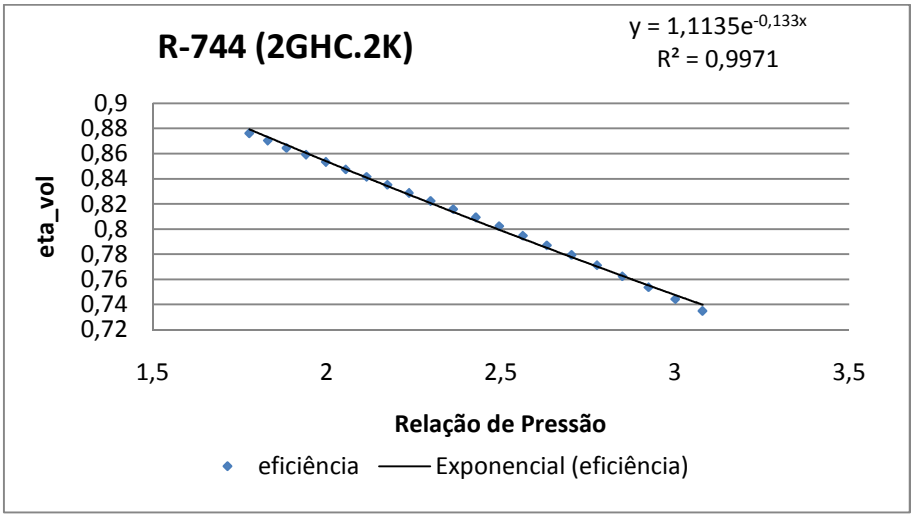


Figura 4.55 - Eficiência volumétrica do compressor com R-744, modelo (2GHC.2K).

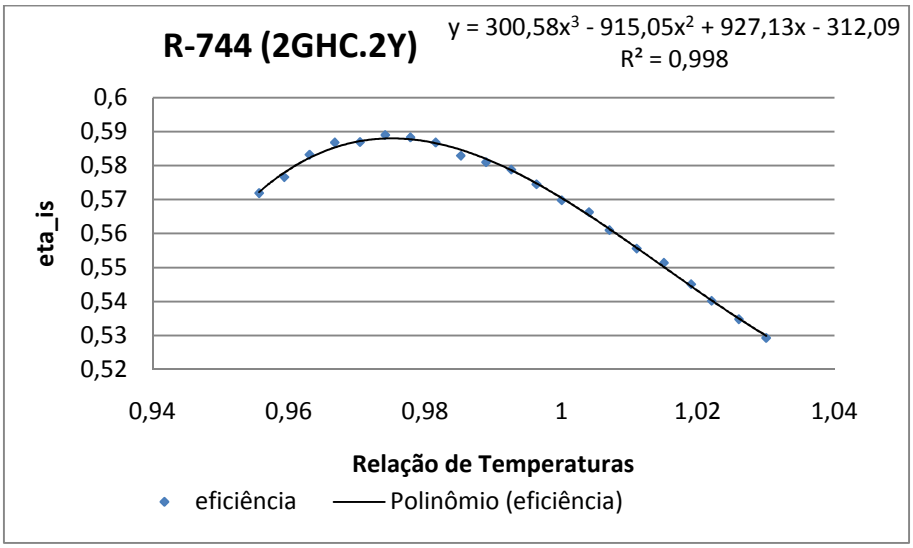


Figura 4.56 - Eficiência isentrópica do compressor com R-744, modelo (2GHC.2K).

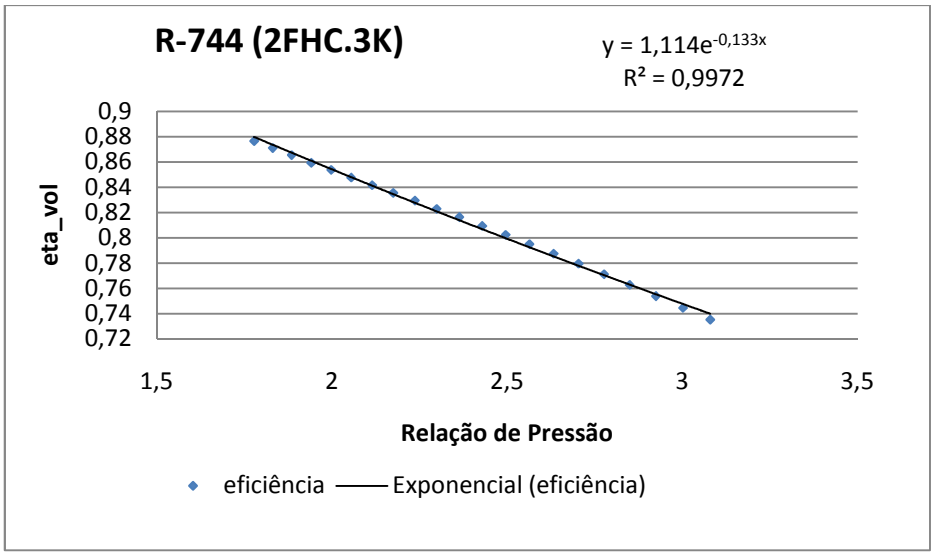


Figura 4.57 - Eficiência volumétrica do compressor com R-744, modelo (2FHC.3K).

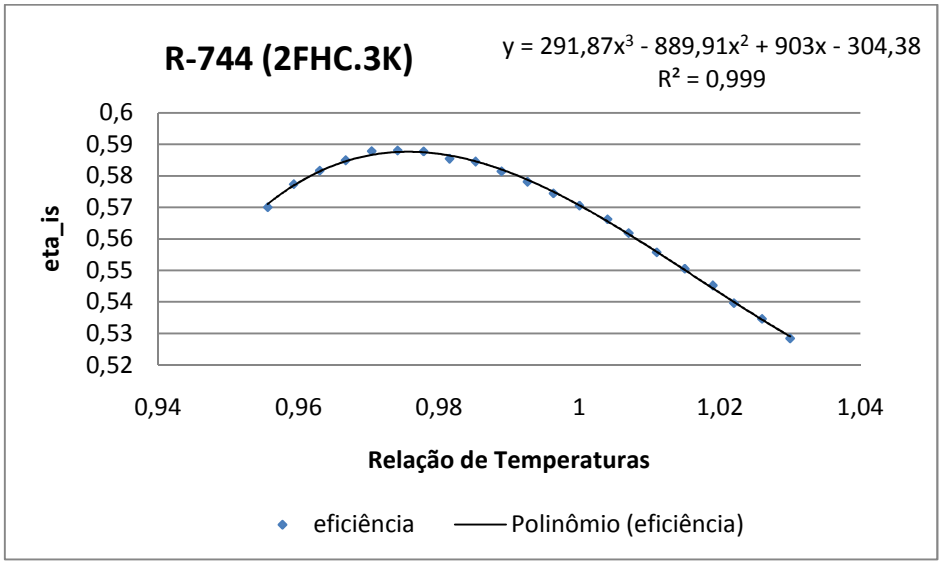


Figura 4.58 - Eficiência isentrópica do compressor com R-744, modelo (2FHC.3K).

As tabelas 4.11 e 4.12 mostram os parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência volumétrica e isentrópica dos compressores do sistema de refrigeração do Verdemar.

Tabela 4.11 - Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência volumétrica, dos compressores do sistema Verdemar.

Parâmetro	R-134a (4G20.2Y)	R-134a (6H25.2Y)	R-744 (2GHC.2K)	R-744 (2FHC.3K)
r	0,9975	0,9998	0,9971	0,9972
MBE	-0,000475036	0,000789835	-0,000303645	-2,92E-04
RMSE	0,00175173	0,001048225	5,14207E-06	4,91997E-06
χ^2	3,27E-06	1,17E-06	5,40E-06	5,17E-06

Tabela 4.12 - Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência isentrópica.				
Parâmetro	R-134a(4G20.2Y)	R-134a(6H25.2Y)	R-744(2GHC.2Y)	R-744(2FHC.3K)
R	0,9959	0,9977	0,998	0,999
MBE	0,000405467	0,000297806	-0,000409894	0,009304092
RMSE	0,001551728	0,00094557	8,73899E-07	8,69639E-05
χ^2	2,75184E-06	1,02E-06	9,66E-07	1,01E-04

Conforme pode ser observado na figura 4.59, as curvas mostram um bom ajuste para toda a faixa de operação. O maior erro obtido na potência consumida pelo compressor de R-134a (6H25.2Y) foi de 0,35%.

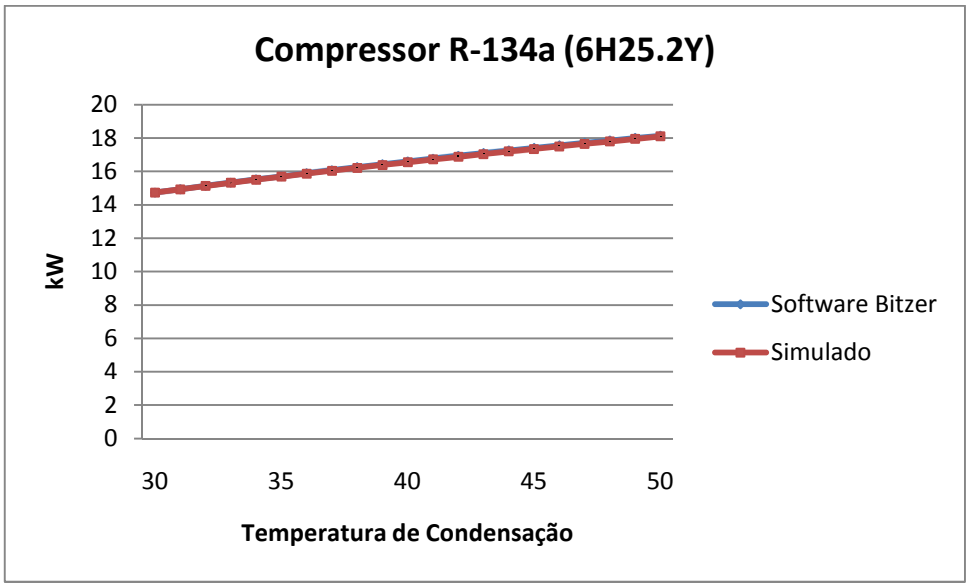


Figura 4.59 – Potência consumida no compressor de R-134a (6H25.2Y)

4.7. Programa Computacional

Para a construção da análise termodinâmica (energética e exergética) foi necessário a utilização do pacote comercial EES para a implantação das análises apresentadas. Esse software foi escolhido devido à facilidade e rapidez na resolução de sistemas de equações, além de apresentar as propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes envolvidos.

O programa consta de várias funções que ajudam a determinar diversas propriedades para a resolução dos cálculos, como entalpia, entropia, volume específico, entre outros.

Funcionamento do programa

O código computacional foi criado na plataforma EES usando os balanços de energia e massa, além de equações características das eficiências dos compressores de forma específica.

Primeiramente foram desenvolvidos os balanços energéticos, de massa, eficiências dos compressores e balanços exergéticos.

A simulação inicia com os dados de entrada, entre os quais se tem a temperatura de condensação e evaporação. O fluxo mássico é determinado pelas características específicas de cada compressor, variando de acordo com as condições de aplicação.

Posteriormente, é realizado o balanço energético para determinar os fluxos envolvidos, além da determinação dos fluxos de calor dos trocadores e a potência consumida.

Realizada a análise energética, e a determinação de todos os fluxos energéticos. Procede-se a calcular o COP energético do ciclo.

A segunda parte da simulação do programa consta da análise exergética, para isto são determinadas a entropias específicas dos fluxos. Seguidamente procede-se a determinar as exergias físicas específicas dos fluxos. A Exergia total do fluxo, por unidade de energia (kW), é determinada ao multiplicar cada uma pela vazão correspondente.

Para finalizar são calculadas as irreversibilidades dos componentes e do sistema, aplicando a segunda lei da termodinâmica. Finalmente é determinado o COP exergético do sistema.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os primeiros resultados deste capítulo referem-se à comparação entre o modelo proposto nesse trabalho e os resultados apresentados pelo trabalho de (Sawalha, 2008). Os resultados indicaram uma excelente concordância, indicando que a modelagem matemática estava correta. Desta maneira houve segurança de aplicá-la a outros sistemas de refrigeração.

A seguir são apresentados e discutidos os resultados obtidos com simulações de três sistemas com perfil de carga térmica similares, porém com fluidos distintos, o CO_2, um HCFC e um HFC. A comparação não se trata somente do uso dos fluidos, mas também da concepção de projeto diferenciada. Para as análises numéricas as informações de projeto e do software de seleção da Bitzer (compressores), foram usadas como comparativo aos resultados simulados. O software de seleção da Bitzer foi desenvolvido pela Bitzer na Alemanha, com dados reais e validados pela ASERCON com erro de 3%.

Procedeu-se também a uma análise do sistema de refrigeração do supermercado Verdemar, MG/Brasil (o único supermercado da America Latina a utilizar CO_2 em seus circuitos de refrigeração), além de uma análise experimental do sistema em funcionamento.

5.1. Resultados encontrados

5.1.1 - Tese de Samer Swalha, 2008.

Foi realizada uma análise da tese de Doutorado de Samer Sawalha, 2008. Este trabalho foi escolhido devido ao sistema possuir *lay out* de projeto bastante semelhante ao do sistema de CO_2/R-404A encontrado no laboratório da Bitzer Compressores em Cotia/SP. As diferenças são referentes à bomba de CO_2, que no sistema de Sawalha, recircula somente o fluido no evaporador de resfriados enquanto a bomba de CO_2 do sistema instalado na Bitzer Compressores recircula o fluido que entra nos evaporadores de resfriados e também colabora na introdução do fluido no evaporador de congelados. Outra diferença prende-se ao fluido refrigerante do sistema de alta. Enquanto o sistema analisado por Samer Sawalha utiliza Amônia, o da Bitzer utiliza R-404A.

Nesta análise foi considerada uma capacidade frigorífica de 8 kW para congelados, 16,6 kW para resfriados, eficiência isentrópica de 0,64 no compressor de dióxido de carbono e eficiência volumétrica e isentrópica do compressor de amônia, mostradas nas equações 3.1 e 3.2 (capítulo 3), superaquecimento de 10 K, eficiência dos motores elétricos de 80%, perdas de 7% na eficiência volumétrica do compressor de amônia, já corrigido por Sawalha conforme equação 5.1 e variação da temperatura de condensação de 20 a 30^0C.

$$\eta_{v,NH_3}=1{,}94\ \exp\left(-0{,}063\,\frac{P_{11}}{P_{10}}\right) \qquad 5.1$$

A comparação entre os resultados experimentais e simulados por Sawalha, 2008 e as simulações realizadas neste trabalho são mostradas na figura 5.1.

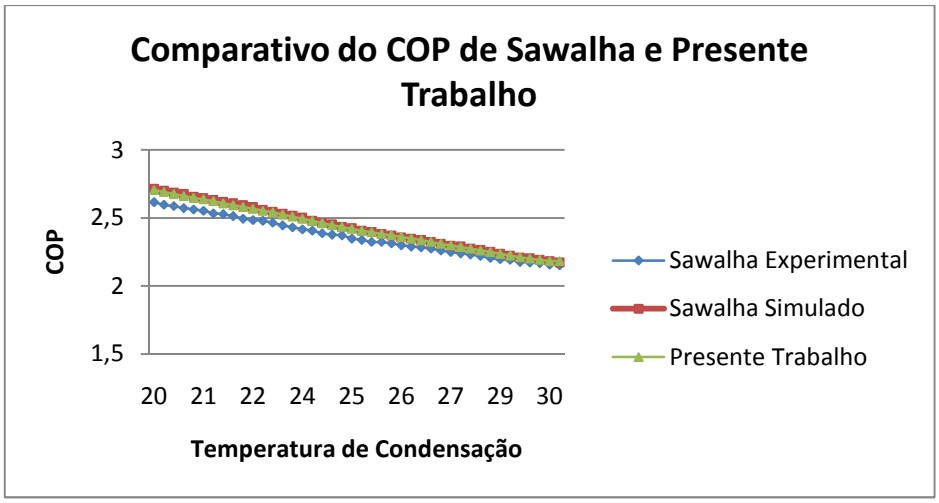


Figura 5.1 – Comparativo dos COPs experimental e simulado por Samer Sawalha,2008; e simulação do presente trabalho.

O maior erro encontrado entre os dados simulados por Sawalha e o presente trabalho foi de 0,58%, sendo bastante aceitável.

5.1.2 - Sistemas analisados (Sistema Bitzer)

Variando a temperatura de condensação

Como dados de entrada foi mantida a capacidade frigorífica em 10 kW para congelados e 20 kW para resfriados, a temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura em -30^{o} C, temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura em -10 ^{o}C, sub-resfriamento em 3K e superaquecimento em 10K. Com a variação da temperatura de condensação, obtêm-se os seguintes resultados mostrados nas figuras 5.2 a 5.7.

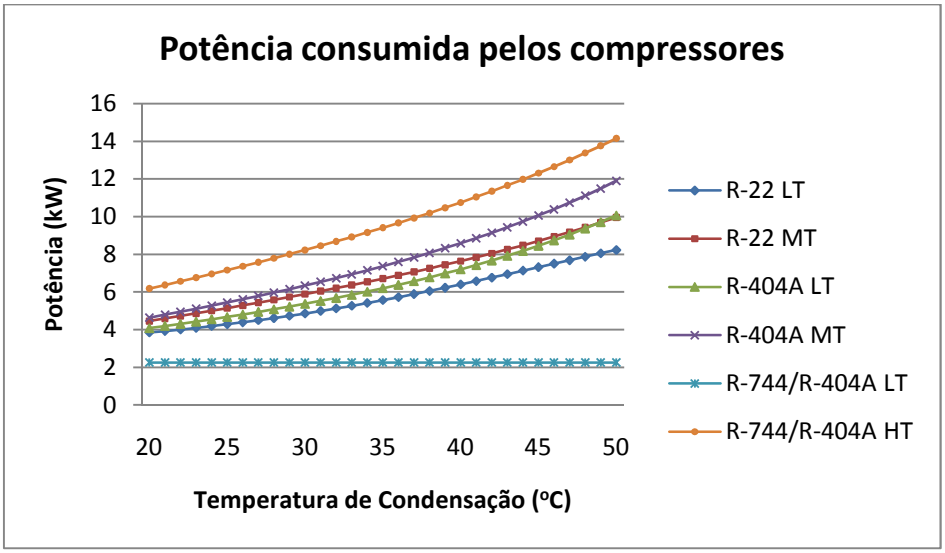


Figura 5.2 – Potência consumida pelos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

Ao variar a temperatura de condensação é possível observar que a maior potência consumida é provinda do compressor do sistema de alta cascata, devido à carga liberada no evaporador cascata, correspondendo às capacidades frigoríficas dos evaporadores de baixa e média temperatura, bem como o trabalho de compressão do compressor do sistema de baixa.

