

**MARCUS VINÍCIUS ALMEIDA QUEIROZ**

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO CASCATA SUBCRÍTICO COM  
HFCs/CO<sub>2</sub>**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2017**

**MARCUS VINÍCIUS ALMEIDA QUEIROZ**

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
CASCATA SUBCRÍTICO COM HFCs/CO<sub>2</sub>**

**Dissertação** apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos**.

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho.

**UBERLÂNDIA - MG**

**2017**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

Q38 Queiroz, Marcus Vinícius Almeida, 1988-  
2017 Avaliação experimental de um sistema de refrigeração cascata  
subcrítico com HFCs/CO<sub>2</sub> / Marcus Vinícius Almeida Queiroz. - 2017.  
116 f. : il.

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Refrigeração - Teses. 3. Refrigeradores - Teses. I. Bandarra Filho, Enio Pedone. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

*Aos meus pais, **Denise** e **Sano**, e aos meus irmãos **Patrícia** e **Pedro Henrique** pelo apoio em todas as horas, compreensão e amor incondicional.*

*A meu amor, amiga e companheira **Marina**, por estar sempre ao meu lado.*

*Marcus Vinícius Almeida Queiroz*

## A GRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que diretamente fizeram parte deste processo de aprendizagem e conquista. A todos aqui, agradeço pela contribuição de alguma forma, em algum momento que se fizeram especiais.

Ao Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, pela oportunidade, companheirismo e orientação durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes, pela sabedoria, paciência e comprometimento aplicados nesta pesquisa e também pela amizade.

Ao Dr. Luís Manoel de Paiva Souza, pelo acolhimento quando iniciei nesta jornada, pelos ensinamentos e amizade.

Ao Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise, pelas contribuições e atenção.

A todos os companheiros do Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia, pela parceria no dia a dia.

À minha família e amigos pelo apoio motivacional e companheirismo manifestado ao longo desta caminhada. Especialmente aos amigos do DAHEMP com os quais me formei engenheiro, e aos amigos do Resenha Braba Futebol Clube pela companhia e parceria.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Coordenação da Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro, ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) e também à Fundação de Amparo à pesquisa de Minas Gerais (FAPEMIG).

À empresa Carel, através do senhor Roberto Possebon, pela colaboração.

À banca examinadora por prestar valiosas sugestões para a conclusão deste trabalho.

*"In the present situation it seems appropriate to avoid as far as possible the use in large quantities of substances that are foreign to nature and will unavoidably be lost into the biosphere." Gustav Loretzen, 1994.*

Queiroz, M. V. A. **Avaliação experimental de um sistema de refrigeração cascata subcrítico com HFCs/CO<sub>2</sub>**. 2017. 116 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

### Resumo

Este estudo avalia o desempenho de um sistema em cascata em operação subcrítica utilizando o par R134a/R744, como uma opção a sistemas convencionais em supermercados que normalmente utilizam R404A ou R22. O aparato experimental consiste em um compressor alternativo de velocidade variável para R744 e uma válvula de expansão eletrônica que promove a evaporação direta do CO<sub>2</sub> dentro de uma câmara fria (2,3m x 2,6m x 2,5m) para manter a temperatura interna do ar estável. O ciclo de alta temperatura consiste em um compressor alternativo para R134a, uma válvula de expansão eletrônica, e um condensador a ar. Um trocador de calor de placas, que é ao mesmo tempo, o condensador para o R744 e o evaporador para R134a completa a configuração. Durante os testes experimentais, dois parâmetros foram manipulados: o grau de superaquecimento do R744, 5-15 K, e a frequência de operação do compressor R744, 45-65 Hz. Os valores da capacidade de refrigeração, para R134a/R744 variaram entre  $4,30 \pm 0,01$  e  $5,57 \pm 0,02$  kW, demonstrando a aplicabilidade desse sistema cascata em condições de carga térmica variável. Essa flexibilidade operacional também se estendeu aos valores estabelecidos para a temperatura do ar dentro da câmara fria, sendo o menor valor de -17,7 °C e o mais alto -0,8 °C. A fim de contribuir para a melhoria dos processos de refrigeração, principalmente no que se refere à eficiência energética, foi feito um *drop-in* no ciclo de alta temperatura, cuja carga de R134a foi substituída por R438A. A comparação foi feita de forma que os sistemas proporcionem capacidades de refrigeração e valores de temperatura do ar dentro da câmara fria semelhantes. Como resultado, o consumo de compressor com R438A foi maior em todos os testes. Os valores de COP para o sistema R134a/R744 variaram de  $1,81 \pm 0,01$  a  $2,09 \pm 0,01$ , enquanto no sistema R438A/R744, de  $1,41 \pm 0,01$  a  $1,66 \pm 0,01$ . O impacto total equivalente de aquecimento global para o sistema R438A/R744 foi maior em relação ao sistema original, devido ao maior potencial de aquecimento global do fluido R438A e ao maior consumo de potência elétrica do compressor do ciclo de alta temperatura. Logo, o refrigerante proposto no *drop-in* do sistema de alta temperatura de R134a por R438A provou-se uma alternativa menos eficiente, para as aplicações específicas.

Queiroz, M. V. A. **Experimental evaluation of a subcritical refrigeration cascade system with HFCs/CO<sub>2</sub>**. 2017. 116 p. Masters Dissertation, Federal University of Uberlandia, Uberlandia, Brazil.

### Abstract

This study evaluates the performance of a cascade system in subcritical operation using the pair R134a/R744, as an option to conventional systems in supermarkets, which usually uses R404A, or R22. The experimental apparatus consists of a variable speed reciprocating compressor for R744 and an electronic expansion valve that promotes direct evaporation of the CO<sub>2</sub> inside a cold room (2,3m x 2,6m x 2,5m) to maintain the internal air temperature stable. The high-temperature cycle consists of a reciprocating compressor for R134a, an electronic expansion valve, and an air-cooled condenser. A plate heat exchanger, which is at the same time, the condenser for the R744 and evaporator to R134a completes the setup. During the experimental tests, two parameters were manipulated: The superheating degree of the R744, 5-15 K, and the R744 compressor operation frequency, 45-65 Hz. The cooling capacity values for R134a/R744 ranged between 4,30 ± 0,01 and 5,57 ± 0,02 kW, demonstrating an application to the cascade system under variable thermal load conditions. This operational flexibility also extends to the air temperature values established inside the cold room, being the lower value of -17,7 ° C and higher -0,8 ° C. In order to contribute to the improvement of the cooling processes, mainly about the energy efficiency, a drop-in has been made at the high-temperature cycle, which R134a refrigerant charge has been replaced by R438A. The comparison was done regard both systems providing similar cooling capacities and air temperature values inside the cold room. As a result, the consumption of the compressor operating with R438A was higher in all tests. The COP values for the R134a/R744 system ranged from 1,81 ± 0,01 to 2,09 ± 0,01, while with the R438A/R744 system, from 1,41 ± 0,01 to 1,66 ± 0,01. The total equivalent warming impact for the R438A/R744 system was higher compared to the original system, as a result of the higher GWP for the R438A and higher electrical power consumptions. It has been proven the proposed drop-in, at the high temperature cycle from R134a by R438A, is a less efficient choice for such specific applications.

## SIMBOLOGIA

### Arábicos

$\text{NH}_3$	Amônia
$\dot{Q}_{\text{SIST}}$	Capacidade de refrigeração do sistema
$\text{COP}_{\text{SIST}}$	Coeficiente de desempenho do sistema
$\text{CO}_2$	Dióxido de carbono
$E$	Energia elétrica consumida pelo equipamento
$\Delta h_{\text{evap}}$	Diferença de entalpia de evaporação
$k$	Fator de abrangência
$f_{\text{BT}}$	Frequência de operação do ciclo de baixa temperatura
$\Delta T_{\text{SA, BT}}$	Grau de superaquecimento do ciclo de baixa temperatura
$U$	Incerteza expandida
$u$	Incerteza-padrão
$u_c$	Incerteza-padrão combinada
$m$	Massa de fluido refrigerante
$\bar{x}$	Média de valores amostrais
$\text{TEWI}_{\text{DIRETO}}$	Parcela dos impactos diretos do $\text{CO}_2$ sobre o meio-ambiente
$\text{TEWI}_{\text{INDIRETO}}$	Parcela dos impactos indiretos do $\text{CO}_2$ sobre o meio-ambiente
$\dot{W}_{\text{AT}}$	Potência consumida do ciclo de alta temperatura
$\dot{W}_{\text{BT}}$	Potência consumida do ciclo de baixa temperatura
$P_{\text{CD, BT}}$	Pressão de condensação do ciclo de baixa temperatura
$P_{\text{EV, BT}}$	Pressão de evaporação do ciclo de baixa temperatura
$L$	Taxa anual de refrigerante emitido (reposições e vazamentos)
$T_{\text{CD, BT}}$	Temperatura de condensação do ciclo de baixa temperatura
$T_{\text{EV, BT}}$	Temperatura de evaporação do ciclo de baixa temperatura
$T_{\text{AR}}$	Temperatura do ar
$T_{\text{DC, BT}}$	Temperatura na descarga do compressor do ciclo de baixa temperatura
$T_{\text{DC, BT}}$	Temperatura na descarga do compressor do ciclo de baixa temperatura
$T_{\text{LQ, BT}}$	Temperatura na linha de líquido do ciclo de baixa temperatura
$T_{\text{LQ, BT}}$	Temperatura na linha de líquido do ciclo de baixa temperatura
$T_{\text{SAI, EV, BT}}$	Temperatura na saída do evaporador do ciclo de baixa temperatura
$T_{\text{SU, BT}}$	Temperatura na sucção do compressor do ciclo de baixa temperatura

n	Tempo de vida útil do equipamento
$\dot{m}_{BT}$	Vazão mássica do ciclo de baixa temperatura

### Gregos

$\alpha$	Recuperação / reciclagem ao final da vida útil do equipamento
$\beta$	Fator de emissão indireta, emissão de CO <sub>2</sub> para geração de eletricidade

### Siglas

<b>ABNT</b>	Associação Brasileira de Normas Técnicas
<b>AIRAH</b>	Instituto australiano de refrigeração, ar condicionado e aquecimento
<b>ASHRAE</b>	Sociedade americana de engenheiros do setor de aquecimento, refrigeração e ar condicionado
<b>AT</b>	Alta temperatura
<b>BT</b>	Baixa temperatura
<b>CFC</b>	Clorofluorcarbono
<b>CLP</b>	Controlador lógico programável
<b>CO<sub>2</sub></b>	Dióxido de carbono
<b>COP</b>	Coeficiente de desempenho
<b>EPI</b>	Equipamento de proteção individual
<b>EVD</b>	Driver da válvula de expansão eletrônica
<b>GWP</b>	Potencial de aquecimento global
<b>GWP<sub>100a</sub></b>	Potencial de aquecimento global para cem anos
<b>HC</b>	Hidrocarboneto
<b>HCFC</b>	Hidroclorofluorcarbono
<b>HFC</b>	Hidrofluorcarbono
<b>HFO</b>	Hidrofluorolefina
<b>HVACR</b>	Setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração
<b>IIR</b>	International Institute of Refrigeration
<b>LEST- NANO</b>	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
<b>MMA</b>	Ministério do Meio Ambiente
<b>NBR</b>	Norma técnica brasileira de regulamentação
<b>ODP</b>	Potencial de destruição de ozônio
<b>PDO</b>	Potencial de destruição de ozônio

<b>PSI.420</b>	Modelo dos transdutores de pressão
<b>PT100</b>	Tipo de sensor de temperatura
<b>SDO</b>	Substâncias destruidoras da camada de ozônio
<b>TEWI</b>	Impacto Total Equivalente de Aquecimento Global
<b>VEE</b>	Válvula de expansão eletrônica

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 - Introdução.....</b>	1
1.1. Justificativa.....	2
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Estrutura da dissertação.....	3
 <b>CAPÍTULO 2 - Fundamentação teórica.....</b>	 5
2.1. HVACR, principais tratados e os efeitos no meio ambiente.....	5
2.2. Ciclos R744.....	25
2.3. Estado da Arte.....	29
 <b>CAPÍTULO 3 – Materiais e métodos.....</b>	 40
3.1. Bancada experimental.....	40
3.2. Análise energética do sistema de refrigeração.....	57
3.2.1. Análise da incerteza de medição.....	59
3.3. Análise de Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI).....	60
 <b>CAPÍTULO 4 – Resultados.....</b>	 63
4.1. O sistema cascata original (R134a/R744).....	63
4.2. Sistema cascata alternativo (R438A/R744) - processo de <i>drop-in</i> .....	73
4.3. Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI).....	87
 <b>CAPÍTULO 5 - Conclusões.....</b>	 92
 <b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	 95
 <b>ANEXO I – Dados Técnicos Compressores.....</b>	 101

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

O desajuste da situação climática global relacionada ao uso irracional de recursos pelos humanos, em busca do crescimento econômico ou pelo uso de tecnologias que agreguem conforto e facilidade ao dia a dia, mostra-se nesse momento ter alcançado um patamar não mais sustentável.

O Setor de Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração (HVACR) e a indústria química fabricante de refrigerantes são corresponsáveis por parte desta situação, visto que na busca de sistemas mais compactos e energeticamente eficientes, abandonaram no passado o uso dos fluidos naturais, tais como amônia ( $\text{NH}_3$ ) e dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), para desenvolver os fluidos sintéticos clorofluorcarbonos (CFC's) e hidroclorofluorcarbonos (HCFC's). Este passo foi tomado nos anos 1930-1950, e hoje se mostra como uma atitude crucial para o desenvolvimento do atual buraco da camada de ozônio.

Posteriormente nos anos 1990 os hidrofluorcarbonos (HFC's) foram desenvolvidos e tomados como solução para o problema do uso de fluidos com o elemento cloro, porém passado alguns anos, mostrou-se que o problema não mais só era a reação do fluido refrigerante com o ozônio, mas também o efeito estufa. Essas duas situações acima citadas, levaram ao desenvolvimento dos tratados de Montreal (1987) e Quioto (1997), que geram sanções buscando ao longo do tempo melhores práticas.

Perseguindo melhores condições ambientais e energéticas, a indústria da refrigeração e o mundo acadêmico têm unido esforços para o desenvolvimento de sistemas que consigam aliar uma boa eficiência energética com a redução do impacto ambiental. Sendo assim, Gustav Lorentzen (1994) propôs a utilização de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), um "velho" refrigerante utilizado na refrigeração industrial e marítima, para ser utilizado como refrigerante alternativo, principalmente devido à sua não inflamabilidade. Gustav Lorentzen disse em 1994, que: "Na situação atual, parece oportuno evitar na medida do possível, a utilização em grandes quantidades de substâncias não criadas pela natureza e inevitavelmente perder-se-ão na biosfera".

### 1.1. Justificativa

O aquecimento global junto ao buraco da camada de ozônio atrai a atenção do setor de refrigeração no desenvolvimento de sistemas que consigam aliar uma boa eficiência energética com a redução do impacto ambiental. Sabe-se que hoje no Brasil o fluido HCFC-22 ou R22 é o refrigerante mais utilizado no setor de refrigeração comercial, tratando-se de unidades centralizadas, balcões, ilhas e câmaras frigoríficas voltadas principalmente para o uso em supermercados. Aproximadamente 90% do mercado utiliza o HCFC-22 como fluido frigorífico (Ministério do Meio Ambiente, 2016).

Diversos HFCs foram propostos como solução, logo uma alternativa de substituição do fluido R22 foi dada pelo HFC-438A ou R438A por este conseguir capacidades de refrigeração e eficiência energéticas similares ao do R22 quando operando em condições similares (Allgood e Lawson, 2010). Contudo, para trabalhar em expansão direta, faz-se necessário o uso de uma massa de fluido refrigerante elevada, o que implica em um alto potencial de aquecimento global. Logo, uma alternativa aos sistemas de expansão direta que trabalham com HCFC's e HFC's seria operar com fluidos naturais, no caso deste trabalho com CO<sub>2</sub>, o qual em uma de suas possíveis soluções, uma das mais viáveis em países de clima tropical trabalha em regime subcrítico cascata, com um segundo fluido refrigerante.

Da necessidade de encontrar alternativas para a atual problemática, este trabalho justifica-se fornecendo dados experimentais para auxiliar em tomadas de decisão, referente a possíveis substituições (*drop-ins* e *retrofits*) no setor de refrigeração, contribuindo com o conhecimento acerca da necessidade de trocar os fluidos refrigerantes sintéticos por refrigerantes naturais e assim, reduzir os danos causados ao meio-ambiente pelo setor da refrigeração, além de aumentar a base de dados do estado da arte na área da refrigeração em cascata, a qual se percebe ainda pouco explorada.

### 1.2. Objetivos

O objetivo desta dissertação é de avaliar possíveis alternativas energéticas e ambientais, utilizando um sistema de refrigeração do tipo cascata subcrítico com CO<sub>2</sub>, o qual originalmente trabalhará com o par de fluidos R134a/CO<sub>2</sub>. Para tanto, primeiramente testar-se-á o aparato experimental existente no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LEST-NANO) da Universidade Federal de Uberlândia, obtendo as condições de operabilidade desse, bem como os limites da máquina. Posteriormente far-se-á a adequação da máquina, para execução de testes e obtenção dos dados experimentais.

Feitos os testes com o sistema original, será proposto um *drop-in* para um refrigerante alternativo ao do sistema original.

Vale ressaltar que o fluido que a ser alterado, será apenas o do ciclo de alta temperatura (AT) representado no sistema original pelo R134a. No ciclo de baixa temperatura (BT) o qual opera com R744, não será feito nenhuma modificação visto que é um objetivo deste trabalho promover o uso deste fluido natural em um sistema de refrigeração comercial. Serão determinadas condições ótimas de trabalho, contemplando eficiência energética e sustentabilidade, para os diferentes pares de fluidos refrigerantes. Finalmente será realizado o cálculo do Impacto Total Equivalente de Aquecimento (*TEWI* - *Total Equivalent Warming Impact*) para os diferentes fluidos e condições de operação similares.

### 1.3. Estrutura da dissertação

O texto está organizado descrevendo todas as etapas realizadas para alcançar o objetivo geral. Para isto o trabalho é composto por cinco capítulos devidamente divididos e mais um capítulo de anexos, detalhando os dados técnicos dos compressores utilizados.

O Capítulo I apresenta uma breve introdução à problemática relacionada ao uso de refrigerantes sintéticos em sistemas de refrigeração, assim como a definição da proposta desta dissertação.

O Capítulo II apresenta a fundamentação teórica, apresentada como uma revisão sobre os efeitos do setor HVACR no meio ambiente. Posteriormente é apresentado o estado da arte da utilização do R744, com relação aos possíveis sistemas e diferentes ciclos / formas de operação deste. Serão apresentadas também características de fluidos refrigerantes, principalmente os abordados neste trabalho.

O Capítulo III refere-se à descrição dos principais componentes da bancada experimental construída no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LEST-NANO) da Universidade Federal de Uberlândia, com alguns cuidados referentes à operação e segurança. Esse explica também a metodologia experimental utilizada para o desenvolvimento dos testes.

O Capítulo IV apresenta as análises referentes aos resultados experimentais obtidos. Estas se iniciam com o estudo do sistema de refrigeração original (R134a/R744). Posteriormente são apresentados os resultados pós *drop-in*. Serão avaliadas as eficiências energéticas e impactos ambientais.

Por fim, o Capítulo V encerra o trabalho, apresentando as principais conclusões obtidas e trabalhos correlatos futuros para serem desenvolvidos no setor da refrigeração comercial e industrial.

# CAPÍTULO II

## FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será realizada uma fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento desta dissertação. Primeiramente será apresentada uma revisão sobre os efeitos do setor HVACR no meio ambiente e os tratados propostos para a solução dos problemas gerados. Posteriormente é apresentado o estado da arte da utilização do R744, com detalhes de ciclos de operação e características do fluido. Ao final tratar-se-á das características dos fluidos utilizados nos ciclos de alta temperatura, sendo apresentada uma tabela resumo dos trabalhos utilizados nessa fundamentação teórica.

### 2.1. HVACR, principais tratados e os efeitos no meio ambiente

O setor da refrigeração, se observado desde o século XIX, experimentou diversas mudanças referente aos fluidos refrigerantes utilizados. De acordo com Calm (2008), nos anos 1830 Perkins fez uma invenção cuja máquina trabalharia com um ciclo de compressão de vapor, assim foi-se introduzido os refrigerantes voláteis, como atualmente conhecemos. Calm descreve também quatro gerações de fluidos refrigerantes, conforme representado na Fig. 2.1.

A Fig. 2.1 nos mostra que bastava que o fluido fosse volátil e funcionasse em ciclo de compressão, não importava a inflamabilidade, toxicidade ou se o fluido era altamente reativo, logo era normal acidentes acontecerem. De acordo com Silva (2011), o CO<sub>2</sub> tem seu primeiro sistema de refrigeração de compressão a vapor construído em 1850, pelo inventor britânico Alexander Twining. Em 1882 W. Raydt patenteou um projeto de máquina de gelo com compressor usando CO<sub>2</sub> como refrigerante. No ano de 1886, Franz Windhausen patenteou um compressor de CO<sub>2</sub>. O projeto foi comprado por J. & Hall, no qual fizeram melhorias e mais tarde em 1890 começaram a produzir o que viria a ser o equipamento mais utilizado na refrigeração de navios.

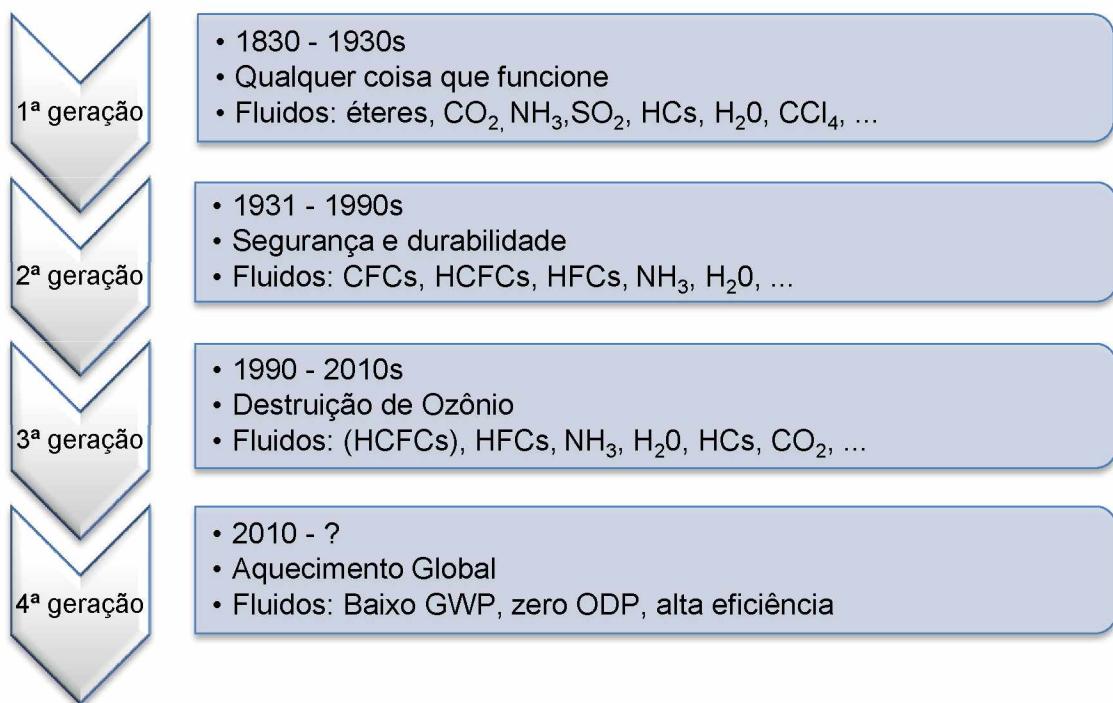


Figura 2.1 – Diagrama de progressão dos refrigerantes. Fonte: Adaptado Calm, 2008.

Em 1897, Sabroe produziu o primeiro compressor de  $\text{CO}_2$ , e em 1910 o primeiro refrigerador doméstico com  $\text{CO}_2$ . Neste tempo já havia alguns fabricantes de compressor para  $\text{CO}_2$ , incluindo Carrier. Em 1940, o  $\text{CO}_2$  era o único refrigerante utilizado no sistema de refrigeração da marinha britânica. A Fig. 2.2 mostrada por Kim et al. (2004), baseada em *Lloyd's Register* (1992), representa o uso de  $\text{CO}_2$  como refrigerante utilizado em instalações de navios, e sua decadência de uso a partir de 1940, com o desenvolvimento dos CFCs e HCFCs.

Neste momento, as máquinas que anteriormente usavam  $\text{CO}_2$  passaram, a utilizar os gases “seguros”, dando início à segunda geração. Esta foi marcada pelo aumento dos fluidos halogenados, de boa durabilidade e segurança. A produção comercial do fluido refrigerante CFC-12, R12 ou ainda Freon-12 começou em 1931. É notável a ascendente do uso de R12 a partir de 1940. Posteriormente os HCFCs (R22) dominaram o mercado de refrigerantes, enquanto a amônia era o refrigerante mais utilizado em refrigeração de grande escala industrial, principalmente para processamento de bebidas, comida e estocagem.

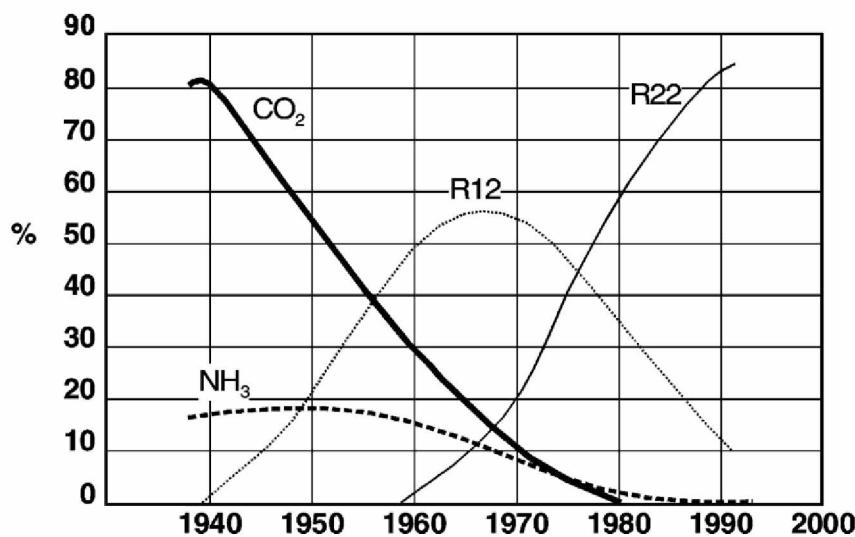


Figura 2.2 – Porcentagem de uso de refrigerantes, no mercado de refrigeração naval. Fonte: Kim et al., 2004.

Em 1974, o estudo de Molina e Rowland ganhou um prêmio Nobel ao provar que os gases CFCs até então tratados como inertes, possuíam o elemento químico cloro o qual em reação com o ozônio promoviam a dissociação da molécula de ozônio, levando à diminuição da camada de ozônio. Tal estudo provocou a discussão de toda a sociedade buscando o fim do uso dos CFCs. Em meados dos anos 1990, tal discussão resultou no Protocolo de Montreal (1987). A partir deste protocolo, entramos na terceira geração de fluidos refrigerantes, visto da urgência de eliminar os fluidos CFCs e em longo prazo os HCFCs.

O Brasil promulgou a Convenção de Viena e o Protocolo de Montreal por meio do Decreto nº 99.280 de 06 de Junho de 1990, comprometendo-se em eliminar as Substâncias Destruidoras da Camada de Ozônio (SDOs) do Anexo A completamente até 2010, entre outras emendas realizadas ao longo dos anos de eliminar outros compostos dos anexos, como por exemplo, a eliminação do brometo de metila até 2015 em países em desenvolvimento. Entre as SDOs controladas pelo protocolo, estão aquelas listadas nos seguintes anexos:

- A - Clorofluorcarbonos (CFCs) e Halons
- B - Outros Clorofluorcarbonos, Tetracloreto de Carbono e Metil Cloroformio
- C - Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) e Bromoclorometano
- E - Brometo de Metila.

Durante o projeto de eliminação dos CFCs ocorrida em 2010, destacaram-se ações de conversão no setor de manufatura de espumas, os quais utilizavam CFCs para expandir espuma. As ações no setor da refrigeração podem ser citadas pelo projeto de recolhimento

e regeneração de CFCs no setor de refrigeração doméstica e comercial, automotivo, industrial, bem como o projeto de treinamento de técnicos em boas práticas de refrigeração e treinamento de fiscais de alfândega.

Para quantificar o poder da destruição da camada de ozônio, criou-se o Potencial de Destrução de Ozônio (ODP - *Ozone Depletion Potential*) comumente encontrado na literatura brasileira pela sigla PDO (Potencial de Destrução do Ozônio). Este foi desenvolvido por Wuebbles, em 1981, e é calculado por meio da referência do CFC-11 ou R11, tendo como valor base uma unidade. Este parâmetro padroniza a avaliação dos efeitos de determinada substância sobre as moléculas de ozônio na estratosfera. O ODP de uma substância é definido como o cálculo, no estado estacionário, da destruição do ozônio por unidade de massa dessa substância dividido pela destruição do ozônio por unidade de massa do CFC-11. O ODP depende da velocidade da reação entre a substância e o oxigênio atômico à temperatura de 278 K e do tempo de vida da substância, em anos, na atmosfera. No cálculo do ODP, levam-se em consideração alguns fatores ainda, tais como: estabilidade do produto, ritmo de difusão na atmosfera, quantidade de átomos com capacidade para destruir o ozônio por molécula, efeito da luz ultravioleta e de outras radiações sobre as moléculas (Ministério Do Meio Ambiente, 2014).