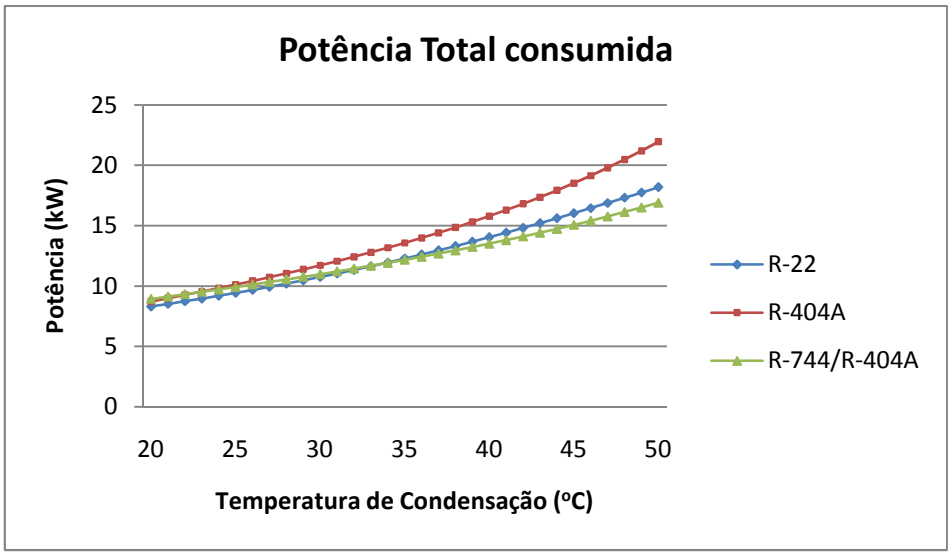


Figura 5.3 – Potência total consumida pelos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

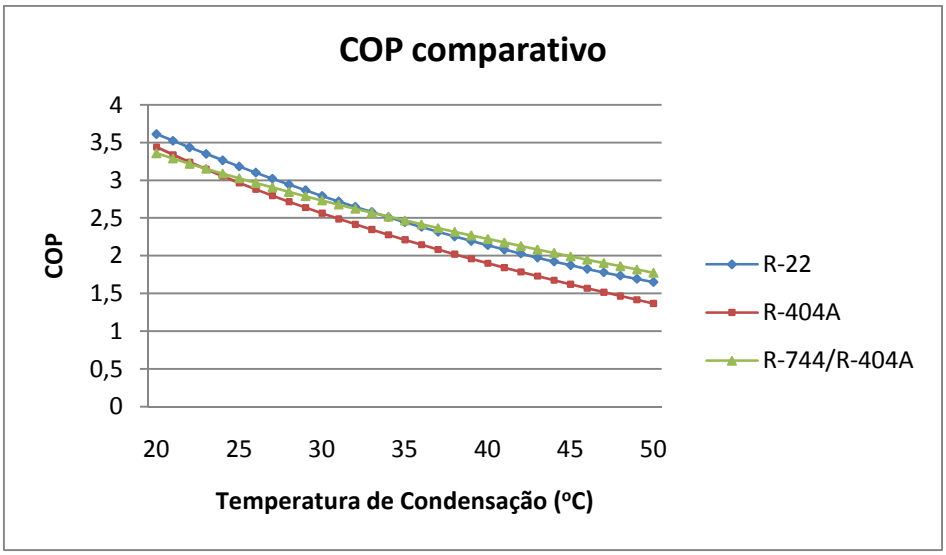


Figura 5.4 – COP dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

Conforme é mostrado na figura 5.4, a partir dos 33° C de temperatura de condensação, o sistema de CO_2 já se mostra superior aos outros dois com respeito ao COP comparado. Chegando a ser maior em 7,6% comparado ao sistema de R-22 e 29,8% comparado ao sistema de R-404A.

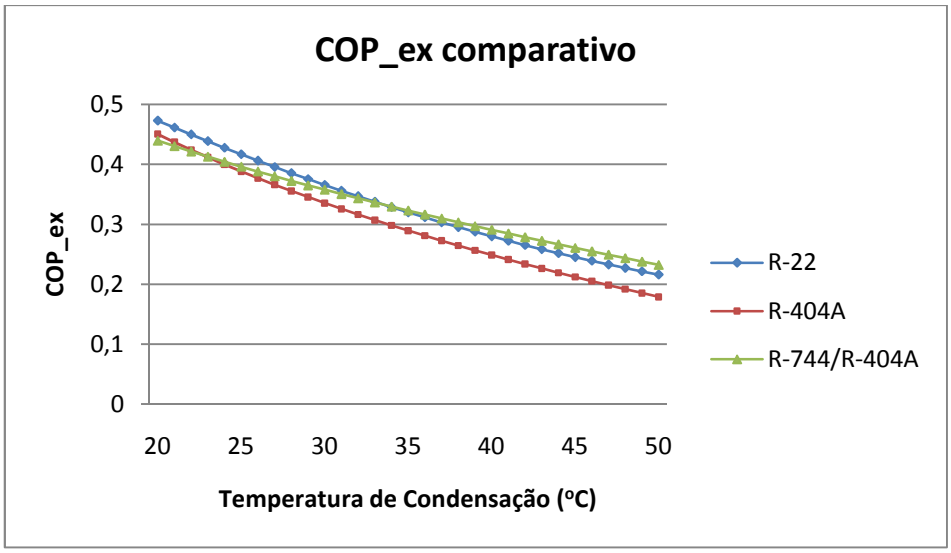


Figura 5.5 – COP exergético dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

Conforme é mostrado na figura 5.5, a partir dos 33º C de temperatura de condensação, o sistema de CO_2 já se mostra superior aos outros dois com respeito ao COP exergético comparado. Chegando a ser maior em 7,5% comparado ao sistema de R-22 e 29,8% comparado ao sistema de R-404A.

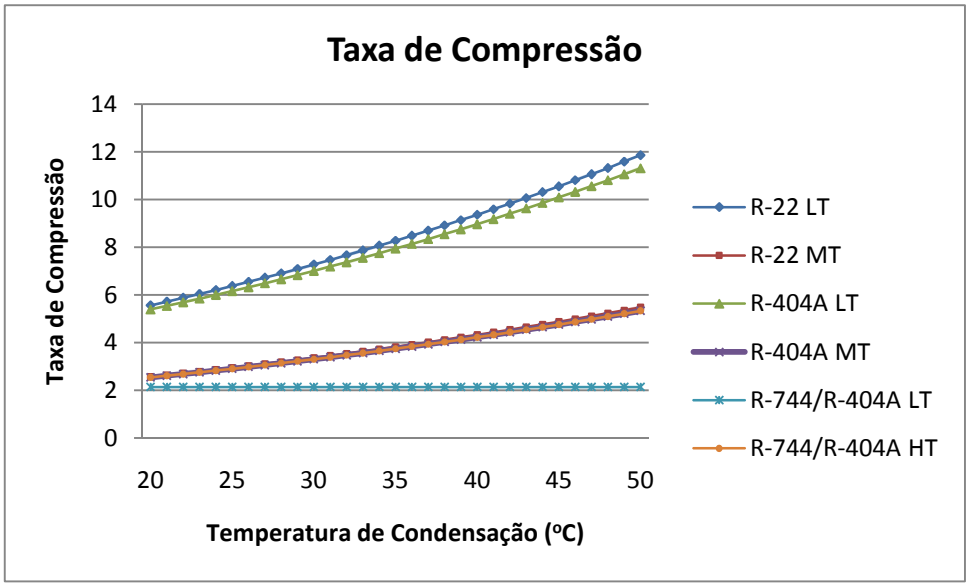


Figura 5.6 – Taxa de compressão dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

Na figura 5.6, tem-se uma taxa de compressão bastante elevada nos compressores de baixa de R-22 e R-404A, média de 6 vezes maior do que comparado à taxa do compressor utilizando o R-744.

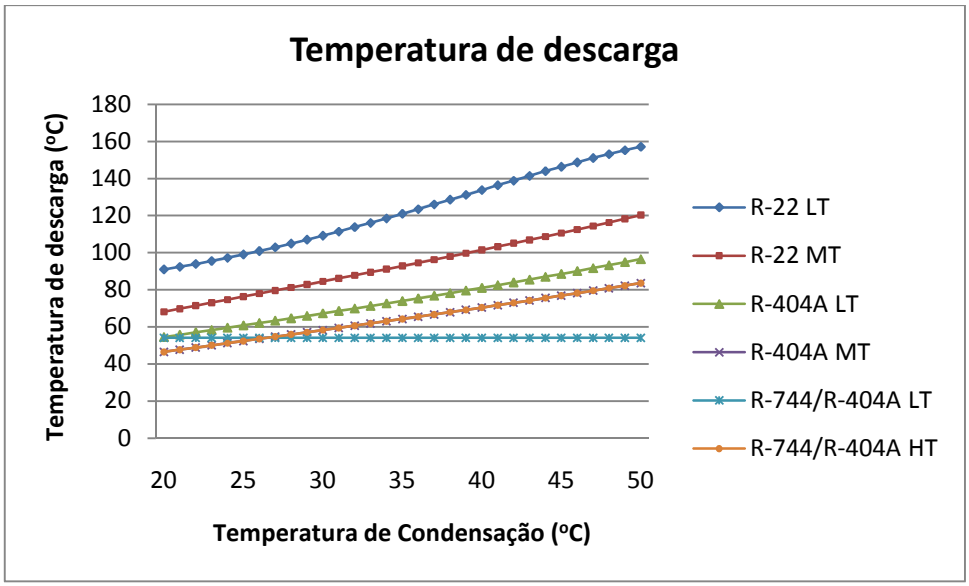


Figura 5.7 – Temperatura de descarga dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A.

Na figura 5.7, é mostrada a temperatura de descarga de acordo com a variação da temperatura de condensação, nela são observadas as elevadas temperaturas de descarga dos compressores R-22 de média e baixa temperatura.

Variando temperatura de evaporação (LT)

Como dados de entrada foi mantida a capacidade frigorífica em 10 kW para congelados e 20 kW para resfriados, a temperatura de condensação em 40°C, a temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura em -10°C, sub-resfriamento em 3K e superaquecimento em 10K. Variando a temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura, são obtidos os resultados mostrados nas figuras 5.8 a 5.13.

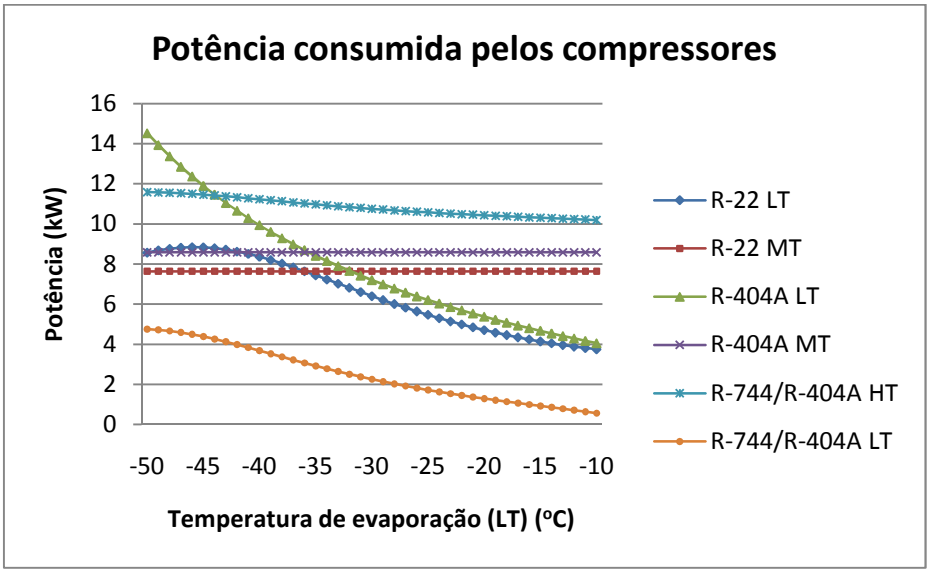


Figura 5.8 – Potência consumida pelos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

Ao variar a temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura é possível observar, através da análise da figura 5.8, que a maior variação de potência consumida é provinda dos compressores de baixa. Entretanto, existe uma mudança sensível no compressor do sistema de alta, devido ao acréscimo da potência consumida pelo compressor de baixa de CO_2, chegando ao evaporador cascata.

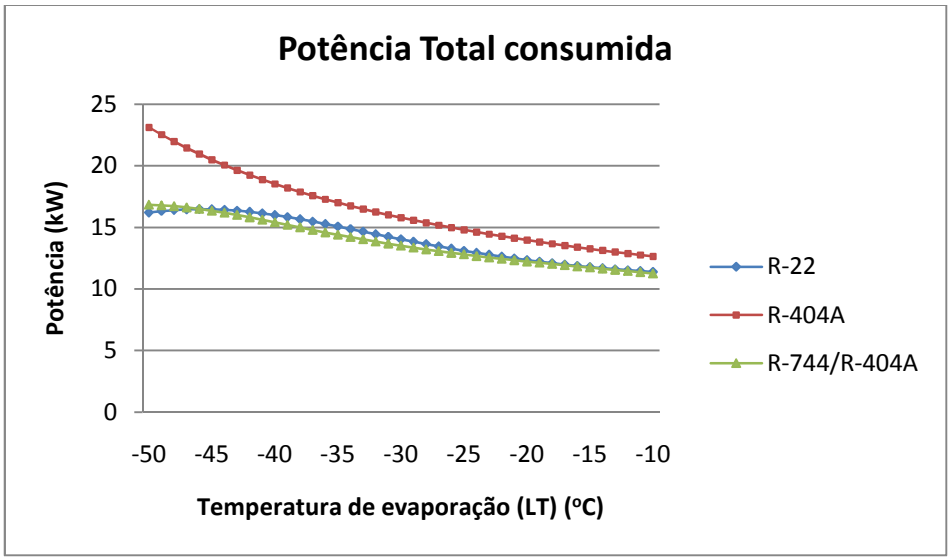


Figura 5.9 – Potência total consumida pelos compressores e bomba nos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A.

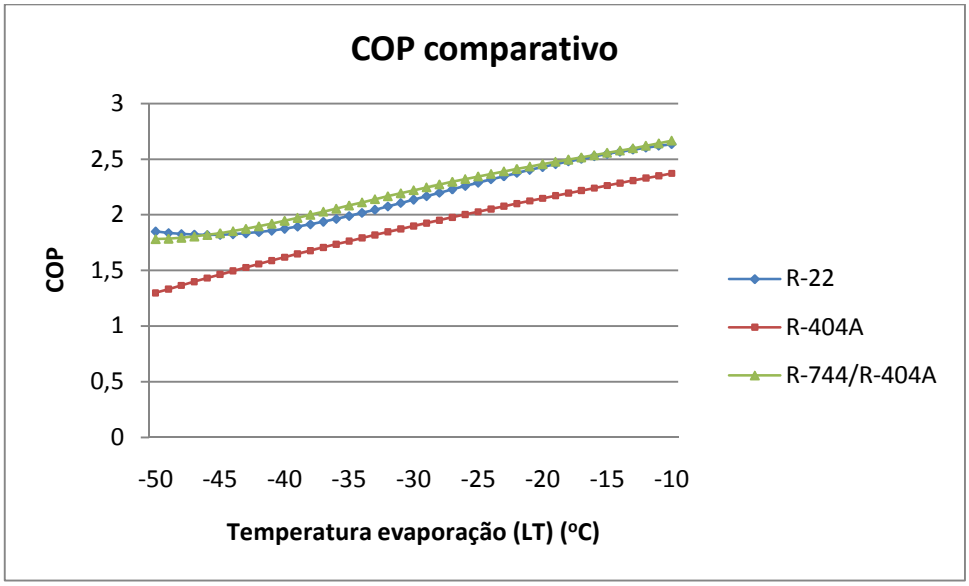


Figura 5.10 – COP dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A.

A figura 5.10 mostra que, nas condições de mesma potência frigorífica, temperatura de condensação e variando-se a temperatura de evaporação no evaporador de baixa, tem-se um COP do sistema cascata muito próximo ao do R-22, mas sendo superior ao do R-404A, chegando a ser 37% superior, para temperaturas relativamente baixas.

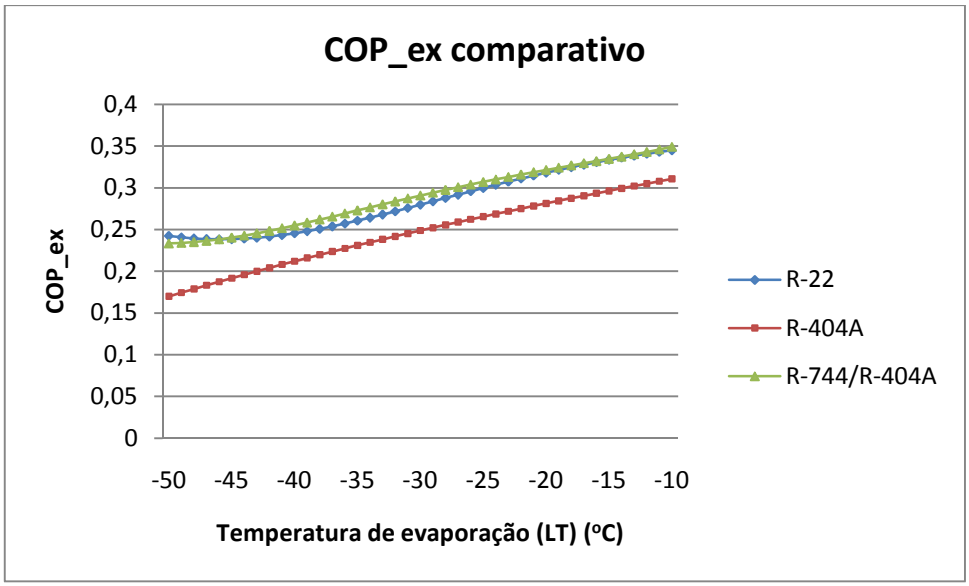


Figura 5.11 – COP exergético dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

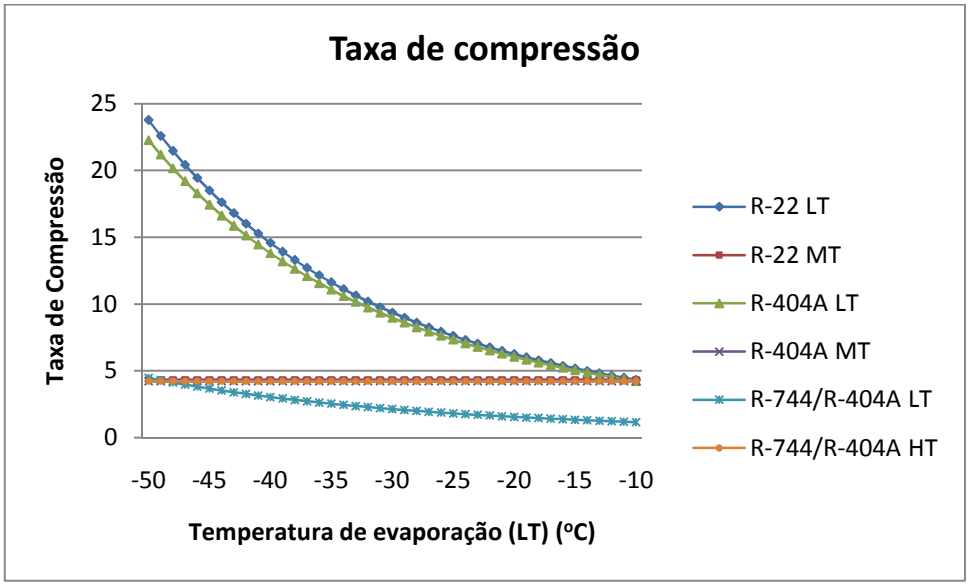


Figura 5.12 – Taxa de compressão dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

Na figura 5.12, é mostrada uma taxa de compressão bastante elevada nos compressores de baixa de R-22 e R-404A, chegando a ser 5 vezes superior aos outros compressores em temperaturas muito baixas. Contudo, essa taxa vem diminuindo com o aumento da temperatura de evaporação.

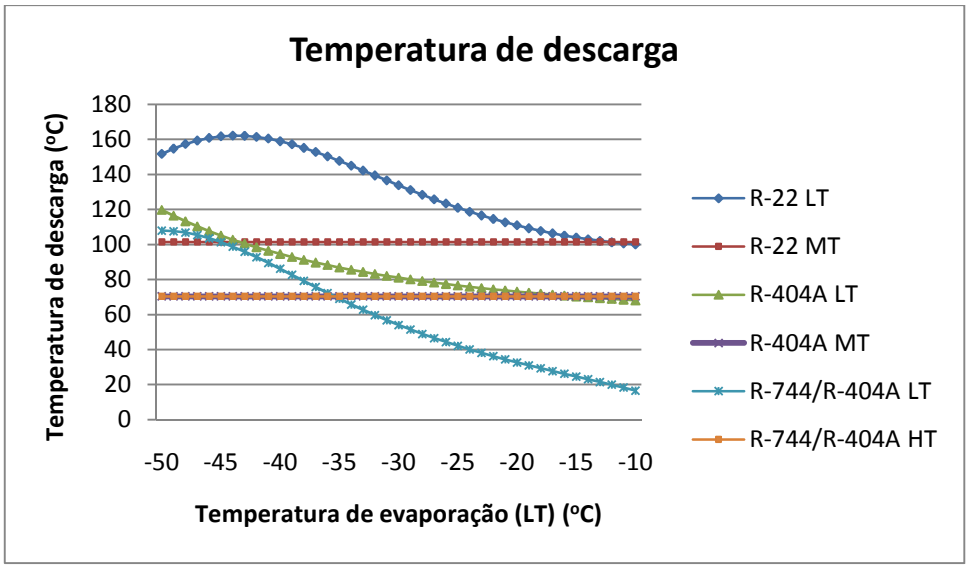


Figura 5.13 – Temperatura de descarga dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

Na figura 5.13, é mostrada a temperatura de descarga de acordo com a variação da temperatura de evaporação do evaporador de baixa. Nesta figura pode ser observado que a menor temperatura atingida foi do compressor com R-744, pelo fato do mesmo possuir menor taxa de compressão.

Variando temperatura de evaporação (MT)

Como dados de entrada foi mantida a capacidade frigorífica em 10 kW para congelados e 20 kW para resfriados, a temperatura de condensação em 40^{o}C, a temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura em -30^{o}C, sub-resfriamento em 3K e superaquecimento em 10K. Variando a temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura, se obtém os resultados mostrados nas figuras 5.14 a 5.19.

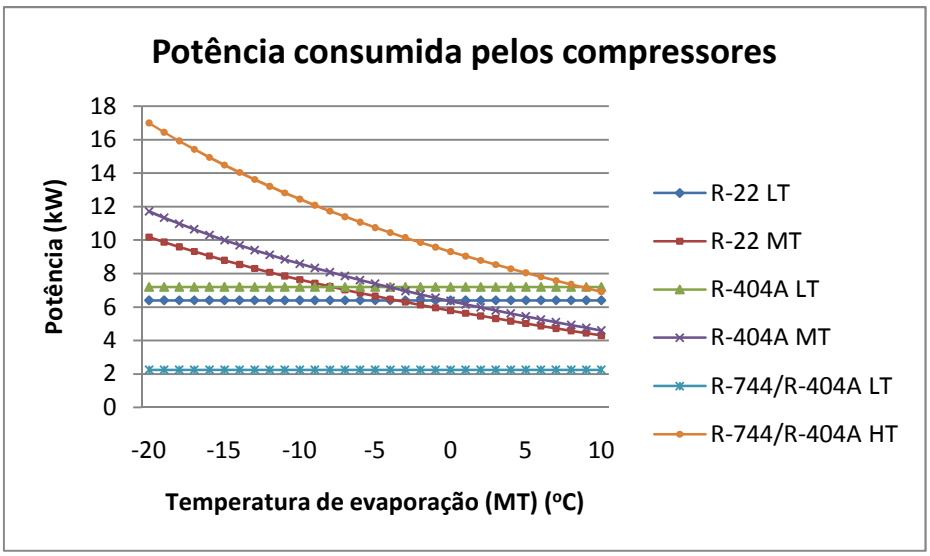


Figura 5.14 – Potência total consumida pelos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A.

Conforme figura 5.14, ao alterar a temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura é possível observar que a maior variação de potência consumida provém dos compressores que utilizam R-404A e estão submetidos às mesmas condições de variação de temperatura e pressão. Estes compressores são o R-404A (MT) e o compressor do sistema de alta na cascata.

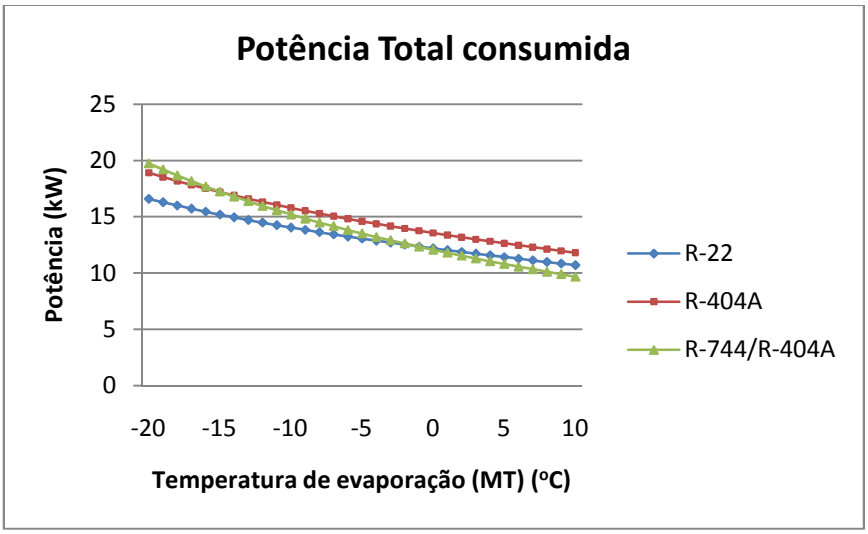


Figura 5.15 – Potência total consumida pelos compressores e bomba nos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A.

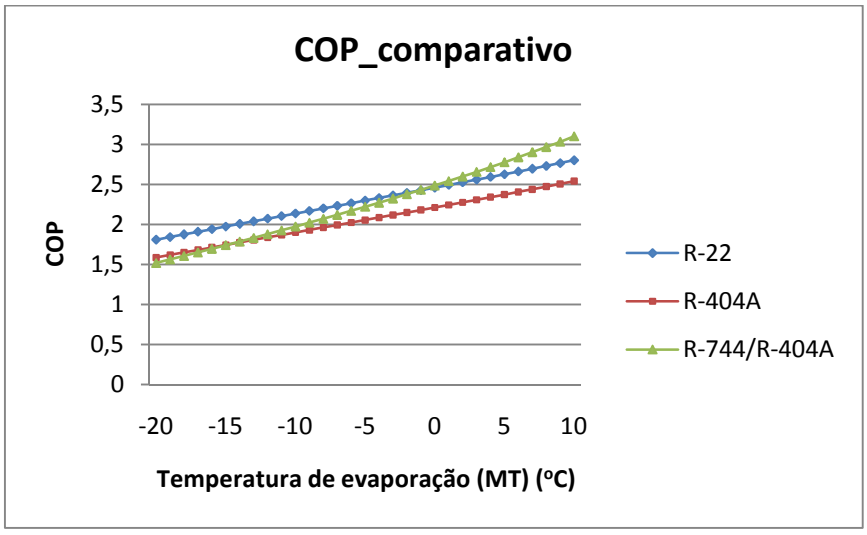


Figura 5.16 – COP dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A.

Na figura 5.16 percebe-se que, ao variar a temperatura de evaporação no evaporador de média, mantendo as condições de potência frigorífica e temperatura de condensação, tem-se um COP do sistema cascata maior, se comparado aos outros sistemas a partir de 3º C de evaporação, chegando a ser superior em 10%, comparado ao sistema com R-22 e 22%, comparado ao sistema com R-404A.

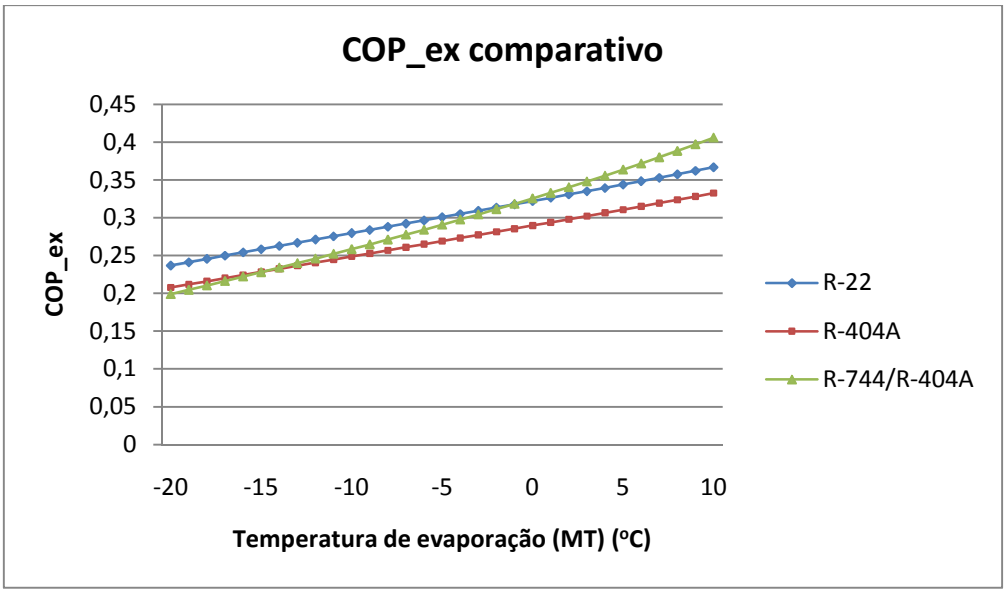


Figura 5.17 – COP exergético dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R404A.

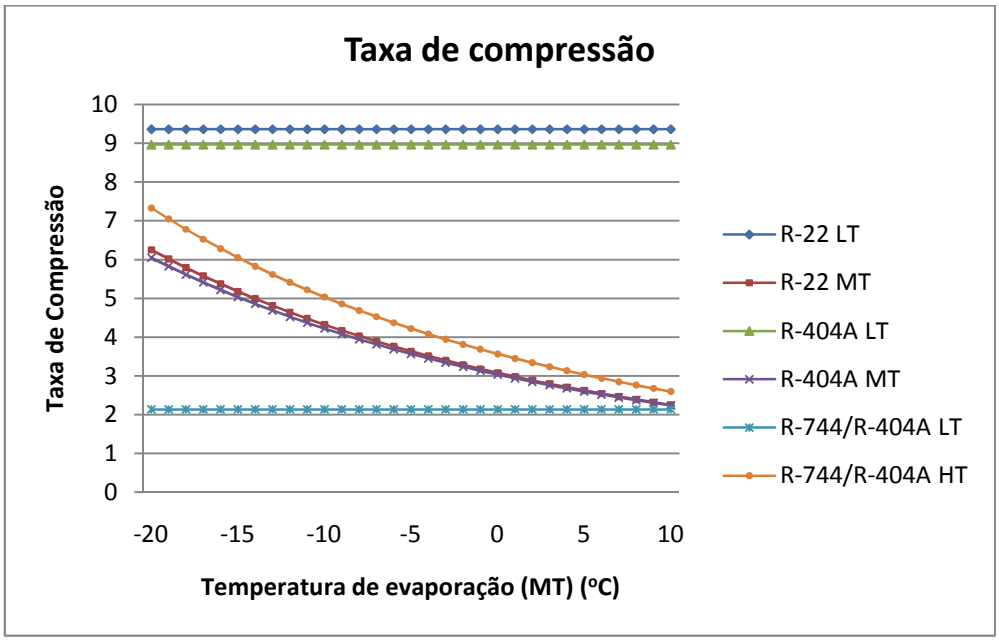


Figura 5.18 – Taxa de compressão dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A.

Na figura 5.18, temos uma taxa de compressão bastante elevada nos compressores de média de R-22 e R-404A, sendo minimizada ao se elevar a temperatura de evaporação.

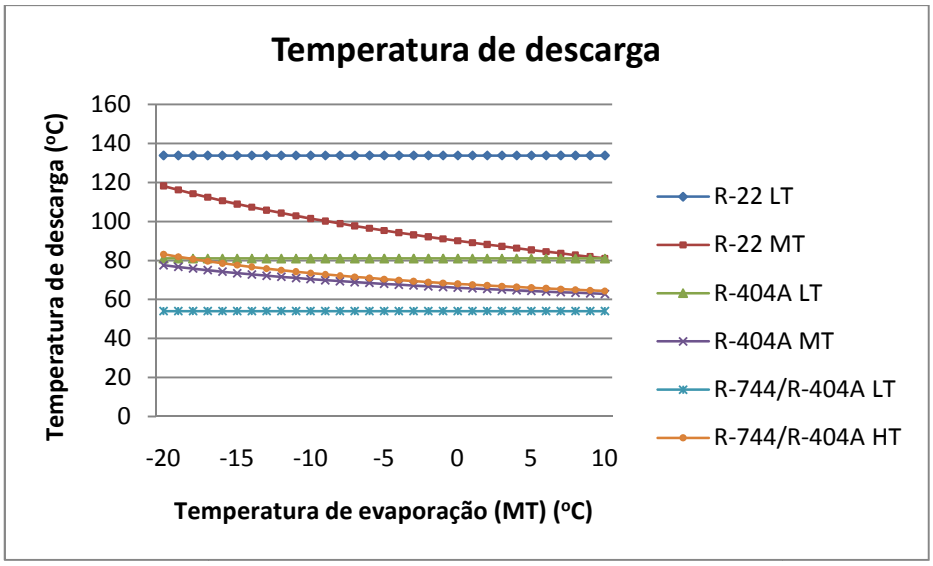


Figura 5.19 – Temperatura de descarga dos compressores dos sistemas utilizando R-22, R-404A e R-744/R-404A.

Na figura 5.19, é mostrada a temperatura de descarga dos compressores de acordo com a variação da temperatura de evaporação do evaporador de média. Nela observa-se que a menor temperatura atingida foi a do compressor com R-744, seguida da temperatura de descarga dos compressores alta cascata e R-404A de média, conforme a temperatura de evaporação aumenta.

Nas figuras 5.20 a 5.22, tem-se a divisão da destruição da exergia em cada componente. Nesta figura foram considerados os dados nas condições normais de funcionamento da instalação, onde a temperatura de evaporação (LT) é de -30^{o} C, temperatura de evaporação (MT) é de -10^{o} C e a temperatura de condensação é de 40^{o} C.

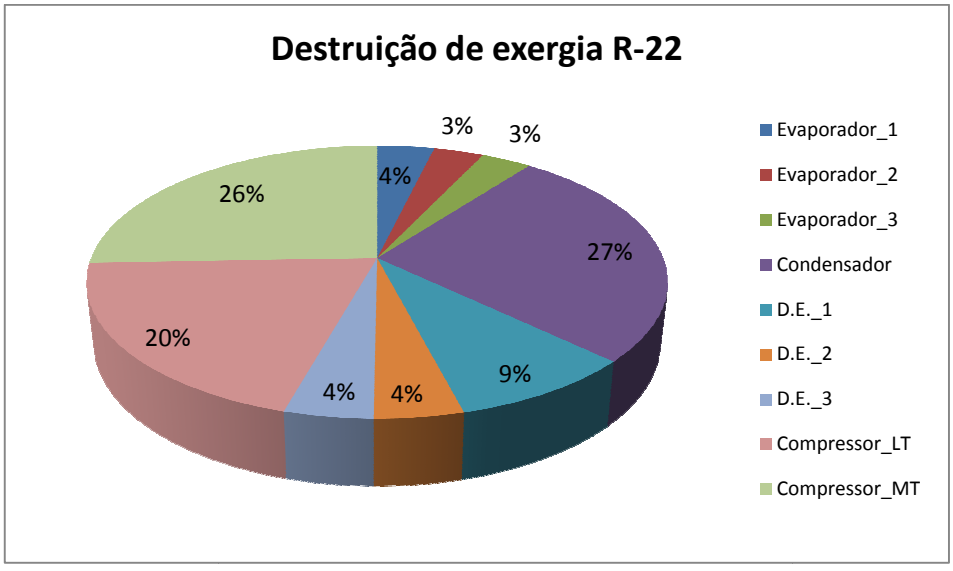


Figura 5.20 – Destruição de Exergia pelos componentes do sistema analisado com R-22.

Como podem ser observados na figura 5.20 os componentes que apresentam maior irreversibilidade no sistema com condensador único usando R-22, são os compressores e o

condensador único. Este condensador apresenta uma irreversibilidade levemente superior aos compressores por que se trata de um condensador único para dois compressores. Os dois compressores, por conta das irreversibilidades envolvidas no processo de compressão, apresentam maior perda, representando 46% dessas, seguido do condensador único, dispositivos de expansão e evaporadores.

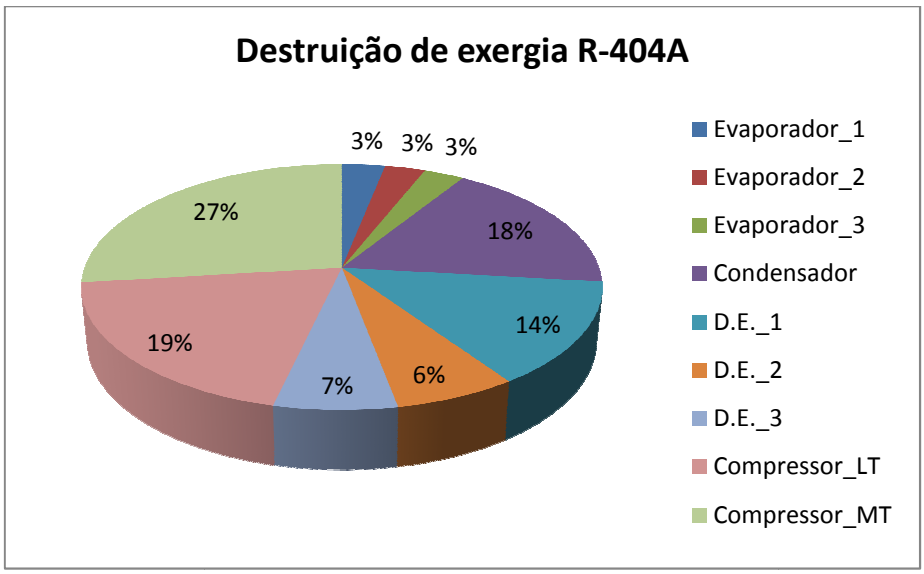


Figura 5.21 – Destruição de Exergia pelos componentes do sistema analisado com R-404A.

De maneira similar é possível observar, na figura 5.21, que os componentes que apresentam maior irreversibilidade no sistema com condensador único usando R-404A são os compressores. Estes produzem 46% das perdas, seguidos pelo condensador, dispositivos de expansão e evaporadores.

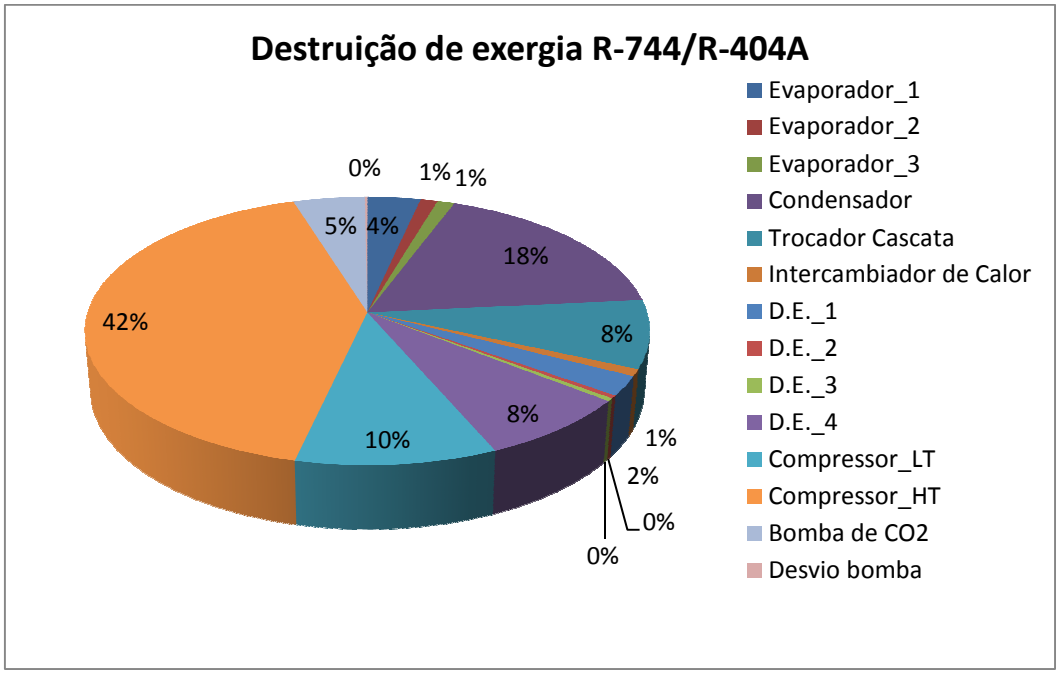


Figura 5.22 – Destruição de Exergia pelos componentes do sistema analisado com R-744/R-404A.