A Tab. 2.1 apresenta os valores de algumas classes de fluidos refrigerantes, com respectivos ODPs, os valores de Potencial de Aquecimento Global (GWP – *Global Warming Potential*) relacionados ao efeito estufa; esses são apresentados pela avaliação quantitativa deste impacto pelo índice GWP<sub>100a</sub>, definido como a massa de CO<sub>2</sub> que produziria o mesmo impacto por 100 anos, sobre o aquecimento global equivalente a liberação de uma única unidade (kg) de um dado componente à atmosfera. A tabela traz também o valor da vida do componente na atmosfera antes de se degradar.

A partir de 2002 no Brasil, o consumo de CFCs caiu de aproximadamente 10 mil toneladas ODP, em 1995, para 480 toneladas, em 2006, redução de cerca de 90%, tendo sido totalmente eliminado em 2010. As ações adotadas pelos países no âmbito do Protocolo de Montreal levam a crer que, entre 2050 e 2075, a camada de ozônio sobre a Antártica retorne aos níveis de 1980, conforme representado na Fig. 2.3.

Tabela 2.1 – Classes de refrigerantes e seus potenciais impactos ambientais.

Classe	Sigla	Exemplo	ODP	GWP <sub>100a</sub>	Vida na atmosfera (anos)
Clorofluorcarbonos saturados	CFC	R11 e R12	0,6-1	4750-14400	45-1700
Hidroclorofluorcarbonos saturados	HCFC	R22 e R141b	0,02-0,11	77-2310	1,3-17,9
Hidrofluorcarbonos saturados	HFC	R32 e R134a	-	124-14800	1,4-270
Hidroclorofluorcarbonos insaturados ou Hidroclorofluorolefinas	u-HCFC	R1233zd	<0.001	0-10	-
Hidrofluorcarbonos insaturados ou Hidrofluorolefinas	u-HFC	R1234yf e R1234ze	-	<1-12	Dias
Refrigerantes naturais	-	R744 e R290	-	0-20	-

Fonte: IPCC (2007).

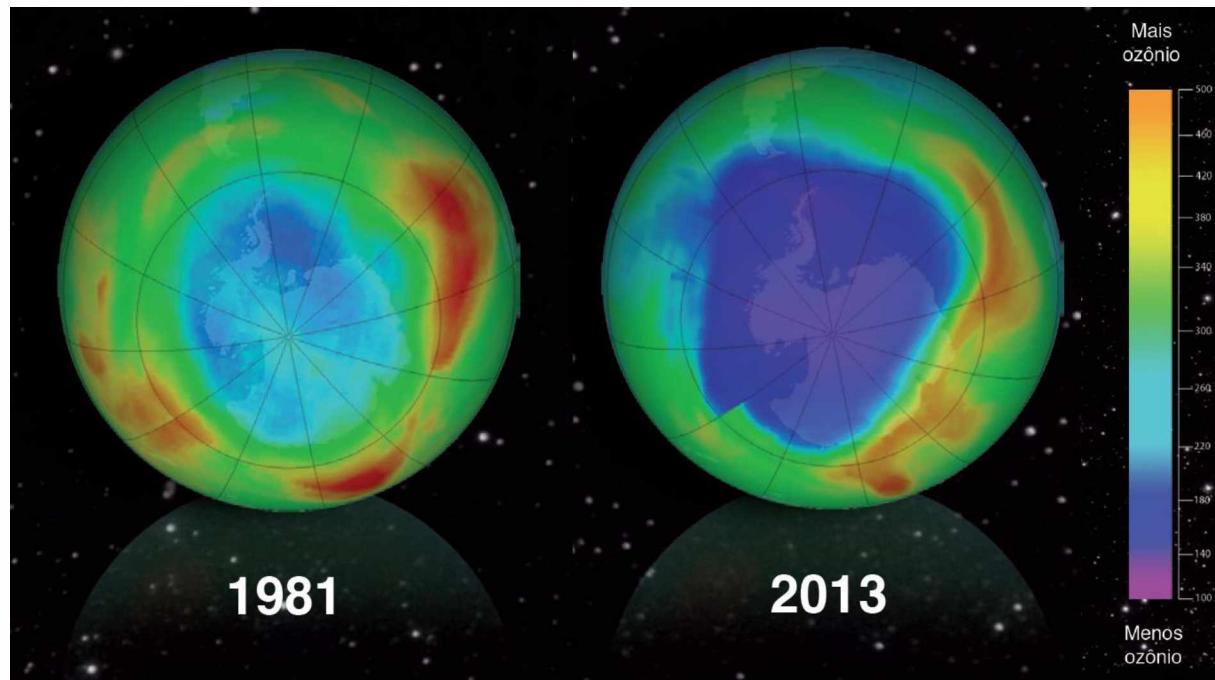


Figura 2.3 – Espessura da camada de ozônio, comparativo de 1981 e 2013. Fonte: Adaptado Ministério Do Meio Ambiente, 2014.

Em 2007, as nações que aderiram ao Protocolo de Montreal, por meio da Decisão XIX/6, fizeram ajustes no Anexo C (HCFCs) estabelecendo um cronograma para eliminar o consumo de HCFCs. De acordo com a estratégia adotada pelo Brasil e em consonância com a Decisão XIX/6, em 2013 o consumo brasileiro de HCFCs foi congelado, tendo como

base a média de consumo entre 2009 e 2010, seguido por uma redução de 10 % em 2015, 35 % em 2020, 67,5 % em 2025, 97,5 % em 2030 e a eliminação completa em 2040.

De acordo com os dados apresentados pelo Ministério do Meio Ambiente (2016), em toneladas ODP, o consumo de HCFCs passou de 847,2 t ODP em 2005 para 1.189,25 t ODP em 2013, ou seja, um crescimento de 29% em oito anos. O consumo de HCFC-22 se manteve em crescimento relativamente constante, tendo atingido seu máximo em 2012, 936,1 t ODP. Em 2013 o consumo de HCFCs foi de 1.189,25 t ODP, representando um consumo 10,4% inferior ao valor de 1.327,3 t ODP, definido como a linha de base brasileira estabelecida pelo Protocolo de Montreal. Em 2013, o consumo de R22 equivalia a 66% de todos os HCFCs enquanto o R141b por 33%.

A substância R22 é usada em larga escala como fluido refrigerante em geladeiras, freezers e aparelhos de ar-condicionado, bem como no setor de refrigeração comercial supermercadista, em unidades centralizadas, balcões, ilhas e câmaras frigoríficas representando aproximadamente 90% do mercado. O R141b tem seu uso predominante no Brasil como agente de expansão em espumas de poliuretano, o que representa 84,85 % do consumo total desta SDO. Estima-se que 4,96% do consumo de HCFC-141b são destinados à limpeza de circuitos de refrigeração (flushing) (Ministério do Meio Ambiente, 2016).

A terceira geração de refrigerantes é representada pelos fluidos sem cloro, HFCs, os quais surgiram como a principal alternativa, visto que não possuíam ODP. No entanto observou-se que o problema agora era o aquecimento global, o efeito estufa.

Conforme já mencionado, o GWP consegue quantificar o poder de gás estufa de cada refrigerante. Os gases de efeito estufa na camada superior da atmosfera retêm o calor e o irradiam novamente causando aumento da temperatura global e o derretimento das calotas polares, o que resulta no aumento do nível dos oceanos. Além disso, um maior aquecimento da Terra pode gerar mudanças nos padrões de precipitações de chuva, impactos de larga escala nas plantas, nos animais e nos seres humanos.

Práticas inadequadas, quando aplicadas a sistemas de refrigeração e ar condicionado contribuem para liberação de fluidos frigoríficos na atmosfera, tais como HCFCs e HFCs. A contenção de vazamentos de fluidos frigoríficos nos sistemas de refrigeração é vital e requer cuidado especial todas as vezes que se realizam serviços de manutenção, devendo ser cada vez mais levada em consideração durante as fases de projeto, instalação e descarte dos equipamentos de refrigeração. Neste segmento há uma grande necessidade de treinamento para todos os profissionais que trabalham com fluidos frigoríficos (MMA, 2015).

A quarta geração inicia-se do ponto que os fluidos devem possuir baixo GWP, zero ODP, além de uma boa eficiência energética, visto que na produção de energia elétrica para

operar os sistemas de refrigeração, também é produzida uma quantidade de CO<sub>2</sub> equivalente a qual contribui com o efeito estufa. Logo, quanto mais poluente a matriz energética de um país, maiores as contribuições indiretas de um sistema de ar condicionado ou refrigeração para com o aquecimento global.

Os HFCs não são controlados pelo Protocolo de Montreal, mas estão listadas no âmbito do Protocolo de Kyoto (1997). Em 2006, a regulação europeia Nº 842/2006 F-Gas, iniciou um plano de metas para essas substâncias cujas emissões devem ser limitadas ou reduzidas. A mesma prevê a contenção através do uso e manuseio responsáveis, a reciclagem e recuperação ao fim da vida útil, treinamento e certificação de técnicos, e relatórios das quantidades produzidas, fornecidas, utilizadas e emitidas, e etiquetas nos produtos e equipamentos. Além disso, a legislação exige o uso de fluidos refrigerantes com GWP inferior a 150 em todos os modelos novos de veículos lançados a partir de 2011, e em todos os veículos novos até 2017 (Regulation (EC) Nº 842/2006, 2006).

Na Comunidade Europeia a quarta geração já é realidade, com restrições mais rígidas, o Regulamento UE Nº 517/2014 (Comissão Europeia, 2014), comumente conhecido como Regulamento F-Gas, deu um passo em frente para reduzir a utilização de refrigerantes fluorados com GWP elevado em aplicações de refrigeração na Europa. Os seus principais objetivos são: o estabelecimento de regras relativas à contenção, utilização, recuperação e destruição dos gases HFC; condições de inserção no mercado de produtos com HFC; restrições à utilização de gases fluorados de alto GWP em algumas aplicações; e o estabelecimento de limites à quantidade de HFC colocada no mercado. Suas restrições atingem todos os setores de refrigeração, mas a mais afetada é a refrigeração supermercadista que trabalha com maquinário centralizado. A maioria desses sistemas na Europa ainda está operando com sistemas de expansão direta usando HFC-404A e HFC-134a (Kauffeld, 2010), com GWP de 3922 e 1430, respectivamente (IPCC, 2007).

O regulamento UE Nº 517/2014 estabeleceu um limite de utilização de refrigerantes fluorados com GWP superior a 150 em sistemas de refrigeração centralizados com capacidade de refrigeração nominal igual ou superior a 40 kW, a partir de 31/12/2021. A restrição significa o fim de uso de HFC-404A e HFC-134a em grandes sistemas centralizados de refrigeração. No entanto, uma exceção para o circuito primário de sistemas em cascata foi incluída: refrigerantes com um GWP até 1500 poderiam ser usados no circuito primário de sistemas em cascata. Este sistema é conhecido como sistema de cascata indireto. De acordo com isto, o sistema de cascata indireto só condensa o ciclo de baixa temperatura, mas não fornece refrigerante às unidades evaporadoras da aplicação.

Nos sistemas de refrigeração de supermercados, em que as condições impostas são aproximadamente de 0 °C à -20 °C para alimentos congelados, a legislação sugere

diferentes soluções de refrigeração para cumprir o Regulamento F-Gas. Entre essas, as mais consideradas são:

- Sistema transcrítico *booster* de CO<sub>2</sub> com ejetores, compressão paralela ou sub-resfriamento mecânico para melhorar o desempenho energético.
- Sistema de cascata direto usando CO<sub>2</sub> em expansão direta como refrigerante de baixa temperatura e refrigerantes com GWP inferior a 150 para o ciclo de alta temperatura.
- Sistema de cascata indireto, com CO<sub>2</sub> em expansão direta para baixa temperatura, e o ciclo de alta temperatura contendo um fluido de GWP inferior a 1500, refrigerando um fluido secundário (propileno-glicol) para refrigerar os gabinetes.

Essas configurações de cascata direto / indireto são estudadas por Sánchez et al. (2017), posteriormente observadas na Fig. 2.15.

Passado pelas quatro gerações de fluidos pode-se ver a necessidade de trabalhar com fluidos de baixo GWP e principalmente naturais. Para o MMA (2016) é necessário encontrar alternativas viáveis economicamente e tecnicamente comprovadas quanto da utilização de gases prejudiciais ao sistema climático global. Tal busca, leva os olhares da pesquisa sobre melhores alternativas sustentáveis, porém que não levem a um prejuízo energético das soluções tidas como tradicionais.

A motivação comercial vem do pressuposto de que em um futuro próximo as instalações, que hoje possuem refrigerantes HCFCs e HFCs de alto GWP, deverão buscar alternativas de forma a tornar os processos menos agressivos ambientalmente, aliados a melhores eficiências energéticas.

Uma lista de alguns dos refrigerantes mais utilizados mundialmente, suas aplicações e suas características, podem ser observados na Tab. 2.2 (IPCC, 2007).

A UNEP (*United Nations Environment Programme*) em 2014 divulgou alternativas aos HCFCs nas mais distintas aplicações. Os setores de HVACR foram separados, e a Tab. 2.3 apresenta as diversas alternativas, quanto à condição, se são comprovadamente eficientes e já podem ser utilizados comercialmente, se estes possuem uso limitado de aplicação, como por exemplo, em pesquisa, e por fim se os fluidos são passíveis de uso.

Tabela 2.2 – Relação dos mais utilizados HFCs, HCFCs e fluidos de baixo GWP.

Substância	Aplicação	GWP 100 anos	Vida na atmosfera (anos)
HCFC-22	AC e supermercados (refrigerante mais utilizado)	1810	12
HCFC-141b	Espuma expandida para isolamento térmico.	725	9,3
HCFC-142b	Espuma expandida para isolamento térmico.	2310	17,9
HFC-23	Refrigerantes para baixas temperaturas.	14800	-
HFC-32	Componente de diversas misturas de refrigerantes.	675	4,9
HFC-125	Componente de diversas misturas de refrigerantes.	3500	29
HFC-134a	Geladeiras, AC automotivo, AC estacionário, Componente de diversas misturas de refrigerantes.	1430	14
HFC-143a	Componente de diversas misturas de refrigerantes.	4470	52
HFC-152a	Componente de diversas misturas de refrigerantes, Espuma expansível, Possível futuro refrigerante.	124	1,4
HFC-227ea	Refrigerante.	3220	-
HFC-404A	Mistura de refrigerantes: alternativa ao HCFC-22 em AC.	3922	34,2
HFC-410A	Mistura de refrigerantes: alternativa ao HCFC-22 em AC, transporte refrigerado.	2088	-
HFC-407C	Mistura de refrigerantes: opção de <i>retrofit</i> ao HCFC-22 em AC.	1774	-
HFC-438A	Mistura de refrigerantes: alternativa ao HCFC-22 em AC, refrigeração expansão direta	2265	-
R744	Refrigerante	1	-
HCs	Refrigerante	<3	-
Amônia	Refrigerante	0	-

Fonte: IPCC (2007) adaptado de Antunes (2015).

Tabela 2.3 – Relação dos principais refrigerantes alternativos aos HCFCs e suas características.

REFRIGERANTE	R-717	R-744	HC-290 HC-1270	HC-600a	HFC-1234yf	“L-40”	R-444B	“L-41”	“DR-5”	R-450A	“XP-10”	HFC-32	R-448A	HFC-134a	R-407C	R-407A	R-410A	R-404A
<b>GWP</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>3 – 5</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>290</b>	<b>330</b>	<b>490</b>	<b>490</b>	<b>600</b>	<b>630</b>	<b>716</b>	<b>1330</b>	<b>1370</b>	<b>1700</b>	<b>2100</b>	<b>2100</b>	<b>3700</b>
Refrigeração Doméstica			C	F								F	F		C			
Refrigeração Comercial																		
— Stand alone	C	C	C	L	F	F	F	F	F	F	F	F	L	C	F	F	F	C
— Unidades Condensadoras	L	L	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	L	C	F	F	F	C
— Sistemas Centrais	L	C	L	F	F	F	F	F	F	L	F	L	C	F	C	F	C	C
Transporte refrigerado	C	C		F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	C	F	F	C	C
Refrigeração grande escala	C	C	L	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	C	C	C	C	C
Arconds e Bombas de calor																		
— Pequenos self contained	L	C		F		F	F	F	F	F	F	L	F	C	C	F	C	F
— Mini-split (não-dutado)	L	C				F	L	F	F	F	C	F	F	C	F	C	F	C
— Multi-split	L					F	L	F	F	F	L	F	F	C	F	C	F	C
— Split (dutado)	F	F				F	F	F	F	F	L	F	F	C	F	C	F	C
— Bombas de calor, aquecimento de água	C	C	C	C	F	F	F	F	F	F	L	F	C	C	F	C	F	C
— Bombas de calor, aquecimento ambientes	C	C	C	L	F	F	F	F	F	F	L	F	C	C	F	C	C	C
Chillers																		
— Deslocamento positivo	C	C	C		L	F	F	L	F	L	L	L	F	C	C	F	C	C
— Centrifugo		L			L									C				
MAC																		
— Carros	F	F		C						F	F			C				
— Transporte público	F			L						F	F			C	C		C	

Legenda: “L” indica uso limitado, tal como: demonstrações, pesquisas, aplicações específicas, etc; “F” indica um potencial uso em escala comercial, baseado nas características do fluido; “C” indica uso atual em escala comercial.

Fonte: Adaptado UNEP (2014).

A Lei nº 12.187, de 29 de dezembro de 2009, referente à Política Nacional sobre Mudança do Clima normatiza o compromisso voluntário do Brasil junto à Convenção-Quadro da ONU sobre Mudança do Clima. Essa lei refere-se à redução das emissões de gases de efeito estufa entre 36,1% e 38,9% das emissões projetadas até 2020 com base nos valores de 2010, obtidos por meio do Inventário Brasileiro de Emissões e Remoções Antrópicas de Gases de Efeito Estufa não Controlados pelo Protocolo de Montreal (MMA, 2015).

O Protocolo de Quioto controla o uso das substâncias HFCs, logo a tendência é que tais fluidos frigoríficos tenham seu uso gradualmente reduzido no mercado, aumentando o uso dos fluidos naturais, CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub>, HCs.

A escolha de um fluido refrigerante deve-se basear em uma visão holística da situação. Primeiramente com relação ao impacto ambiental, observando o GWP e ODP desta. A eficiência energética do sistema de refrigeração é também uma questão ambiental, visto que quanto menos uma determinada máquina operando com um fluido específico consumir, menor será a geração de energia pela matriz nacional, o que reduz o impacto desse no meio ambiente de forma indireta.

Observado os itens acima, deve-se também avaliar a segurança de operação / manutenção, no que concerne à toxicidade e inflamabilidade. A Fig. 2.4 ilustra esse quesito de acordo com os padrões estabelecidos pela norma ASHRAE 34-2010.



Figura 2.4 – Grupos de segurança de refrigerantes. Fonte: Adaptado ASHRAE Standard 34-2010.

Quanto à avaliação da eficiência do fluido refrigerante escolhido, no sistema proposto vários fatores afetam o desempenho do sistema, incluindo as propriedades termodinâmicas. Por exemplo, fluidos refrigerantes que possuem baixas pressões de saturação apresentam grandes volumes específicos e logo, requerem grandes equipamentos. Altas pressões significam equipamentos menores, os quais devem ser projetados para suportarem elevadas tensões (aumento de custo), como é o caso do R744. Para aplicações a baixas temperaturas, pode ser usado um sistema composto, colocando-se em cascata dois ciclos distintos, uma vez que não existe um fluido que satisfaça todas as faixas de trabalho em refrigeração.

Um fluido que tenha densidade de vapor elevada, alta pressão de sucção e uma taxa de fluxo de massa elevada, resultará em pequenos componentes, tubulações menores e compressores com menores deslocamentos volumétricos. Porém este tipo de fluido é adequado para trabalhar em baixas temperaturas de evaporação, como em um sistema cascata. Elevados valores da pressão de condensação, levarão a temperaturas de descarga muito altas, uma vez que o calor produzido no processo de compressão será também elevado.

Ainda com relação à eficiência do sistema com o fluido de trabalho escolhido, esta dependerá também de fatores como o rendimento do compressor, a efetividade dos trocadores de calor, a perda de carga nas tubulações de refrigerante, o modo de controle da válvula de expansão, a carga de refrigerante e a eficiência de lubrificação.

Outros fatores devem ainda ser observados, tais como: a compatibilidade do material com o fluido, o custo e disponibilidade de refrigerantes, custos de componentes, além da capacitação dos técnicos e operadores envolvidos no processo. Atualmente os custos dos fluidos refrigerantes HCFCs estão aumentando, principalmente devido a embargos e taxações extras, o que visa justamente o menor consumo destes.

A importância da redução do consumo do HCFC-22, tanto por meio de atividades que promovam a melhor contenção de vazamento nos equipamentos, como pela conversão tecnológica no setor de manufatura de equipamentos de refrigeração e ar condicionado é evidente, visto que devido às cotas estabelecidas pela legislação ocorre uma restrição de produção e venda deste refrigerante. De acordo com o ICF Consulting (2005), as taxas de perdas anuais avaliadas por vazamentos, em sistemas de supermercados refrigerados por expansão direta, estão entre 3% e 35%, enquanto taxas mais baixas na faixa dos 15% são encontradas em instalações modernas e maiores perdas anuais (25%) em equipamentos mais antigos.

De acordo com o MMA (2016), o valor do R22 em 2013 por quilograma da substância importada, no momento que esta chega ao porto brasileiro, era de US\$ 1,85; nos anos de

2015/16 o valor aumentou consideravelmente, chegando aproximadamente a US\$ 16,00 por quilograma. A Tab. 2.4 mostra os valores de fluidos passíveis de substituição do R22. Observa-se a grande vantagem que o CO<sub>2</sub> tem comparada aos fluidos sintéticos. Isso aliado ao fato de que segundo Silva et al. (2012), um sistema R404A/R744 cascata utilizando 32 kg de CO<sub>2</sub> e 15 kg de R404A, consegue manter condições semelhantes de refrigeração à um sistema de expansão direta com R404A utilizando 125 kg de carga ou um de R22 que usa 115 kg.

Tabela 2.4 – Preços de fluidos frigoríficos alternativos ao HCFC-22 para o setor de RAC.

Aplicação	Substância	Tipo	2014 US\$/FOB por kg
Refrigeração Doméstica	HFC-134a	HFC Puro	4,23
Refrigeração Comercial	R-404A	Mistura de HFC	5,42
Ar Condicionado	R-407C	Mistura de HFC	5,35
Ar Condicionado e Chillers	R-410A	Mistura de HFC	6,15
Refrigeração e Ar Condicionado	R-417A	Mistura HFC - HC	5,67
Ar Condicionado	R-422A	Mistura HFC - HC	8,32
Chillers	R-422A	Mistura HFC - HC	8,68
Refrigeração Comercial	HC-290	HC Puro	0,68
Refrigeração Doméstica	HC-600a	HC Puro	0,73
Chillers e Refrigeração Industrial	Amônia	Amoníaco	0,82
Refrigeração Comercial	CO <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	0,71

Fonte: Ministério Do Meio Ambiente, 2016.

Esta necessidade de substituição dos fluidos leva muitas vezes a operações de *drop-in*, que equivale à substituição direta da carga de refrigerante de um equipamento por uma carga de fluido alternativo sem alterações nas partes principais do sistema, como válvulas, compressores e trocadores de calor. A busca do setor HVACR é de substâncias que possam ser utilizadas no lugar dos fluidos refrigerantes convencionais, conforme já explanado anteriormente. Similar à operação de *drop-in*, o *retrofit* é um pouco mais complexo de se realizar, visto que exige ajustes dos equipamentos principais do sistema.

Na sequência serão agora apresentadas as características principais dos fluidos refrigerantes utilizados neste trabalho: R134a, R438A e R744. O CO<sub>2</sub> é o componente do ciclo de baixa temperatura, e os HFCs compõe o ciclo de alta temperatura. O par R134a/R744 é considerado o sistema original, e o R438A/R744 chamado de sistema alternativo.

A escolha do fluido R134a foi embasada no estado da arte, bem como na prática em que a maioria dos sistemas cascatas subcríticos no Brasil trabalham com o par de fluidos

R134/R744. A escolha do fluido R438A deve-se ao fato deste vir ao mercado como um possível *retrofit* de R22 e por não haver dados deste fluido trabalhando com R744 em cascata. A disponibilidade deste fluido no LEST-NANO contribuiu para a escolha. A Tab. 2.5 apresenta algumas características dos fluidos utilizados neste trabalho.

Tabela 2.5 - Características dos fluidos.

	R744	R134a	R438A
GWP <sub>100a</sub> *AR4 - IPCC, 2007	1	1430	2264
ODP	0	0	0
Inflamabilidade	Não	Não	Não
Toxicidade	Não	Não	Não
Massa Molecular [kg/kmol]	44,0	102,0	99,1
Ponto normal de ebulição [°C]	-78,4	-26,1	-42,33
Pressão Crítica [bar]	73,8	40,6	43,0
Temperatura Crítica [°C]	31,1	101,1	85,3
Densidade Crítica [kg/m <sup>3</sup> ]	467,6	511,9	510,5
Temperatura Glide [°C]	-	-	3 - 4
ASHRAE Standard 34 Grupo de Segurança	A1	A1	A1
Primeiro uso comercial como refrigerante	1869	1990	2010

Fonte: adaptada dos fabricantes.

### R134a

Conforme pode ser observado na Tab. 2.5 o R134a é um HFC, com ODP nulo e, de acordo com IPCC (2007), o valor do GWP<sub>100a</sub> equivale a 1430, calculado de acordo com o AR4 (*Assessment Report 4*). Este surgiu após muitos anos de pesquisa, como substituto para o CFC-12, conforme ressaltado por McLinden (1988), por ter valores de temperatura crítica semelhantes, podendo assim, ser utilizado nas mesmas condições de temperatura de evaporação com capacidade de refrigeração semelhante. O autor também prevê uma queda de eficiência em relação ao R12, baseada no valor superior do calor específico do R134a em relação ao R12.

O R134a é um fluido não inflamável de baixa toxicidade, sendo assim classificado com A1 pela ASHRAE 34 (2010). Além disso, R134a é miscível em óleos polyolesteres (POE), com miscibilidade similar à do R438A, facilitando o *drop-in*. Vale ressaltar que o R134a é imiscível em óleo mineral. A miscibilidade do fluido no óleo é responsável por garantir um

bom funcionamento do sistema de refrigeração, garantindo o correto retorno de óleo e a boa lubrificação do compressor. Quando a relação entre a miscibilidade óleo/refrigerante é baixa, o óleo tende a permanecer nos trocadores de calor e não retorna ao compressor. Isto pode causar uma diminuição no desempenho do sistema. A Fig. 2.5 mostra o diagrama pressão – entalpia para o fluido R134a, calculado pelo software Refprop, versão 8.0, baseado nos padrões de referência do *International Institute of Refrigeration* (IIR).

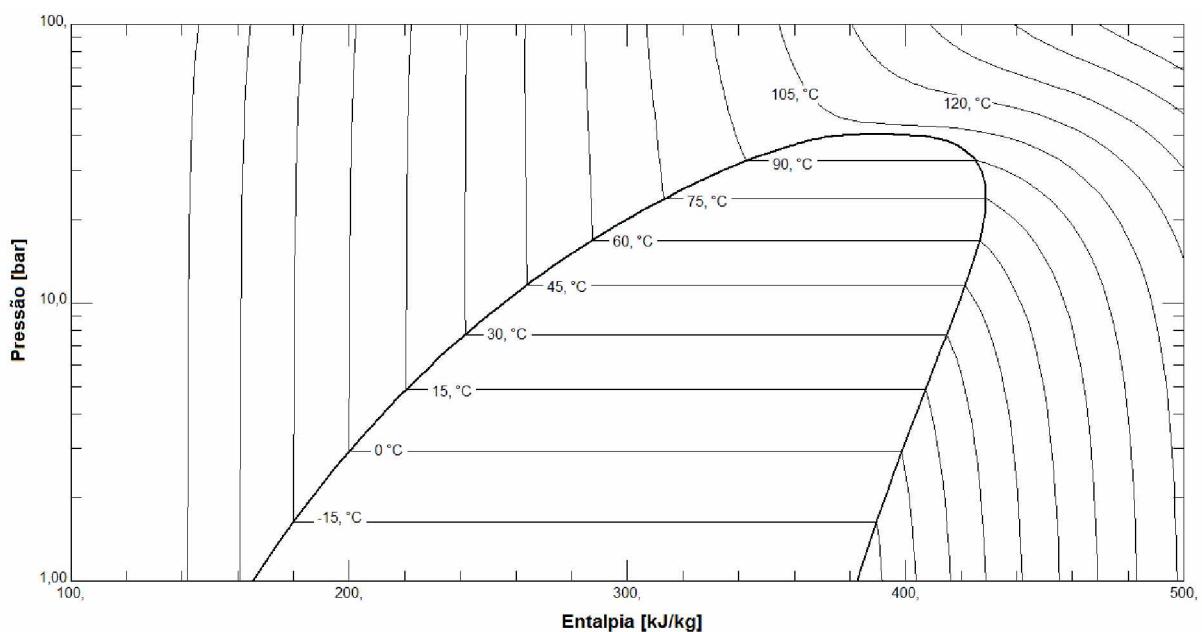


Figura 2.5 – Diagrama pressão - entalpia para o R134a. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software Refprop v. 8, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

Uma curiosidade sobre o R134a e os HFCs em geral, é que existem 19 HFCs diferentes, com GWP variando de menos de 100 a quase 15000. Destes apenas 5 HFCs são responsáveis por mais de 90% do mercado, em termos de toneladas métricas de consumo global. São eles: HFC-134a, HFC-125, HFC-143a, HFC-32 e HFC-152a. Somente o R134a é responsável por 40% do consumo global de HFCs, conforme mostrado na Fig. 2.6 (UNEP Ozone Secretariat, 2015).