Como pode ser observado na figura 5.22 o componente que apresenta maior irreversibilidade neste caso é o compressor de alta cascata, pois nestas condições de aplicação o mesmo já apresenta uma ineficiência mais acentuada. Porém, se forem comparadas as irreversibilidades dos compressores do sistema de condensação única, o mesmo apresenta um compressor de baixa e um de média; onde estas irreversibilidades somadas apresentam uma ordem de grandeza similar à destruição de exergia do compressor de alta cascata.

As figuras de 5.23 a 5.25 mostram a destruição de exergia referente aos compressores dos sistemas de R-22, R-404A e R-744/R-404A, ao serem variadas as temperaturas de condensação e evaporação, e com 10 kW de capacidade frigorífica em (LT) e 20 kW em (MT).

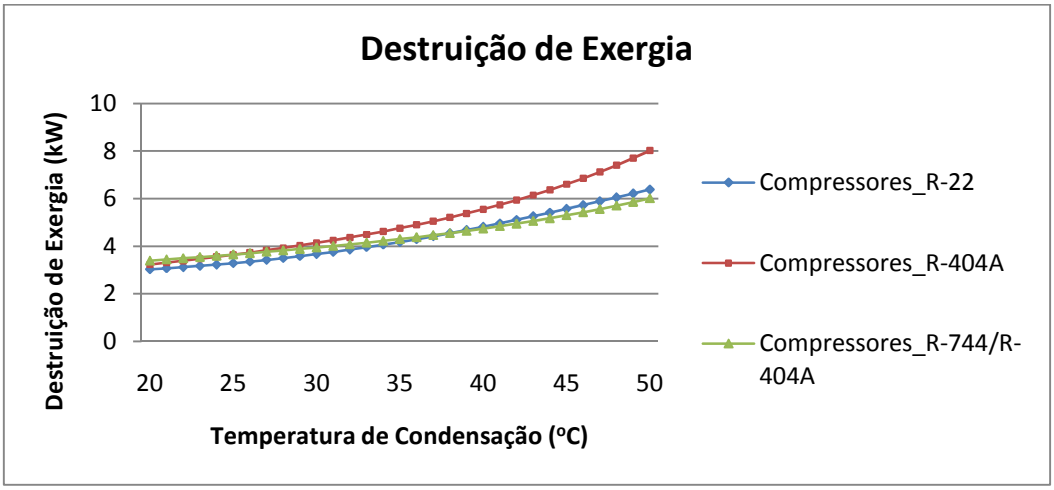


Figura 5.23 – Destruição de exergia dos compressores ao variar a temperatura de condensação.

Na figura 5.23, com a temperatura de evaporação (LT) em -30 º C e evaporação (MT) de -10 º C, é mostrada a destruição de exergia dos compressores de acordo com a variação da temperatura de condensação, podemos perceber que o sistema cascata se comporta bem dentro de uma faixa considerável de temperatura de condensação.

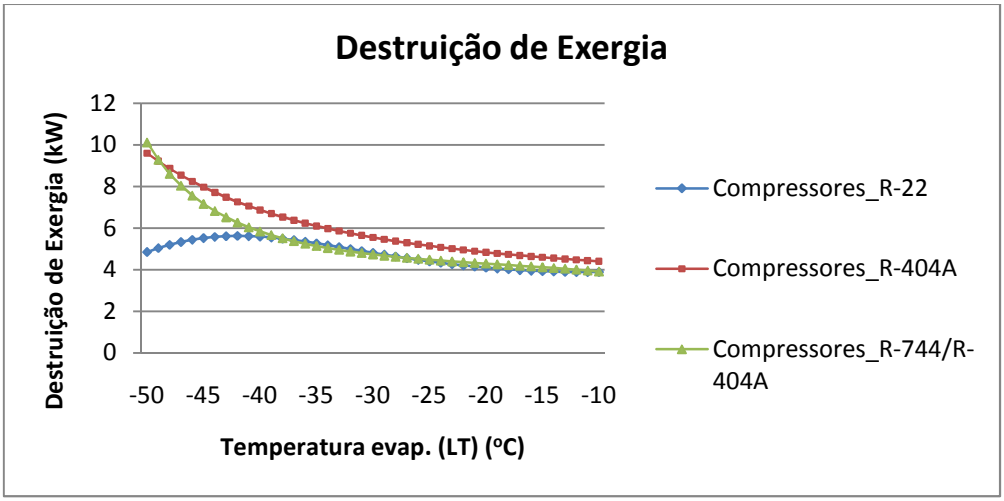


Figura 5.24 – Destruição de exergia dos compressores ao variar a temperatura de evap. (LT).

Já na figura 5.24 com a temperatura de condensação de 40 ^{o} C e evaporação (MT) de -10^{o} C, é mostrada a destruição de exergia dos compressores de acordo com a variação da temperatura de evaporação (LT), onde é possível observar um bom comportamento do sistema de R-744/R-404A na faixa de -40 a -10 ^{o} C.

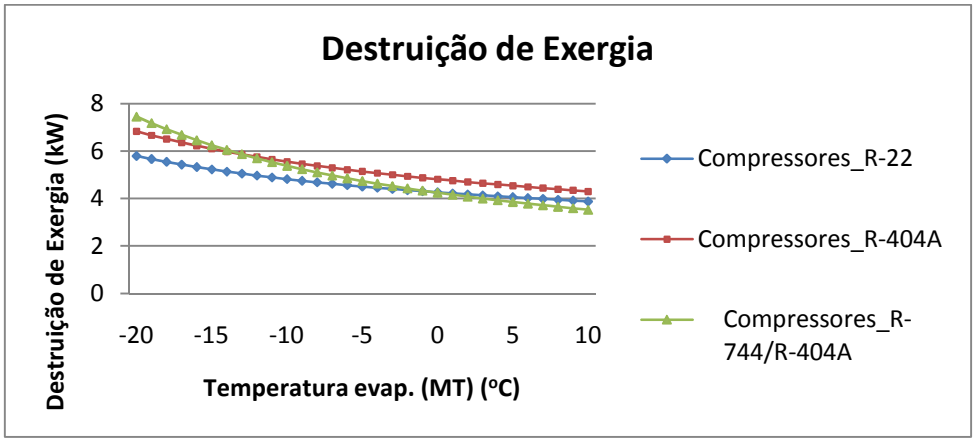


Figura 5.25 – Destruição de exergia dos compressores ao variar a temperatura de evap. (MT).

Na figura 5.25 com a temperatura de condensação de 40 ^{o} C e evaporação (LT) de -30^{o} C, é mostrada a destruição de exergia dos compressores de acordo com a variação da temperatura de evaporação (MT), neste caso a faixa que melhor se comportou para o sistema de R-744/R-404A, foi a de -10 a +10 ^{o} C.

5.1.3 - Sistema analisado do Supermercado Verdemar

Variando a temperatura de condensação

Para uma temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura em -33^{o} C e a temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura em -8^{o} C, variando a temperatura de condensação do sistema de alta, obtêm-se os seguintes resultados, mostrados nas figuras 5.26 a 5.31.

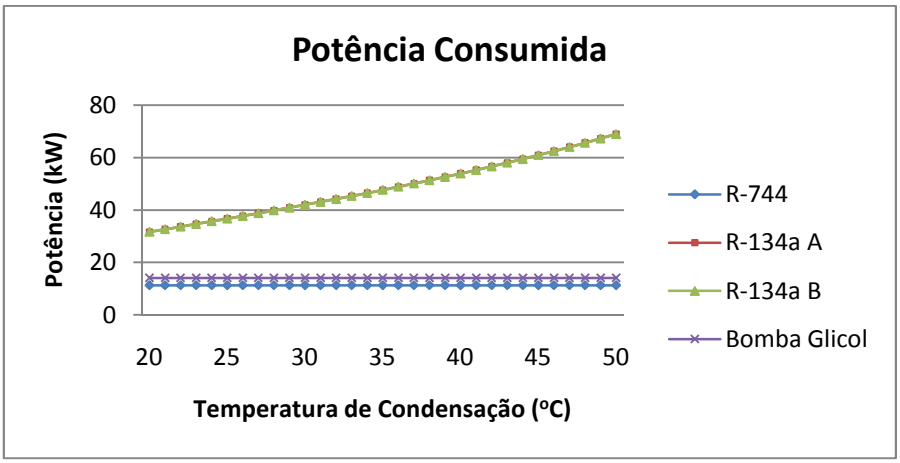


Figura 5.26 – Potência consumida pelos compressores e bomba.

Conforme exposto na figura 5.26, ao variar a temperatura de condensação é possível observar um aumento da potência consumida pelos compressores do sistema de alta, devido ao aumento da diferença de temperatura e pressão entre as linhas de sucção e descarga dos compressores.

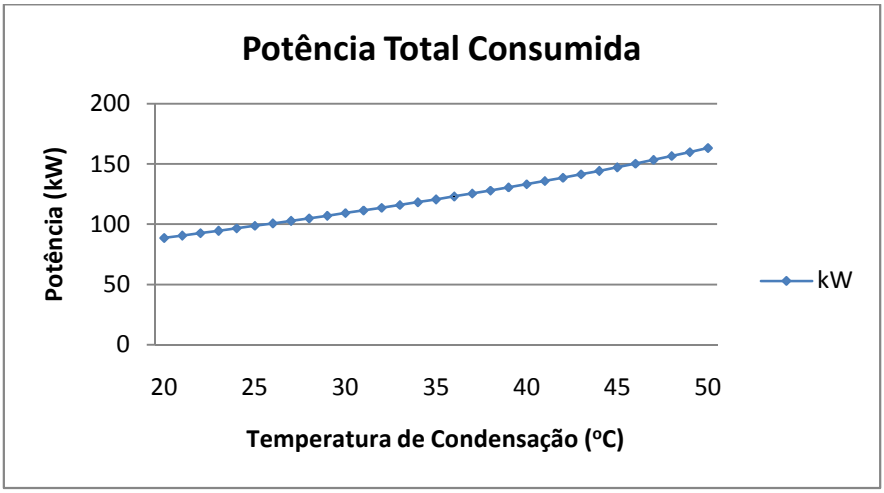


Figura 5.27 – Potência total consumida pelos compressores e bomba do sistema.

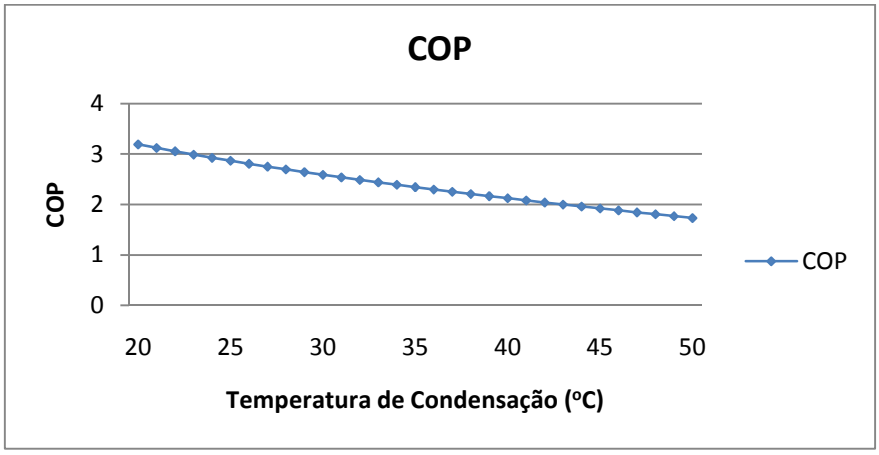


Figura 5.28 – COP do sistema.

Na figura 5.28 ao variarmos a temperatura de condensação é possível observar uma diminuição do COP, devido ao aumento da potência consumida pelos sistemas.

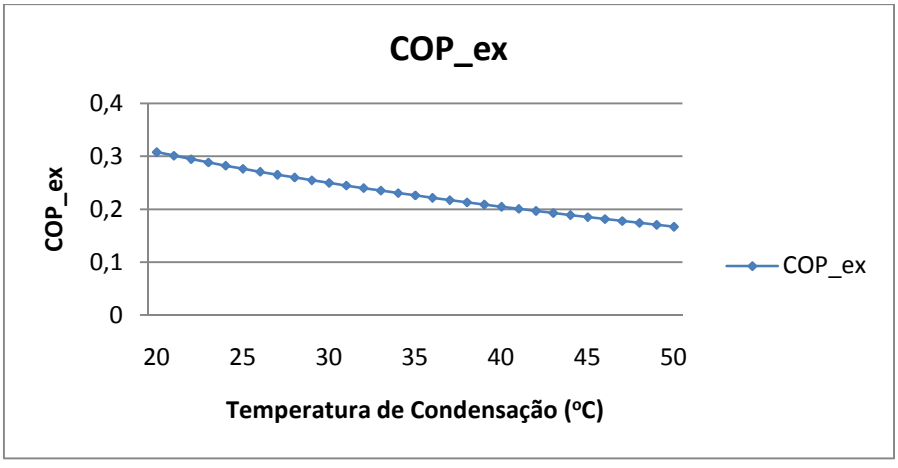


Figura 5.29 – COP exergético do sistema.

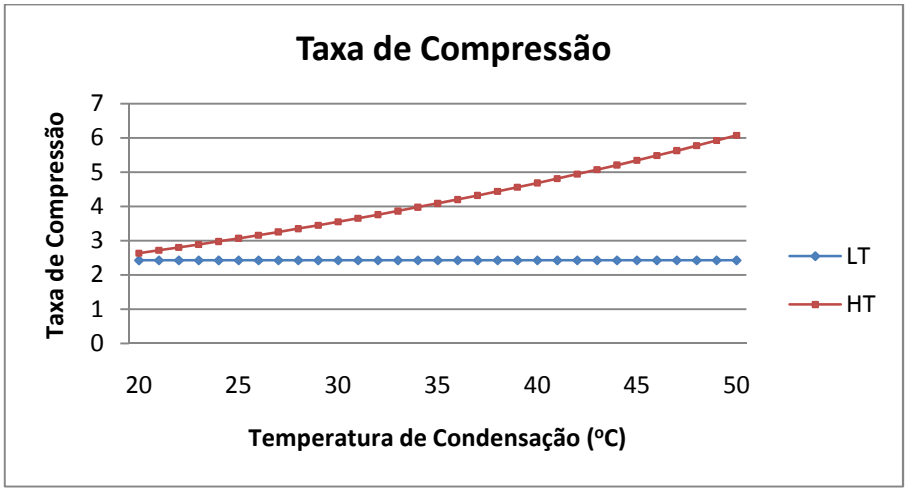


Figura 5.30 – Taxa de compressão dos compressores.

Na figura 5.30, temos uma variação da taxa de compressão do compressor de alta, e por conta da estabilidade das temperaturas de sucção e descarga do compressor de baixa, a taxa de compressão não varia.

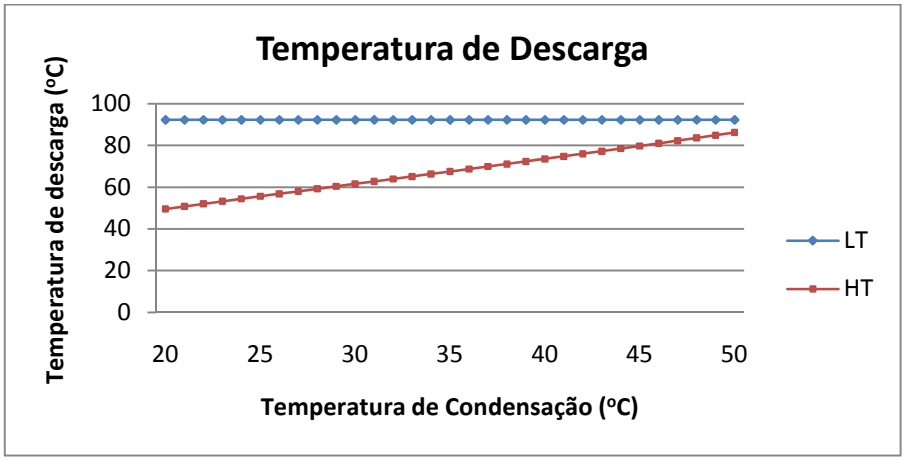


Figura 5.31 – Temperatura de descarga dos compressores utilizados.

Variando a temperatura de evaporação (LT)

Para uma temperatura de condensação de 40^{o} C, para uma temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura em -8 C e variando a temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura, se obtêm os seguintes resultados mostrados nas figuras 5.32 a 5.38.

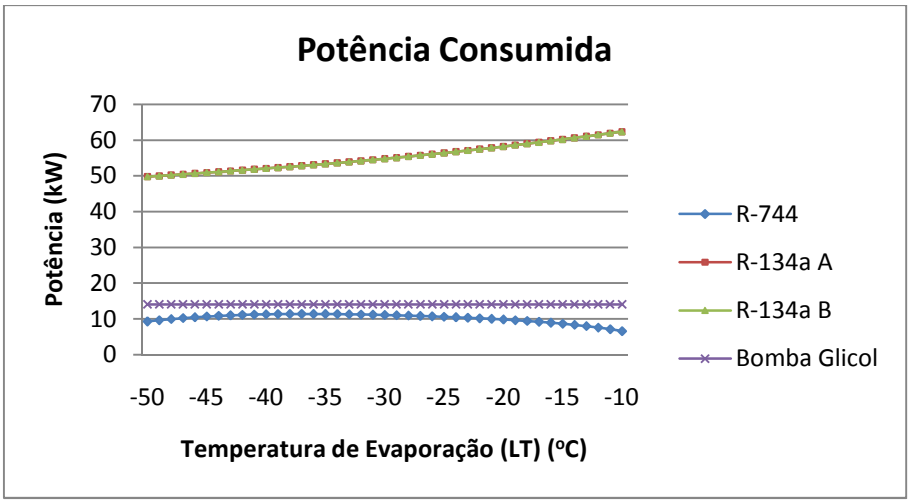


Figura 5.32 – Potência consumida pelos compressores e bomba.

Ao alterar a temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura é possível observar, na figura 5.32, que existe uma variação de potência consumida nos compressores de baixa. Porém esta variação também ocorre nos compressores do sistema de alta, devido à variação da potência consumida nos compressores de baixa e também devido à variação da energia que chega ao evaporador cascata, vindo da variação da capacidade frigorífica dos evaporadores de baixa.

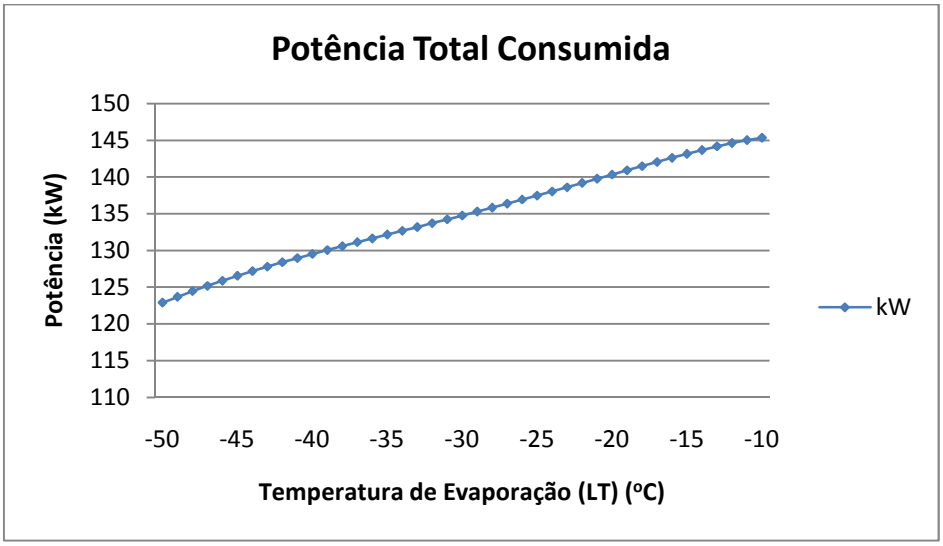


Figura 5.33 – Potência total consumida pelos compressores e bomba do sistema.