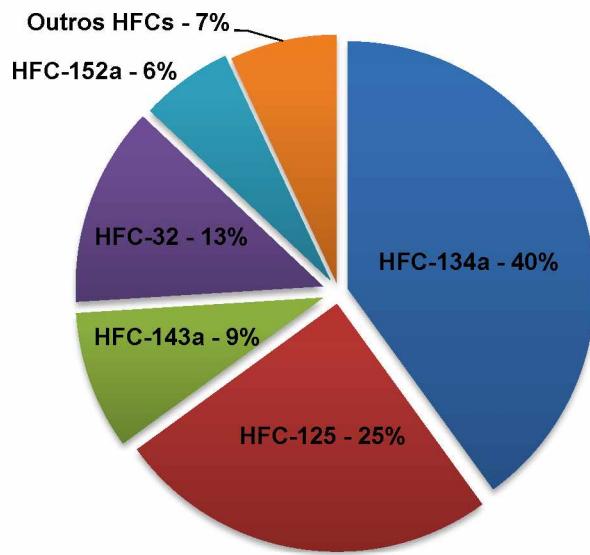


Figura 2.6 – Consumo global de HFCs. Fonte: UNEP, 2015.

### R438A

Allgood e Lawson (2010) mostraram que o fluido R438A é um refrigerante versátil e confiável, de zero ODP, podendo ser usado para substituir R-22 em sistemas de refrigeração de expansão direta e em ar condicionados. O R438A é apropriado para uso em equipamentos de R-22 existentes devido às características semelhantes de pressão-temperatura-entalpia.

Visto a capacidade de substituição do R22 por tal fluido, fez-se uma pesquisa ao estado da arte para saber se esse possui alguma referência trabalhando em cascata com R744, a qual retornou como resposta uma carência de dados na literatura acerca de tal tema. Como o par R438A/CO<sub>2</sub> nunca havia sido testado, fez-se assim a escolha de tal fluido refrigerante.

O R438A possui GWP<sub>100a</sub> de 2264 de acordo com o AR4 do IPCC (2007). A mistura é um *blend* não azeotrópico composto de HFC-32 (8,5 % em peso), HFC-125 (45,0 %), HFC-134a (44,2 %), HC-600 (1,7 %) e HC-601a (0,6 %). Em uma mudança de estado (condensação ou evaporação), a temperatura *glide* varia para cada componente. Logo a carga de fluido deve ser feita no estado líquido. Os HCs existentes nesta mistura apresentam-se em pouco volume, não configurando o R438A como inflamável, sendo este classificado como A1 pela ASHRAE 34 (2010).

O R438A é compatível com os lubrificantes alquil benzeno (AB), óleo mineral (MO) e polyolester (POE). Este fluido refrigerante é comercializado pelo nome ISCEON® MO99™,

criado e patenteado pela DuPont. A Fig. 2.7 mostra o diagrama pressão – entalpia para o fluido R438A, calculado pelo software Refprop.

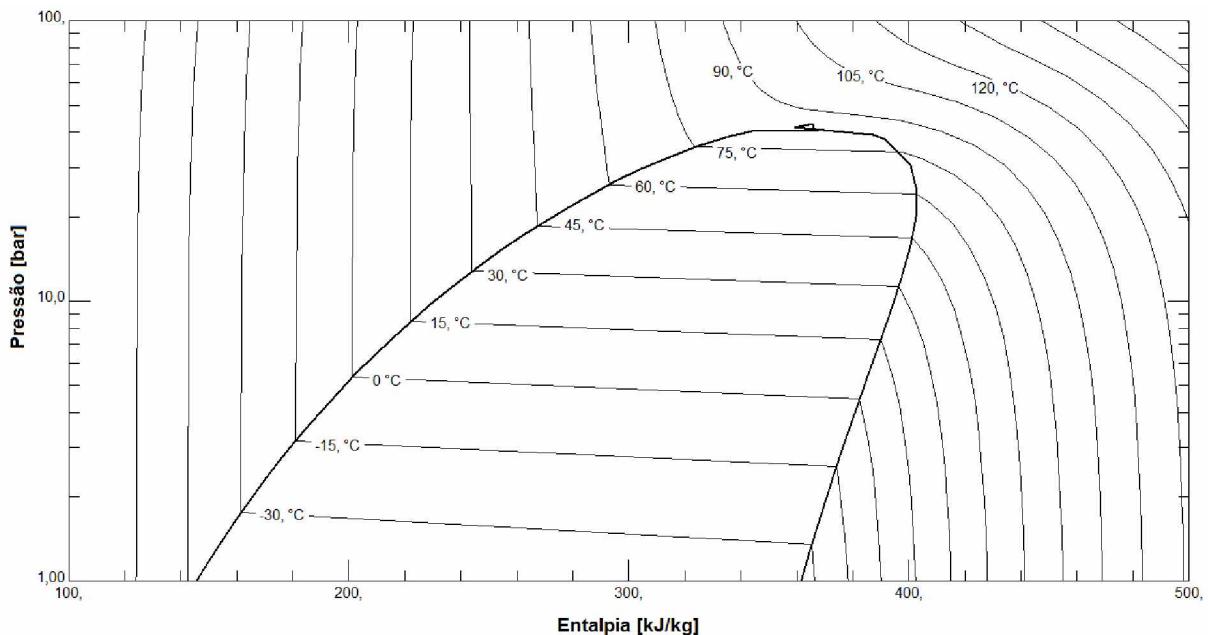


Figura 2.7 – Diagrama pressão - entalpia para o R438A. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software Refprop v. 8, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

#### R744

O CO<sub>2</sub> possui um grande potencial para aplicações no setor HVACR, conforme mostrado pela Tab. 2.3. No Brasil, em 2017, cerca de 160 supermercados operam com dióxido de carbono como fluido refrigerante, sendo a grande maioria destes em regime subcrítico. Comparado aos dados de abril de 2013, o número de instalações não passava de 40 supermercados (Silva e Euzébio, 2013).

Seu uso não se restringe ao fluido refrigerante, podendo ser usado em preparação de bebidas, carbonatação de bebidas não alcoólicas, tratamento de água e extintores de incêndio. Também é utilizado no segmento petrolífero, no processo de elevação artificial de petróleo com *gas-lift*. De acordo com a *International Energy Agency* (2016), foi observado que as concentrações médias de CO<sub>2</sub> na atmosfera no ano de 2015 eram de 399 ppm. Este pode ser obtido como subproduto de processos de fermentação, em alta pureza e baixo custo.

O CO<sub>2</sub> é compatível com quase todos os materiais metálicos comuns, diferentemente do NH<sub>3</sub>. Não há restrições do ponto de vista de compatibilidade ao utilizar cobre ou latão.

Com relação às suas propriedades termofísicas, estas já são bastante conhecidas e um pouco diferentes dos demais refrigerantes. A Tab. 2.5 mostra algumas características deste fluido, como por exemplo, este ser o referencial de aquecimento global com seu valor de GWP unitário e possuir ODP nulo. Percebe-se um ponto normal de ebulição extremamente baixo de  $-78,4^{\circ}\text{C}$ . Acima de  $-56,6^{\circ}\text{C}$  e à pressão atmosférica normal (101,3 kPa abs), o R744 encontra-se na fase vapor e, abaixo dessa temperatura, é uma substância branca sólida, conhecido com gelo seco. O ponto triplo do CO<sub>2</sub> ocorre em 5,2 bar abs com temperatura a  $-56,6^{\circ}\text{C}$ . A Fig. 2.8 mostra o diagrama de fases do R744.

Quando em operação próxima do ponto triplo, a expansão do vapor pode gerar gelo seco, contudo o CO<sub>2</sub> não dilata como a água quando se torna sólido, assim não gera perigo de romper a tubulação. A Fig. 2.9 mostra o diagrama de densidade – temperatura.

O ponto crítico, temperatura/pressão acima da qual não é possível mais liquefazer a substância, para o CO<sub>2</sub> é de  $31,1^{\circ}\text{C}$  e 73,8 bar. Quando a substância se aproxima desse valor, a densidade do líquido e vapor se tornam próximas uma da outra, sendo que acima deste não há diferença entre as fases de líquido e vapor.

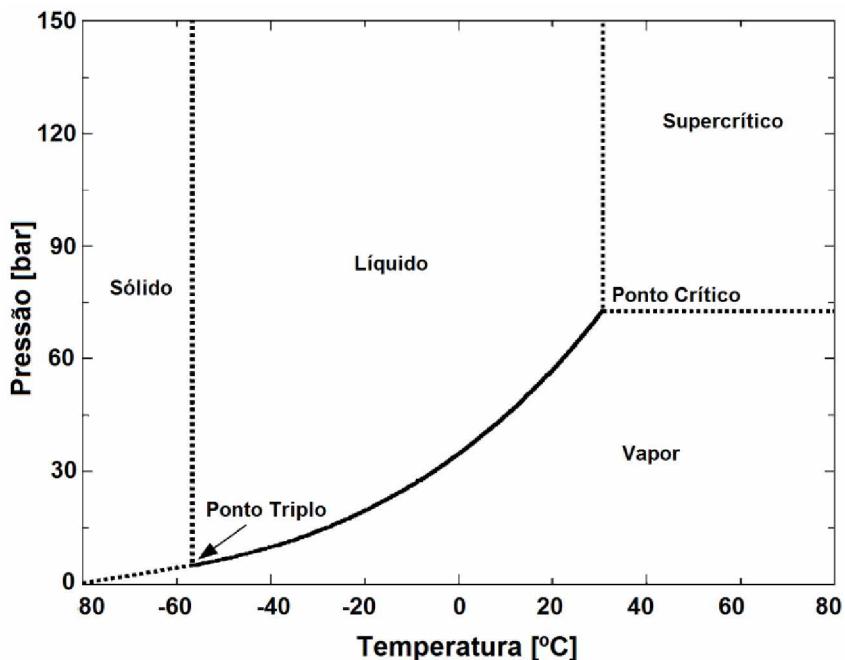


Figura 2.8 – Diagrama de fase R744. Fonte: Adaptado de Kim et al., 2014.

Por possuir um ponto crítico em, relativamente, baixa temperatura e alta pressão, a solução de um sistema cascata torna-se uma boa alternativa ao uso deste refrigerante. A alta pressão de operação / saturação leva a uma alta densidade de vapor, reduzindo o volume específico do fluido, o que resulta em equipamentos menores. Essa alta pressão

de vapor resulta também em maior capacidade de refrigeração volumétrica, sendo esta de 3 a 10 vezes maior que os HCFC, HFC e HC (Kim et al., 2004).

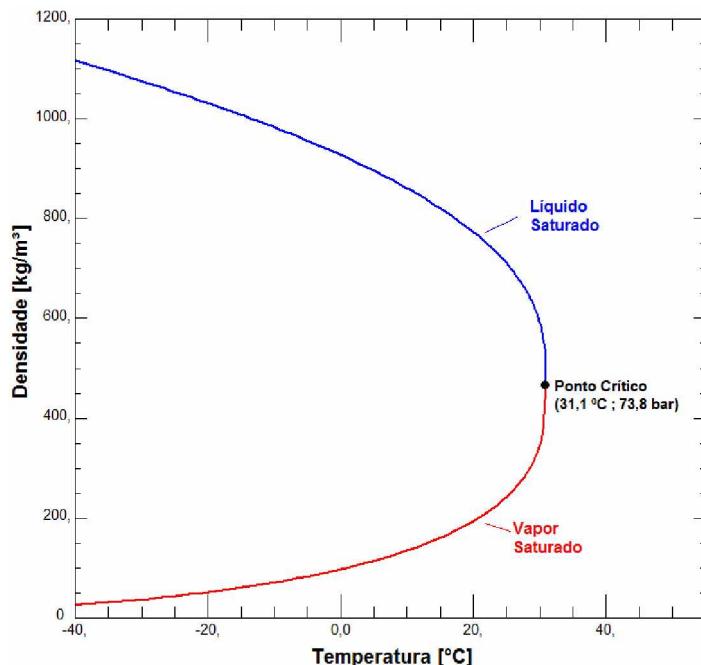


Figura 2.9 – Diagrama densidade - temperatura para o R744. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software Refprop v. 8, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

A Fig. 2.10 mostra o diagrama pressão – entalpia, em valores próximos aos usuais de operação subcrítica. Observa-se que a pressão de saturação de CO<sub>2</sub> para a temperatura de -15 °C é de 22,9 bar, muito acima do que a maioria dos fluidos. Todas as propriedades e diagramas aqui utilizados, tem como referência os padrões estabelecidos pelo Instituto Internacional de Refrigeração que apresenta o valor da entalpia específica de 200 kJ.kg<sup>-1</sup> e entropia específica de 1,0 kJ.(kg.K)<sup>-1</sup>, ambas as propriedades relativas ao estado de líquido saturado a 0 °C (273.15 K).

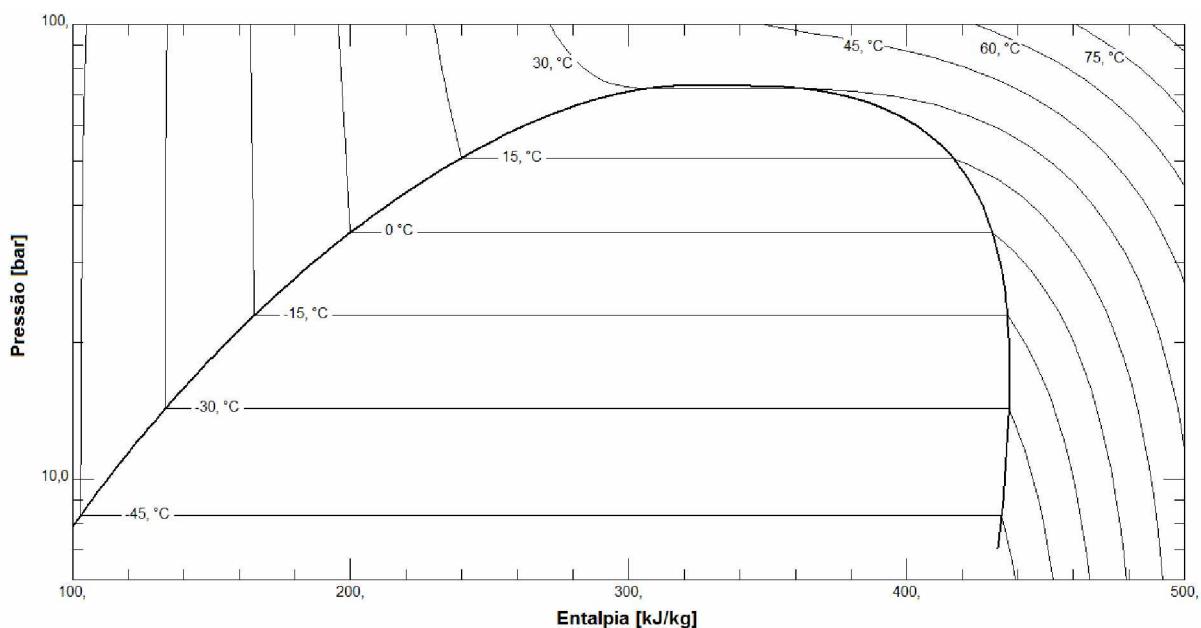


Figura 2.10 – Diagrama pressão - entalpia para o R744. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software Refprop v. 8, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

Com relação à compatibilidade de lubrificantes, de acordo com a fabricante do compressor utilizado na bancada, Bitzer, foi desenvolvido um óleo POE chamado de Bitzer BSE 85 K, o qual tem excelente solubilidade / miscibilidade com este refrigerante em especial. Este lubrificante apresenta boas características de fluidez em baixas temperaturas, alta estabilidade térmica e excelente lubrificação em altas pressões como as experimentadas por R744 (Bitzer, 2007).

O CO<sub>2</sub> é um fluido sem cheiro particular, classificado pela ASHRAE 34 (2010) como um fluido de segurança A1. O seu grande problema é que por ter maior densidade do que o oxigênio, em caso de vazamento do sistema este desloca o ar respirável para cima, causando efeitos indesejáveis para a manutenção da vida. Um ambiente com maior concentração de CO<sub>2</sub> do que os normais 399ppm ou 0,039% exercerão gradualmente os seguintes efeitos no corpo humano: à medida que a concentração de CO<sub>2</sub> aumenta ocorre o aumento do ritmo respiratório, dor de cabeça, enjoo, vertigem, aumento do ritmo cardíaco, ataques epiléticos, coma e a morte.

Deve-se assegurar que em caso de vazamentos não haja contato do CO<sub>2</sub> com a pele, pois sabendo que este evapora a -78,4 °C pode facilmente causar queimaduras. Treinamento e equipamentos de proteção individuais (EPIs) efetivos devem ser sempre empregados. Em lugares públicos como supermercados, devem-se tomar os cuidados de sempre projetar uma correta exaustão de ar com renovação se possível a cada 10 minutos, sempre utilizar medidores de concentração de gases, nas possíveis áreas de

acúmulo de CO<sub>2</sub>, como casas de máquinas e câmaras de resfriados, além de sensores de detecção de CO<sub>2</sub> o mais próximo possível do piso da instalação. Em suma, todo refrigerante tem um perigo inerente, logo cabe ao engenheiro fazer a devida avaliação de risco, buscando identificá-los para garantir a devida eliminação deste.

A norma ABNT NBR 16069 : 2010 – Segurança em sistemas frigoríficos é dirigida à segurança de pessoas e de propriedades no local ou na vizinhança em que haja uma planta de refrigeração. O objetivo da norma é promover a segurança no projeto, construção, instalação e operação de sistemas frigoríficos, logo esta deve ser seguida.

## 2.2. Ciclos R744

Os ciclos de refrigeração utilizando CO<sub>2</sub> são diversos, visto as propriedades termofísicas de tal fluido refrigerante. A pressão crítica e a temperatura do CO<sub>2</sub> são 73,8 bar e 31,1 °C, respectivamente, sendo que acima deste ponto não é possível transferir calor para o ambiente por condensação como no ciclo convencional de compressão a vapor, o processo de transferência de calor acima do ponto crítico resulta no ciclo transcírtico e pode ser realizado por um trocador de calor chamado de *gas cooler* ou resfriador gasoso.

O lado de alta pressão em um sistema subcrítico é controlado pela temperatura do condensador, porém no sistema transcírtico essa pressão de alta é determinada pela relação entre a carga de refrigerante (massa), o volume e a temperatura. Portanto diferentes formas de controle da pressão de alta do sistema transcírtico podem ser tomadas, entre elas:

- Variando a massa de refrigerante do lado de alta pressão do circuito;
- Variando o volume do lado de alta pressão;
- Controlando a pressão pela temperatura do refrigerante.

No regime subcrítico, o R744 trabalha assim como qualquer outro fluido de refrigeração em um ciclo de compressão de vapor, com a diferença de apresentar valores mais altos de pressão de operação. Para superar esta alta pressão normalmente utiliza-se sistemas dois estágios, encontrados nas configurações de *booster* ou *cascata*. Abaixo a Fig. 2.11 mostra um diagrama pressão – entalpia representando os dois ciclos básicos de operação com CO<sub>2</sub>.

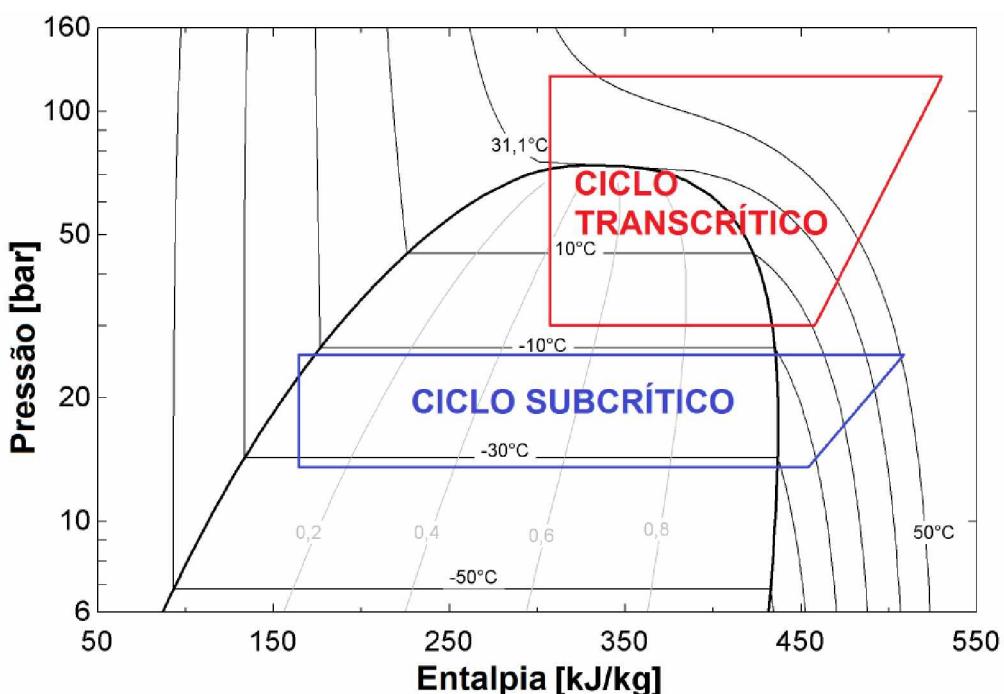


Figura 2.11 – Diagrama pressão - entalpia para o R744, apresentando os dois ciclos básicos de operação. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software *Engineering Equation Solver* (EES), v. 10.103, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

O sistema combinado em *booster* emprega dois ou mais compressores de simples estágio em série para comprimir um único refrigerante em etapas sucessivas. No tipo *booster* o resfriamento do vapor de refrigerante entre os estágios de compressão (dessuperaquecimento) é necessário para evitar o elevado superaquecimento no estágio de alta pressão. Como o vapor de refrigerante é superaquecido durante o processo de compressão, caso ele não seja resfriado antes de entrar no próximo estágio, esta ação resultará em elevadas temperaturas de descarga, o que em longo prazo gerará um prejuízo para os compressores, visto que o óleo lubrificante será carbonizado quando submetido a temperaturas acima de 125 °C.

Outro ponto a ser observado é referente à grande diferença de temperatura de condensação e evaporação, tornando-se necessário um sub-resfriamento do líquido refrigerante para evitar a evaporação instantânea do gás (*gas flash*) no dispositivo de expansão, o que gera uma perda elevada do efeito de refrigeração. Grandes instalações utilizam esse tipo de sistema, normalmente trabalhando com NH<sub>3</sub>, contudo por ser um único sistema, em caso de vazamento toda a carga de gás será perdida.

A diferença básica entre um sistema combinado (*booster*) e o sistema cascata é que no sistema combinado o refrigerante é um só em todo o ciclo, enquanto no sistema cascata são utilizados dois fluidos em ciclos separados, um de alta temperatura e outro no de baixa

temperatura, o qual será foco de investigação nesta dissertação. Os dois métodos possuem vantagens e desvantagens, logo devem ser observados fatores como o tamanho da instalação e os níveis de temperatura desejados.

Quando se deseja temperaturas extremamente baixas ou onde um refrigerante de alta pressão é utilizado, para manter os níveis de pressão dentro de condições de projeto aceitáveis, pode ser empregado o uso de um fluido secundário, conectados termicamente por um trocador de calor. Tal trocador é o dito cascata, o qual funciona como condensador para um fluido de baixa temperatura (alta pressão) e ao mesmo tempo como evaporador para o circuito de alta temperatura (baixa pressão).

A Fig. 2.12 representa um sistema cascata simplificado com os principais equipamentos presentes. O sistema de  $\text{CO}_2$  é representado pelo ciclo de baixa temperatura (BT), enquanto no ciclo de alta temperatura (AT) neste trabalho serão utilizados os fluidos R134a e R438A individualmente.

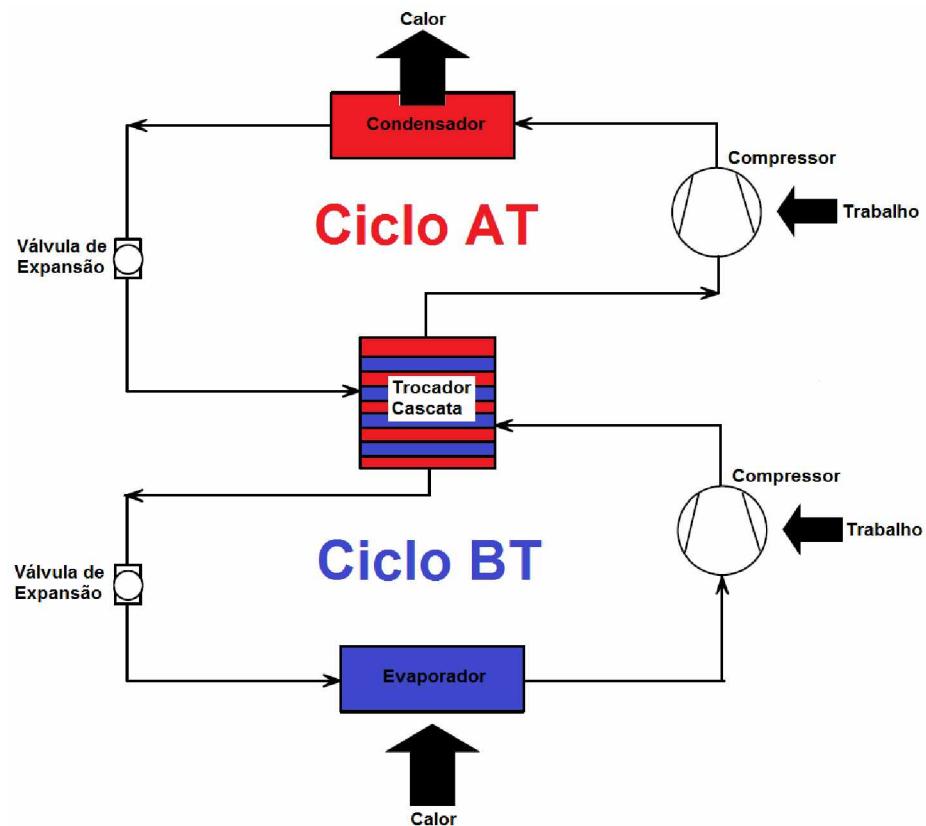


Figura 2.12 – Diagrama esquemático de um sistema cascata.

A Fig. 2.13 mostra o diagrama pressão entalpia de acordo com o funcionamento de cada ciclo separado, exemplificando a diferença do nível de pressão em que o  $\text{CO}_2$  trabalha. A temperatura de evaporação do  $\text{CO}_2$  (ciclo BT), neste caso ficaria na faixa de -25 °C

enquanto a condensação seria realizada em -5 °C. No caso do ciclo de alta temperatura, a evaporação seria de -8 °C e a condensação em 30 °C.

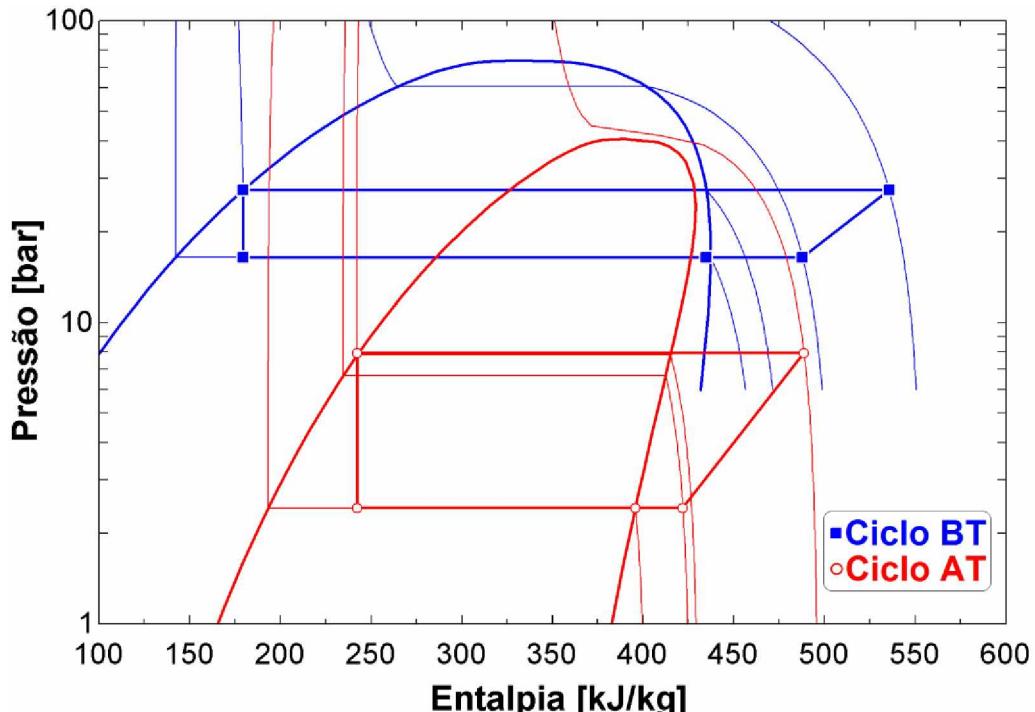


Figura 2.13 – Diagrama pressão - entalpia de um sistema cascata. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software EES, v. 10.103, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

O trocador cascata parte do pressuposto, que todo o calor absorvido no sistema de baixa temperatura, deve ser rejeitado no trocador cascata. O fluido de alta temperatura por sua vez, absorverá este calor rejeitando-o no seu respectivo condensador. São possíveis diversas configurações de sistemas cascata utilizando CO<sub>2</sub>, algumas com R744 expandindo no lado de baixa temperatura (-35 °C), enquanto o fluido de alta temperatura expande a aproximadamente -10 °C garantindo sua condensação. Podem ser observadas também instalações com ciclo de baixa a -35 °C, recirculação de líquido à -10 °C e outro fluido no lado de AT. Também algumas opções com cascata indireta, no qual uma parcela do fluido de alta temperatura, é utilizado para condensar o CO<sub>2</sub> que trabalha em BT, e outra parcela do fluido AT evapora-se resfriando um fluido secundário como por exemplo glicol, o qual fará a refrigeração de média temperatura (-10 °C).

De acordo com Silva (2011), os sistemas cascatas estão ganhando espaço pelo interesse em se trabalhar com fluidos naturais. Nenhum fluido possui características ideais, para uma ampla gama de temperaturas, logo o sistema cascata deve ser projetado de modo a operar em condições que o fluido possui sua melhor eficiência. Se aliar dois fluidos de

trabalho em condições favoráveis no sistema cascata, a eficiência do sistema como um todo tende a aumentar.

Ainda em consideração ao sistema cascata com CO<sub>2</sub>, deve ser observado que por possuir pressões de saturação altas, por exemplo, a 25 °C a pressão é de 63 bar, se acaso ocorrer uma falha na geração de energia, o sistema tenderá a equilibrar com a temperatura ambiente, logo deve ser projetado um tanque de alívio que permita uma dilatação diferencial e expansão do vapor, ou válvulas de segurança que permitam o alívio de pressão em caso de falhas.

### 2.3. Estado da Arte

Em 1994, Gustav Lorentzen propôs que o R744 poderia trabalhar em processos competitivos de desempenho energético. Em seu artigo apresenta alguns exemplos de como isso poderia ser feito. Após isso diversos trabalhos na área de CO<sub>2</sub> foram apresentados, e uma revisão do estado da arte, principalmente com relação à refrigeração utilizando CO<sub>2</sub> como fluido em cascata será aqui disposto.

Diversos sistemas em cascata já foram estudados, como Getu e Bansal (2008) analisaram termodinamicamente um par amônia com dióxido de carbono (R717/R744), visando à otimização dos parâmetros de projeto e operação do sistema. A partir de uma análise de regressão linear múltipla foram utilizados os parâmetros de temperatura de subresfriamento, superaquecimento, evaporação, condensação para os dois ciclos AT e BT e a diferença de temperatura referente ao trocador de calor cascata, a fim de desenvolver expressões matemáticas para o máximo COP, uma ótima temperatura de evaporação do R717 e uma proporção de vazão mássica ótima de R717 por R744 no sistema de cascata. Para tal, concluiu-se que um aumento de superaquecimento dos dois ciclos leva ao aumento da razão de fluxo de massa ( $\dot{m}_{AT}/\dot{m}_{BT}$ ), mas reduz o COP do sistema. Um aumento no subresfriamento, de ambos os ciclos, aumentou tanto COP como a razão do fluxo de massa; o aumento do subresfriamento de R744 gera maiores efeitos do que o aumento do subresfriamento de amônia. Observou-se que o aumento na temperatura de condensação do ciclo de R744 resultou na diminuição do COP e um aumento na proporção do fluxo de massa de refrigerante. Aumentando a temperatura de evaporação do ciclo de R744, eleva o COP do sistema e reduz a razão de fluxo de massa. E por último elevando a diferença de temperatura no condensador cascata reduziu-se tanto o COP como a proporção do fluxo de massa.

Bansal e Jain (2007) avaliaram a otimização da temperatura de condensação do R744 para diferentes refrigerantes como o R717, R290, R1270 e R404A, estes funcionando como

fluidos refrigerantes na linha de alta temperatura do circuito cascata. Esses mostraram que o R744 é um refrigerante com bom potencial para baixas temperaturas (abaixo de -50 °C) devido ao seu baixo custo, fácil disponibilidade e propriedades favoráveis.

Pradeep Bansal (2011) revelou a capacidade de um sistema de CO<sub>2</sub> em cascata superar em cerca de 60% o rendimento do sistema convencional usado em supermercados, que operam com um único refrigerante (R404A) para baixas temperaturas. O autor relaciona tal progresso às propriedades termodinâmicas do CO<sub>2</sub>, como, a tensão superficial, a viscosidade do líquido e a proporção das densidades de líquido para vapor, que em uma dada temperatura e pressão de saturação revelam os menores valores entre outros refrigerantes R717, R410A, R22 e R134A. Além de tais características, é ressaltado pelo autor o preço competitivo do CO<sub>2</sub>, e os menores impactos ao meio ambiente causados pelo mesmo.

Andrea Chesi et al (2014) fizeram uma análise experimental do ciclo de compressão de R744 em paralelo com o sistema em configuração de tanque de evaporação *flash*, pois pela literatura, modificações no ciclo permitem alcançar melhores resultados. Tal análise foi realizada a partir de uma avaliação experimental e numérica, e com isso puderam detectar os principais fatores prejudiciais ao sistema, bem com avaliar a melhoria de COP. O modelo termodinâmico concebido permitiu a definição das condições limites para uma operabilidade ótima do ciclo de interesse, enquanto os experimentos mostraram que as melhorias, teoricamente, acessíveis em termos de capacidade e COP, são ameaçadas por diversos fenômenos que podem ocorrer em um sistema real, fenômenos tais como a eficiência de separação, onde a redução da eficiência de separação é particularmente prejudicial nas condições em que a entrada do tanque de *flash* tem um elevado título (elevada percentagem de gás). Outro fator negativo é representado pelas perdas de pressão ao longo das linhas do sistema, e por último o superaquecimento nas linhas de sucção dos compressores que levam ao aumento de consumo do compressor. Os resultados obtidos sugerem que os fatores mais relevantes para um bom funcionamento, seriam baixas perdas de pressão ao longo da tubulação, um bom isolamento (em especial do lado de baixa temperatura) e um melhor projeto de separador. Os autores concluíram que a melhoria do COP foi limitada em 10% visto que a separação no tanque é ineficiente.

Sachdeva et al. (2014) mostram resultados numéricos para um sistema de refrigeração em cascata, trabalhando com R744 como fluido de trabalho no circuito de baixa temperatura, enquanto R717, R290, R1270, R404A e R12 como opções no circuito de alta temperatura. Para tal, as curvas de desempenho de amônia, propano, propileno, e R404A são comparadas com as curvas de R12 para encontrar seu substituto mais próximo. Conclui-se que o R404A é o que possui maior custo enquanto o de menor custo é o R717.

Como o R290 é um refrigerante que opera em condições de pressão e temperatura, moderadamente mais elevadas que os demais, este exige um sistema com compressor e evaporador maiores que os necessários para os outros refrigerantes, logo seu custo é mais alto de equipamento e a operação tem custo equiparado ao do R404A. O R1270 tem características similares ao propano. Os resultados mostraram que a amônia é o melhor refrigerante para operar na linha de alta temperatura, por possuir as menores temperaturas e pressões de operação, aliadas ao melhor COP.

Finckh et al. (2011) modelaram numericamente, e compararam seus resultados aos dados experimentais disponíveis na literatura, a influência de vários parâmetros sobre a eficiência do sistema utilizando R744. Estes sistemas, geralmente transcríticos, foram comparados com os sistemas de refrigeração com HFCs. No modelo desenvolvido pelos autores, é possível modificar os parâmetros, tais como, superaquecimento ou a pressão de descarga e, em seguida, a optimização do sistema é realizada para a máxima eficiência. Os resultados mostraram que o sistema de CO<sub>2</sub> transcrítico operado a temperaturas ambientes de 26 °C, obtiveram um COP máximo de 7, sendo considerado um sistema eficiente e competitivo.

Montagner e Melo (2011) analisaram, experimentalmente, ciclos termodinâmicos de R744 para refrigeração comercial. Foi analisado o efeito da carga de refrigerante e o tipo de dispositivo de expansão (tubo capilar ou válvula termostática). Os resultados demonstraram que o desempenho do sistema depende de ambos os parâmetros. A válvula termostática promove um melhor controle das condições de evaporação, isto é, a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento atingiu valores otimizados.

Dopazo et al. (2009) pesquisaram um sistema de refrigeração cascata CO<sub>2</sub>-NH<sub>3</sub> com análise numérica para encontrar condições ideais, chegando a resultados finais nos quais algumas correlações foram estabelecidas. Dopazo e Fernandez-Seara (2011) fizeram um protótipo de um sistema de refrigeração em cascata usando NH<sub>3</sub> e CO<sub>2</sub> como refrigerantes. O protótipo foi usado para fornecer uma capacidade de refrigeração de 9 kW a uma temperatura de evaporação de -50 °C. Além disso, foi realizada uma análise da influência das temperaturas de evaporação e condensação de CO<sub>2</sub> no COP. Os resultados experimentais mostraram uma temperatura de condensação de CO<sub>2</sub> ótima em cada um dos valores de temperatura de evaporação de CO<sub>2</sub> considerados. Abaixo a Fig. 2.14 mostra o protótipo experimental utilizado para testes.



Figura 2.14 - Protótipo experimental de CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> utilizado por Dopazo e Fernandez-Seara (2011).

Park et al. (2013) avaliaram um sistema cascata no qual o R134a trabalhou no ciclo de alta temperatura. Eles desenvolveram um modelo matemático para avaliar o sistema cascata, concebido com a finalidade de aquecimento de água. Tal modelo permitiu a previsão de temperaturas intermediárias ideais que fazem o sistema funcionarem com sua eficiência máxima. Para validação dos resultados da análise termodinâmica, a experiência foi conduzida em um protótipo de um sistema de cascata de aquecimento de água. Os resultados do modelo matemático e experimentais foram satisfatórios.

Sawalha e Chen (2010) consideraram diferentes soluções de sistemas de refrigeração: transcrítico CO<sub>2</sub> (paralelo e com *booster*), NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> cascata, R404A/CO<sub>2</sub> cascata, e R404A convencional, todos estes com diversas formas, logo diferentes layouts, para a recuperação de calor, como a recuperação direta de calor ou via bombas de calor. Em seus resultados, esses apresentaram as potencialidades do sistema transcrítico de CO<sub>2</sub> com recuperação de calor a partir do dessuperaquecedor em termos de COP tanto para aquecimento como para refrigeração em uma situação de demanda moderada num supermercado de tamanho médio na Suécia de forma economicamente viável.

Cecchinato et al. (2012) investigaram o desempenho de diferentes soluções de projetos e tecnologias, onde apenas refrigerantes naturais foram utilizados buscando encontrar a melhor eficiência energética nos sistemas tradicionais em diferentes condições climáticas. Na análise, *chillers* e bombas de calor trabalharam com amônia ou propano, sistemas de média temperatura com amônia ou propano e dióxido de carbono como fluido de transferência de calor e em sistemas de baixa temperatura com R744 como refrigerante. Os resultados desses foram comparados aos de plantas utilizando HFCs. A solução investigada mais eficiente permite uma economia anual superior a 15%.

Recentemente, Hafner e Hemmingsen (2015) estimaram um consumo de energia entre 77 e 97% relacionada a uma unidade R290/R744 comparado a um sistema de expansão direta com R404A. A avaliação foi realizada tendo em conta as condições meteorológicas em várias cidades do mundo e mostra que o par R290/R744 apresentaram os melhores COPs em condições de baixa temperatura ambiente, enquanto o sistema com R404A demonstra uma tendência oposta.

Em um trabalho recente, Gullo et al. (2016) apresentou uma comparação entre os diferentes sistemas de refrigeração comercial em termos de consumo anual de energia e impacto ambiental. Oito configurações foram estudadas numericamente, incluindo um sistema de refrigeração em cascata R134a/R744. A zona de transição, entre as operações subcríticas e transcríticas, foi adotada. Eles avaliaram o TEWI observando uma redução em pelo menos 9,6% com a solução em cascata.

Dubey et al. (2014), utilizaram o refrigerante natural R1270 em cascata com R744 em um sistema de refrigeração transcrítico. Os resultados da análise mostram melhor desempenho térmico do ciclo transcrítico do que quando comparado ao sistema cascata operando na condição subcrítica e também melhor do que o ciclo transcrítico NO<sub>2</sub> / CO<sub>2</sub>.

Lee et al. (2006) analisaram um sistema em cascata R717/R744, a fim de determinar a temperatura de condensação ótima de R744 no trocador de calor cascata. A temperatura ótima de condensação do trocador de calor cascata aumenta com a temperatura de condensação do ciclo AT, com a temperatura de evaporação do ciclo BT e com a diferença de temperatura no trocador de calor, da evaporação de amônia e condensação de CO<sub>2</sub>. O máximo COP aumenta com a temperatura de evaporação de R744, mas decresce com aumento da temperatura de condensação do ciclo AT e da diferença de temperatura do trocador cascata.

Messineo (2012) utilizou este mesmo par de fluidos em cascata (R717/R744), para comparar o desempenho a um sistema de refrigeração para baixas temperaturas de evaporação (-30 °C à -50 °C) utilizando R404A em dois estágios. O autor conclui que por

questões energéticas, ambientais e de segurança, o sistema cascata é uma boa alternativa ao sistema de expansão direta utilizando o fluido sintético R404A.

Visek et al. (2016) avaliaram o desempenho de um *dispenser* de bebidas operando com R134a, medindo experimentalmente o consumo de energia durante a operação de ciclagem do compressor. Este sistema tradicional foi comparado à um sistema transcítrico de R744. As dimensões do tubo capilar, a quantidade de carga de refrigerante e o projeto do resfriador de gás, foram otimizados. O sistema R744 otimizado usou 385g de carga e reduziu aproximadamente pela metade o tempo para refrigerar, além de conseguir aumentar pelo menos em 25% o número de bebidas servidas, mantendo o consumo de energia comparável com seu sistema R134a original. Um pequeno aumento no custo do refrigerador foi superado pelos benefícios da maior capacidade de refrigeração.

Sharma et al. (2014) apresentaram uma análise de vários sistemas de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcítrico e cascata / *loop* secundário que estão se tornando populares em aplicações de supermercado. Eles otimizaram os parâmetros operacionais e compararam o desempenho de sistemas de refrigeração baseados em CO<sub>2</sub>, à R404A com expansão direta para oito zonas climáticas dos Estados Unidos. Verificou-se que o sistema *booster* transcítrico tinha o menor consumo de energia para baixas temperaturas ambiente, enquanto em temperaturas mais elevadas R404A em expansão direta foi o que apresentou menor consumo de energia.

Dokandari et al. (2014) avaliaram termodinamicamente o impacto da utilização do ejetor sobre o desempenho do ciclo em cascata que utiliza CO<sub>2</sub> e NH<sub>3</sub> como refrigerantes. Teoricamente, verificou-se que o COP máximo e a eficiência máxima são, em média, 7 e 5% mais elevadas do que um ciclo cascata convencional, mostrando que o novo ciclo de cascata com ejetor é um ciclo de refrigeração promissor do ponto de vista termodinâmico e prático.

Sarbu (2014) apresentou uma revisão sobre o desenvolvimento recente de possíveis substitutos de refrigerantes não ecológicos de equipamentos HVACR com base em propriedades termodinâmicas, físicas e ambientais e na análise TEWI. Segundo o autor, a utilização de refrigerantes inorgânicos (NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub>) e refrigerantes de hidrocarbonetos (propano, isobuteno, etileno, propileno) é a solução possível para aplicações industriais e refrigeração doméstica. O autor complementa que como os refrigerantes hidrocarbonetos representam um risco elevado de inflamabilidade e explosão, estas substâncias não serão frequentemente utilizadas como CO<sub>2</sub> ou NH<sub>3</sub>.

Mumanachit et al. (2012) avaliaram a toxicidade da amônia para os seres humanos e o seu potencial para contaminar os produtos. Esta desvantagem têm desafiado os profissionais a considerarem alternativas de refrigerante que não possuam tal problema,

enquanto mantêm ou melhoram o desempenho global de um sistema de refrigeração. Outra desvantagem da amônia está relacionada ao seu uso em sistemas que requerem temperaturas de operação muito baixas, e por possuir equipamentos comparados aos de CO<sub>2</sub> muito grandes.

Antunes e Bandarra Filho (2016) realizaram uma investigação experimental do processo de *drop-in* do R22 por R438A, R404A, R410A, R32, R290 e R1270 em um sistema de refrigeração com capacidade de 15 kW. A bancada experimental foi composta de um compressor semi-hermético alternativo de velocidade variável, trocadores de calor de tubos concêntricos e uma válvula de expansão eletrônica (VEE). Inicialmente, foi realizada uma análise do desempenho individual de cada refrigerante, em três diferentes temperaturas de evaporação: -15°C, -10°C e -5°C, e todos os refrigerantes testados puderam substituir o R22 nestas aplicações específicas. Ambos os hidrocarbonetos e o R32 proporcionaram capacidades de refrigeração e valores de COP superiores ao sistema original com R22. Em complemento, os autores estimaram os impactos ambientais de cada fluido através do método TEWI. Os HCs apresentaram os menores impactos, enquanto o R404A promoveu os maiores danos ao meio ambiente.

Em um estudo experimental, Silva et al. (2012) testaram um sistema experimental relacionado com a eficiência energética em diferentes sistemas utilizados em aplicações de supermercados. Os sistemas consistem de um ciclo em cascata subcrítico R404A/R744, e também dois ciclos de expansão direta utilizando R404A e R22. Os resultados obtidos pelos autores mostram a redução no consumo de energia, 13-24 %, quando se compara o sistema em cascata aos sistemas de expansão direta, apesar da diferença de custo de equipamentos ser 18,5 % maior que os de expansão direta. Outro fato importante, enfatizado pelos autores, está relacionado com a carga dos sistemas. O sistema de cascata utiliza 32 kg de CO<sub>2</sub> e 15 kg de R404A, enquanto que o sistema de expansão direta com R404A utilizou 125 kg de R404A e o sistema de R22 utiliza 115 kg, respectivamente. A quantidade de refrigerante influencia o custo final da operação, uma vez que deve ter em conta a substituição do fluido no sistema.

Sánchez et al. (2017) realizaram uma pesquisa experimental em condições laboratoriais analisando o aumento do consumo de energia quando se troca um sistema de cascata direto para um indireto. Estes autores compararam um sistema cascata direto R134a/R744 (média temperatura / baixa temperatura, em expansão direta) com um R134a/R744 indireto (usando um *loop* de fluido secundário para atender os serviços de temperatura média e expansão direta para gabinetes de baixa temperatura). Concluíram que todos os sistemas analisados podem manter as temperaturas do produto e o consumo de energia aumenta passando de um sistema de cascata direto para um sistema indireto;

usando a mistura de propileno-glicol / água (60 / 40% vol.) entre 3,0 e 14,0%. Usando Temper -20® como fluido secundário, o consumo fica entre -0,3 a 11,1%. A Fig. 2.15 representa a bancada experimental utilizada pelos autores.

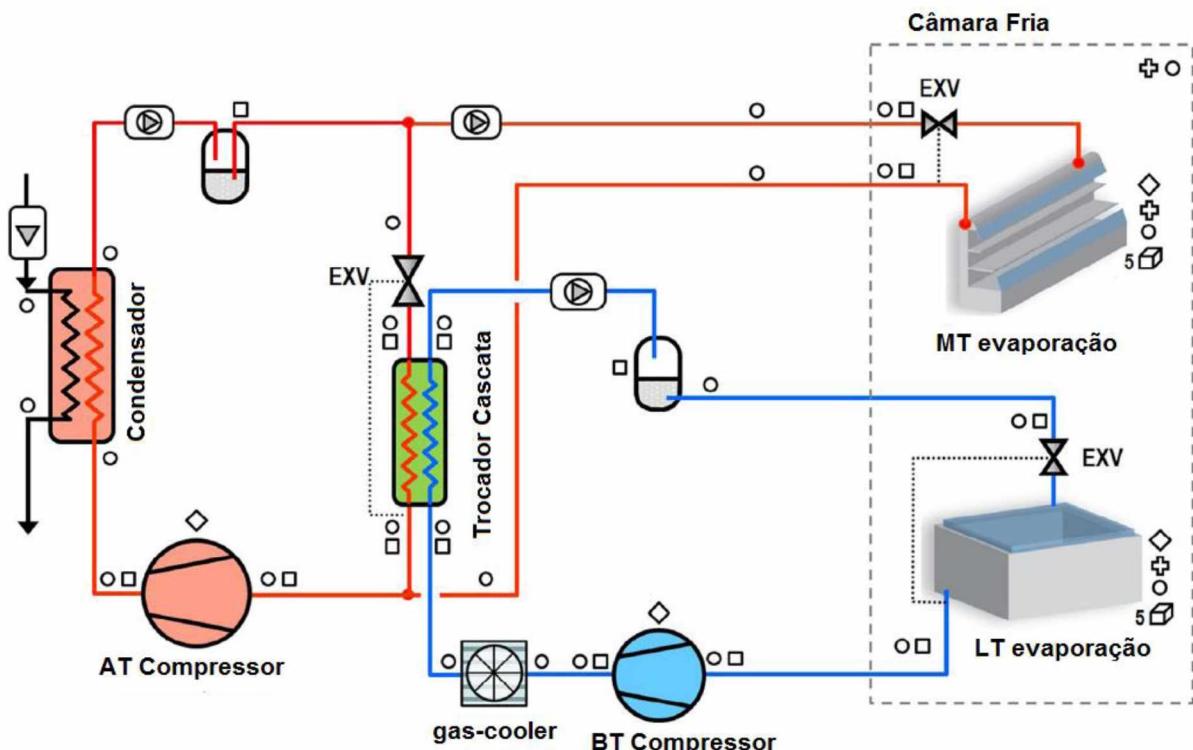


Figura 2.15 - Representação do sistema cascata direto R134/CO<sub>2</sub> utilizado por Sánchez et al. (2017).

A Tab. 2.6 apresenta o resumo de todos os trabalhos mencionados durante esta fundamentação teórica.

Tabela 2.6 – Relação dos trabalhos citados durante a fundamentação teórica e suas características.

Autores	Ano	Experimental / Teórico	Refrigerantes Utilizados	Análise
A. Messineo	2012	Teórico	R717/R744 R717	Avaliação de desempenho de um sistema R744-R717 comparado com um sistema HFC de dois estágios
A. Stera	1992	Teórico	NH <sub>3</sub>	Utilização de amônia em refrigeração de navios
Allgood e Lawson	2010	Experimental	R438A	Avaliação de desempenho de R438A comparado à R22

## Continuação

Antunes e Bandarra Filho	2016	Experimental	R22 R438A R404A R410A R32 R290 R1270	Avaliação experimental de <i>drop-in</i> dos fluidos por R22, energética e ambientalmente
Bansal e Jain	2007	Teórico	R717/R744 R290/R744 R1270/R744 R404A/R744	Temperatura ótima de condensação do CO <sub>2</sub>
Bitzer	2007	Teórico	R744	Dados de lubrificante a ser utilizado com CO <sub>2</sub>
Cecchinato et al.	2012	Teórico	R744 R717 R290 HFC	Avaliação de desempenho de diferentes tecnologias com fluidos naturais para refrigeração e ar condicionado de supermercados
Chesi et al.	2014	Experimental	R744	Avaliação de ciclo de compressão paralela de CO <sub>2</sub>
Dokandari et al.	2014	Teórico	R717/R744	Avaliação de ejetor CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> cascata em ciclos de refrigeração
Dopazo e Fernandez-Seara	2011	Experimental	R717/R744	Avaliação de desempenho de protótipo de refrigeração cascata com CO <sub>2</sub> / NH <sub>3</sub> para congelamento
Dopazo et al.	2009	Teórico	R717/R744	Avaliação de parâmetros ideais de operação
Dubey et al.	2014	Teórico	R1270/R744 R717/R744	Comparação de desempenho de ciclos subcríticos e transcríticos de CO <sub>2</sub>
Finckh et al.	2011	Teórico	R744	Influência de parâmetro como superaquecimento e pressão de descarga no COP, em R744 transcrítico
G. Lorentzen	1994	Teórico	R744	Avaliação de CO <sub>2</sub> como fluido refrigerante
Getu e Bansal	2008	Teórico	R717/R744	Análise termodinâmica do ciclo cascata
Gullo et al.	2016	Teórico	R134a/R744 R744	Avaliação de desempenho e ambiental de refrigeração comercial com R744 <i>booster</i> em países de clima quente para supermercados
Hafner et al.	2015	Teórico	R290/R744 R404A	Avaliação de desempenho de diferentes tecnologias com R744 para supermercados, em países de clima quente
ICF Consulting	2005	Teórico	-	Análise do setor de refrigeração supermercadista dos EUA

## Continuação

IEA	2011 / 2016	Teórico	CO <sub>2</sub>	Dados de emissão de CO <sub>2</sub>
J. Calm	2008	Teórico	-	Avaliação dos fluidos refrigerantes pelas gerações
Kim et al.	2004	Teórico	R744	Design de sistemas e processos fundamentais em sistemas de compressão de vapor com CO <sub>2</sub>
Lee et al.	2006	Teórico	R717/R744	Análise termodinâmica de temperatura ótima de condensação para ciclo cascata de refrigeração de CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub>
M. Kauffeld	2010	Teórico	-	Tendências de refrigeração no mercado
MMA	2007	Teórico	HCFC	Ajuste ao Protocolo de Montreal para eliminação dos HCFCs
MMA	2014	Teórico	HCFC	Programa brasileiro de proteção da camada de ozônio
MMA	2015	Teórico	HCFC	Fluidos naturais em substituição aos HCFCs
MMA	2016	Teórico	HCFC	Programa brasileiro de eliminação dos HCFCs – Etapa 2
Molina e Rowland	1974	Teórico	CFC	Avaliação dos CFCs quanto à destruição da camada de ozônio
Montagner e Melo	2011	Experimental	R744	Avaliação experimental de R744 em diversas configurações, quanto a carga de refrigerante e tipo de expansão
Mumanach et al.	2012	Teórico	R717 R717/R744	Comparativo de sistemas de refrigeração em cascata com um dois estágios de amônia
Park et al.	2013	Teórico	R134a/R410A	Avaliação de parâmetros ótimos quanto à temperatura de condensação de R410
Pradeep Bansal	2011	Teórico	R744	Revisão de aplicação e pesquisa com CO <sub>2</sub>
Presente Trabalho	2017	Experimental	R134a/R744 R438A/R744	Presente Trabalho
Reg. N° 517/2014	2014	Teórico	HFC	Controle do uso dos HFCs na Europa
Reg. N° 842/2006	2006	Teórico	HFC	Controle do uso dos HFCs na Europa

## Continuação

Sachdeva et al.	2014	Teórico	R717/R744 R404A/R744 R290/R744 R1270/R744 R744/R12	Estudo de desempenho de refrigeração cascata com diversos refrigerantes
Sánchez et al.	2017	Experimental	R134a/R744	Avaliação do sistema cascata trabalhando com os fluidos em cascata direta e indiretamente
Sarbu	2014	Teórico	R744 R717 HC	Avaliação de substituição de fluidos não ecológicos em sistemas de compressão de vapor
Sawalha e Chen	2010	Teórico	R744 R717 R404A	Recuperação de calor em diferentes tipos de refrigeração de supermercados
Sharma et al.	2014	Teórico	R404A/R744 - Glicol	Avaliação de desempenho de diferentes tecnologias com R744, para supermercados
Silva e Euzebio	2014	Teórico	R744	Visão geral de aplicação de CO <sub>2</sub> , nos supermercados brasileiros
Silva	2011	Teórico	R744	Fundamentação de sistemas de refrigeração utilizando CO <sub>2</sub>
Silva et al.	2012	Experimental	R134a/R744 R404A R22	Comparação de desempenho de R744 cascata com R404A ou R22 convencionais em supermercados
Visek et al.	2016	Experimental	R134a/R744	Conversão de máquina de bebidas de R134a para R744

# CAPÍTULO III

## MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo será tratada toda a parte de procedimento experimental, bem como a descrição detalhada da bancada experimental existente no LEST-NANO. Alguns cuidados operacionais como um procedimento básico de operação será mostrado. A metodologia de cálculo do desempenho energético e ambiental será desenvolvida ao final deste, permitindo a análise posterior de resultados.

### 3.1 Bancada experimental

A bancada experimental desenvolvida opera no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia da Faculdade de Engenharia Mecânica, na Universidade Federal de Uberlândia. Essa se trata de um sistema de refrigeração com capacidade frigorífica e temperatura de operação típica de aplicações de refrigeração comercial, normalmente utilizada em supermercados. O sistema funciona em regime subcrítico, com R744 no lado BT e R134a ou R438A no lado AT.

O aparato experimental pode ser dividido em dois ciclos, o ciclo de baixa temperatura (BT), formado por um compressor alternativo de velocidade variável para o R744 e uma válvula de expansão eletrônica que promove a evaporação direta do CO<sub>2</sub> no interior de uma câmara fria (2,3m x 2,6m x 2,5m), para manter a temperatura interna da mesma estável. Para tanto, o R744 deixa o compressor no estado de vapor superaquecido, é condensado e, em seguida, armazenado em um tanque de líquido. Ao deixar o tanque de líquido em direção à válvula de expansão eletrônica, o mesmo passa por um medidor de vazão tipo Coriolis, e expande na unidade evaporadora; posteriormente, o R744 superaquecido atravessa um trocador de calor intermediário, aumentando ainda mais o grau de superaquecimento. Por fim, o CO<sub>2</sub> retorna à sucção do compressor.