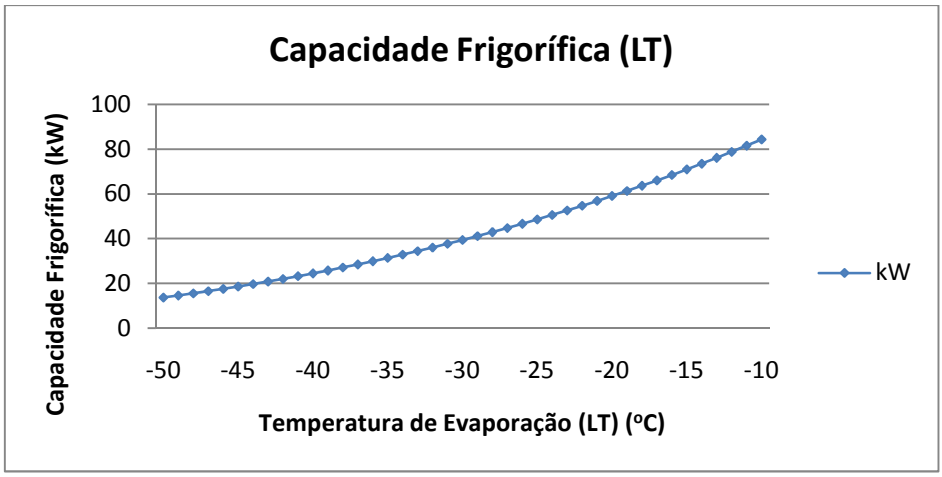


Figura 5.34 – Capacidade frigorífica do evaporador de baixa temperatura.

Na figura 5.34, é mostrada uma variação da capacidade frigorífica com o aumento da temperatura de evaporação dos evaporadores de baixa, provinda variação da eficiência volumétrica destes compressores em determinadas condições de aplicação.

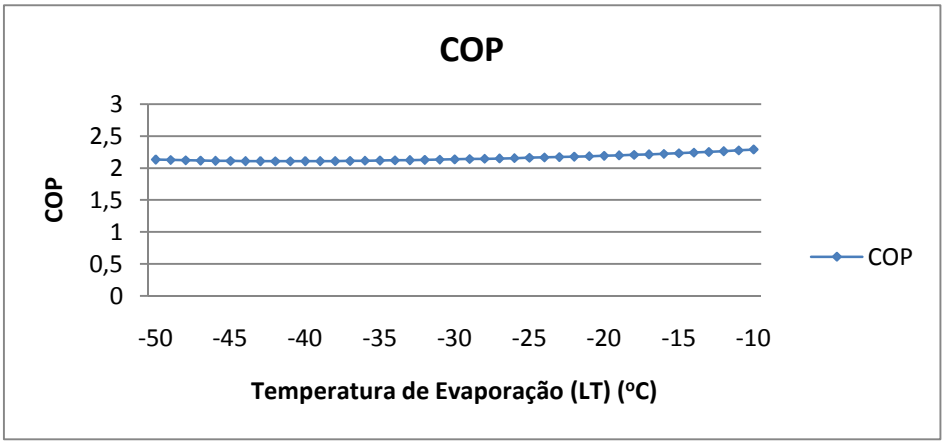


Figura 5.35 – COP do sistema.

Na figura 5.35, ao variar a temperatura de evaporação (LT) é possível observar um aumento do COP, principalmente a partir de -30^{o} C, devido ao aumento da capacidade frigorífica.

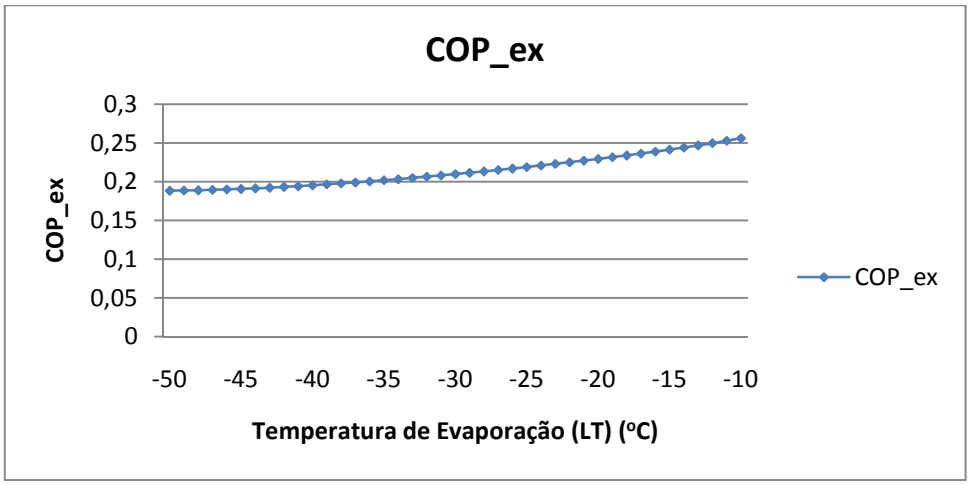


Figura 5.36 – COP exergético do sistema.

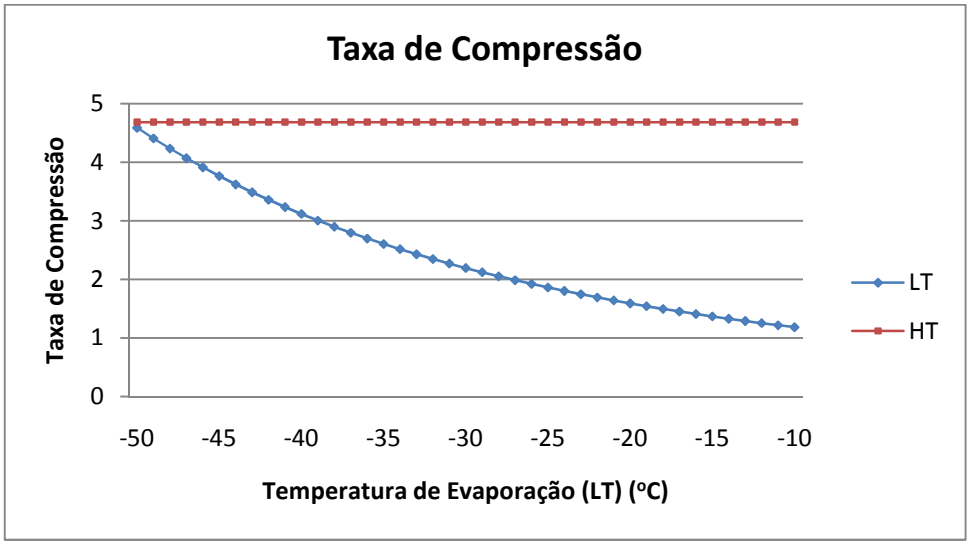


Figura 5.37 – Taxa de compressão dos compressores.

Na figura 5.37, é evidenciada uma variação da taxa de compressão dos compressores do sistema a partir da mudança de temperatura de evaporação nos evaporadores de baixa, porém os compressores de alta, com exceção da variação da capacidade frigorífica, não sofrem variação em suas condições.

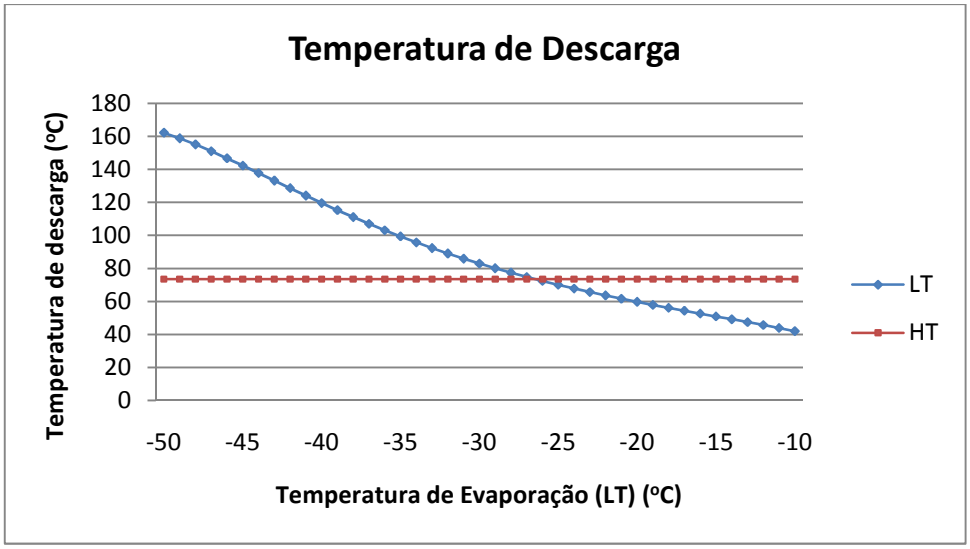


Figura 5.38 – Temperatura de descarga dos compressores utilizados.

Variando a temperatura do trocador de média

Para uma temperatura de condensação de 40^{o} C, uma temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura de -33^{o} C e variando a mesma no evaporador de média temperatura, são obtidos os resultados mostrados nas figuras 5.39 a 5.45.

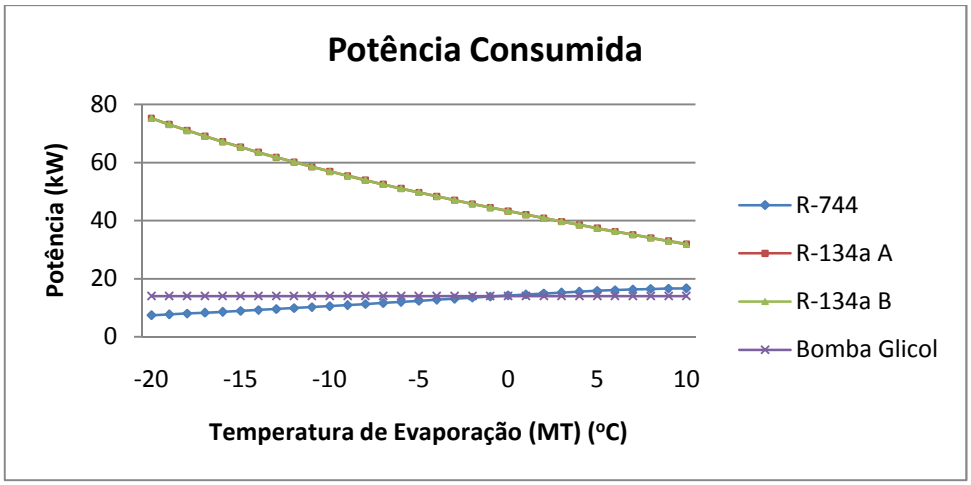


Figura 5.39 – Potência consumida pelos compressores e bomba.

Variando a temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura é possível observar, na figura 5.39, que existe uma variação da potência consumida nos compressores de baixa. Esse fato ocorre devido à variação da temperatura no evaporador cascata; mas a maior variação é provinda do sistema de alta, por conta da variação da capacidade frigorífica nos trocadores de resfriados.

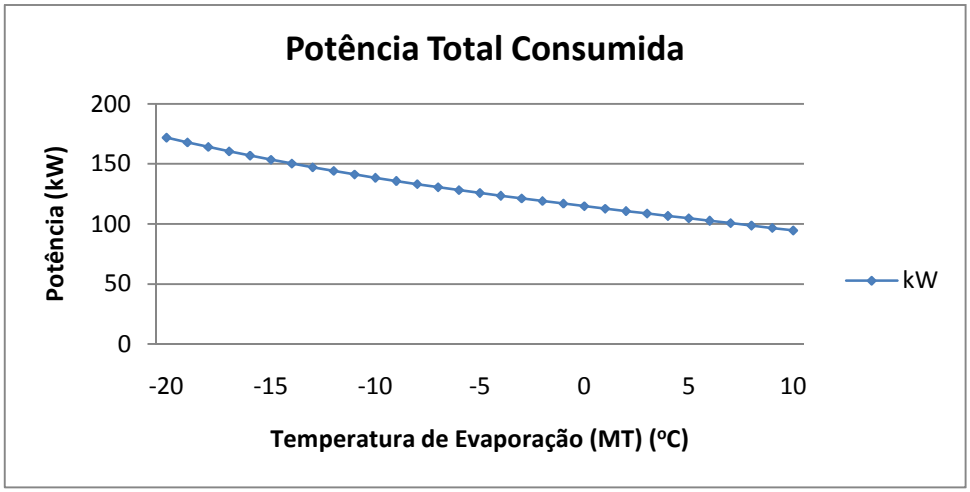


Figura 5.40 – Potência total consumida pelos compressores e bomba do sistema.

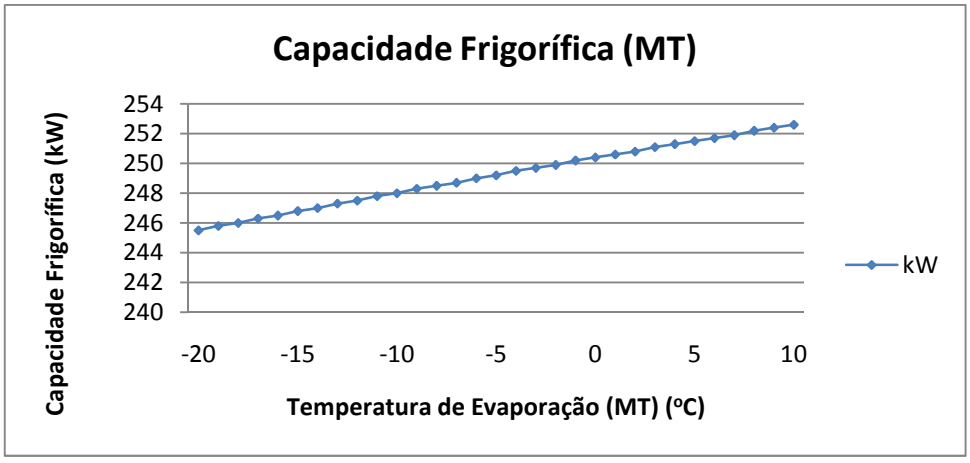


Figura 5.41 – Capacidade frigorífica do trocador de média temperatura.

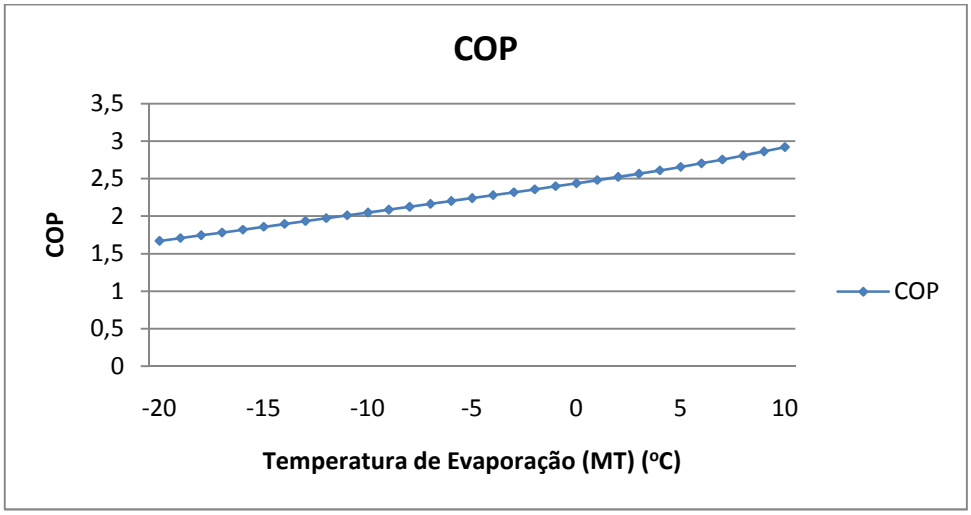


Figura 5.42 – COP do sistema.

Na figura 5.42 ao variar a temperatura do trocador (MT) é possível observar um aumento do COP, devido ao aumento da capacidade frigorífica e redução da potência consumida, devido à diminuição das taxas de compressão e eficiências mecânicas.

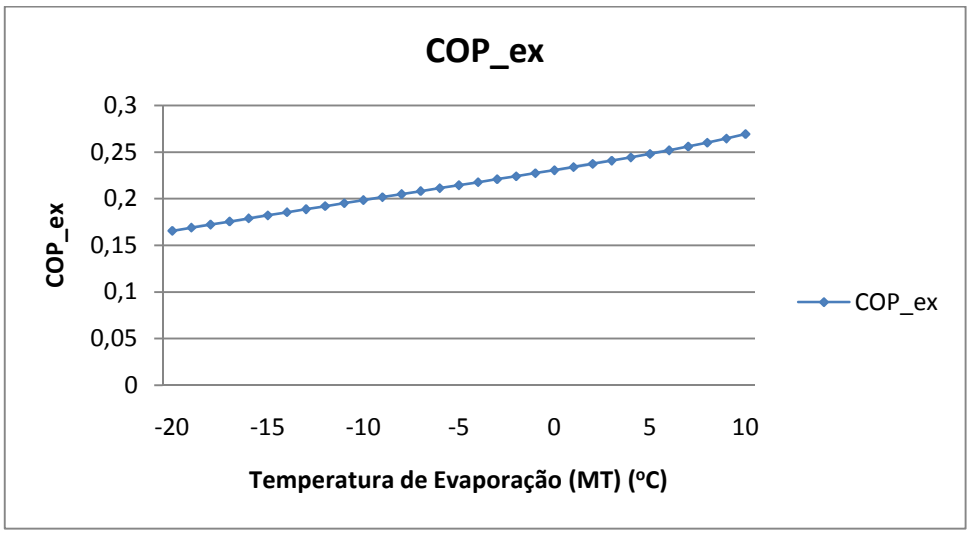


Figura 5.43 – COP exergético do sistema.

Pode-se observar nas figuras 5.42 e 5.43, que a tendência do COP exergético ao variar a temperatura de evaporação é a mesma apresentada pelo COP calculado energeticamente, sendo o COP exergético de menor proporção devido às irreversibilidades dos componentes envolvidos.

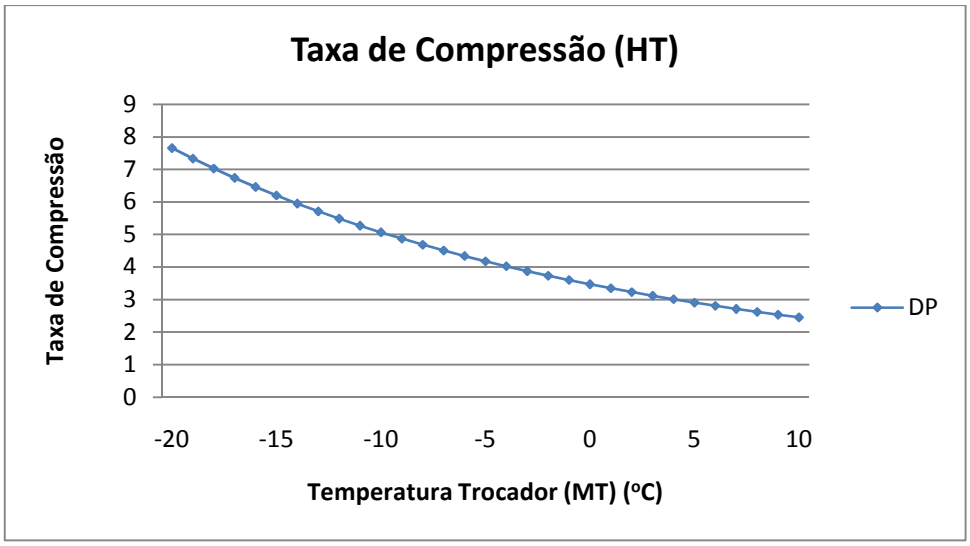


Figura 5.44 – Taxa de compressão dos compressores.