O ciclo de alta temperatura (AT) é constituído por um compressor alternativo para o R134a, um condensador resfriado a ar, um medidor de vazão Coriolis e uma válvula de expansão eletrônica. O trocador de calor intermediário encontra-se antes da válvula de expansão, para subresfriar ainda mais o R134a. Saindo da válvula de expansão eletrônica

(VEE), este entra no trocador de calor cascata, o qual é ao mesmo tempo o condensador do R744 e o evaporador para o sistema de R134a, completando o sistema.

Conforme já foi bem evidenciado, o CO<sub>2</sub> é um fluido com propriedades diferentes do demais, principalmente com relação à pressão de operação. Logo diversos equipamentos a serem utilizados no lado BT devem ser projetados para aplicação especial com CO<sub>2</sub>. Tipicamente as espessuras da parede de tubulações, vasos de pressão e componentes gerais do lado BT devem ser mais resistentes. Alguns componentes projetados para R410A normalmente são apropriados para uso em ciclos subcríticos de CO<sub>2</sub> (Silva, 2011).

O sistema encontra-se instrumentado de modo a conseguir informações essenciais para realizar-se a análise de desempenho energético e ambiental da instalação, operando primeiramente com R134a no lado AT e posteriormente feito o *drop-in*, com o refrigerante R438A, fazendo-se possível a comparação de desempenho dos dois sistemas. O diagrama da Fig. 3.1 representa o sistema básico com alguns pontos de instrumentação, nos quais são tomadas medidas de vazão, pressão ou temperatura.

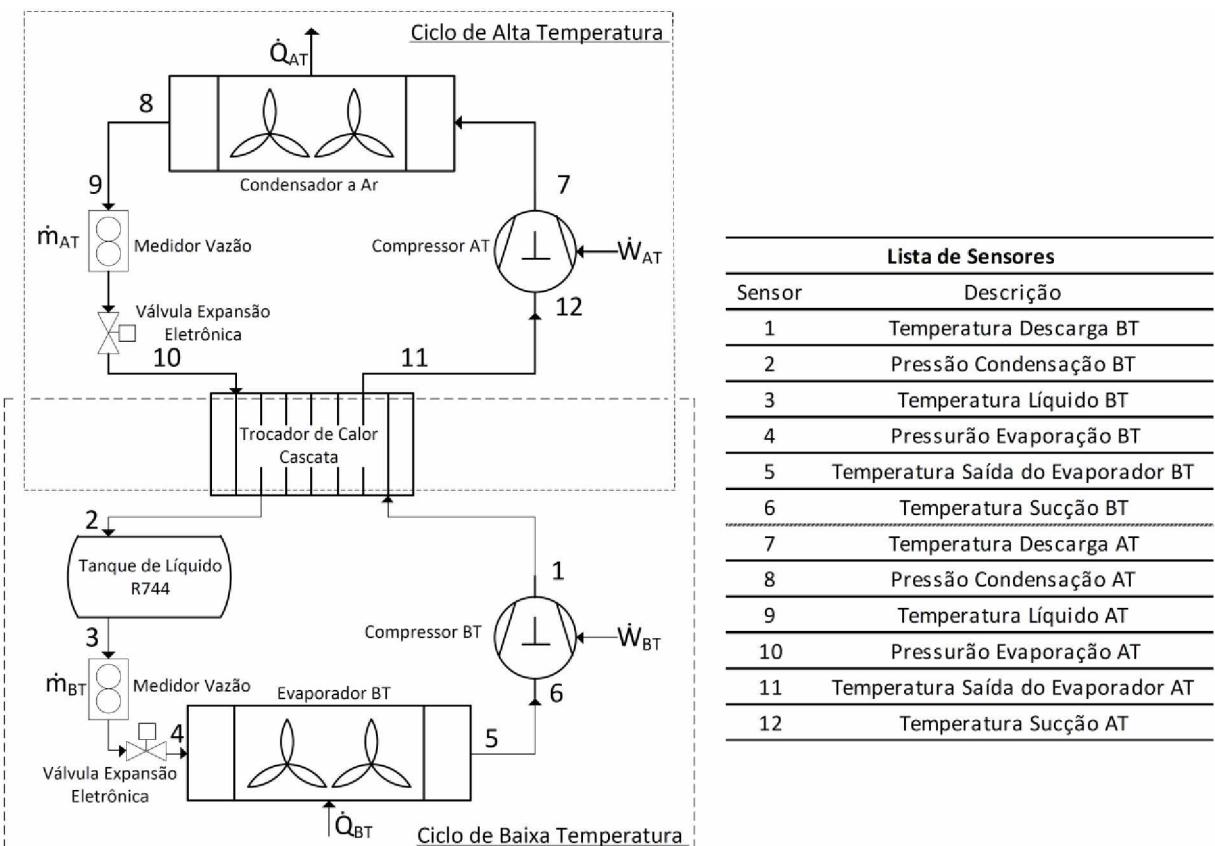


Figura 3.1 - Representação do sistema cascata básico com principais pontos de instrumentação.

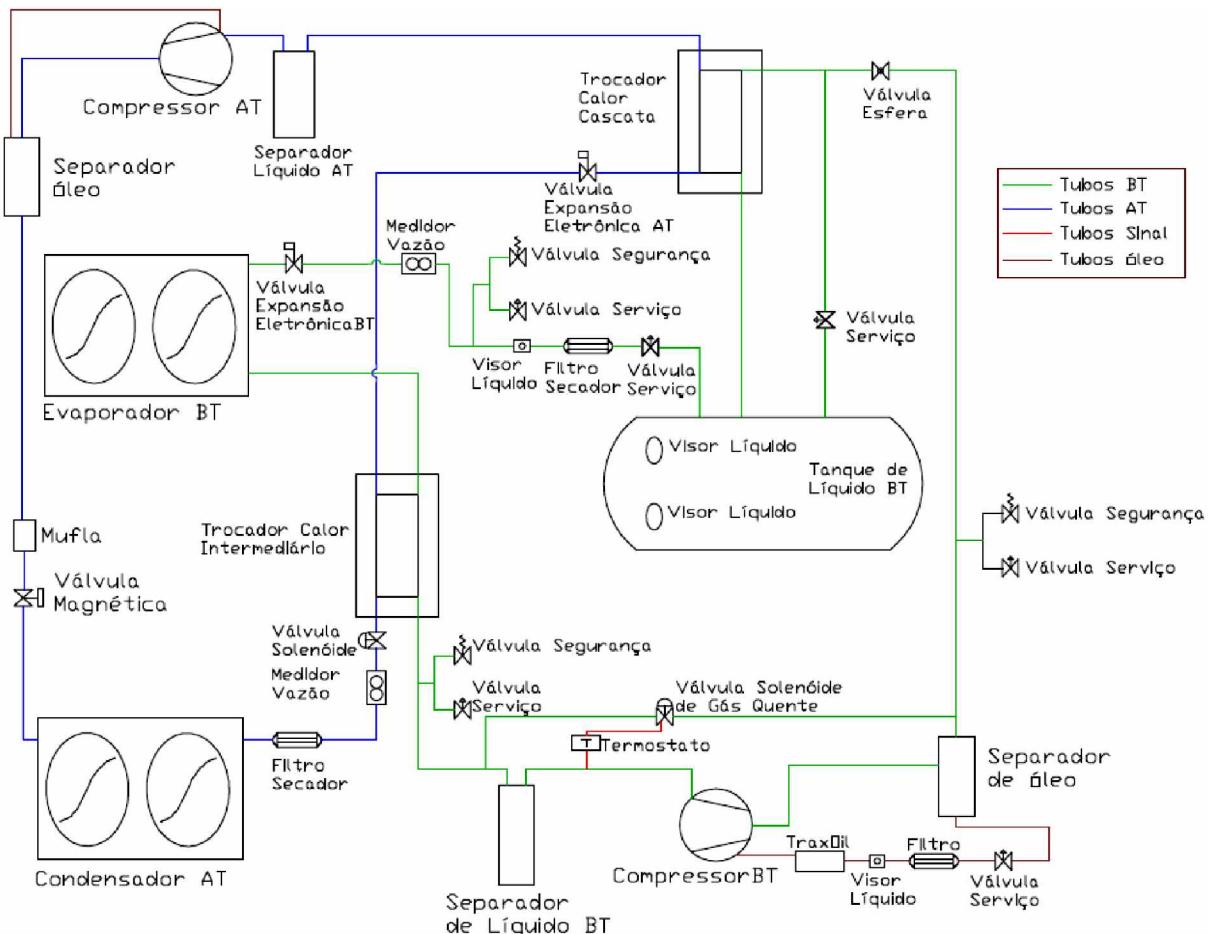


Figura 3.2 – Representação esquemática do sistema cascata.

A Fig. 3.2 por sua vez, representa o sistema completo com os principais equipamentos que tornam a operação desse sistema possível. A Fig. 3.3 é uma fotografia de parte da bancada experimental, excetuando-se a câmara fria, a condensadora do ciclo AT e as válvulas de segurança. Quando o compressor de  $\text{CO}_2$  não está operando para refrigerar a câmara fria, uma condição de segurança deve ser estabelecida, visto que se a temperatura do tanque de  $\text{CO}_2$  igualar a ambiente, normalmente em 25 °C, as pressões de saturação alcançarão 65 bar.

Assim, quando o ciclo BT encontra-se desligado, o ciclo de alta temperatura, é responsável por manter o tanque de  $\text{CO}_2$  refrigerado, de forma que este fique estável entre 15 e 21 bar. Para isso uma sequência lógica de pressostatos é organizada, de forma que sempre que o tanque alcançar 21 bar o sistema de AT liga, refrigerando o trocador cascata; por sua vez o tanque conectado a ele é refrigerado reduzindo sua pressão. Ao atingir a pressão de segurança de 15 bar, o pressostato de baixa temperaturaarma, desativando a válvula solenoide que se encontra após o medidor de vazão do ciclo AT. Esta válvula normalmente fechada, corta a ligação do condensador à válvula de expansão, logo a sucção

do compressor tem sua linha fechada, reduzindo a pressão dessa. Ao chegar em um ponto limite de 0,3 bar, outro pressostato desarma o compressor. Esta operação garante que o fluido do tanque CO<sub>2</sub> mantenha-se sob pressões seguras quando desligado.

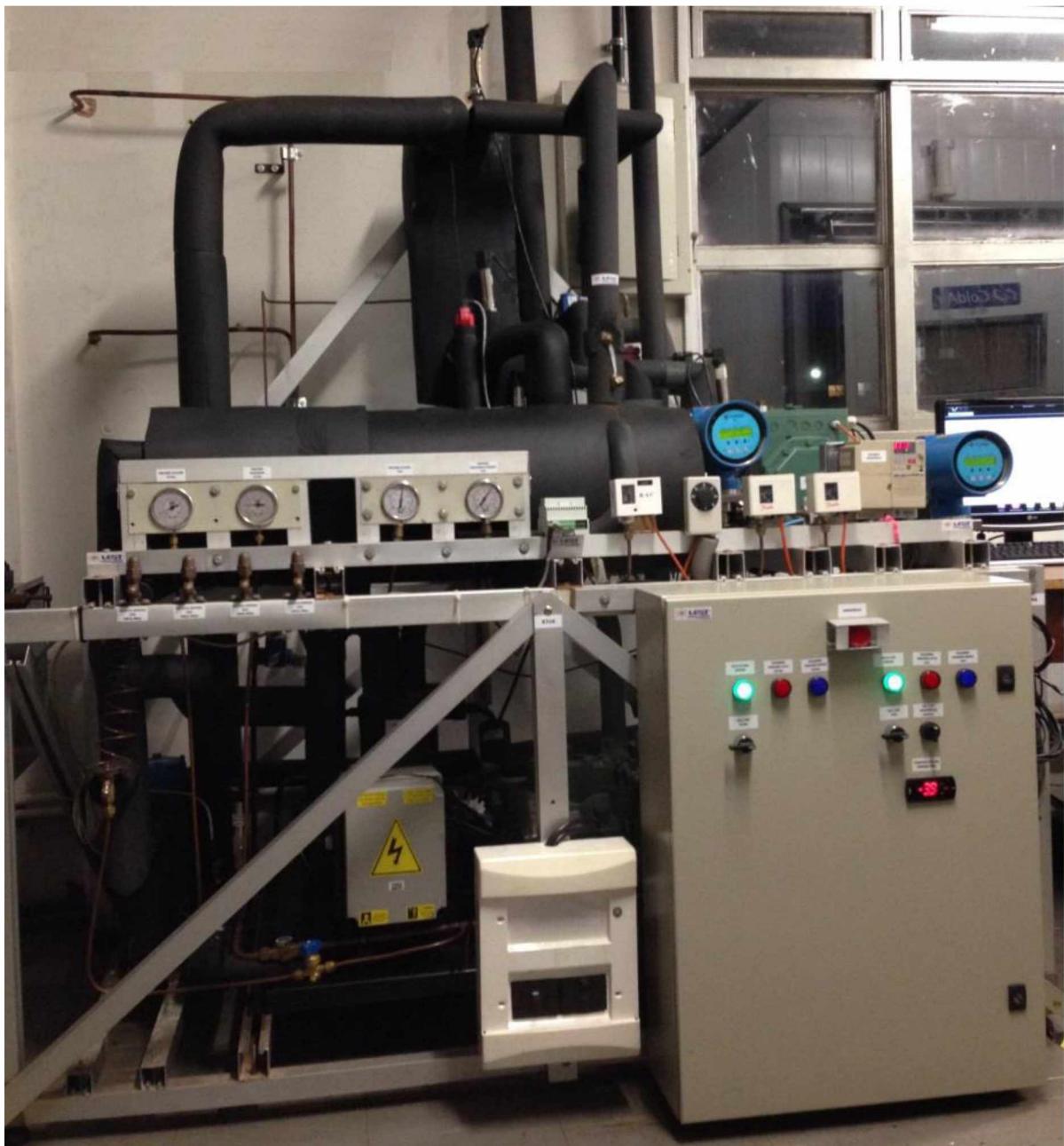


Figura 3.3 – Fotografia da bancada experimental.

O compressor do ciclo BT, é um compressor alternativo de dois pistões semi-hermético compacto para R744, da marca Bitzer, linha OCTAGON, modelo 2MSL-07K-20D. Apresenta cabeçote refrigerado a ar, alimentado em 220 V trifásico, e frequência de operação nominal de 60 Hz. Pelos dados técnicos do fabricante, este possui um

deslocamento volumétrico, a 1750 RPM, de  $1,96 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , diâmetro de cilindros de 30 mm e curso de 13,2 mm. Pressões máximas de operação de baixa / alta pressão de 30 / 53 bar. No Anexo I, encontram-se as folhas de dados técnicos para os compressores de BT e AT, fornecidas pelo software V6.4.4 do fabricante.

Esse opera com lubrificantes do tipo POE, sendo recomendado o óleo desenvolvido pelo próprio fabricante BSE85K, ou então na falta deste o BSE60K. A Fig. 3.4 apresenta uma imagem do mesmo instalado.



Figura 3.4 – Compressor Bitzer para R744.

Para a alimentação elétrica do compressor e realização de testes, fez-se a instalação de um inverter de frequência. Este varia a frequência de alimentação do compressor, o que altera a rotação deste e garante diferentes pontos de operação com relação à pressão e temperaturas do sistema. O variador de frequência associado ao ciclo BT é da marca Yaskawa, modelo V7AM23P7. O variador é controlado por um microprocessador do tipo transistor bipolar com porta isolada. O variador e o compressor possuem uma proteção proporcionada por um amplo sistema de funções programáveis diretamente no inverter.

O compressor do ciclo AT também possui um inverter de frequência. Este inverter correspondente ao modelo V1000 também da marca Yaskawa. Este equipamento trabalha até 7,50 kW. Uma vez que a potência do compressor de AT é maior, necessita-se de um inverter de maior potência quando comparado com o utilizado no sistema de R744. A

potência consumida pelos compressores foi medida por eles e os dados possuem uma incerteza absoluta de 3 W, para ambos os inversores. A Fig. 3.5 mostra uma fotografia de ambos os inversores.

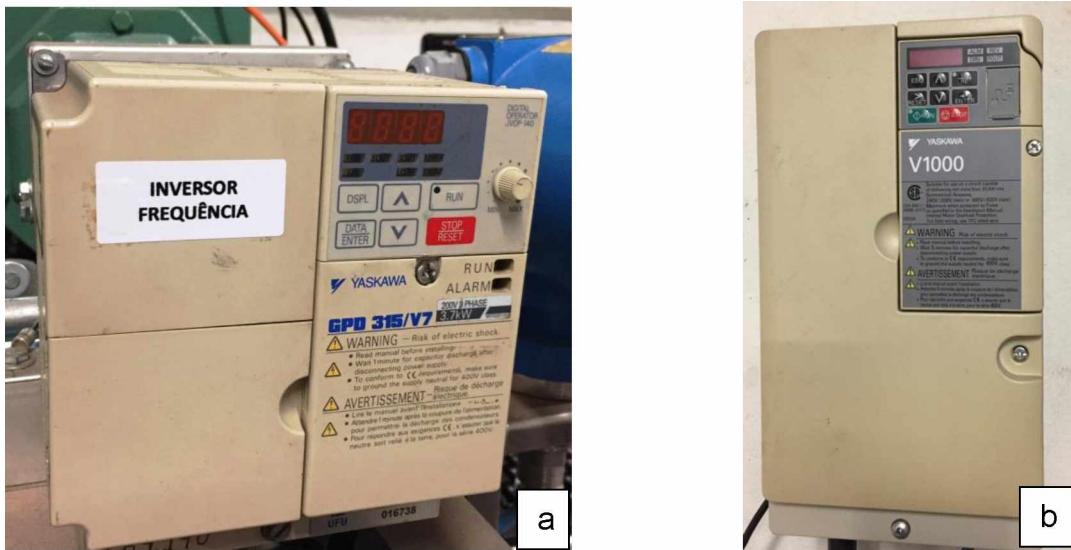


Figura 3.5 – Inversores de frequência V7AM23P7 (a) e V1000 (b).

O compressor do ciclo AT, é um compressor alternativo de dois pistões semi-hermético compacto para R134a, da marca Bitzer, modelo 2CC-4.2Y-20D. Apresenta cabeçote refrigerado a ar, alimentado em 220 V trifásico, e frequência de operação nominal de 60 Hz. Pelos dados técnicos do fabricante, este possui um deslocamento volumétrico a 1750 RPM de  $19,60 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , diâmetro de cilindros de 55 mm e curso de 39,3 mm. Pressões máximas de operação de baixa / alta pressão de 19 / 25 bar.

Esse opera com lubrificantes do tipo POE, sendo recomendado o óleo desenvolvido pelo próprio fabricante para R134a BSE32 e para R22 o tipo B5.2. A Fig. 3.6 mostra uma representação do compressor.



Figura 3.6 – Compressor Bitzer do ciclo AT. Fonte: catálogo do fabricante.

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o compressor descarrega o vapor superaquecido no condensador. Contudo, normalmente no processo de compressão o óleo é carreado com o vapor superaquecido, o que se não for controlado, pode levar ao baixo nível de óleo do compressor além de inundar os trocadores de calor com óleo, o que não é desejado. Logo, um componente deve ser instalado após o compressor, este é o separador de óleo.

No caso do sistema de AT, o separador é do fabricante RAC, modelo SO ½"S, o qual visa reter o óleo e retorná-lo para o carter do compressor. Este opera por redução de velocidade do fluido/óleo e pela retenção de gotículas pela tela aramada, além de um sistema mecânico, por meio de uma boia, a qual abre uma válvula quando necessário alimentar o carter com o óleo separado. A Fig. 3.7 mostra uma vista explodida do separador, para visualização dos componentes internos, bem como uma foto da peça instalada na bancada.

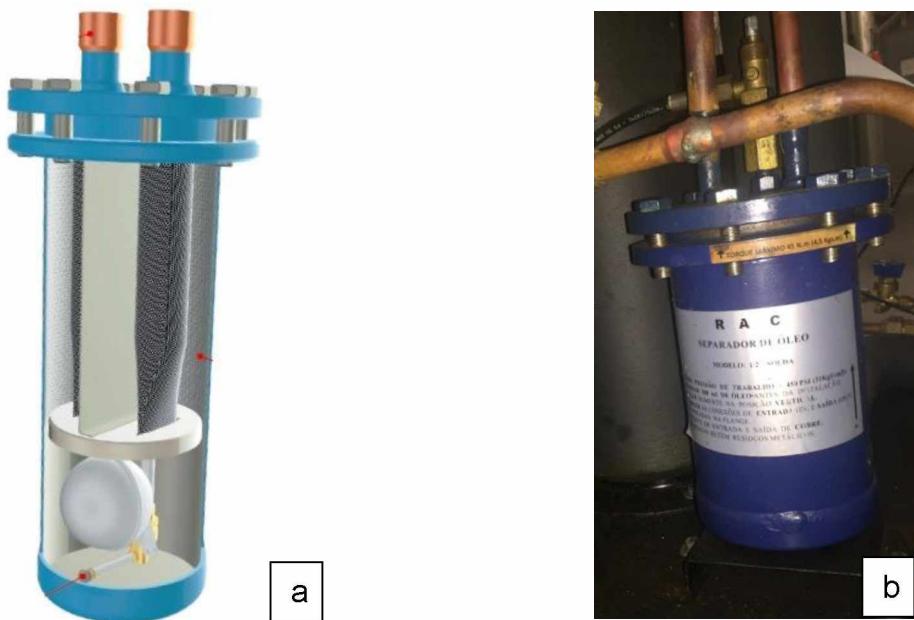


Figura 3.7 – Separador de óleo em vista explodida (a) e instalado na bancada (b). Fonte: (a) catálogo do fabricante; (b) próprio autor.

O sistema de BT possui também um separador do fabricante Temprite, modelo 922R, para aplicações em instalações subcríticas com pressões até 44,8 bar, dotado de reservatório de óleo. A Fig. 3.8 mostra o separador de óleo (a) bem como o regulador de nível de óleo TraxOil (b), com detalhe para o nível de óleo o qual se recomenda sempre operar na faixa de 70 % de capacidade.



Figura 3.8 – Separador de óleo (a) e regulador eletrônico TraxOil (b). Fonte: (a) catálogo do fabricante; (b) próprio autor.

Este separador de óleo de BT funciona da seguinte maneira. O fluido refrigerante sai da descarga do compressor e passa por um filtro. Logo após atravessa um sistema de aletas, em que, por diferença de densidade, o óleo lubrificante é separado do fluido refrigerante que segue seu caminho para o condensador. O óleo então pode ser reposto no cárter do compressor, evitando, assim, que o nível de óleo fique abaixo do especificado pelo fabricante, diminuindo o risco de quebra do compressor por falta de lubrificação.

Esse separador de óleo funciona também como pulmão de óleo, uma vez que, além do óleo proveniente do compressor com o fluido refrigerante, o mesmo deverá suportar uma quantidade de 0,475 litros de óleo a fim de não deixar faltar óleo caso o nível do cárter diminua. Essa função é importante no caso de *startup* do sistema, quando é comum o nível do óleo do compressor diminuir, devido, novamente, à miscibilidade do óleo com o fluido refrigerante.

Juntamente com o separador de óleo, na linha de óleo do sistema existe, instalado junto ao compressor do R744, um regulador de nível de óleo eletrônico marca TraxOil, modelo TR3. Pelo Boletim Técnico Be 29 da Bitzer (2010), esse regulador de nível de óleo eletrônico pode ser instalado diretamente no visor de óleo do compressor, como é o caso da bancada experimental estudada. O TraxOil é conectado diretamente no cárter do compressor pelo visor de óleo e controla o nível de óleo através de uma boia e um microinterruptor. Na queda do nível de óleo, o interruptor da boia localizado atrás do visor de óleo se desloca para baixo e liga o interruptor interno. O interruptor emite, então, um sinal à válvula solenoide do óleo, que injeta o óleo no cárter do compressor através de um pequeno

orifício dotado de filtro, óleo esse, proveniente do reservatório do separador de óleo Temprite 922R.

Ao sair do separador de óleo, o refrigerante segue para o condensador, que no caso do sistema AT, é um condensador a ar, modelo LH84-30. A Fig. 3.9 mostra a condensadora instalada. Na parte de baixo da condensadora, podem ser observadas as quatro válvulas de segurança instaladas de fora do laboratório. Se acaso ocorrer uma falta de energia ao ponto da pressão do ciclo BT atingir 40 bar, estas abrirão liberando o vapor de CO<sub>2</sub> como medida de segurança. As válvulas de segurança são da marca Herose, modelo 06474.

Ainda na Fig. 3.9 outro tipo de válvula deve ser mencionado, a válvula de serviço. Por meio delas são efetuadas as operações de carga de R744 no sistema de BT. Essa tem conexão de rosca com diâmetro de  $\frac{1}{4}$ ", do fabricante HELTON, série 2220, modelo 0404.

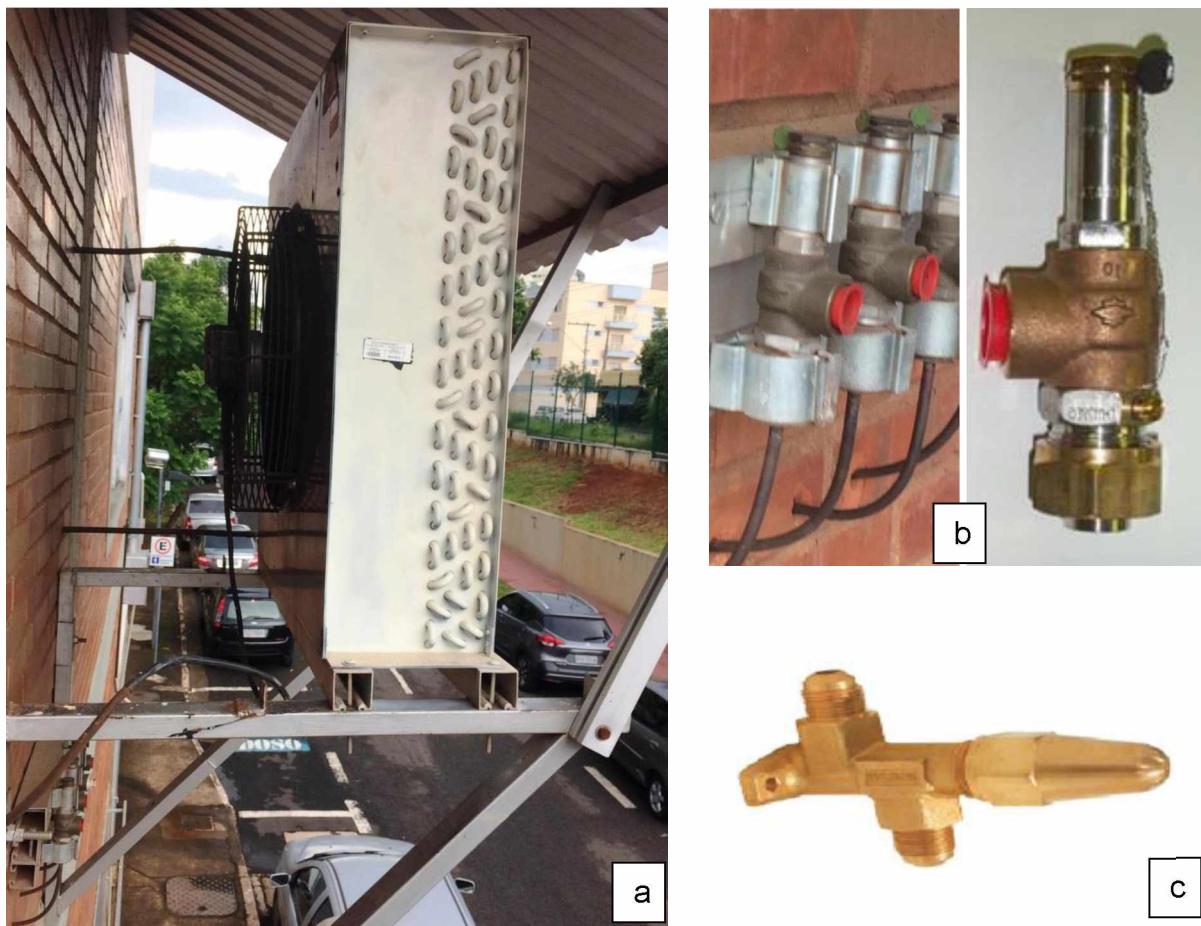


Figura 3.9 – Condensadora do ciclo AT (a) e válvulas de segurança do ciclo BT (b) e válvula de serviço (c). Fonte: (a) próprio autor; (b) próprio autor; (c) catálogo do fabricante.

O fluido de alta temperatura deixa a condensadora e passa por um medidor de vazão do tipo Coriolis, da marca Metroval. O R744, também tem sua vazão medida por meio de um

medidor de vazão do mesmo fabricante. O medidor modelo RHM06-1FS1SS faz a medição para o R744, enquanto o modelo RHM03-4FS1PN para o fluido secundário. A diferença entre os dois medidores está na faixa de medição. Para o R744, a faixa de vazão é entre 0,0042 a 0,0417  $\text{kg.s}^{-1}$  e para o fluido secundário a faixa varia de 0,0017 a 0,0833  $\text{kg/s}$ . Esses equipamentos apresentam uma incerteza relativa de medição de 0,07% do valor medido. Na Fig. 3.10 é representado o medidor de vazão e o conversor destes. O modelo do conversor de sinais é o mesmo para os dois ciclos, CMM01-290DACDCB.



Figura 3.10 – Conversor e medidor mássico. Fonte: catálogo do fabricante.

Antes de passar pela válvula de expansão do ciclo AT, o fluido passa por uma válvula solenoide, responsável por interromper o fluxo e reduzir a pressão de succão, forçando o pressostato a desarmar o compressor quando o ciclo BT está desligado. A válvula solenoide é do fabricante RAC, modelo VSD-3. O pressostato que aciona ou desarma esta válvula solenoide é da marca Danfoss, modelo KP 6W. Quando a pressão do compressor AT reduz-se até 0,3 bar, outro pressostato da Danfoss, modelo KP 15, desarma o compressor. Se esta pressão aumentar até 1,3 bar, este mesmo pressostato rearma o compressor. Este regime de controle de pressão do R744, quando o sistema de  $\text{CO}_2$  encontra-se desligado, é chamado de *ciclo-off*. Na Fig. 3.11 temos a representação da válvula solenoide e dos pressostatos KP 6W e KP 15.



Figura 3.11 – Válvula solenoide RAC (a), pressostatos Danfoss: KP 6W (b) e KP15 (c).  
Fonte: catálogos dos fabricantes.

O último processo do fluido AT antes de passar pela VEE refere-se a um resfriamento controlado com o intuito de manter um mínimo grau de subresfriamento. Ao mesmo tempo esta troca de calor garante o superaquecimento do fluido R744 de forma que não chegará líquido à sucção do compressor de CO<sub>2</sub>. O responsável por tal será um trocador intermediário de placas planas, do fabricante SWEP, modelo B5x4H/1P, o qual possui quatro placas. Logo após a saída desse, o fluido de alta temperatura passará pela válvula de expansão eletrônica entrando no trocador de calor cascata, o qual promoverá a condensação do R744 e ao mesmo tempo a evaporação do fluido de alta temperatura.

O trocador cascata é também do fabricante SWEP, modelo B25Tx26H/1P, de 26 placas. A diferença entre estes, consiste nas dimensões de cada um, no tipo de placa, na quantidade de placas passíveis de instalação, bem como na vazão. A vazão máxima do B5 é de  $4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , enquanto do B25T é de  $9 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . A fig. 3.12 mostra a representação dos trocadores de placas planas utilizadas.

A expansão em ambos os ciclos é realizada por válvulas de expansão eletrônicas, da marca CAREL. Para o ciclo de alta temperatura a válvula é do modelo E2V35B enquanto para o ciclo de baixa temperatura o modelo é o E2V09B. O fluxo de refrigerante é modulado através de um furo calibrado no interior do qual é posicionado um obturador cônico, movimentado por um motor de passo. O mecanismo interno é montado em suspensão sobre molas calibradas com rolamentos de esferas. O funcionamento da válvula se baseia no controle do grau de superaquecimento do refrigerante.

A expansão do fluido refrigerante é controlada por um *driver*, da mesma fabricante, modelo EVD0000T50, o qual avalia a temperatura de saída do evaporador por meio de um termostato. Ao subtrair-se desse valor de temperatura medido, o valor da temperatura de evaporação na entrada do trocador calculada a partir da pressão de evaporação medida, define-se o grau de superaquecimento útil.



Figura 3.12 – Trocadores de calor de placas planas, modelo B5x4H/1P correspondente ao trocador intermediário (a) e modelo B25Tx26H/1P do trocador cascata (b). Fonte: catálogo do fabricante.

O processo de controle entende que quando o refrigerante, em certo momento, está com seu superaquecimento ajustado em um valor,  $K$ , o *driver* modulará a abertura da válvula, de forma a buscar por meio de um controle PID cíclico, controlar o superaquecimento no valor ajustado. Por exemplo, se o superaquecimento medido estiver dois graus acima do que está ajustado, o *driver* abrirá a válvula de expansão de forma que o fluxo de refrigerante aumente dentro do trocador, inundando o mesmo. Assim o fluido conseguirá sair do trocador com menor temperatura, reduzindo seu grau de superaquecimento, de forma a buscar o *set-point* de controle. A Fig. 3.13 mostra a figura de uma válvula de expansão modelo E2V e um controlador EVD.

O controle do sistema pode ser realizado pelo *driver*, ou se implantado pode ser feito por meio de um sistema supervisório. Neste caso o sistema supervisório é também da fabricante CAREL, modelo PLANT VISOR PRO. Através desse sistema todas as variáveis de interesse podem ser monitoradas, bem como controladas.



Figura 3.13 – Válvula de expansão E2V (a) e controlador EVD (b). Fonte: catálogo do fabricante.

Vale ressaltar que este é apenas o sistema supervisório, o qual se comunica com os controladores lógicos programáveis (CLPs). Os CLPs são também da fabricante CAREL, modelo PCO3. Estes fazem o controle, a partir dos sinais de temperatura e pressão obtidas por meio dos sensores instalados. Os sensores de temperatura são da marca ADD Therm, modelo PT100 - A70-001-L-X50-3F-X0-X30, com incerteza absoluta de medição de 0,15 °C. Os transdutores de pressão utilizados são do modelo PSI. 420, da marca ZURICH, com incerteza absoluta de medição de 0,25 bar. As faixas de pressão variam na faixa de 0 a 30 bar no ciclo AT e de 0 a 45 bar no ciclo BT. A Fig. 3.14 mostra o supervisório Plant Visior Pro e o CLP PCO3, enquanto a Fig. 3.15 representa os sensores de pressão ZURICH PSI. 420 bem como os de temperatura ADD Therm PT100.

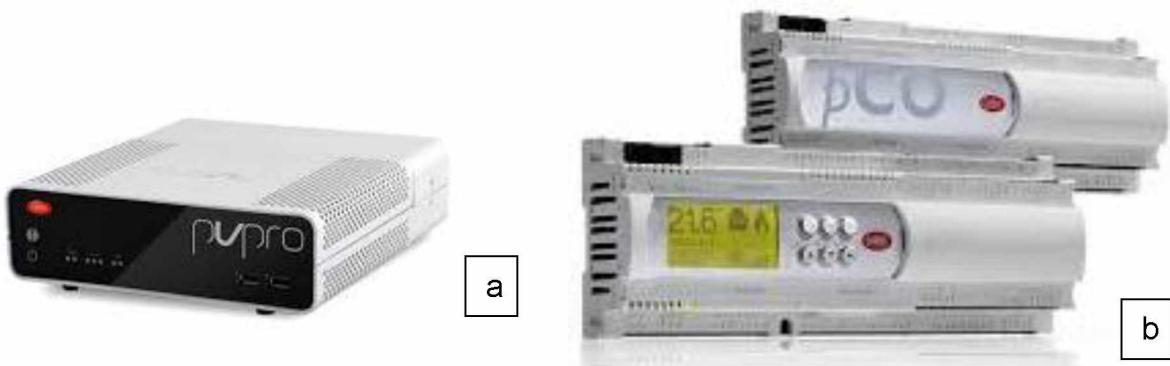


Figura 3.14 – Supervisório Plant Visior Pro (a) e CLP PCO<sub>3</sub> (b). Fonte: catálogo do fabricante.



Figura 3.15 – Sensores de pressão ZURICH PSI. 420 (a) e temperatura ADD Therm PT100 (b). Fonte: catálogos dos fabricantes.

Ao expandir na VEE, o refrigerante do ciclo AT entra no trocador de calor cascata, evapora e ao sair deste, passa por um separador de líquido, com o intuito de não permitir a sucção de líquido pelo compressor, conforme mostrado na Fig. 3.16. Tanto no ciclo AT como no BT existem separadores de líquido antes da sucção dos compressores. O ciclo de CO<sub>2</sub> tem também um tanque de líquido na saída do trocador cascata. O tanque de líquido (vaso de pressão) é da marca Bitzer, modelo F302K com capacidade volumétrica de 30 litros, podendo acumular até 23,6 kg de refrigerante a uma pressão máxima de trabalho equivalente a 45 bar. Este elemento garante uma segurança adicional ao sistema, permitindo certa dilatação de vapor em momentos de parada.



Figura 3.16 – Separador de líquido RAC (a) e tanque de líquido de R744 (b). Fonte: catálogos dos fabricantes.

Acompanhando a sequência lógica do ciclo BT, o R744 passa por um processo de transferência de calor na unidade evaporadora localizada no interior da câmara fria, a qual é mostrada na Fig. 3.17. Na parte inferior da figura, pode ser observado o banco de resistências elétricas o qual pode dissipar de 1,5 kW até 3,5 kW de calor no ar, utilizado para simulação da carga térmica. O evaporador, Fig. 3.18, Guntner, modelo CDL 0168.0X7A CO<sub>2</sub>, é equipado com ventiladores VT01173U que atendem a um volume total de 7,4 litros, e opera com degelo acionado por resistência elétrica. Esse evaporador se encontra instalado

em uma câmara fria com volume interno de 15 m<sup>3</sup>, paredes de 5" (12,7 cm) de espessura em poliuretano.



Figura 3.17 – Vista frontal da câmara fria, detalhe na parte inferior da figura, onde pode ser observado o banco de resistências elétricas.



Figura 3.18 – Evaporador Guntner.

Neste sistema de refrigeração existem ainda elementos essenciais para seu funcionamento, como por exemplo, as muflas (redutores de ruído decorrentes de pulsações e turbulência de fluxo de descarga), as válvulas de esfera (controle de fluxo e acesso

através de válvula schrader), os visores de líquido (verificar o estado do refrigerante líquido, como a passagem de bolhas pela linha, umidade excessiva, restrições de fluxo), filtro secador (retirar a umidade da linha, como por exemplo, em tubulações de CO<sub>2</sub> a água é absorvida rapidamente pelo refrigerante gerando formação de ácidos carbônicos, levando a problemas de corrosão) e as válvulas magnéticas (garantem fluxo em único sentido no sistema de refrigeração e ar condicionado, evitando retorno de líquido quando o sistema encontra-se desligado). São instalados ainda diversos manômetros analógicos no sistema. Na Fig. 3.19 temos imagens ilustrativas dos componentes.



Figura 3.19 – Mufla (a), válvula de esfera (b), visor de líquido (c), filtro secador (d) e válvula magnética (e). Fonte: catálogos dos fabricantes.

Por fim, a operação do sistema exige alguns cuidados, principalmente nos momentos de partida e parada dos compressores. Alguns procedimentos para operação são aqui enumerados na Tab. 3.1.

Tabela 3.1 – Sequência operacional, com descrição de procedimentos para realização de testes.

Etapa	Sequência de operação	Descrição do procedimento
1	Acionar ciclo AT	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Verificar nível óleo e possíveis falhas;</li> <li>— Ajustar VEE ciclo AT em automático;</li> <li>— Ajustar superaquecimento desejado;</li> <li>— Alimentar o compressor AT pelo inversor em 60 Hz.</li> </ul>
2	Ligar chave ON/OFF ciclo BT	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Verificar nível óleo e possíveis falhas;</li> <li>— Alimentar todos dispositivos referentes ao R744.</li> </ul>
3	Acionar ciclo BT	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Fechar válvula que comunica a descarga do compressor ao tanque de CO<sub>2</sub>;</li> <li>— Ajustar VEE em modo manual;</li> <li>— Abrir VEE em 100% (480 passos);</li> <li>— Alimentar compressor BT pelo inversor em 60 Hz.</li> </ul>
4	Verificar VEE do ciclo BT e a configuração da mesma	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Com o compressor ligado inicia-se o fluxo de CO<sub>2</sub> pelo sistema;</li> <li>— Verificar o superaquecimento e posição da válvula;</li> <li>— Controlar a pressão de evaporação e da condensação do CO<sub>2</sub>.</li> </ul>
5	Controlar de pressão	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Ao acionar o compressor BT, a pressão de sucção cai abruptamente, logo se deve manter a válvula em 100% de abertura (Manual), evitando que a pressão seja inferior a 5 bar;</li> <li>— Pouco tempo depois, a pressão de sucção começa a subir, logo se deve controlar a abertura de forma que esta mantenha a pressão de descarga abaixo de 30 bar;</li> <li>— Se a pressão de descarga superar 30bar, feche a VEE e aguarde a resposta do sistema;</li> <li>— Se a pressão diminuir, abra a válvula.</li> </ul> <p>* Sempre modular a VEE de 50 em 50 passos, esperando a resposta do sistema.</p>
6	Configurar o grau de superaquecimento do ciclo BT	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Estabilizadas as pressões, ajustar a VEE para automático;</li> <li>— Ajustar o set-point de superaquecimento abaixando de 5 em 5 K, até o ponto desejado pré-definido em um planejamento experimental;</li> <li>— Esperar que o sistema efetue um <i>pull-down</i> (redução da temperatura até um ponto mínimo).</li> </ul>
7	Configurar as frequências de operação dos compressores dos dois ciclos, AT e BT	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Ajustar as frequências de operação dos compressores no ponto desejado pré-definido em um planejamento experimental.</li> </ul>

## Continuação

8	Acionar a carga térmica	— Acionar o banco de resistências elétricas de acordo com o tipo de teste a ser realizado.
9	Verificar parâmetros para a condição de regime permanente	— Monitorar as propriedades (principalmente as temperaturas de descarga e do ar) até atingir a condição estável.
10	Coletar dados experimentais	— Atingido o regime permanente, coletar dados para posterior tratamento estatístico.
11	Desligar carga térmica	— Finalizado os testes, desligar o banco de resistências elétricas.
12	Ajustar a VEE do ciclo BT	— Ajustar VEE para manual; — Fechar VEE manualmente para 100 passos, de modo a diminuir a pressão de descarga do ciclo BT.
13	Desligar ciclo BT	— Desligar compressor de CO <sub>2</sub> pelo inversor de frequência; — Fechar válvula que comunica a descarga do compressor ao tanque de CO <sub>2</sub> — Abrir VEE em 100% (480 passos); — Esperar a redução da pressão de condensação de CO <sub>2</sub> baixar até 15 bar; — Avaliar se o pressostato KP 6W acionou a válvula solenoide, fechando a linha de sucção AT; — Esperar até o pressostato KP 15 desarmar o compressor AT por baixa pressão.
14	Ajustar VEE ciclo AT	— Ajustar VEE para modo manual; — Colocar abertura VEE em 40 passos.
15	Double-check	— Verificar se todos os passos operacionais foram realizados.
16	Abrir porta câmara fria	— Manter porta da câmara fria aberta.
17	Verificar passo 11	— Verificar se o banco de resistências elétricas está desligado.

### 3.2 Análise energética do sistema de refrigeração

Os testes, realizados em condição de regime permanente, foram divididos em duas etapas e cada teste durou, em média, quatro horas. A condição de regime permanente é uma consideração de que o sistema encontra-se em operação estável. O tempo médio para atingir tal condição é de aproximadamente 2 horas, considerando que a bancada esteja ligada, após o acionamento da carga térmica. O tempo para reduzir a temperatura dentro da câmara até o mínimo para uma dada condição de teste (*pull-down*) não é levado em conta, somente após o *pull-down* é que se iniciam os testes.

A condição de regime permanente é estimada em função dos valores de oscilação de cada parâmetro do sistema (sensores de pressão, temperatura e vazão mássica) no intervalo de tempo corrido dos testes. Por constatação empírica, percebe-se que ao alterar uma condição de teste, normalmente pelo menos uma hora e meia deve ser aguardada para iniciar a avaliação de regime permanente.

Para Antunes (2015), o efeito da mistura óleo/fluido refrigerante, a presença de bolhas no medidor de vazão e ruídos inerentes ao sistema de aquisição são barreiras à estabilidade do sistema.

Os pontos experimentais são então obtidos através das médias dos valores em um intervalo de dez minutos após a bancada entrar em regime permanente. A Fig. 3.20 ilustra a tela de aquisições de temperaturas no tempo utilizado por Antunes (2015). Essa metodologia é a mesma utilizada nessa dissertação.

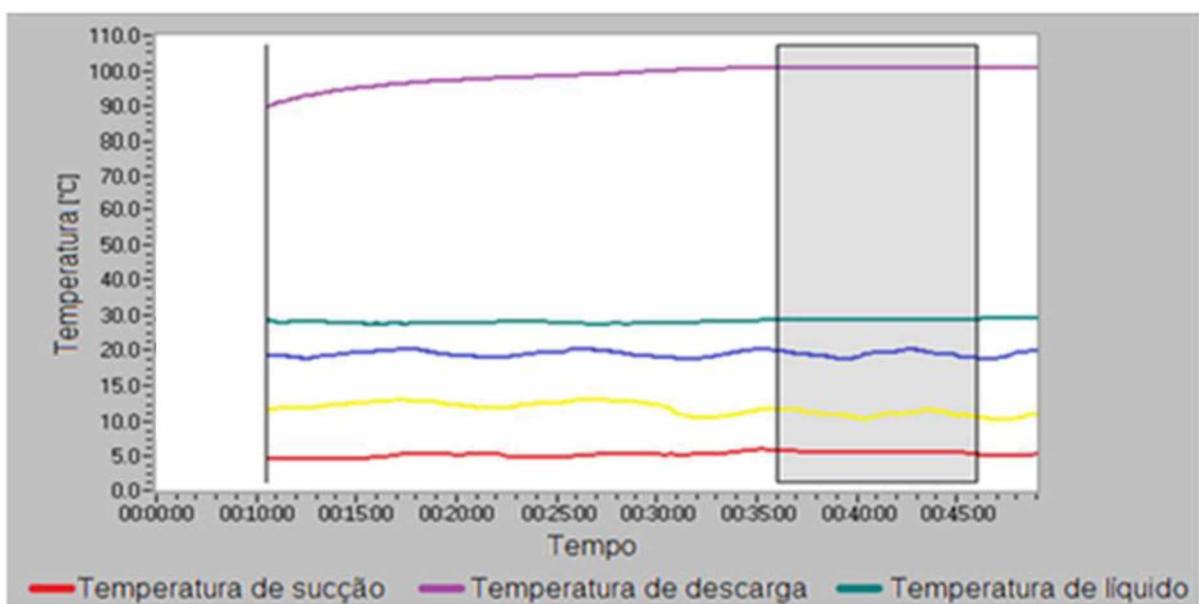


Figura 3.20 – Monitoramento das temperaturas para condição de regime permanente. Fonte: Adaptado de Antunes (2015).

Percebem-se oscilações das variáveis na própria tela de aquisição do sistema. A operação da bancada é considerada em regime permanente quando a variação dos valores medidos não ultrapassam  $3\sigma$ , ou seja três vezes o desvio padrão amostral de dados referentes aos últimos dez minutos de testes. A região delimitada pelo retângulo cinza indica a região de regime permanente. Os dados contidos nesse retângulo podem ser tratados estatisticamente e em seguida validados.

Feita a aquisição dos dados, estes deverão ser analisados, de forma que o desempenho do sistema em cascata subcrítico usando o par R134a/R744, o qual representa o aparato experimental originalmente instalado, seja determinado. Posteriormente, será realizada a operação de *drop-in* (substituição do refrigerante R134a pelo R438A) de forma a comparar o comportamento dos sistemas.

A capacidade de refrigeração do sistema foi calculada de acordo com a primeira lei da termodinâmica e é dada pela Eq. 3.1, considerando a condição de regime permanente, na qual o fluido refrigerante é a única substância presente no volume de controle delimitado pelo evaporador.

$$\dot{Q}_{SIST} = \dot{m}_{BT}(\Delta h_{evap}) \quad (3.1)$$

Onde  $\dot{m}_{BT}$  representa a vazão mássica de R744,  $\Delta h_{evap}$  equivale à diferença de entalpia entre a saída e a entrada da unidade evaporadora. Transdutores de pressão tipo piezo-resistivo (com incerteza de medição de 25 kPa) e sensores de temperatura tipo PT-100 (com incerteza de medição de 0,15 °C) foram usados para medir essas propriedades, determinando o estado termodinâmico do fluido refrigerante em cada ponto de interesse no ciclo de compressão de vapor. A taxa de fluxo de massa apresenta incerteza de medição de 0,07% do valor medido.

Os cálculos dos valores de COP do sistema de cascata foram realizados por meio da relação entre a capacidade de refrigeração e a soma do consumo de energia dos dois compressores, representados por  $\dot{W}$ , conforme ilustra a Eq. 3.2. O consumo de energia de cada compressor foi medido e esses dados possuem uma incerteza de medição de 3 W.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{SIST}}{\dot{W}_{BT} + \dot{W}_{AT}} \quad (3.2)$$

### 3.2.1 Análise da incerteza de medição

A avaliação de incerteza foi feita pelo método da Lei de Propagação de Incertezas, explicado na íntegra no trabalho de Taylor e Kuyatt (NIST Technical Note 1297, 1994).

De forma resumida, primeiramente faz-se a definição do mensurando com relação às variáveis de entrada. Avaliam-se as variáveis de entrada, com relação ao tipo de incerteza de cada uma, qual a distribuição de probabilidade dessas, bem como os graus de liberdade e fator de abrangência, Eq. 3.3.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.3)$$

Posteriormente, calcula-se a incerteza-padrão  $u(x_n)$  para cada variável  $x_n$ , de acordo com seu tipo de distribuição de probabilidade. Esta incerteza-padrão é então utilizada para calcular a incerteza-padrão combinada, conforme a Eq. 3.4.

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) \quad (3.4)$$

Calculada a incerteza-padrão combinada, encontra-se o número de graus de liberdade efetivos ( $v$ ) e posteriormente o fator de abrangência ( $k$ ), para um dado intervalo de confiança. A incerteza-expandida será calculada pela Eq. 3.5.

$$U(y) = k \cdot u_c(y) \quad (3.5)$$

O resultado da medição (RM) será a média do mensurando, mais ou menos a incerteza expandida, conforme a Eq. 3.6, para um fator de abrangência  $k = 2,0$  e 95 % de probabilidade de abrangência.

$$RM = \bar{x} \pm U(y) \text{ [unidade]} \quad (3.6)$$

### 3.3 Análise de impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI)

O impacto causado ao ambiente foi calculado com base no método TEWI (AIRAH, 2012). Este método considera os impactos diretos e indiretos associados ao uso de fluidos refrigerantes em aplicações no setor de HVACR. Ele analisa os vazamentos anuais (operações normais, perdas catastróficas e serviços de manutenção) com o TEWI<sub>DIRETO</sub>, bem como o impacto indireto, TEWI<sub>INDIRETO</sub>, associado à geração de energia elétrica para consumo no equipamento. Este é definido pelas equações a seguir:

$$TEWI = TEWI_{DIRETO} + TEWI_{INDIRETO} \quad (3.7)$$

$$TEWI_{DIRETO} = GWP \cdot L \cdot m \cdot n + GWP \cdot m \cdot (1-\alpha) \quad (3.8)$$

$$TEWI_{INDIRETO} = E \cdot \beta \cdot n \quad (3.9)$$

Onde:

- TEWI: Impacto total equivalente de aquecimento global, [kgCO<sub>2</sub>];
- GWP: Potencial de aquecimento global do refrigerante, relativo ao CO<sub>2</sub> (GWP CO<sub>2</sub> = 1);
- L: Taxa anual de refrigerante emitido por vazamento (substituição ou vazamento), [%];
- m: Massa de refrigerante no sistema, [kg];
- n: Tempo de vida útil do equipamento [anos];
- $\alpha$ : Recuperação / reciclagem ao final da vida útil do equipamento [%];
- E: Energia elétrica consumida pelo equipamento, [kWh.ano<sup>-1</sup>];
- $\beta$ : Fator de emissão indireta, emissão de CO<sub>2</sub> para geração de eletricidade, [kgCO<sub>2</sub>.kWh<sup>-1</sup>].

O GWP dos fluidos R744, R134a e R438A foram selecionados como 1, 1430, 2264 respectivamente (IPCC, 2007), e as taxas anuais de vazamento, para sistemas centralizados em operação (serviços manutenção, operação normal) de 12,5 % (AIRAH, 2012). Adotou-se uma vida útil de 10 anos para o sistema com todos os fluidos (Antunes e Bandarra Filho, 2016). Utilizou-se 70 % para as taxas de recuperação dos fluidos refrigerantes, valor esse que adotado para sistema com carga de refrigerante menor do que 100 kg (AIRAH, 2012).

O mesmo tempo de operação foi adotado para todos os refrigerantes, e o fator de emissão indireta para o Brasil é de 0,075 kgCO<sub>2</sub>.kWh<sup>-1</sup> (*International Energy Agency*, 2011). Tal valor se comparado ao fator de emissão dos Estados Unidos da América (0,531 kgCO<sub>2</sub>.kWh<sup>-1</sup>) é considerado baixo, devido ao fato do Brasil ter sua matriz energética de base hidroelétrica.

A produção e o consumo de energia no mundo representam dois terços das emissões totais de gases com efeito de estufa e 80 % do CO<sub>2</sub>, logo os esforços para reduzir as emissões e atenuar as alterações climáticas devem incluir o setor energético, neste caso a avaliação da eficiência dos equipamentos do setor HVACR (*International Energy Agency*, 2016).

O setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração (HVACR) é responsável por cerca de 4 % do consumo de energia produzida no mundo, assim a busca por melhores práticas torna-se mandatória, visto que um menor consumo do sistema de refrigeração impactará no cálculo do TEWI<sub>INDIRETO</sub>.

O equipamento de refrigeração considerado neste trabalho atende ao setor supermercadista; ao avaliarem-se os dados de Sawalha e Chen (2010) percebe-se que 47% da energia de um supermercado é empregada na refrigeração, outros 13% no condicionamento de ar. Vale ressaltar, que esse uso é de supermercados típicos da Suécia; em um país de clima quente como o Brasil, essas porcentagens tendem a crescer.

# CAPÍTULO IV

## RESULTADOS

Este capítulo apresenta três estágios de resultados. A primeira etapa de resultados refere-se ao sistema cascata tratado como “sistema original”, o qual opera com o ciclo de baixa temperatura com o fluido R744 e R134a no ciclo de alta temperatura. Posteriormente, é realizada a avaliação do “sistema alternativo” referente ao par R438A/R744. O R438A foi implantado no sistema por meio do *drop-in* do R134a. Por fim, uma análise ambiental comparativa dos dois sistemas complementa o capítulo.

Para tanto, de forma sistemática, é fornecida para cada etapa de resultados a proposta experimental de cada fase de testes, as planilhas de dados e as respectivas análises de resultados.

### 4.1. Sistema cascata original (R134a/R744)

A primeira etapa de resultados refere-se unicamente à análise do sistema cascata original que opera com o fluido R134a no ciclo AT e R744 no ciclo BT. Nesta fase de resultados, primeiramente são avaliadas as potencialidades do sistema de acordo com os seguintes parâmetros: temperaturas do ar dentro da câmara fria, capacidade de refrigeração alcançada pelo sistema e eficiência energética.

Cinco parâmetros básicos podem ser alterados e controlados no sistema: o grau de superaquecimento dos ciclos AT e BT; a frequência de operação dos compressores dos ciclos AT e BT; e por último, a simulação da carga térmica dentro da câmara fria, realizada por meio de um banco de resistências elétricas, o qual dissipava de 1,5 a 3,5 kW de potência. Apesar das paredes da câmara serem bem isoladas, as trocas de calor por condução nas mesmas, no piso e no teto, além do calor de radiação são inerentes ao processo de evaporação do R744. Com isso, a capacidade frigorífica estimada para o sistema cascata pode apresentar resultados entre 3 e 6 kW.

Para avaliação do desempenho e determinação da operabilidade do sistema cascata, um total de quinze testes foi realizado e dois parâmetros básicos foram alterados durante esses testes, o valor do grau de superaquecimento útil do ciclo BT, controlado através do driver EVD que modula a abertura da VEE de acordo com a temperatura na saída do

evaporador; e o valor da frequência de operação do compressor de R744 por meio do inversor de frequência.

O compressor do ciclo AT funcionou em todos os testes com alimentação em frequência de 60 Hz, enquanto o grau de superaquecimento útil desse ciclo foi ajustado no EVD em 27 °C, de forma que garantisse uma pressão de condensação do ciclo de R744 dentro de uma faixa considerada segura e relativamente constante, com temperaturas de condensação de CO<sub>2</sub> de aproximadamente -9,0 °C, garantindo as condições de projeto do ciclo cascata subcrítico. O último parâmetro passível de controle é a resistência elétrica dentro da câmara fria, a qual foi regulada para dissipar 3,0 kW em todos os testes.

Os valores para o grau de superaquecimento do ciclo BT foram estabelecidos em três condições: 5, 10 e 15 °C. A frequência de operação do compressor de R744 foi estabelecida em cinco condições diferentes: 45, 50, 55, 60 e 65 Hz. Para cada valor de frequência, três testes foram realizados, cada um com um valor de superaquecimento diferente, totalizando 15 testes, conforme mencionado anteriormente.

A carga de R744 no ciclo BT foi de 23 quilogramas enquanto o ciclo AT recebeu uma carga de 3,9 quilogramas de R134a. Os valores definidos para a carga de refrigerante representam condições nas quais os trocadores de calor estejam corretamente alimentados, ou seja, a quantidade de refrigerante adotada em cada caso retorna condições seguras e eficientes de operação, bem como valores de superaquecimento e sub-resfriamento positivos. Um valor para o grau de superaquecimento muito alto, por exemplo, pode representar falta de fluido no evaporador, caracterizado por uma baixa carga de fluido.

No caso do R134a, a carga de refrigerante foi realizada para garantir total condensação do R744, além disso, o visor de líquido da linha de condensado apresentava-se cheio e em fluxo constante. Observou-se também que a temperatura de descarga AT estava dentro de valores normais, visto que se esta estiver muito alta, problemas de lubrificação podem surgir.