Como é possível observar na figura 5.44, a taxa de compressão diminui conforme a temperatura do trocador de média aumenta, chegando a haver uma diferença de taxa significativa de 7,8 a 2,4.

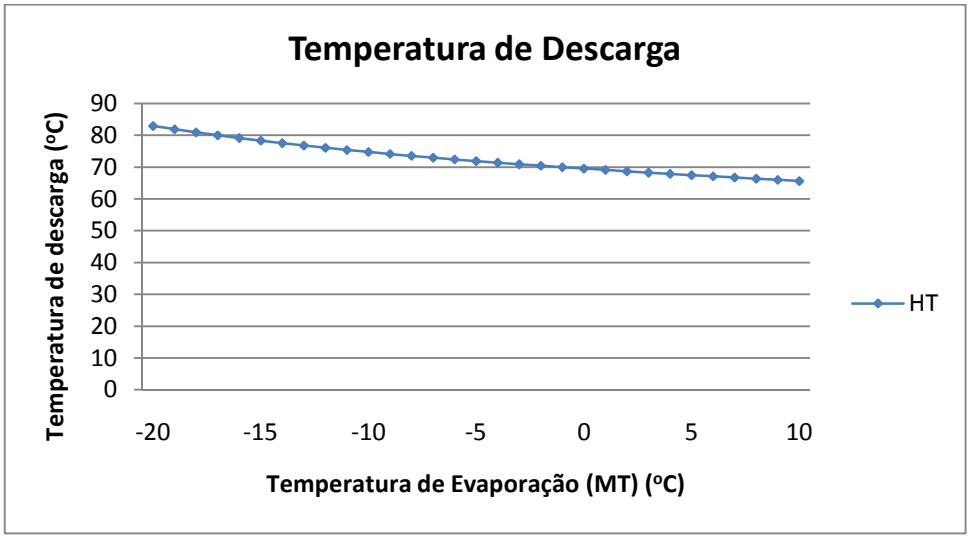


Figura 5.45 – Temperatura de descarga dos compressores utilizados.

Na figura 5.45 observa-se que a temperatura de descarga decresce conforme a relação de pressão e temperatura diminui entre a sucção e descarga do compressor. Esta redução de 13^{o} C é importante, pois aumentará a vida útil dos componentes responsáveis pela compressão como válvulas de placa de válvulas, e também reduzirá o processo de decomposição do óleo lubrificante quando exposto a altas temperaturas.

Na figura 5.46, pode-se distinguir a divisão da destruição da exergia em cada componente. Nesta figura foram considerados os dados nas condições normais de funcionamento da instalação, onde a temperatura de evaporação (LT) é de -33^{o} C, a temperatura do trocador de média de 0,5^{o} C e a temperatura de condensação de 40^{o} C.

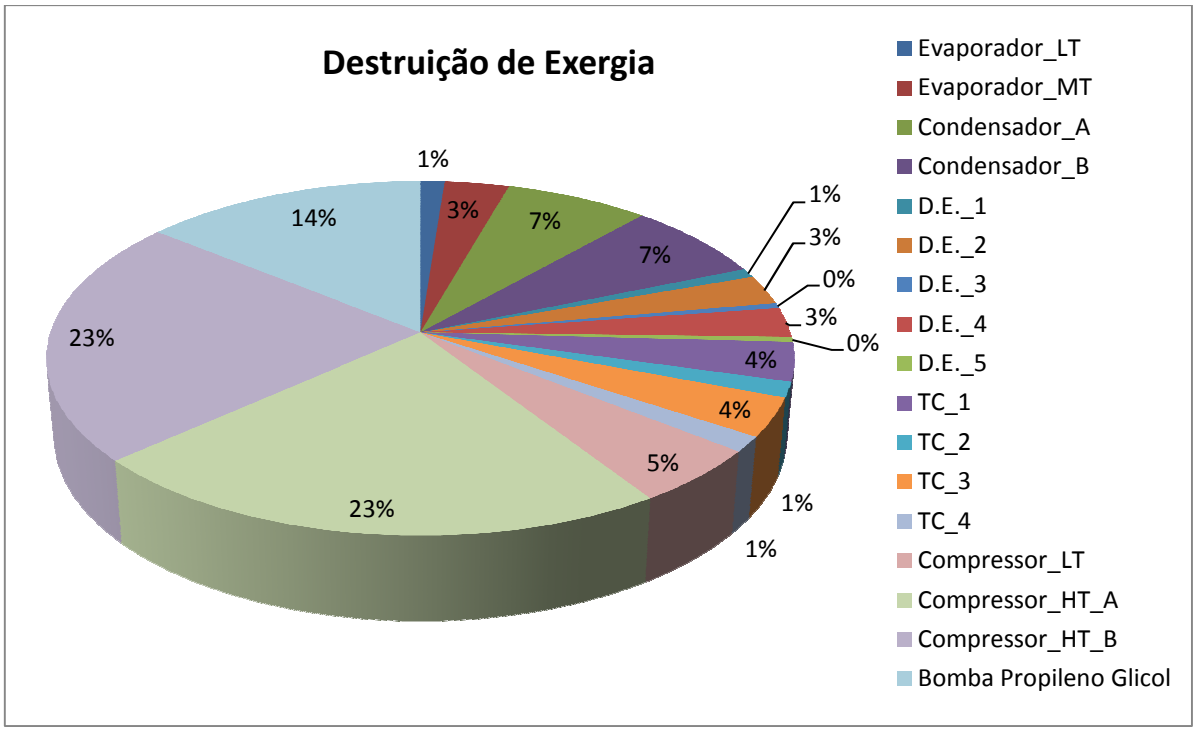


Figura 5.46 – Destruição de Exergia pelos componentes do sistema analisado com R-744/R-134a.

Os componentes que apresentam maior irreversibilidade no sistema são os compressores de alta, devido às ineficiências no processo de compressão, devido à própria eficiência mecânica e taxas de compressão. Estas irreversibilidades nos compressores resultam no aumento da potência consumida dos mesmos. É importante salientar que a exergia destruída nos compressores de CO_2 foi bastante inferior aos outros compressores, devido principalmente as condições em que estes componentes estão sujeitas como a taxa de compressão deste compressor, que é bem menor comparada aos compressores com R-134a.

As figuras de 5.47 a 5.49 mostram a destruição de exergia referente aos compressores do sistema de R-744/R-134a, ao serem variadas as temperaturas de condensação e evaporação.

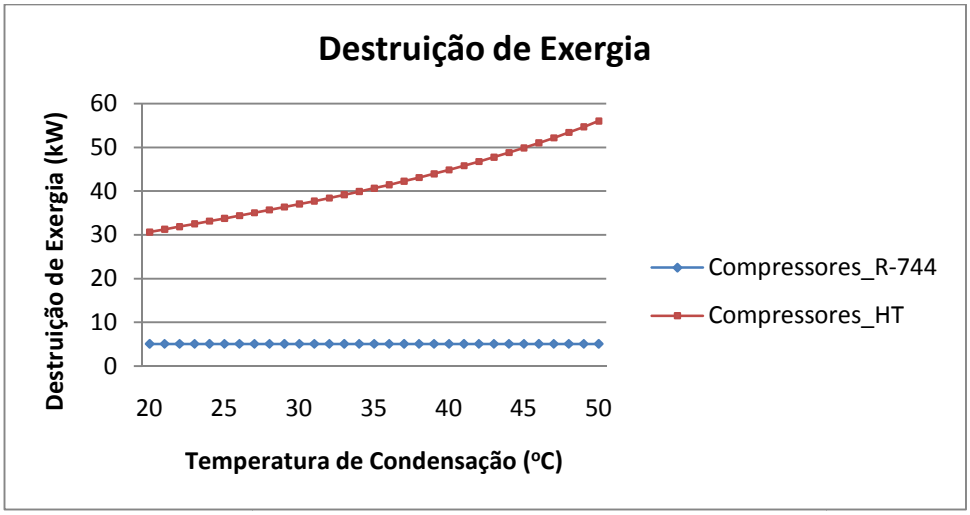


Figura 5.47 – Destruição de exergia dos compressores R-744/R-134a, ao variar a temperatura de condensação.

Na figura 5.47, com a temperatura de evaporação (LT) em -33 ^{o} C e evaporação (MT) de -8 ^{o} C, é mostrada a destruição de exergia dos compressores de acordo com a variação da temperatura de condensação, podemos perceber que os compressores de R-744 não sofrem variação, pois a temperatura do condensador cascata é controlada para se manter constante.

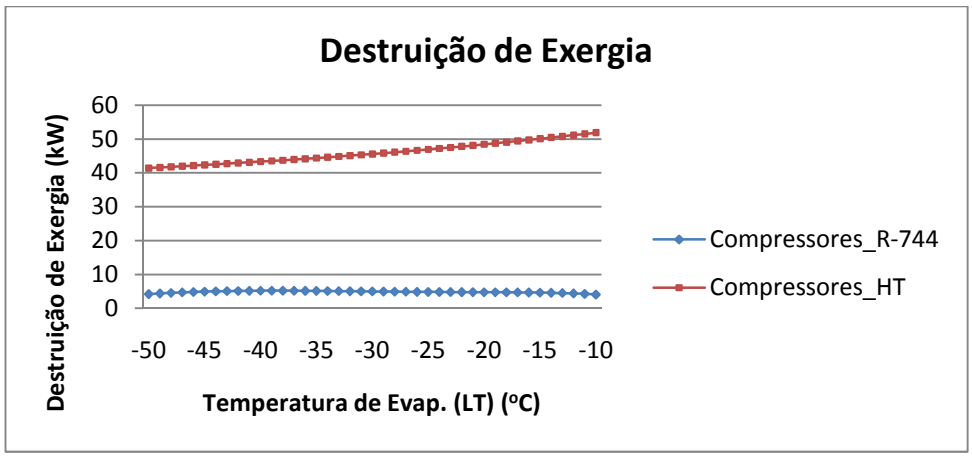


Figura 5.48 – Destruição de exergia dos compressores R-744/R-134a, ao variar a temperatura de evap. (LT).

Já na figura 5.48 com a temperatura de condensação de 40 ^{o} C e evaporação (MT) de -8^{o} C, é mostrada a destruição de exergia dos compressores de acordo com a variação da temperatura de evaporação (LT), onde é possível observar que os compressores do sistema de alta sofrem um acréscimo na destruição de exergia, devido ao aumento da capacidade frigorífica dos evaporadores (LT).

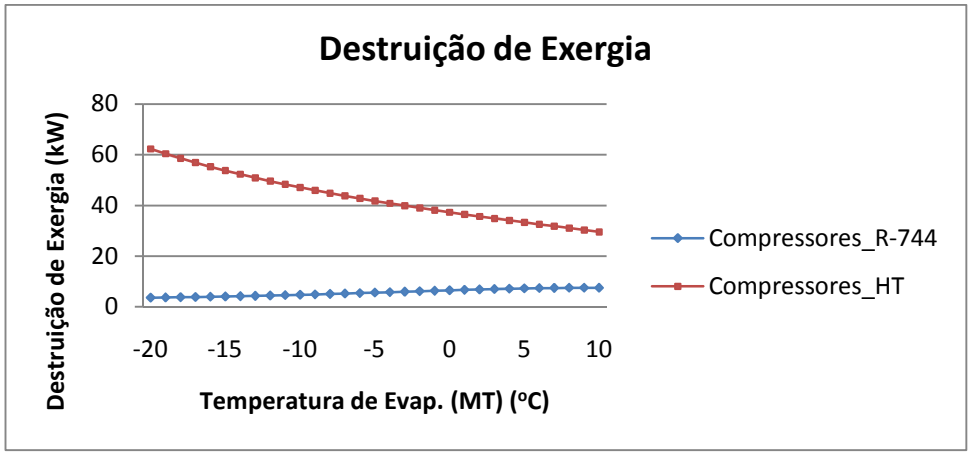


Figura 5.49 – Destruição de exergia dos compressores R-744/R-134a, ao variar a temperatura de evap. (MT).

Na figura 5.49 com a temperatura de condensação de 40 ^{o} C e evaporação (LT) de -30 ^{o} C, é mostrada a destruição de exergia dos compressores de acordo com a variação da temperatura de evaporação (MT), neste caso ocorre um aumento na temperatura de condensação do sistema com R-744, cuja temperatura é a mesma do trocador cascata R-134a/Propileno Glicol.

5.2. Resultados do relato de caso

As figuras 5.50 a 5.54, dizem respeito às medições realizadas no Supermercado Verdemar, nos dias 14 e 15 de outubro de 2010. Com relação à medição das temperaturas de entrada e saída do ar e tubulações nos trocadores de resfriados e evaporadores de congelados, devido ao fato de existir uma alta circulação de pessoas nas câmaras, além da temperatura ambiente interna das câmaras serem muito próximas; foram escolhidas para medição as que possuíam menor circulação de pessoas, para medir a temperatura do ar de entrada e saída do evaporador, sendo uma câmara de resfriados e uma de congelados. Desta forma evitou-se que a faixa de temperatura fosse elevada, fornecida pelo calor adicional das pessoas, produtos a serem conservados e ar do ambiente externo.

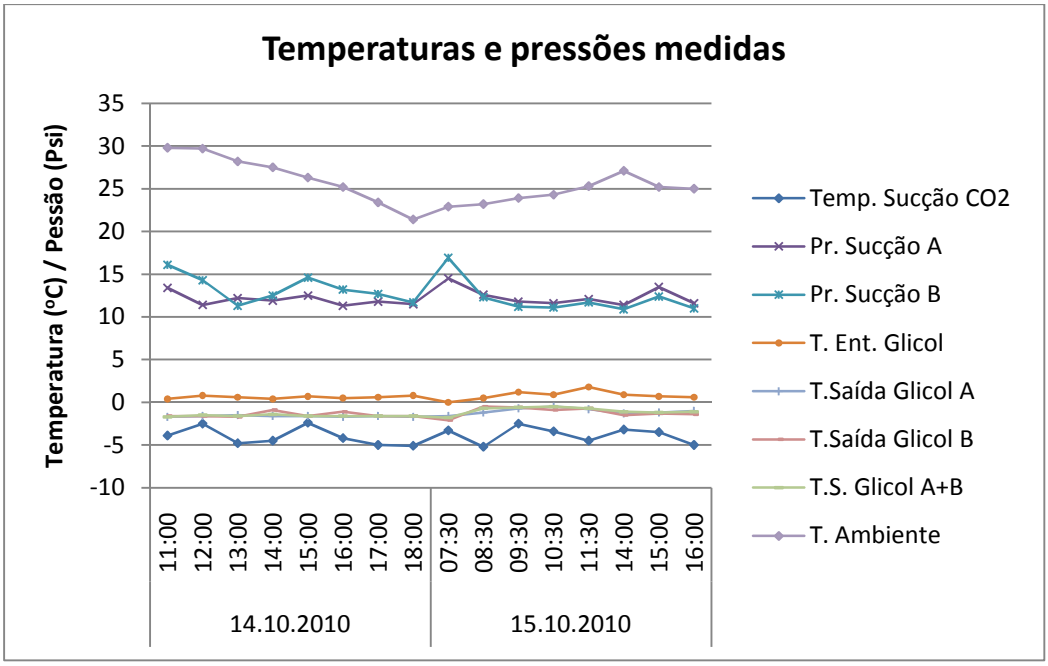


Figura 5.50 – Temperaturas coletadas através do supervisório.

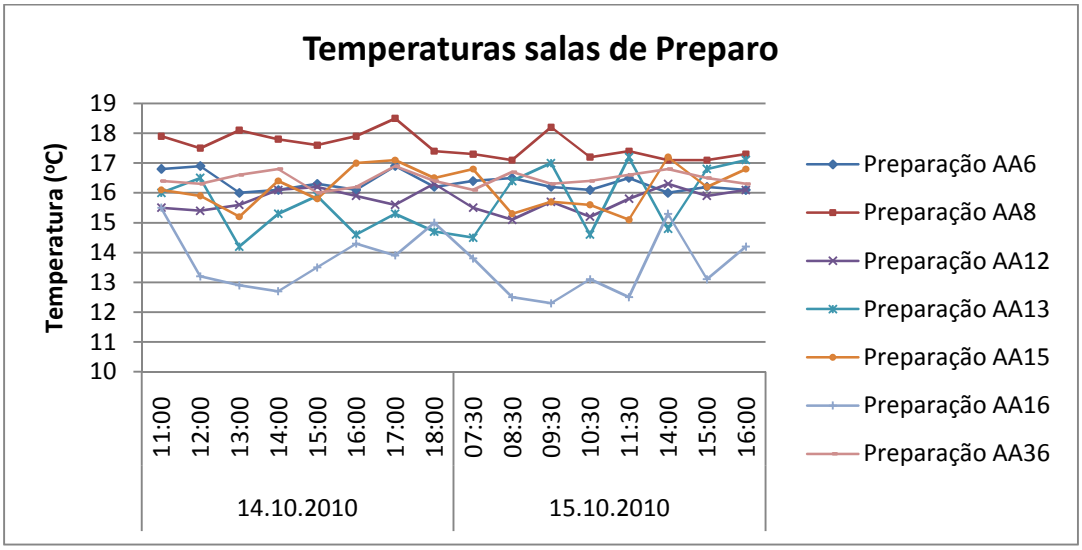


Figura 5.51 – Temperaturas dos ambientes internos das salas de preparo.

Na figura 5.51, percebe-se certa faixa na mudança de temperatura devido à alta rotatividade de pessoas, aberturas de portas e entrada de produtos.

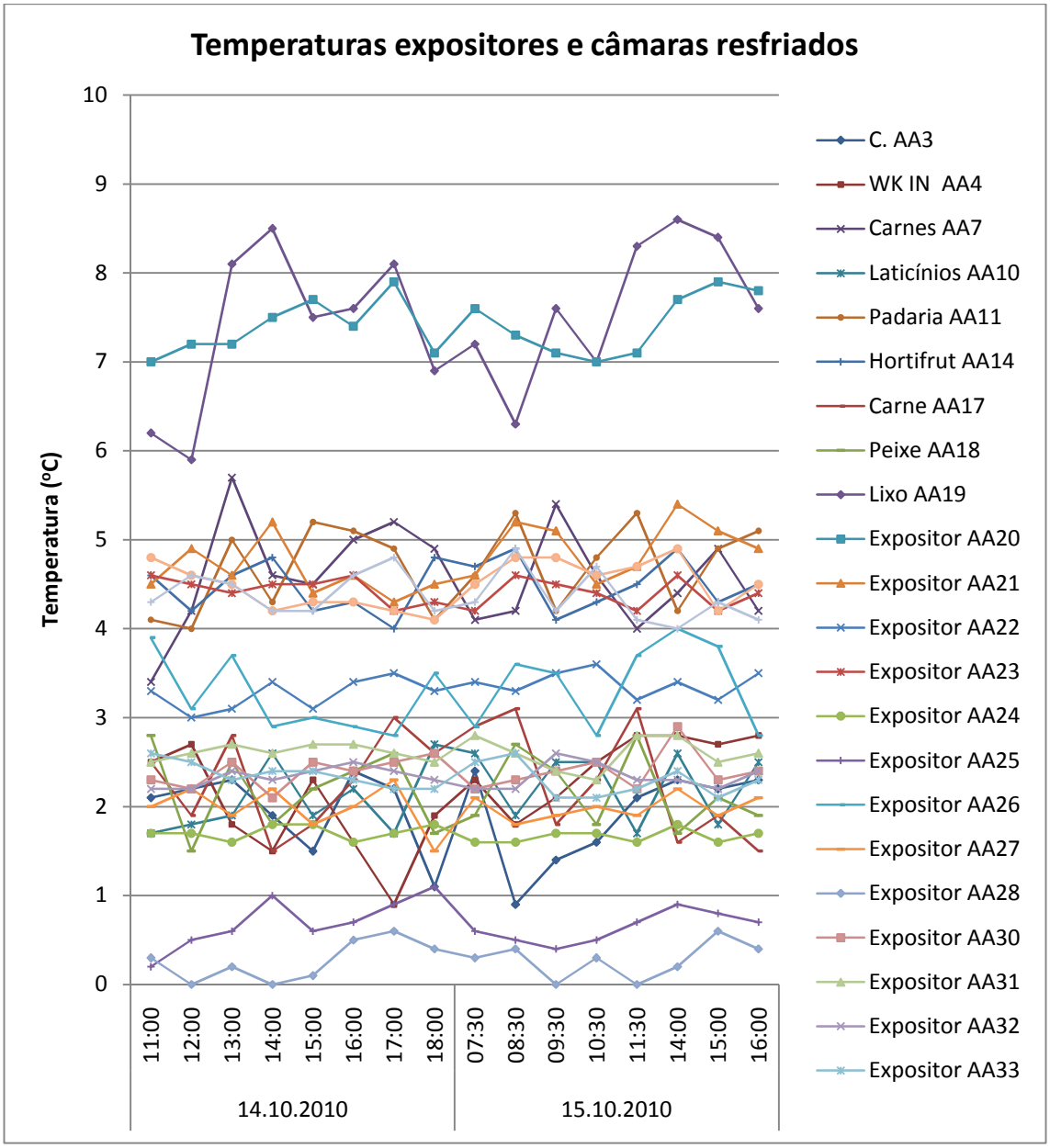


Figura 5.52 – Temperaturas das câmaras e expositores de resfriados.

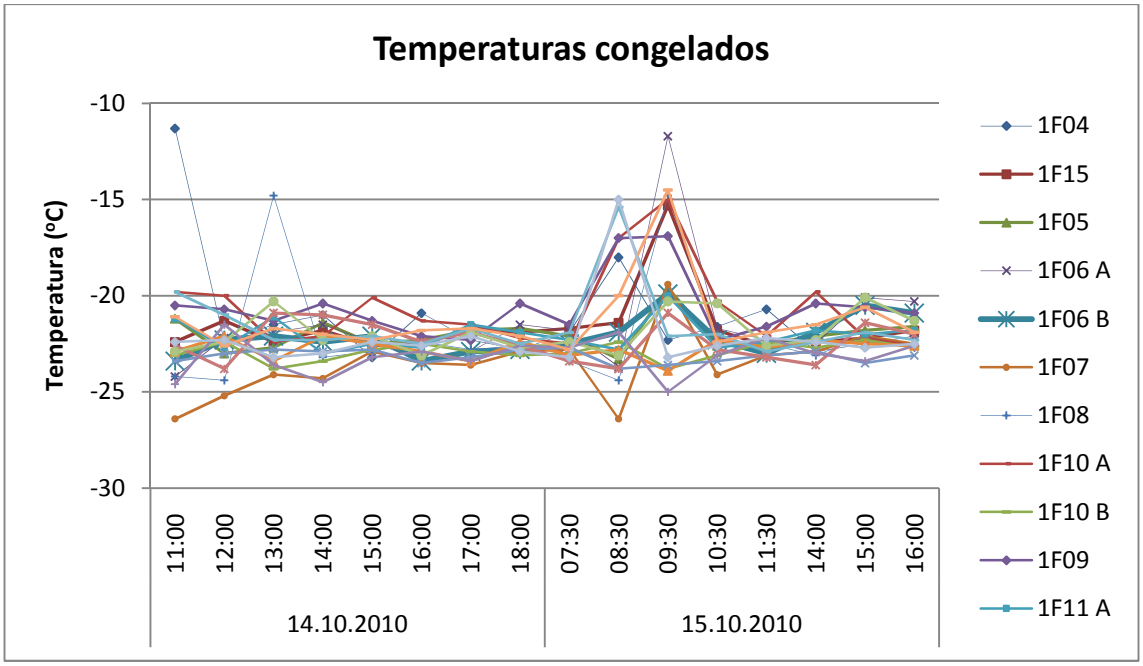


Figura 5.53 – Temperaturas das câmaras e ilhas de congelados.

Na figura 5.53, é possível perceber que as temperaturas são bastante constantes, exceto no momento do degelo.

As tabelas 5.1 e 5.2 mostram a potência consumida pelos compressores, mostrada em forma gráfica pela figura 5.76.

Tabela 5.1 - Potência consumida pelos compressores (kW).

	14.10.2010							
Compressores	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
1A	15,381	12,030	14,584	13,298	15,472	15,010	15,750	14,900
2A	13,400	13,336	14,296	11,638	-	14,980	-	14,606
3A	-	-	12,000	11,330	12,203	12,558	10,925	11,946
1B	14,274	12,450	14,058	12,642	14,175	13,570	14,203	14,195
2B	15,856	14,084	14,870	14,342	15,842	14,900	15,750	13,200
3B	-	11,229	-	-	-	13,469	-	14,800
1C	3,470	-	3,465	3,333	3,459	3,240	3,470	-
2C	2,984	2,534	2,966	2,773	2,901	2,855	2,906	2,957
3C	3,014	2,401	2,902	2,863	3,018	2,951	3,032	2,844

Tabela 5.2 - Potência consumida pelos compressores (kW).								
	15.10.2010							
Compressores	07:30	08:30	09:30	10:30	11:30	14:00	15:00	16:00
1A	15,376	15,279	15,450	14,253	15,230	13,662	15,282	15,150
2A	14,305	14,943	-	13,336	-	13,292	-	13,670
3A	11,926	11,350	11,639	11,340	11,840	-	12,261	12,776
1B	14,443	13,986	14,356	13,609	11,235	13,292	14,008	14,130
2B	15,960	16,138	15,500	14,084	13,657	14,769	15,856	16,149
3B	-	-	-	11,229	14,606	13,400	-	-
1C	-	-	3,200	-	3,312	3,219	3,422	3,494
2C	2,896	2,773	-	2,548	2,855	2,763	2,917	2,808
3C	3,002	2,955	2,886	2,423	2,938	2,711	3,048	3,058

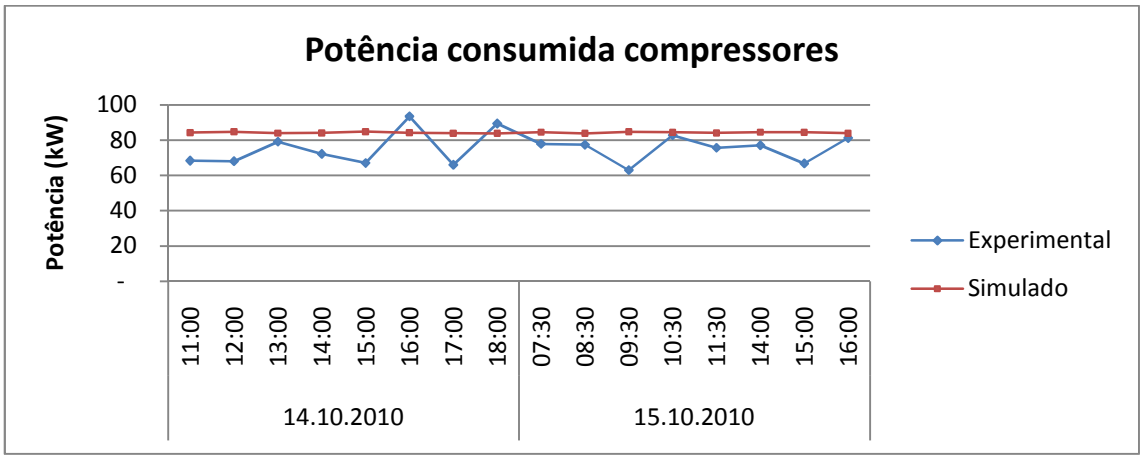


Figura 5.54 – Potência consumida pelos compressores.

Como é possível perceber na figura 5.54, em determinados momentos, a potência consumida medida chega a ser bem próxima da simulada, onde a mais próxima gira em 3% de diferença, justamente quando o sistema apresenta uma maior necessidade de capacidade frigorífica, ligando todos os compressores. Já o maior erro fica em 35%, devido a ser o momento em que o sistema esta programado para entrar em degelo, pois o sistema desliga dois compressores de alta e um de baixa. Em vários momentos é percebida uma redução da potência em média de 10 a 23%, devido ao sistema de controle. Outro fator importante é a variação da tensão elétrica fornecida pela distribuidora de energia em Nova Lima, Minas Gerais; que deveria estar em torno de 380 volts entre as fases, mas foi medida entre 343 a 368 volts, fato que compromete bastante o valor da potência consumida.

Já com relação aos dados do projeto fornecidos pela empresa Plotter & Racks, conforme a figura 5.55 é mostrada uma comparação entre os dados de projeto e simulados da capacidade frigorífica, sendo os dados de entrada os mesmos do funcionamento normal deste supermercado já citados.

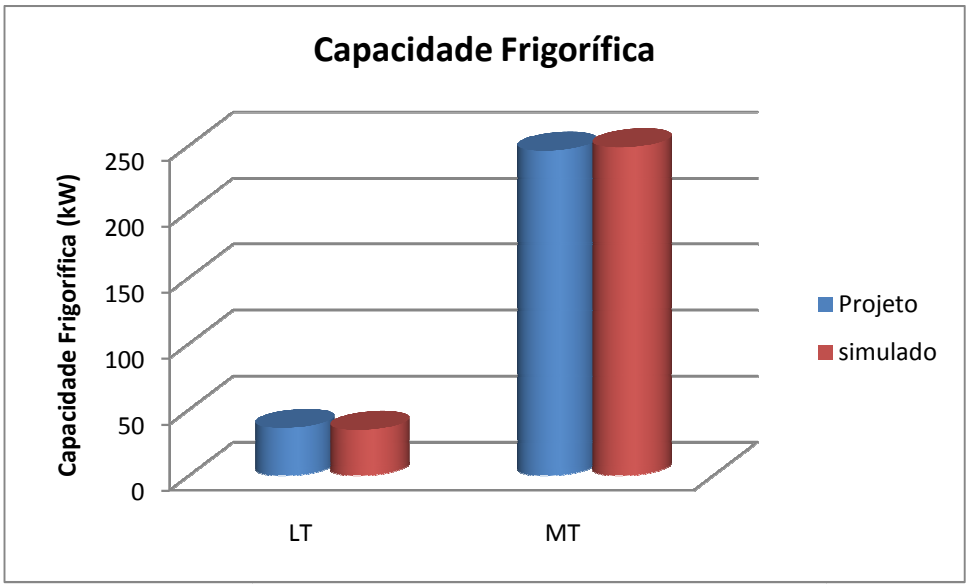


Figura 5.55 – Comparativo entre dados de projeto e simulados para a capacidade frigorífica do Supermercado Verdemar.

O erro encontrado entre os dados de projeto e simulado para os evaporadores de congelados foram de 3% e para os de resfriados foi de 1%.

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 – Conclusões

Neste capítulo as conclusões serão divididas em conclusões já esperadas e em conclusões observadas.

6.1.1 – Conclusões já Esperadas

A seguir serão listadas conclusões que foram confirmação de comportamentos já esperados, relativos a sistemas de refrigeração a CO_2:

- Melhora do COP do sistema cascata comparado ao sistema de R-22, e R-404A. Dependência da faixa de aplicação;
- Redução do diâmetro das tubulações;
- Menores taxas de compressão;
- Compressores no sistema de baixa com menores taxas de deslocamento;
- Baixo custo do CO_2

Pela comparação entre os sistemas estudados, nos sistemas tipo cascata, houve uma melhora no COP do sistema pela utilização do CO_2 de 7,6%, quando comparado ao sistema de R-22, e de 29,8%, quando comparado ao R-404A, quando é variada a temperatura de condensação e fixado os outros parâmetros, como temperatura de evaporação em -30^oC para congelados e -10^oC para resfriados, bem como a capacidade frigorífica em 10 kW para congelados e 20 kW para resfriados.

Sabe-se que, pelas propriedades termodinâmicas do CO_2 existe uma baixa taxa de compressão do compressor de CO_2, sabe-se também que quanto menor a taxa de compressão, maior o tempo de vida útil do compressor. No projeto dos sistemas a CO_2 analisados foi constatado um menor diâmetro das tubulações no sistema com dióxido de carbono, devido ao efeito de refrigeração volumétrica deste fluido ser maior. A carga total de fluido refrigerante é menor, se comparada com os outros dois sistemas, por conta das tubulações e trocadores dos evaporadores serem menores.

Uma das primeiras conclusões desse trabalho foi com respeito à modelagem matemática e à simulação numérica através do EES proposta pelo presente trabalho como metodologia para os sistemas de refrigeração estudados. O modelo foi testado com dados disponíveis na literatura (Sawalha, 2008), tendo mostrado precisão, com erros próximos a 0,5%. Através da comparação entre os dados obtidos na análise energética e exergética verificou-se que as análises termodinâmicas estavam corretas e obteve-se mais segurança em aplicar os mesmos tipos de análise a vários sistemas de refrigeração.

6.1.2 – Conclusões Observadas

A seguir mostra-se um resumo das conclusões observadas e uma breve discussão desses pontos.

- Redução na potência consumida pelos compressores, devido ao sistema de controles embarcado.
- A análise exergética indicou que o conjunto de compressores apresentou maior perda, seguido pelo condensador, trocador cascata, dispositivos de expansão e evaporadores.
- Custo comparativo dos sistemas.

Na análise de uma instalação em operação diária com o CO_2, que foi o caso do Supermercado Verdemar (MG/Brasil), foi constatada uma redução na potência consumida pelos compressores, devido ao sistema de controles embarcado e também devido a uma redução na temperatura de condensação graças ao sistema Breeze.

Da análise exergética realizada nos sistemas, o componente que forneceu maior irreversibilidade foram os compressores, devido às suas ineficiências, principalmente em elevadas taxas de compressão. Esse dado está de acordo com resultados da literatura.

Um dado importante, que pode ser apresentado como conclusão desse trabalho, foi à constatação de que atualmente, mesmo no Brasil, instalações de grande porte como centros de distribuição, os sistemas com CO_2 já estão apresentando o mesmo custo de um sistema com HCFC ou HFC. A tendência é que estes custos sejam ainda mais reduzidos, chegando aos componentes dos sistemas de médio porte.

No que diz respeito à análise exergética, o conjunto de compressores, por conta das irreversibilidades envolvidas no processo de compressão, apresentaram maior perda, seguido pelo condensador, trocador cascata, dispositivos de expansão e evaporadores. Com relação aos compressores, a exergia destruída pelos mesmos poderá ser minimizada se adotada uma faixa de aplicação respeitando os limites destes, como temperaturas de condensação e evaporação, o que se refletirá nas suas eficiências mecânicas.

6.2 - Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões e recomendações para trabalhos futuros:

- Aperfeiçoar os modelos da simulação usados para avaliar o desempenho dos sistemas, incluindo a modelagem detalhada dos trocadores de calor, utilizando inclusive condensação a ar ou a água;
- Obter dados e realizar análise da instalação subcrítica com perfis de cargas frigoríficas variadas, obtendo também o tempo de resposta nos evaporadores com relação à inércia térmica. Os responsáveis pela operação do sistema do supermercado Verdemar em Minas Gerais, ressaltaram um curto tempo de resposta nas retomadas das temperaturas das câmaras e

ilhas após o degelo, significando um menor tempo de compressores ligados no sistema, sendo esse outro fator na redução do consumo de energia;

- Realizar análise e experimentos em sistemas transcríticos, pois utilizam menos componentes. Necessita-se verificar a viabilidade dessa alternativa, apesar de seu baixo rendimento ser de antemão conhecido.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARORA, A.; KAUSHIKB, S. C. **Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R-502, R-404A and R-507A**, International Journal of Refrigeration, p. 1 – 8, 2008.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Handbook Systems**, SI Edition, chap. 20, 2001.

BEJAN A., TSATSARONIS G., MORAN M. **Thermal design and optimization**, John Wiley &Sons Inc., Estados Unidos, 1996, 542p.

BINGMING, W.; HUAGEN, W.; JIANFENG, L.; ZIWEN, X. **Experimental investigation on the performance of NH3/CO2 cascade refrigeration system with twin-screw compressor**, International Journal of Refrigeration vol. 32, p.1358–1365, 2009.

Centro de Treinamento com CO_2 Bitzer, Site Disponível em: http://www.bitzer.com.br/download/CETecnolog_CO2_Bra.pdf. Acesso em 20 de fevereiro de 2009.

CHO, H.; RYU, C.; KIM, Y. **Cooling performance of a variable speed CO_2 cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger**, International Journal of Refrigeration, vol. 30, p. 664-671, 2007.

DEWITT D. P. ; INCROPERA, F. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. Editora LTC, 1998, 448p.

DOPAZO, J. A.; SEARAS. J. F.; SIERES J., UHÍA F. J. **Theoretical analysis of a CO_2–NH_3 cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures**, Applied Thermal Engineering, vol.29, p. 1577–1583, 2009.

DOSSAT R. J., **Princípios de Refrigeração**, Hemus, Terceira edição, Brasil, 2004, 884p.

DU, K.; ZHANG, S.; XU, W.; NIU, X. **A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system**, Experimental Thermal and Fluid Science vol. 33, p. 240–245, 2009.

DUCOULOMBIER, M.; TEYSSEDOU, A.; DUCOULOMBIER, M. S. **A model for energy analysis in supermarkets**, Energy and Buildings vol.38, p. 349–356, Montreal, Canadá, 2007.

ELBEL, S.; HRNJAK, P. **Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R-744 system operation**, International Journal of Refrigeration vol. 31, p.411–422, 2008.

FILHO, E. P.; **Aplicações do CO_2 no setor automotivo**, MMA, Artigos Técnicos, vol. 1, p.103-114, 2007.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**, LTC Editora, Sexta edição. Brasil, 2006, 798p.

GETU, H. M.; BANSAL, P. K. **Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system**, International Journal of Refrigeration, vol. 3 1, p. 45 – 54, 2008.

HEKKENBERG, M.; UITERKAMP, J. M. S. **Exploring policy strategies for mitigating HFC emissions from refrigeration and air conditioning**, International Journal of Greenhouse Gas Control, vol. 1, p. 298 – 308, 2007.

http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfiles/6265-p-publicacao_ozono.pdf. Acesso em 05 de junho de 2010.

KIM, M. H.; PETTERSEN, J.; BULLARD, C. W. **Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems**, Progress in Energy and Combustion Science vol. 30, p. 119–174, 2003.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**; Florida: Krieguer Publishing Company, 1995, 328 p.

LEE T. S.; LIU C. H.; CHEN T. W.; **Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO_2/NH_3 cascade refrigeration systems**, International Journal of Refrigeration, vol. 29, p. 1100-1108, 2006.

LI, D.; GROLL, E. A.; **Transcritical CO_2 refrigeration cycle with ejector-expansion device**, International Journal of Refrigeration, vol. 28, p. 766–773, 2005.

LIU, H.; CHEN, J.; CHEN, Z. **Experimental investigation of a CO2 automotive air conditioner**, International Journal of Refrigeration, vol. 28, p.1293–1301, 2005.

MEUNIER F.; **Refrigeration Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression**, International Journal of Refrigeration vol. 29, p.155–158, 2006.

MMA, 2008, **Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado**, São Paulo, SP, 339 p.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**, LTC, 2006. Sexta Edição.

Programa de Desenvolvimento das Nações Unidas, Ações referentes à camada de Ozônio.

Revista Ambiente Gelado, **Verdemar Primeiro Supermercado da América Latina a Utilizar CO_2 com fluido refrigerante**, Site Disponível em: http://www.ambientegelado.com.br/v21/images/verdemar_co2.pdf . Acesso em 04 de julho de 2010.