Apresentadas as configurações do sistema original, a Tab. 4.1 ilustra os resultados obtidos com a primeira fase de testes, incluindo valores dos dados coletados bem como os parâmetros calculados.

Tabela 4.1 – Resultados dos testes com R134a, segundo a variação dos fatores  $f_{BT}$  e  $\Delta T_{SA, BT}$ , para o sistema cascata original.

Testes	Fatores		Resultados													
	$f_{BT}$ [Hz]	$\Delta T_{SA, BT}$ [°C]	$P_{EV, BT}$ [bar]	$T_{EV, BT}$ [°C]	$P_{CD, BT}$ [bar]	$T_{CD, BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV, BT}$ [°C]	$T_{SU, BT}$ [°C]	$T_{DC, BT}$ [°C]	$T_{LQ, BT}$ [°C]	$\dot{m}_{BT}$ [kg.s <sup>-1</sup> ]	$\dot{W}_{BT}$ [kW]	$\dot{W}_{AT}$ [kW]	$T_{AR}$ [°C]	$\dot{Q}_{SIST}$ [kW]	$COP_{SIST}$ [-]
1	65,00	15,0	15,9	-26,7	26,8	-9,6	-12,0	23,6	84,5	-9,6	0,0202	0,69	2,00	-8,5	5,57±0,02	2,07±0,01
2	65,00	10,0	15,8	-26,9	26,6	-9,8	-17,1	21,9	81,6	-9,9	0,0178	0,67	1,90	-13,6	4,83±0,02	1,88±0,01
3	65,00	5,0	16,4	-25,7	27,5	-8,6	-20,5	22,3	79,6	-8,7	0,0184	0,68	2,00	-17,7	4,85±0,02	1,81±0,01
4	60,00	15,0	16,2	-26,1	26,5	-9,9	-10,9	23,6	80,1	-10,0	0,0194	0,63	1,95	-7,6	5,38±0,02	2,09±0,01
5	60,00	10,0	16,6	-25,4	26,5	-9,9	-15,2	21,0	76,6	-10,0	0,0172	0,59	1,80	-11,7	4,68±0,02	1,96±0,01
6	60,00	5,0	17,1	-24,4	27,1	-9,2	-19,3	22,1	76,1	-9,2	0,0181	0,60	1,90	-16,5	4,79±0,02	1,92±0,01
7	55,00	15,0	17,4	-23,9	27,2	-9,0	-8,4	23,9	74,0	-9,1	0,0184	0,56	1,95	-5,2	5,08±0,02	2,02±0,01
8	55,00	10,0	17,8	-23,2	26,5	-9,9	-13,3	23,0	72,9	-10,0	0,0170	0,53	1,86	-9,9	4,63±0,02	1,94±0,01
9	55,00	5,0	18,0	-22,8	26,7	-9,7	-17,6	21,9	70,5	-9,7	0,0176	0,54	1,85	-14,8	4,68±0,02	1,96±0,01
10	50,00	15,0	18,7	-21,6	26,6	-9,8	-6,7	26,5	70,7	-9,9	0,0165	0,47	1,85	-2,9	4,58±0,01	1,97±0,01
11	50,00	10,0	19,3	-20,6	27,1	-9,2	-10,6	22,4	63,6	-9,2	0,0176	0,49	1,90	-7,1	4,76±0,02	1,99±0,01
12	50,00	5,0	19,1	-20,9	26,6	-9,8	-16,0	22,2	64,3	-9,9	0,0175	0,47	1,85	-13,1	4,66±0,02	2,01±0,01
13	45,00	15,0	20,1	-19,3	26,8	-9,6	-4,4	26,4	63,0	-9,6	0,0155	0,40	1,80	-0,8	4,30±0,01	1,95±0,01
14	45,00	10,0	21,6	-16,9	27,9	-8,1	-6,4	25,1	58,0	-8,2	0,0173	0,40	1,95	-3,3	4,66±0,02	1,98±0,01
15	45,00	5,0	21,9	-16,5	28,4	-7,5	-11,2	22,9	56,9	-7,5	0,0169	0,39	1,90	-8,3	4,41±0,02	1,93±0,01

LEGENDA:

- $f_{BT}$ : frequência de operação BT;  
 $\Delta T_{SA, BT}$ : grau de superaquecimento BT;  
 $P_{EV, BT}$ : pressão de evaporação BT;  
 $T_{EV, BT}$ : temperatura de evaporação BT;
- $P_{CD, BT}$ : pressão de condensação BT;  
 $T_{CD, BT}$ : temperatura de condensação BT;  
 $T_{SAI, EV, BT}$ : temperatura na saída do evaporador BT;  
 $T_{SU, BT}$ : temperatura na sucção do compressor BT;
- $T_{DC, BT}$ : temperatura na descarga do compressor BT;  
 $T_{LQ, BT}$ : temperatura na linha de líquido BT;  
 $\dot{m}_{BT}$ : vazão mássica BT;  
 $\dot{W}_{BT}$ : potência consumida BT
- $\dot{W}_{AT}$ : potência consumida AT;  
 $T_{AR}$ : temperatura do ar;  
 $\dot{Q}_{SIST}$ : capacidade de refrigeração;  
 $COP_{SIST}$ : coeficiente de desempenho sistema;

A Fig. 4.1 apresenta valores de temperatura de evaporação e temperatura de condensação do ciclo BT. É possível observar que os quinze pontos experimentais, em diferentes condições de operação, permitem que o sistema cascata trabalhe de forma flexível, tornando possível alcançarem-se diferentes capacidades de refrigeração e diversos valores de temperatura do ar no interior da câmara fria. As condições de evaporação trabalhadas ( $-26,9^{\circ}\text{C}$  a  $-16,5^{\circ}\text{C}$ ) podem ser interpretadas como um equipamento destinado à conservação de produtos congelados em escala comercial, no caso supermercados.

Pelos valores da temperatura de condensação do ciclo BT, percebe-se que o controle da válvula de expansão eletrônica do ciclo AT foi feito de forma eficiente, pois mesmo com diferentes condições de condensação do R744 (trocador cascata), o R134a consegue manter a temperatura de condensação BT praticamente estável, graças ao superaquecimento fixo ajustado.

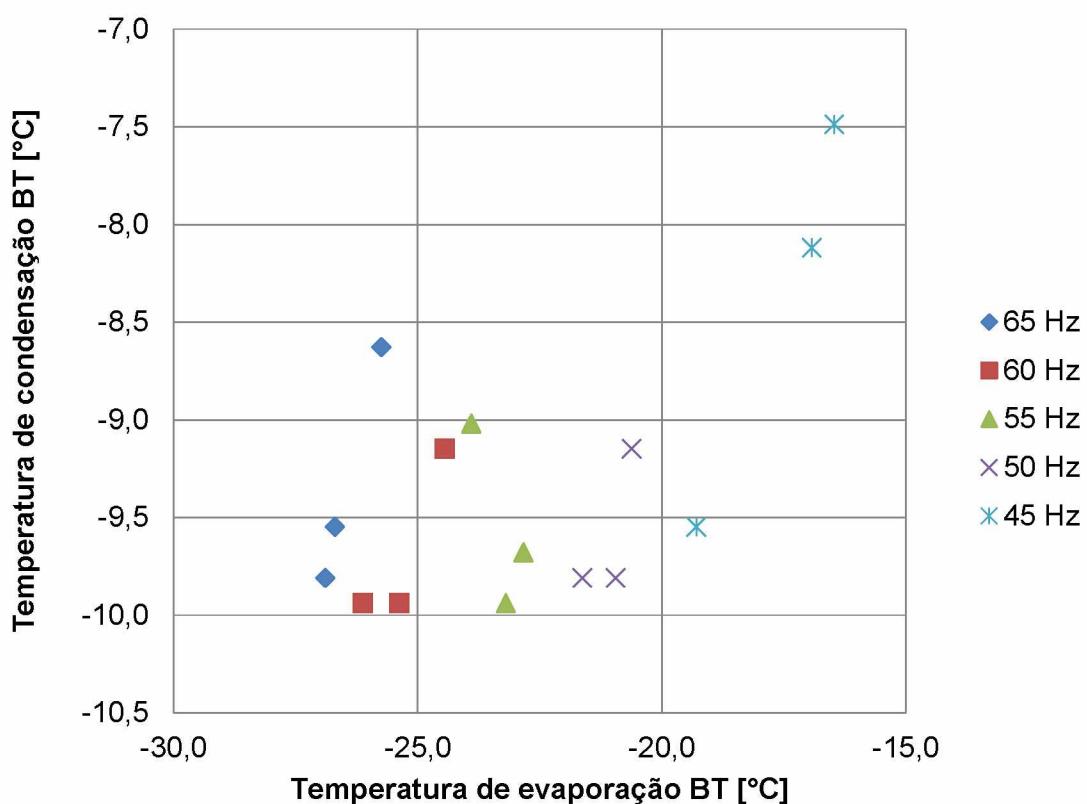


Figura 4.1. Temperatura de condensação de acordo com a temperatura de evaporação para diferentes valores de frequência de operação e grau de superaquecimento no ciclo BT.

Com exceção dos dados com frequência de 45 Hz, a temperatura de condensação BT média é de  $-9,4 \pm 0,8^{\circ}\text{C}$ . Os dados de 45 Hz ficam distantes dos outros, por estarem em condição limite inferior de frequência. Logo, para o sistema de  $\text{CO}_2$  conseguir manter tais

superaquecimentos (5 e 10 °C) com o compressor em baixa rotação, a VEE teve que trabalhar totalmente aberta, fazendo com que a pressão de descarga de CO<sub>2</sub> operasse em faixas de valores mais elevadas, retornando temperaturas de condensação mais altas.

Contudo para estes pontos, como a rotação do compressor é baixa, e assim o consumo também, a temperatura de descarga é de  $57,5 \pm 0,5$  °C. A Fig. 4.2 mostra tais valores de temperatura de descarga com as diferentes pressões de evaporação. Pode ser observada a tendência das frequências mais altas levarem a maiores temperaturas de descarga e menores pressões de evaporação do CO<sub>2</sub>.

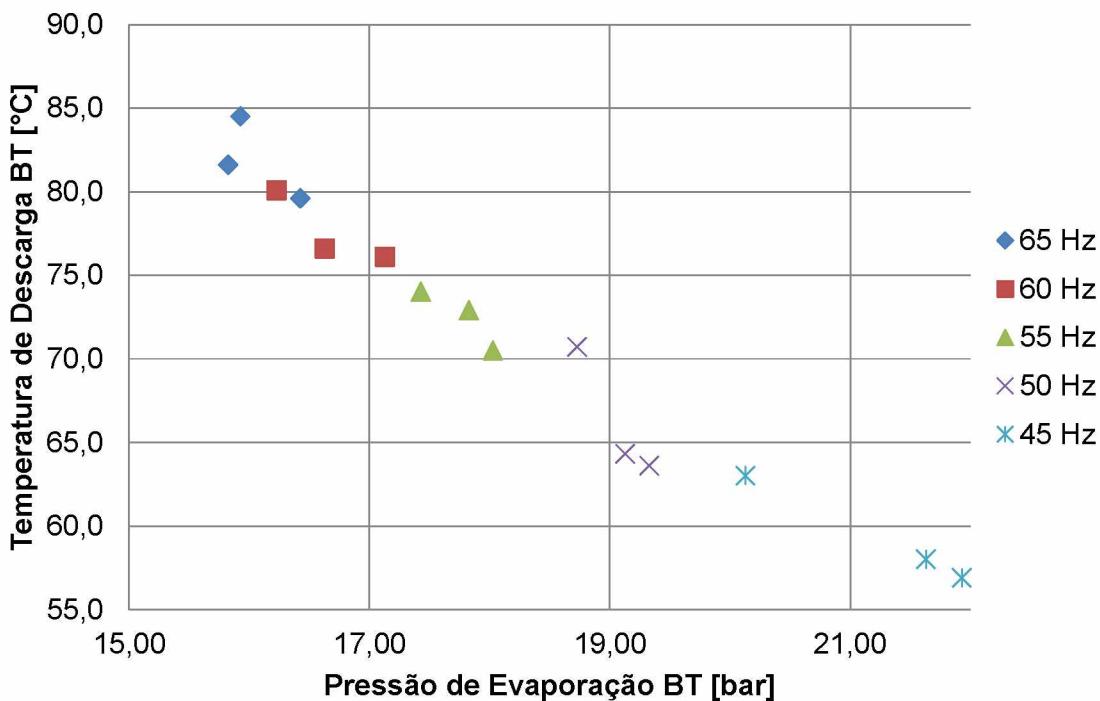


Figura 4.2. Temperatura de descarga pela pressão de evaporação para diferentes valores de frequência de operação e grau de superaquecimento no ciclo BT.

É evidente que frequências elevadas de alimentação do compressor de CO<sub>2</sub> levam ao maior consumo do compressor BT, conforme pode ser observado na Fig. 4.3. O compressor de CO<sub>2</sub> possui características exclusivas dadas às propriedades termofísicas do fluido; como a densidade de vapor do CO<sub>2</sub> é elevada, observa-se um reduzido valor de volume específico (o fluido tem mais massa, em um menor de volume) comparado a outros fluidos (pela alta pressão de operação) o que resulta em menores equipamentos. Logo, o compressor de CO<sub>2</sub> é relativamente pequeno, com tubulações também menores, o que reduz o consumo deste.

Comparado aos valores de consumo do compressor de R134a (AT), percebe-se um consumo bem menor por parte do CO<sub>2</sub>.

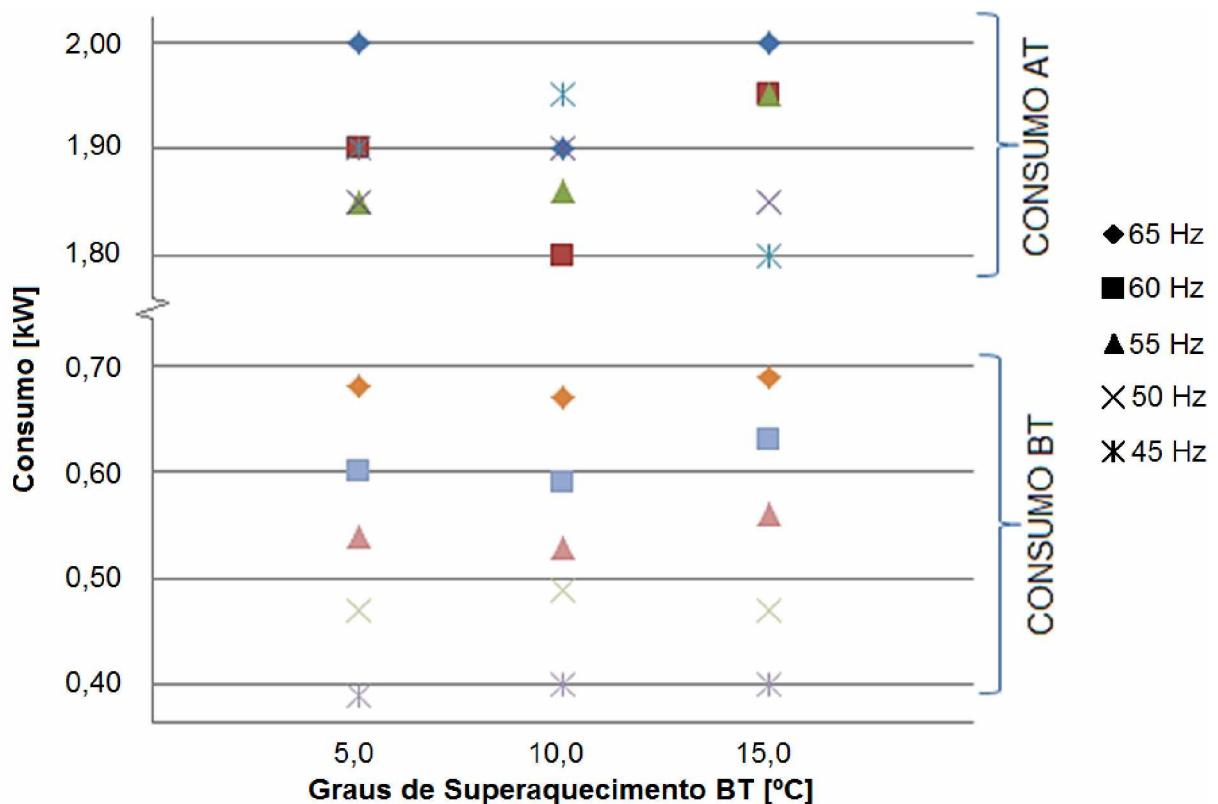


Figura 4.3. Potência consumida pelos compressores do ciclo AT e BT em função do grau de superaquecimento no ciclo BT, para diferentes frequências do ciclo BT e frequência de 60 Hz no ciclo AT.

A tendência observada para o compressor de R744, em que maiores frequências resultam em maiores consumos, não pode ser observada para o compressor de R134a, visto que esse último trabalha em frequência nominal de 60 Hz, logo seu consumo depende, basicamente, das pressões de condensação do sistema de AT.

Sharma et al. (2014) em seu estudo avaliando um sistema cascata em diferentes regiões dos Estados Unidos da América, afirmam que geralmente para sistemas cascata, um aumento considerável na temperatura ambiente leva à um aumento no consumo do ciclo AT, porém sem impactos na potência consumida pelo sistema de baixa temperatura. Isso porque o aumento na temperatura ambiente leva a um aumento da taxa de compressão (razão entre a pressão de descarga e a pressão de succão, em valores absolutos) do ciclo AT, enquanto o ciclo de baixa temperatura é desacoplado das condições ambientes através do trocador cascata, e assim, não experimenta nenhuma mudança, levando a decréscimos de COP.

O presente trabalho confirma a situação enunciada por Sharma et al. (2014), porém não é possível ver influência da temperatura ambiente diretamente no COP, visto que a realização dos testes foi limitada à faixa de  $30,0 \pm 3,0$  °C, justamente para eliminar tal fator.

De acordo com a Fig. 4.4, a taxa de compressão do compressor de CO<sub>2</sub> encontra-se em, aproximadamente, 1,5:1, que devido a alta pressão de sucção, representa um reduzido valor quando comparado à taxa de compressão do R134a, 3,3:1. Logo, comprova-se que quanto menor a taxa de compressão de um sistema, menor o consumo deste e melhor sua eficiência. Além disso, como o compressor de R134a é um compressor grande, visto a baixa capacidade volumétrica de refrigeração do fluido, este consumirá mais energia. Não é possível observar nenhuma tendência nos dados da taxa de compressão do ciclo AT com o consumo do compressor AT, pois conforme já mencionado, o consumo nesse é basicamente influenciado pela temperatura de condensação ambiente.

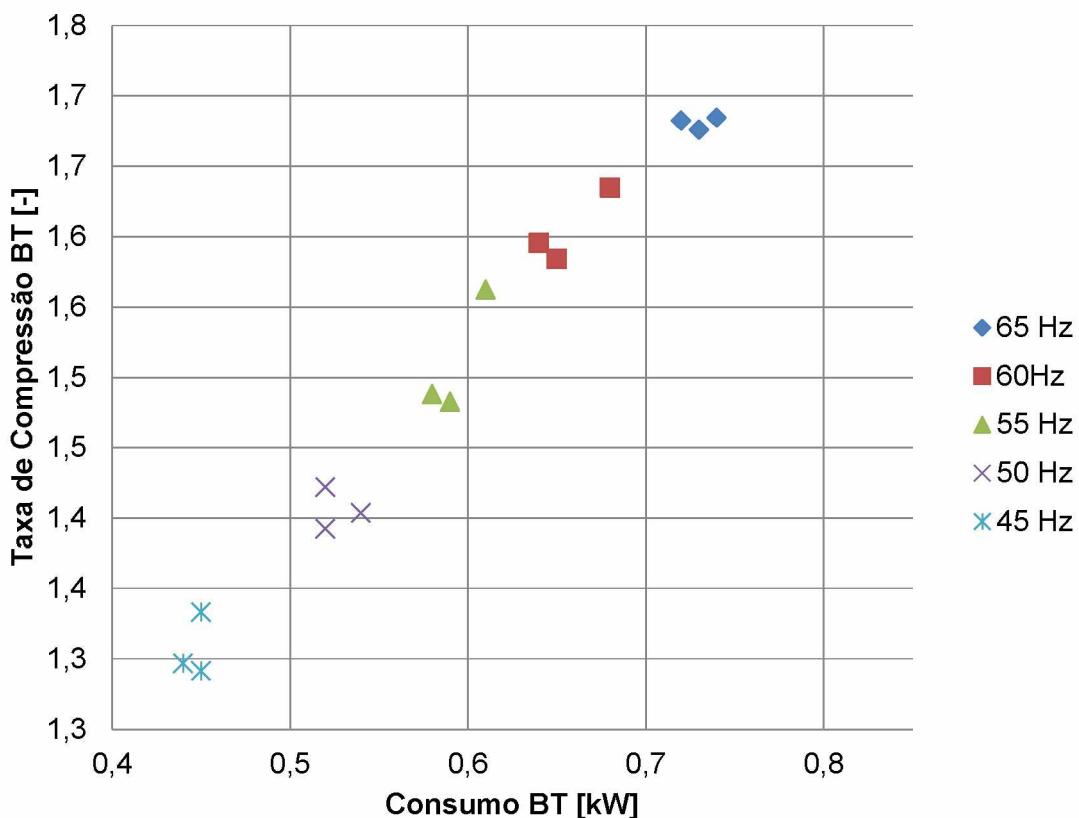


Figura 4.4. Taxa de compressão do ciclo de BT pela potência consumida para diferentes graus de superaquecimento e frequências do ciclo BT.

De acordo com a Fig. 4.5, pode-se determinar um ponto de operação desejado, a partir da temperatura do ar na câmara fria. É interessante observar que com maiores frequências e menores graus de superaquecimento, obtém-se os menores valores de

temperaturas do ar. Ao observar os testes realizados a cada frequência de operação é possível identificar, que o diferencial de temperatura da unidade evaporadora, ou seja, a diferença entre o valor da temperatura do ar e a temperatura de evaporação é afetada pelo valor do grau de superaquecimento útil imposto ao sistema.

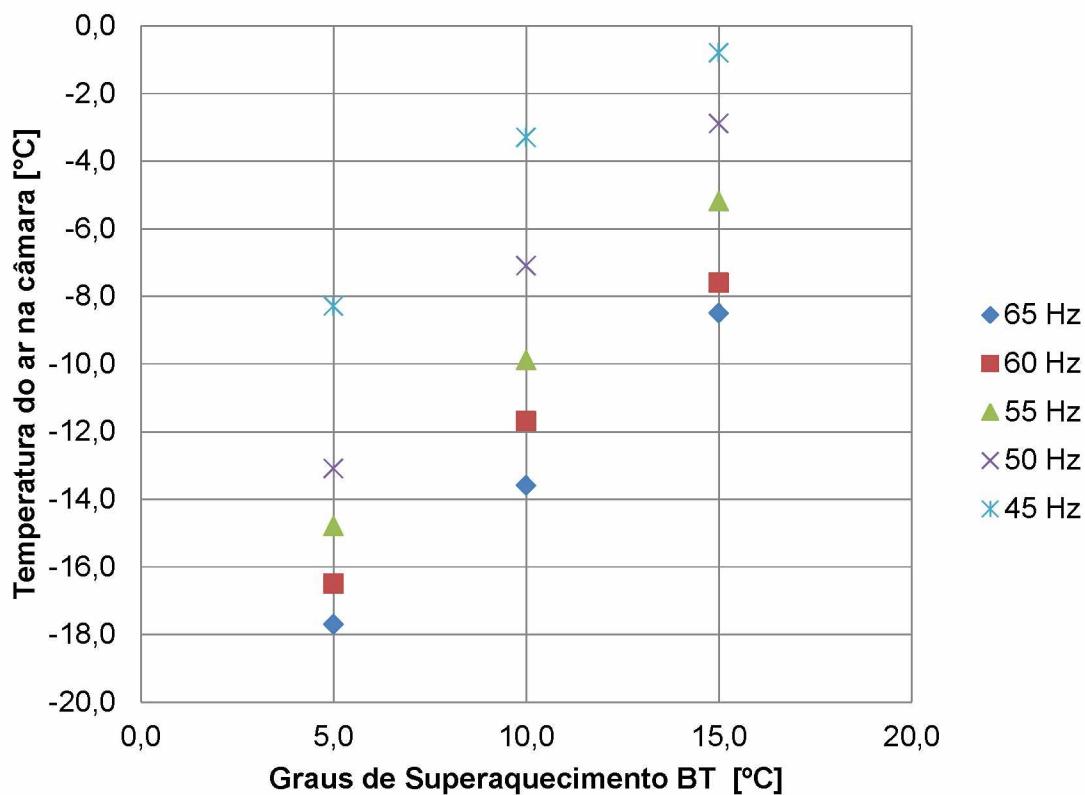


Figura 4.5. Comportamento da temperatura do ar no interior da câmara fria para diversas frequências de operação em função do grau de superaquecimento.

A Fig. 4.6 ilustra os valores de COP do sistema relacionados com os valores da temperatura do ar. O menor valor da temperatura do ar na câmara foi  $-17,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  e o maior de  $-0,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Vale lembrar que o compressor do ciclo AT operou com frequência fixa de 60 Hz e o grau de superaquecimento útil desse ciclo foi fixado em  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

O maior valor de COP do sistema cascata foi de  $2,09 \pm 0,01$ , operando a 60 Hz e com  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  de superaquecimento. O menor valor de COP do sistema foi de  $1,81 \pm 0,01$  em condição de 65 Hz e  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  de superaquecimento, resultado justificado por ser o ponto de operação com a menor temperatura do ar dentro da câmara fria, logo é o ponto em que mais se exige dos compressores, além deste ter uma baixa capacidade de refrigeração explicada pelo reduzido valor da vazão mássica BT nesse teste.

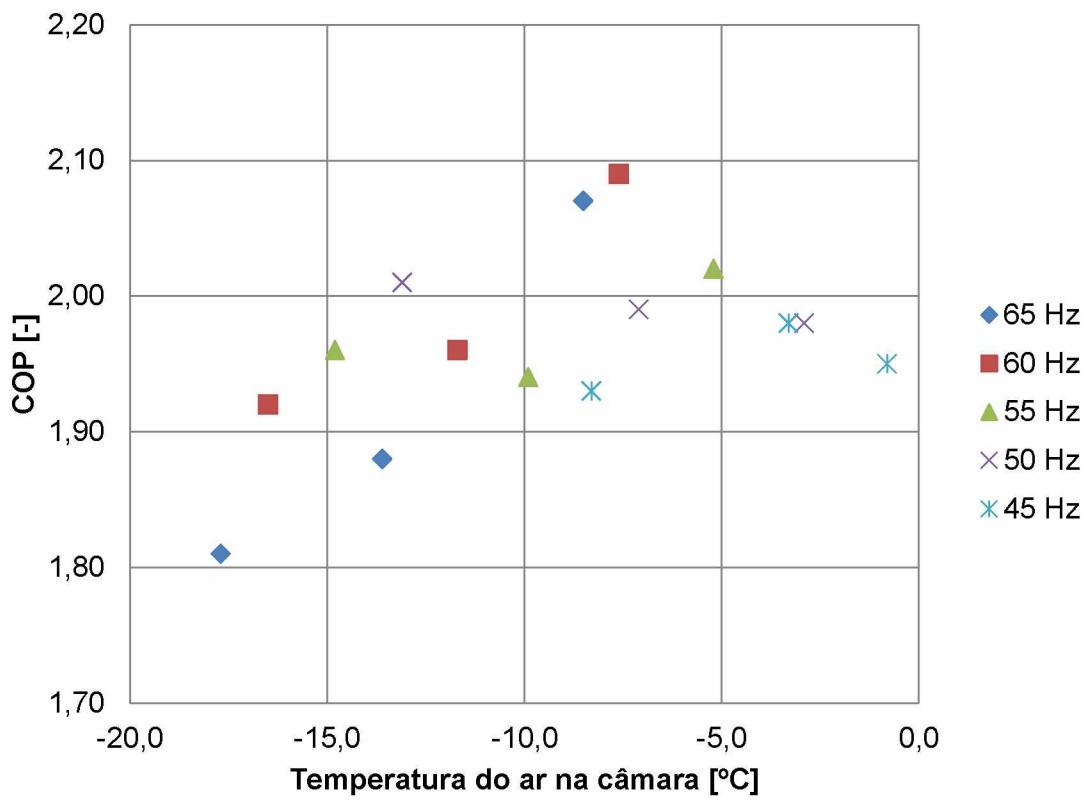


Figura 4.6. Comportamento do COP do sistema de acordo com os valores de temperatura do ar dentro da câmara fria.

Os valores da capacidade de refrigeração, observados na Fig. 4.7, variaram entre  $4,30 \pm 0,01$  e  $5,57 \pm 0,02$  kW, demonstrando a aplicabilidade desse sistema cascata em condições de carga térmica variável. A capacidade de refrigeração mais elevada ocorreu para a frequência de 65 Hz, operando com superaquecimento de 15 °C.

Os dados experimentais de Sanz-Kock et al. (2014) foram utilizados como parâmetros de comparação para os valores de desempenho encontrados nesta dissertação. Os autores avaliaram experimentalmente um sistema em cascata R134a/R744 para refrigeração comercial. O aparato experimental utilizado operou em condições semelhantes; em seus resultados os autores estimaram valores para o COP do sistema entre 1,05 e 1,65, enquanto os valores de capacidades de refrigeração variaram entre 4,5 e 7,5 kW.