RIGOLA J., RAUSH G., SEGARRA C. D. P.; A. OLIVA; **Numerical simulation and experimental validation of vapour compression refrigeration systems. Special emphasis on CO_2 trans-critical cycles**, International Journal of Refrigeration, vol. 28, p. 1225–1237, 2005.

SANCHEZ, D.; TORRELLA, E.; CABELLO, R.; LLOPIS, R. **Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO_2 refrigeration plant**, Applied Thermal Engineering, vol. 30, p. 302–309, 2010.

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

SHAN K. W.; **Refrigeration & Air Conditioning**, E.E. IIT, Índia, 2008, 809p.

SILVA A. **Aplicações do CO_2 no setor de refrigeração comercial para supermercados**, Publicação Técnica, São Paulo, SP, 2008, p. 129-153.

SILVA A. **CO_2 em sistemas de refrigeração comercial e industrial**, Nova Técnica Editorial, São Paulo, SP, 2009, 161p.

SILVA A. Comunicação pessoal em março de 2010.

SMOLKA, J.; BULINSKI, Z.; FIC, A.; BANASIAK, K.; NOWAK, A. **A comparison of heterogenous and homogenous models of two-phase transonic compressible CO_2 flow through a heat pump ejector**, Materials Science and Engineering, vol. 10, p.44-51, 2010.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**, Segunda edição, Editora Edgard Blucher LTDA, Brasil, 2002, 371p.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**, McGraw-Hill, Brasil, 1985, 481p.

VAN WYLEN, G. J.; SONTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**, LTC Editora, Sexta edição. Brasil, 2002, 577p.

VIANNA, L. Comunicação pessoal em 15 de outubro de 2010.

ANEXO A1

A1.1 - Instrumentação da própria instalação

Na visita técnica realizada ao Supermercado Verdemar MG/Brasil, foram coletadas várias informações através da própria instrumentação já instalada no sistema, esta instrumentação é descrita abaixo.

Controlador (AK-SC255)

É um controlador capaz de gerenciar a refrigeração, ar condicionado, iluminação e etc, mostrado pela figura A1.

Figura A1 – Controlador

Transdutor de pressão (MBS 3000)

O transdutor de pressão compacto MBS 3000 (figura A2) é projetado para uso em quase todas as aplicações industriais e oferece medição de pressão confiável mesmo em condições ambientais severas.

A flexibilidade deste transmissor de pressão cobre um sinal de saída de 4-20 mA, versões absoluta e manométrica (relativa), ampla variedade de conexões elétricas e de pressão. Excelente estabilidade, construção robusta e alto grau de proteção EMC/EMI equipam o transmissor de pressão para atender aos requisitos industriais mais rígidos.

- Sinal de saída de 4 - 20 mA;
- Temperatura operacional -40 a 85 ºC;
- Conexão de pressão padrão G 1/4A ISO 228/1;
- Tempo de resposta: 4 ms;
- Para uso em vários ambientes industriais como bombas, compressores, pneumática e tratamento de água;
- Exatidão: $\pm$0,5%;
- Faixa de medição: 0 a 600 Bar.

Figura A2 – Transdutor de pressão MBS 3000.

Transdutores de Pressão (AKS 32,33 34)

Os AKS 32,33 e 34 (figura A3) são transdutores de pressão que medem uma determinada pressão e convertem o valor medido em um sinal de saída de 0 a 10 Vcc.

- Sua exatidão é de $\pm$0,3% ;
- Tempo de resposta: 4 ms;
- Faixa de pressão: 1 a 39 Bar;
- Classificação da Blindagem: IP65.

Figura A3 – Transdutor de pressão AKS.

Sensores de Temperatura (AKS 11, AKS 12 e AKS 21)

Os sensores de temperatura AKS 11, AKS 12 e AKS 21 (figura A4) consistem de um elemento de platina, onde o valor da resistência muda proporcionalmente com a temperatura.

- O sensor PT 1000, apresenta 1000 ohms a 0°C.
- Os sensores são ajustados e cumprem os requisitos de tolerância da EN 60751 Classe B.
- O AKS 11 possui uma faixa de aplicação de -50 a 100^0C.
- O AKS 12 trabalha em uma faixa de aplicação de -40 a 80^0C;
- E o AKS 21 contempla a faixa de -70 a 180^0C.
- A exatidão desses sensores do tipo PT 1000 é de ± 0,3%.

Figura A4– Sensores de temperatura AKS.

A1.2 - Instrumentação externa

Além da instrumentação já instalada no sistema, foram utilizados instrumentos portáteis para coleta de outros dados, não contemplados pela instrumentação já instalada. Os instrumentos foram:

- **Alicate Amperímetro Digital Modelo: ET-3200A (Marca: Minipa)**

Instrumento digital portátil, mostrado pela figura A5, realiza medidas de tensão DC e AC, corrente AC até 1000A, resistência e testes de diodo e continuidade, além do teste de isolação através do opcional MI-261.

Figura A5: Alicate Amperímetro Digital

Termômetro de Contato (Marca: Full Gauge)

O termômetro utilizado é mostrado na figura A6 e oferece faixa de medição de 50,0 a +105,0^{0}C, resolução de 0,1^{0}C e exatidão de $\pm$ 0,3%.

Figura A6 - Termômetro Digital

Termo Higrômetro Modelo:MTH-1380 (Marca: Minipa)

Instrumento digital portátil mostrado pela figura A7, com interface RS-232 opcional, LCD de 4 dígitos, auto desligamento, congelamento de leitura, registro de máximo / mínimo e modo relativo. Realiza medida de temperatura T2 (padrão tipo K) de -200°C a 1370°C (-328°F a 2498°F) e T1 de -20°C a 60°C (-4°F a 140°F) e umidade relativa de 0 a 100% RH.

Figura A7 - Termo Higrômetro

Termo Anemômetro Digital Modelo:MDA-11 (Marca: Minipa)

Instrumento digital portátil (figura A8), com LCD principal de 4 dígitos e secundário de 3 1/2 dígitos, com iluminação de fundo, exatidão básica de 3% do fundo de escala, congelamento de leitura, desligamento automático e registro de máximo, mínimo e máximo menos mínimo. Realiza medidas da velocidade de deslocamento do fluxo de ar nas unidades m/s, ft/min, knots, km/h e mph e de temperatura em °C e °F.

Figura A8 - Termo Anemômetro Digital

Termômetro infravermelho TD-985 (Marca: ICEL)

O TD-985 (figura A9) é um termômetro digital infravermelho portátil para altas temperaturas, que foi desenvolvido com o que há de mais moderno em tecnologia de semicondutores. Apresenta como características a facilidade de fazer as medições sem a necessidade de contato físico, seleção da leitura em ºC ou ºF, mira laser, emissividade ajustável, leitura em décimo de grau, memória automática (Hold), registro de máximo, mínimo, média e diferença, desligamento automático, etc...

Figura A9- Termômetro infravermelho

A1.3 - Calibração dos termômetros digitais

Para a calibração dos termômetros digitais foi usado o método comparativo, no qual os sensores dos termômetros a calibrar são imersos em um meio uniforme e estabilizado juntamente com outro termômetro já calibrado e com certificado de calibração em dia, como mostrado na figura A10, que será o padrão de referência. O método de calibração por comparação é mais barato e comumente usado devido a sua facilidade e precisão.

Os passos para a aferição dos sensores do termômetro digital são:

- Selecionar o sensor de referência, no caso em questão foi um termômetro digital já calibrado pelo laboratório MEC-Q, ao qual é um laboratório acreditado pela CGCRE/INMETRO de acordo com a ABNT NBR ISSO/IEC 17025, sob o nº 0079.

Figura A10 – Termômetro de referência. (Fonte: O autor)

- Verificar se os sensores a serem comparados estão em bom estado, sem emendas, fios quebrados ou danificados, para não confundir os valores medidos.

- Escolher o meio de imersão, e para isto foi utilizado um recipiente com isolante térmico (poliestireno expandido) mostrado na figura A11 com furos na parte superior para a colocação dos sensores onde o meio de imersão foi água mais gelo picado; e na figura 03 temos um recipiente com areia para ser inserido em uma estufa, equipada com termostato, onde os sensores são colocados juntamente com o sensor de referência.

Figura A11 - Recipiente usado para a calibração dos sensores em temperaturas mais baixas. (Fonte: O autor)

O processo é realizado para várias temperaturas. Mediante a colocação de gelo picado (mistura de água no estado solido e líquido) foi conseguido o valor do 0°C para temperatura ambiente. Finalmente, para temperaturas elevadas (entre 35 a 90°C), mediante o calor fornecido pela estufa, figura A12.

Figura A12 - Calibração dos termopares para temperaturas mais altas. (Fonte: O autor)

- Procede-se a realização das medições, mediante a colocação dos sensores, tanto os de medição como o de referência, deixando o processo se estabilizar. A partir desse instante é iniciada a coleta dos valores de temperatura, buscando-se anotar os valores das temperaturas, bem como repetindo as anotações na mesma faixa de temperatura. As temperaturas dos sensores são coletadas, realizando leituras a cada minuto durante 30 minutos. Após o término das medições, agrupam-se as mesmas para cada faixa de temperatura, dos cinco valores medidos para cada temperatura escolhe-se o que se mostrar mais estabilizado e monta-se uma tabela como a tabela A1.

- Inserem-se os dados em um gráfico de dispersão para realizar o ajuste da curva no Excel, gerando-se a curva de correção das temperaturas.

Tabela A1 - Temperaturas medidas (^{o}C).

Temperatura no sensor_1	Temperatura de referência
0	0,214
29,2	28,29865
33	32
36,8	35,70135
40,6	39,4027
43,9	43,10405
47,2	46,8054
52	50,50675
55,7	54,2081
59,6	57,90945
63,4	61,6108
67,4	65,31215
71	69,0135
74,8	72,71485
78,6	76,4162
82,4	80,11755
86,3	83,8189
88,3	87,52025

Os valores medidos pelos sensores são inseridos no eixo “X” e os valores medidos pelo sensor padrão no eixo “Y”. Esta série de pontos permite a construção de uma curva mostrada na figura A13. Para a validação do ajuste da curva é necessário o coeficiente de correlação (r), quanto mais perto de um é melhor. Como se pode observar na figura A13. O valor do coeficiente de correlação é próximo de 1 para este ajuste linear determinado para o sensor de temperatura 1.

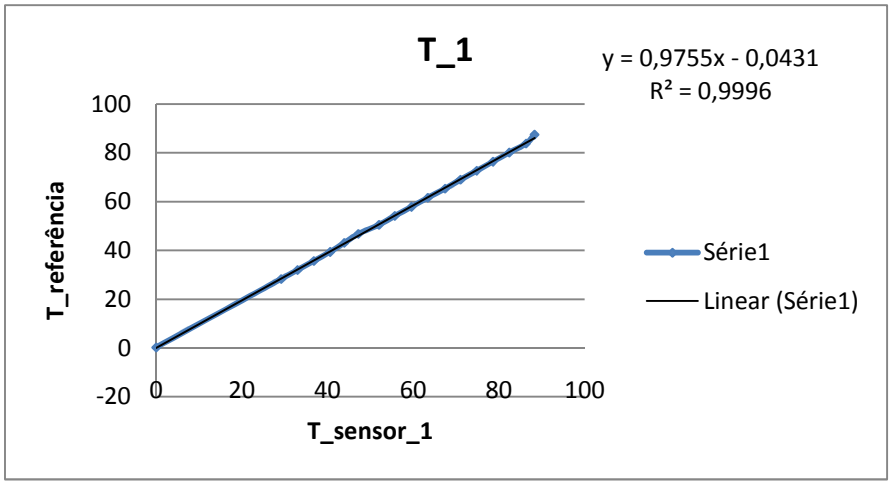


Figura A13 - Curva de ajuste para a obtenção do valor real de temperatura no sensor 1. (Fonte: O autor)

- Finalmente as equações determinadas no ajuste, são inseridas em uma planilha para a correção dos valores de temperatura, ou seja, os valores coletados serão introduzidos nestas equações para substituí-los pelos valores reais de temperatura. Este processo é realizado para os outros sensores.

ANEXO A2

Propriedades do Propileno Glicol

Para a determinação das propriedades termodinâmicas como entalpia e entropia foi utilizado o calor específico disponível nas tabelas da ASHRAE (2001) encontradas neste anexo. Estes parâmetros estão associados à temperatura e concentração em uma solução aquosa.

O comportamento de uma substância incompressível admite que o volume específico seja constante e que o calor específico dependa somente da temperatura $cp(T)$. De acordo com este modelo, a variação diferencial de energia interna específica é determinada pela equação A2.1. (MORAN e SHAPIRO; 2006).

$$ds = \frac{cp(T)dT}{T} + \frac{pdv}{T} \qquad \text{A2. 1}$$

Como o volume específico é constante o termo $\frac{pdv}{T}$ é igual a zero.

Por integração, a variação de entropia específica (equação A2.2) é:

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{cp(T)}{T} dT \qquad \text{A2. 2}$$

Considerando o calor específico constante, tem-se a equação A2.3:

$$s_2 - s_1 = cp\ ln\frac{T_2}{T_1} \qquad \text{A2. 3}$$

Assim como a entropia específica a entalpia específica também depende só da temperatura. Portanto o calor específico é uma função exclusiva da temperatura. Desta forma, tem-se a equação A2.4. (MORAN e SHAPIRO; 2006).

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} cp(T)dT \qquad \text{A2. 4}$$

Considerando o calor específico constante, tem-se equação A2.4.

$$h_2 - h_1 = cp\ (T_2 - T_1) \qquad \text{A2. 4}$$

A seguir são transcritas as tabelas de Propileno Glicol pela ASHRAE.

Densidade da solução aquosa com concentração de Propileno Glicol (ASHRAE, 2001)

Temperatura, °C	Percentual de concentração do Propileno Glicol								
	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
–35						1072.92	1079.67	1094.50	1092.46
–30						1071.31	1077.82	1090.85	1088.82
–25					1062.11	1069.58	1075.84	1087.18	1085.15
–20					1060.49	1067.72	1073.74	1083.49	1081.46
–15				1050.43	1058.73	1065.73	1071.51	1079.77	1077.74
–10			1039.42	1048.79	1056.85	1063.61	1069.16	1076.04	1074.00
–5		1027.24	1037.89	1047.02	1054.84	1061.37	1066.69	1072.27	1070.24
0	1013.85	1025.84	1036.24	1045.12	1052.71	1059.00	1064.09	1068.49	1066.46
5	1012.61	1024.32	1034.46	1043.09	1050.44	1056.50	1061.36	1064.68	1062.65
10	1011.24	1022.68	1032.55	1040.94	1048.04	1053.88	1058.51	1060.85	1058.82
15	1009.75	1020.91	1030.51	1038.65	1045.52	1051.13	1055.54	1057.00	1054.96
20	1008.13	1019.01	1028.35	1036.24	1042.87	1048.25	1052.44	1053.12	1051.09
25	1006.40	1016.99	1026.06	1033.70	1040.09	1045.24	1049.22	1049.22	1047.19
30	1004.54	1014.84	1023.64	1031.03	1037.18	1042.11	1045.87	1045.30	1043.26
35	1002.56	1012.56	1021.09	1028.23	1034.15	1038.85	1042.40	1041.35	1039.32
40	1000.46	1010.16	1018.42	1025.30	1030.98	1035.47	1038.81	1037.38	1035.35
45	998.23	1007.64	1015.62	1022.24	1027.69	1031.95	1035.09	1033.39	1031.35
50	995.88	1004.99	1012.69	1019.06	1024.27	1028.32	1031.25	1029.37	1027.34
55	993.41	1002.21	1009.63	1015.75	1020.72	1024.55	1027.28	1025.33	1023.30
60	990.82	999.31	1006.44	1012.30	1017.04	1020.66	1023.19	1021.27	1019.24
65	988.11	996.28	1003.13	1008.73	1013.23	1016.63	1018.97	1017.19	1015.15
70	985.27	993.12	999.69	1005.03	1009.30	1012.49	1014.63	1013.08	1011.04
75	982.31	989.85	996.12	1001.21	1005.24	1008.21	1010.16	1008.95	1006.91
80	979.23	986.44	992.42	997.25	1001.05	1003.81	1005.57	1004.79	1002.76
85	976.03	982.91	988.60	993.17	996.73	999.28	1000.86	1000.62	998.58
90	972.70	979.25	984.65	988.95	992.28	994.63	996.02	996.41	994.38
95	969.25	975.47	980.57	984.61	987.70	989.85	991.06	992.19	990.16
100	965.68	971.56	976.36	980.14	983.00	984.94	985.97	987.94	985.91
105	961.99	967.53	972.03	975.54	978.16	979.90	980.76	983.68	981.64
110	958.17	963.37	967.56	970.81	973.20	974.74	975.42	979.38	977.35
115	954.24	959.09	962.97	965.95	968.11	969.45	969.96	975.07	973.03
120	950.18	954.67	958.26	960.97	962.89	964.03	964.38	970.73	968.69
125	945.99	950.14	953.41	955.86	957.55	958.49	958.67	966.37	964.33

Calor Específico da solução aquosa com concentração de Propileno Glicol (ASHRAE, 2001)

Temperatura, °C	Percentual de concentração do Propileno Glicol								
	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
–35						3.096	2.843	2.572	2.264
–30						3.118	2.868	2.600	2.295
–25					3.358	3.140	2.893	2.627	2.326
–20					3.378	3.162	2.918	2.655	2.356
–15				3.586	3.397	3.184	2.943	2.683	2.387
–10			3.765	3.603	3.416	3.206	2.968	2.710	2.417
–5		3.918	3.779	3.619	3.435	3.228	2.993	2.738	2.448
0	4.042	3.929	3.793	3.636	3.455	3.250	3.018	2.766	2.478
5	4.050	3.940	3.807	3.652	3.474	3.272	3.042	2.793	2.509
10	4.058	3.951	3.820	3.669	3.493	3.295	3.067	2.821	2.539
15	4.067	3.962	3.834	3.685	3.513	3.317	3.092	2.849	2.570
20	4.075	3.973	3.848	3.702	3.532	3.339	3.117	2.876	2.600
25	4.083	3.983	3.862	3.718	3.551	3.361	3.142	2.904	2.631
30	4.091	3.994	3.875	3.735	3.570	3.383	3.167	2.931	2.661
35	4.099	4.005	3.889	3.751	3.590	3.405	3.192	2.959	2.692
40	4.107	4.016	3.903	3.768	3.609	3.427	3.217	2.987	2.723
45	4.115	4.027	3.917	3.784	3.628	3.449	3.242	3.014	2.753
50	4.123	4.038	3.930	3.801	3.648	3.471	3.266	3.042	2.784
55	4.131	4.049	3.944	3.817	3.667	3.493	3.291	3.070	2.814
60	4.139	4.060	3.958	3.834	3.686	3.515	3.316	3.097	2.845
65	4.147	4.071	3.972	3.850	3.706	3.537	3.341	3.125	2.875
70	4.155	4.082	3.985	3.867	3.725	3.559	3.366	3.153	2.906
75	4.163	4.093	3.999	3.883	3.744	3.581	3.391	3.180	2.936
80	4.171	4.104	4.013	3.900	3.763	3.603	3.416	3.208	2.967
85	4.179	4.115	4.027	3.916	3.783	3.625	3.441	3.236	2.997
90	4.187	4.126	4.040	3.933	3.802	3.647	3.465	3.263	3.028
95	4.195	4.136	4.054	3.949	3.821	3.670	3.490	3.291	3.058
100	4.203	4.147	4.068	3.966	3.841	3.692	3.515	3.319	3.089
105	4.211	4.158	4.082	3.982	3.860	3.714	3.540	3.346	3.119
110	4.219	4.169	4.095	3.999	3.879	3.736	3.565	3.374	3.150
115	4.227	4.180	4.109	4.015	3.898	3.758	3.590	3.402	3.181
120	4.235	4.191	4.123	4.032	3.918	3.780	3.615	3.429	3.211
125	4.243	4.202	4.137	4.049	3.937	3.802	3.640	3.457	3.242