A Fig. 4.8 por sua vez, traz uma representação geral dos valores de COP em função da capacidade de refrigeração para os testes realizados com o par de fluidos R134a/R744.

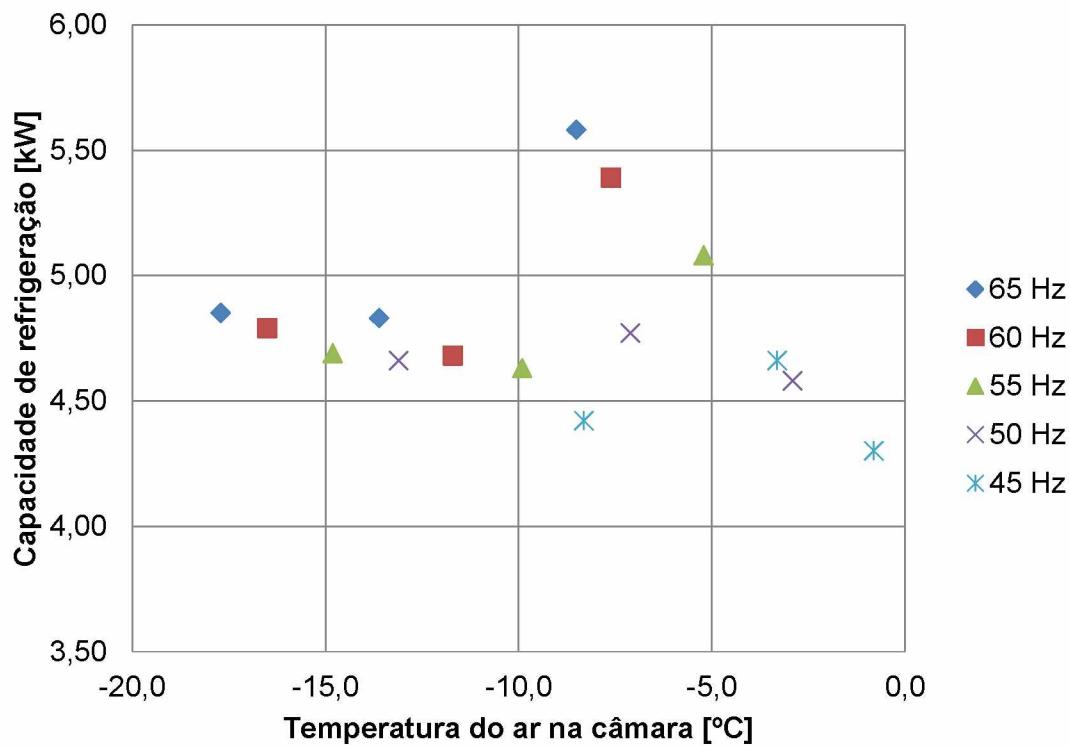


Figura 4.7. Capacidade de refrigeração do sistema de acordo com os valores de temperatura do ar dentro da câmara fria.

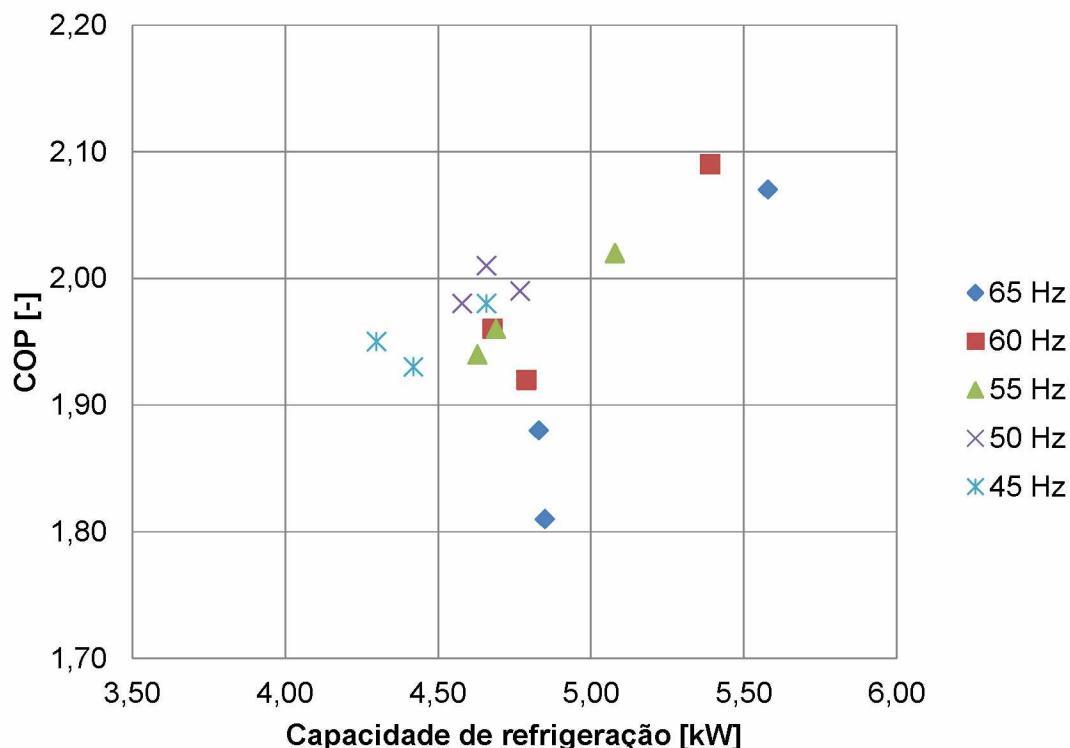


Figura 4.8. Comportamento do COP do sistema de acordo com os valores da capacidade frigorífica para os 15 testes.

#### 4.2. Sistema cascata alternativo (R438A/R744) - processo de *drop-in*

O termo *drop-in* refere-se ao processo de substituição do fluido refrigerante original por outro fluido de diferente composição química. Este processo pode ser realizado da forma direta, ou indireta quando há a necessidade de substituição do óleo lubrificante.

No processo deve-se recolher e reciclar o fluido a ser substituído e posteriormente realizar vácuo no sistema. A bomba de vácuo, se possível de duplo estágio, deve proporcionar uma leitura vacuométrica de no mínimo 400 mmHg para conseguir separar a umidade do óleo POE.

Feito o primeiro processo de vácuo, esse deve ser quebrado com nitrogênio seco, a fim de retirar toda a umidade do sistema. Trocam-se os filtros de óleo e filtros secadores na linha de líquido. Repete-se o passo por três vezes, de vácuo e quebra com nitrogênio. Se possível realizar todo o processo com um *manifold* dotado de manômetros próprios para tal uso, visto que manômetros normais não conseguem medir tais pressões. Se o *drop-in* for indireto, deve-se ainda fazer a limpeza dos componentes, possivelmente utilizando o fluido R141b, garantindo total retirada do óleo lubrificante. O R141b é ainda o fluido mais utilizado para limpeza de componentes, apesar de ser um HCFC.

Ao se propor um *drop-in* deve-se analisar diversos parâmetros no sistema, como o comportamento termodinâmico do sistema original, propriedades termofísicas do fluido proposto para *drop-in*, possíveis *retrofits*, e as vantagens em termos energéticos e ambientais com a mudança.

Conforme já detalhado no Capítulo III, os dois fluidos propostos para trabalhar no ciclo AT utilizam óleo POE, em uma quantidade de 2 litros, respeitando o nível máximo de 70% indicado no visor de nível do óleo do próprio compressor. O processo de *drop-in* ocorreu com a substituição do R134a pelo R438A, uma mistura de HFCs, reconhecido comercialmente, como substituto direto do R22. A carga de R438A no ciclo AT foi equivalente a 90% da carga de R134a, obedecendo aos fatores dispostos na seção anterior quanto à carga de fluido. A carga total de R438A foi de 3,5 quilogramas.

Para avaliação comparativa dos sistemas, o novo par de refrigerantes deve proporcionar valores de capacidade de refrigeração e temperaturas do ar no interior da câmara, semelhantes aos valores obtidos pelo sistema original, respeitando assim, o que seriam as condições de projeto da câmara fria em sua aplicação comercial inicial. O COP e o impacto ambiental do sistema de refrigeração proporcionado pelo novo par de refrigerantes tornam-se consequências e seus valores serão comparados ao desempenho do par de fluidos original, R134a/R744.

Previamente à substituição do fluido, é importante o conhecimento dos valores de capacidade de refrigeração volumétrica em função da faixa de evaporação dos possíveis substitutos e compará-los aos valores do R134a. Em geral, esse parâmetro permite a previsão das dimensões de um compressor, para um determinado refrigerante em uma específica condição de operação.

A Fig. 4.9 mostra a variação desta capacidade com a temperatura de evaporação para os fluidos refrigerantes estudados. Este parâmetro é uma medida da capacidade de refrigeração por unidade de volume de refrigerante passando pelo compressor. É uma propriedade do refrigerante e do ponto de funcionamento do sistema.

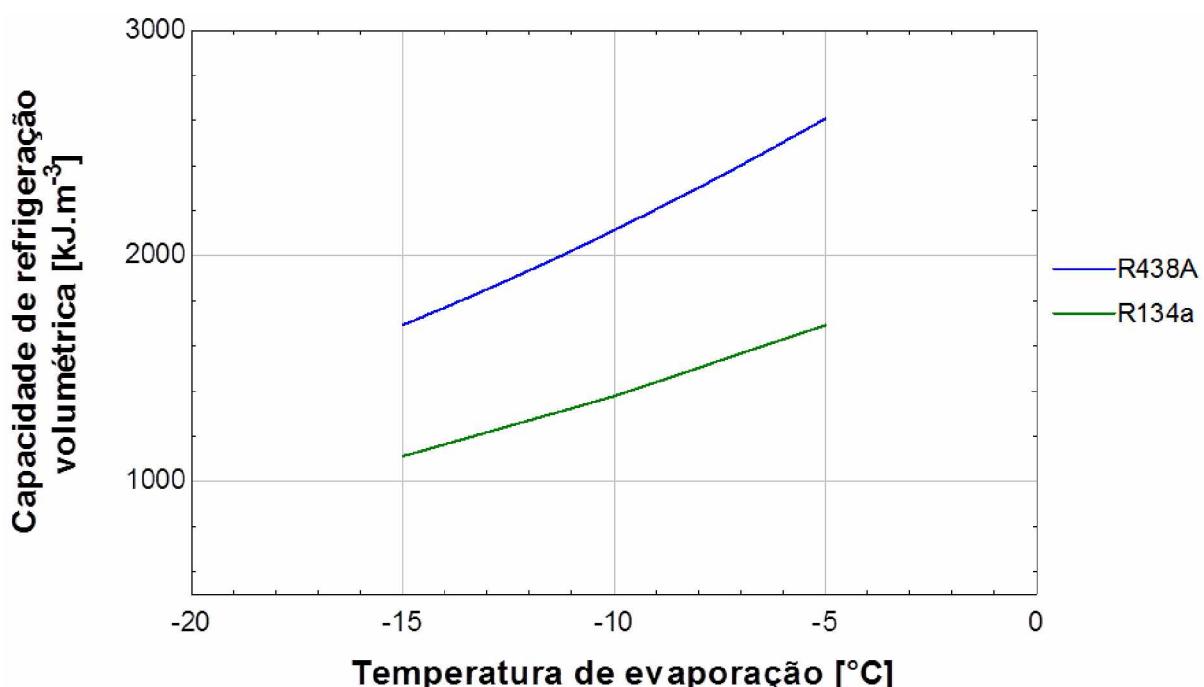


Figura 4.9. Capacidade de refrigeração volumétrica relativa a diferentes classes de refrigerantes. Valores estimados a 40°C de temperatura de condensação, 0°C de subresfriamento e 5°C de superaquecimento.

É possível observar que a capacidade de refrigeração volumétrica diminui com a redução dos valores da temperatura de evaporação. Isso se deve, principalmente, à diminuição da densidade do vapor em temperaturas reduzidas. O R438A se localiza acima do R134a, logo se prevê que o compressor necessário para um ciclo operando com o fluido R438A deverá ser um pouco menor do que o compressor necessário para o fluido R134a em rotação fixa, visando que o fluido alternativo reproduza as condições de condensação antes estabelecidas pelo R134a.

A escolha do fluido refrigerante como *drop-in* do R134a, deve-se principalmente à originalidade de dados produzidos com este par de fluidos em cascata, podendo assim ser tratados como “*unique*”, gerando informações e dados relevantes à literatura.

De posse do comportamento termodinâmico do sistema cascata original e sabendo das dificuldades inerentes do processo de *drop-in*, iniciaram-se os testes com o possível substituto.

#### R438A/R744

Os testes realizados para o par R438A/R744 encontram-se dispostos na Tab. 4.2. Os valores para o grau de superaquecimento do ciclo BT foram estabelecidos, assim como no sistema original em três condições e os valores da frequência de operação do compressor de R744 foram estabelecidos em quatro condições. Sendo assim, nove testes, em condições similares às do sistema cascata original, são aqui reportados.

O ciclo com R438A operou com frequência do compressor em 60 Hz e com superaquecimento ajustado em 10 °C, de forma que as temperaturas de sucção e condensação do CO<sub>2</sub> dentro do trocador de calor cascata fossem similares às experimentadas quando trabalhadas com o R134a. Inicialmente a resistência elétrica funcionou em 3,0 kW assim como no sistema original, porém o desejado era que a temperatura do ar e capacidade de refrigeração dos dois fluidos fossem similares, logo o controle da resistência foi realizado por meio de um regulador de tensão, de modo que esses dois parâmetros pudessem ficar o mais próximo possível do sistema original.

Diversos testes foram realizados, e apenas os testes com os menores desvios referentes à temperatura do ar e à capacidade de refrigeração são aqui reportados na Tab. 4.2. Percebe-se que para as frequências de funcionamento do ciclo BT de 60 e 65 Hz, os três valores de grau de superaquecimento (5, 10 e 15 °C) foram atingidos, porém para a frequência de 55 Hz apenas 10 e 15 °C são reportados, e na frequência de 50 Hz apenas o superaquecimento de 15 °C é atingido. Encontra-se ai a condição limite inferior de funcionamento dos equipamentos constituintes do sistema. Abaixo disso, mesmo a válvula de CO<sub>2</sub> trabalhando toda aberta, o sistema não consegue atingir os graus de superaquecimento desejados. Os testes com a frequência de 45 Hz não conseguiram alcançar nem o superaquecimento de 15 °C.

Tal fato é explicado visto que a capacidade de refrigeração do R438A é maior que do R134a, logo nos testes com menores frequências do compressor de CO<sub>2</sub> (baixo consumo, menores temperaturas e pressões de descarga) e baixo superaquecimento (reduz-se a temperatura de descarga) a pressão de condensação do CO<sub>2</sub> fica muito baixa, reduzindo a

eficiência volumétrica do compressor, comprovada pela pequena diferença entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação.

Uma dificuldade encontrada, foi justamente escolher o *set-point* de superaquecimento ajustado no EVD. Primeiramente, foram feitos testes aqui não reportados, buscando encontrar um superaquecimento ideal. O maior problema, é que a temperatura de evaporação do R438A é inferior para uma mesma pressão, comparado ao R134a, assim, ao trabalhar-se com a mesma válvula de expansão sob uma mesma abertura, a temperatura de evaporação seria bem menor.

Além disso, o R438A possui uma capacidade de refrigeração volumétrica maior, logo, ao se trabalhar com a mesma abertura e mesmo compressor, a capacidade de refrigeração do ciclo AT seria muito maior, levando as pressões de condensação do CO<sub>2</sub> a níveis mais baixos. O driver da VEE operou com um grau de superaquecimento ajustado de 10 °C de modo que a abertura fosse maior do que quando operando com R134a, buscando pressões de evaporação mais altas do R438A, além de temperaturas de sucção e condensação do CO<sub>2</sub> similares aos pontos experimentais do par R134a/R744.

Tabela 4.2 – Resultados dos testes com R438A, segundo a variação dos fatores  $f_{BT}$  e  $\Delta T_{SA, BT}$ , para o sistema cascata alternativo.

Testes	Fatores		Resultados													
	$f_{BT}$ [Hz]	$\Delta T_{SA, BT}$ [°C]	$P_{EV, BT}$ [bar]	$T_{EV, BT}$ [°C]	$P_{CD, BT}$ [bar]	$T_{CD, BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV, BT}$ [°C]	$T_{SU, BT}$ [°C]	$T_{DC, BT}$ [°C]	$T_{LQ, BT}$ [°C]	$\dot{m}_{BT}$ [kg.s <sup>-1</sup> ]	$\dot{W}_{BT}$ [kW]	$\dot{W}_{AT}$ [kW]	$T_{AR}$ [°C]	$\dot{Q}_{SIST}$ [kW]	$COP_{SIST}$ [-]
1	65,00	15,0	16,0	-26,5	24,8	-12,3	-11,3	29,1	79,1	-12,3	0,0183	0,59	3,00	-8,2	5,17±0,02	1,44±0,00
2	65,00	10,0	15,9	-26,7	23,3	-14,4	-16,6	25,3	73,2	-14,4	0,0164	0,53	2,75	-13,3	4,62±0,02	1,41±0,01
3	65,00	5,0	16,1	-26,3	23,7	-13,8	-21,1	25,0	73,1	-13,9	0,0176	0,55	2,80	-18,5	4,84±0,02	1,45±0,01
4	60,00	15,0	15,5	-27,5	23,0	-14,8	-11,1	24,2	70,3	-15,0	0,0172	0,44	2,65	-8,2	4,98±0,02	1,61±0,01
5	60,00	10,0	16,0	-26,5	22,3	-15,9	-16,0	25,8	70,8	-15,9	0,0167	0,46	2,70	-12,5	4,77±0,02	1,51±0,01
6	60,00	5,0	16,5	-25,6	23,2	-14,5	-19,5	26,3	69,2	-14,6	0,0176	0,48	2,69	-16,6	4,89±0,02	1,54±0,01
7	55,00	15,0	16,9	-24,8	22,8	-15,1	-9,0	28,1	68,2	-15,2	0,0176	0,43	2,65	-4,9	5,10±0,02	1,66±0,01
8	55,00	10,0	17,6	-23,5	24,0	-13,4	-13,6	28,7	70,0	-13,4	0,0164	0,45	2,80	-10,0	4,59±0,02	1,41±0,01
9	50,00	15,0	17,6	-23,5	22,7	-15,3	-7,9	30,1	66,9	-15,3	0,0154	0,39	2,65	-2,9	4,47±0,01	1,47±0,01

LEGENDA:

- $f_{BT}$ : frequência de operação BT;  
 $\Delta T_{SA, BT}$ : grau de superaquecimento BT;  
 $P_{EV, BT}$ : pressão de evaporação BT;  
 $T_{EV, BT}$ : temperatura de evaporação BT;  
 $P_{CD, BT}$ : pressão de condensação BT;  
 $T_{CD, BT}$ : temperatura de condensação BT;  
 $T_{SAI, EV, BT}$ : temperatura na saída do evaporador BT;  
 $T_{SU, BT}$ : temperatura na sucção do compressor BT;  
 $T_{DC, BT}$ : temperatura na descarga do compressor BT;  
 $T_{LQ, BT}$ : temperatura na linha de líquido BT;  
 $\dot{m}_{BT}$ : vazão mássica BT;  
 $\dot{W}_{BT}$ : potência consumida BT;  
 $\dot{W}_{AT}$ : potência consumida AT;  
 $T_{AR}$ : temperatura do ar;  
 $\dot{Q}_{SIST}$ : capacidade de refrigeração;  
 $COP_{SIST}$ : coeficiente de desempenho sistema;

A Fig. 4.10 apresenta a temperatura de condensação em função da sua temperatura de evaporação do ciclo BT para o sistema cascata R438A/R744. Observando as temperaturas de evaporação nota-se que essas são similares às do sistema cascata original, variando de -23,5 a -27,5 °C. As temperaturas de condensação para o ciclo BT com o sistema alternativo são menores, justamente pela maior capacidade de refrigeração volumétrica do R438A. Essas menores temperaturas de condensação, refletem em menores taxas de compressão de R744, reduzindo o consumo, e produzindo menores temperaturas de descarga.

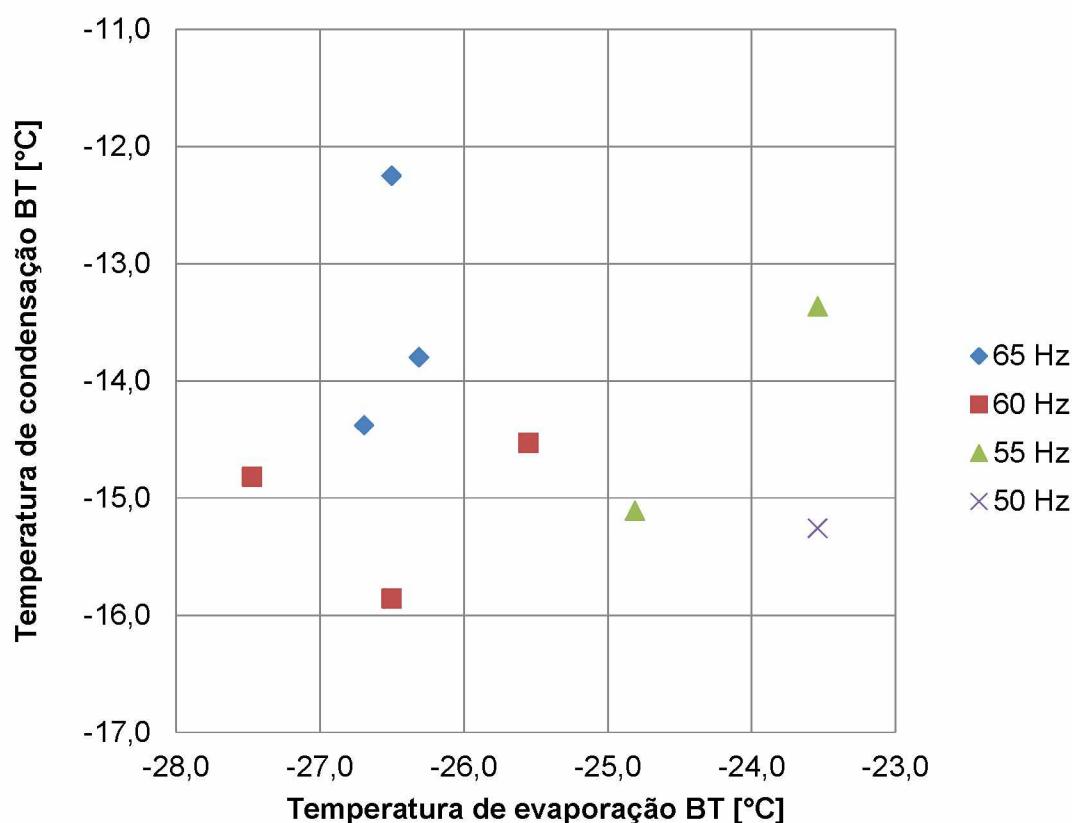


Figura 4.10. Temperatura de condensação de acordo com a temperatura de evaporação para diferentes valores de frequência de operação e grau de superaquecimento no ciclo BT alternativo.

A Fig. 4.11 apresenta a temperatura de descarga do CO<sub>2</sub> no sistema alternativo, nota-se que a temperatura de descarga é menor em todos os casos, visto que o CO<sub>2</sub> possui menores temperaturas de condensação. Mantém-se a tendência de frequências mais altas, levarem a maiores temperaturas de descarga e menores pressões de evaporação.

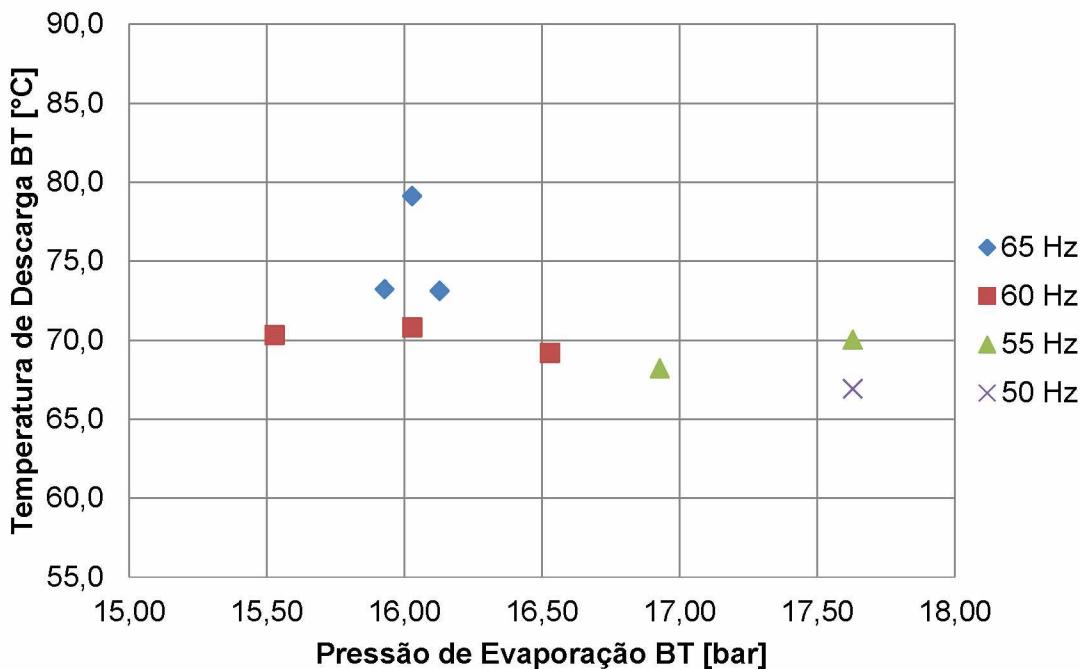


Figura 4.11. Temperatura de descarga pela pressão de evaporação para diferentes valores de frequência de operação e grau de superaquecimento no ciclo BT alternativo.

A Fig. 4. 12 mostra o consumo do compressor de R438A, não sendo possível observar nenhuma tendência de consumo, assim como visto anteriormente, no consumo do compressor de R134a. Dado que esses operam em frequência nominal de 60 Hz, os compressores funcionam de forma desacoplada do sistema, logo seu consumo é dependente, basicamente, das pressões de condensação do sistema de AT. Ainda em relação ao R134a, percebe-se que a pressão de condensação do ciclo AT é mais alta funcionando com R438A devido às suas propriedades termodinâmicas, por exemplo, com a temperatura de condensação a 30 °C, a pressão de condensação é de aproximadamente 12,0 bar, enquanto com o R134a, na mesma temperatura a pressão é de 7,7 bar, logo essa maior pressão reflete no consumo mais elevado.

O maior consumo de R438A comparado ao R134a pode ser relacionado também à taxa de compressão dos fluidos de alta temperatura. Enquanto o R134a funciona com taxa de compressão média de 3,3:1, essa relação para o R438A é de 4,6:1; levando ao maior consumo, conforme observado na Fig. 4.13.

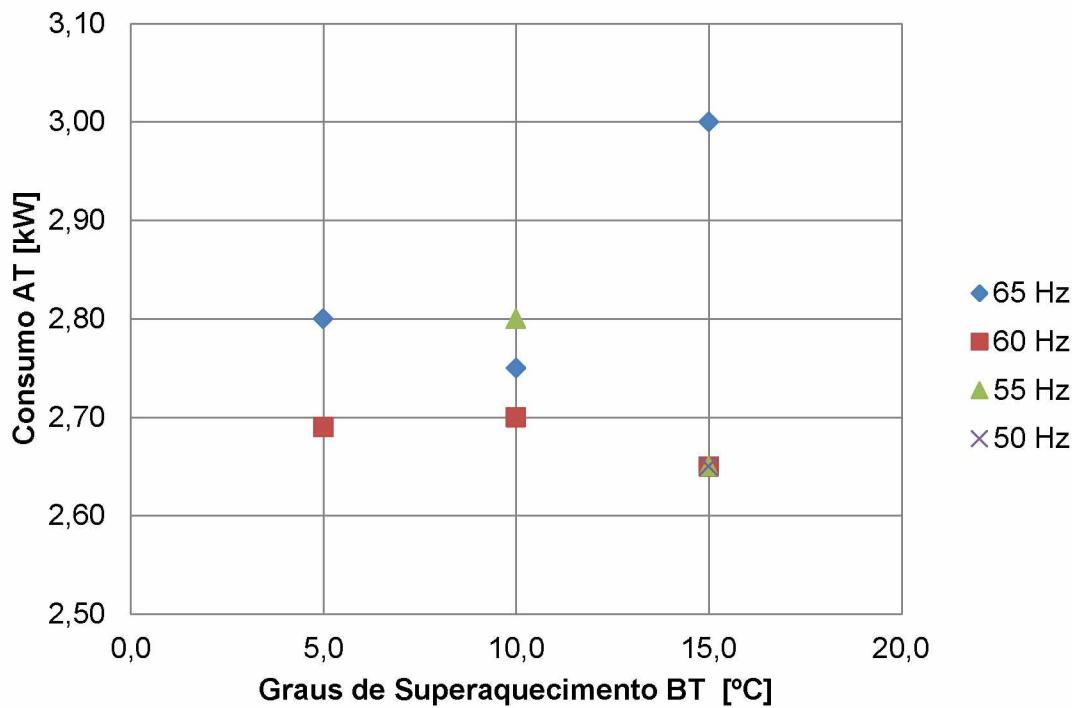


Figura 4.12. Potência consumida pelo compressor do ciclo AT em função do grau de superaquecimento no ciclo BT, para diferentes frequências do ciclo BT.

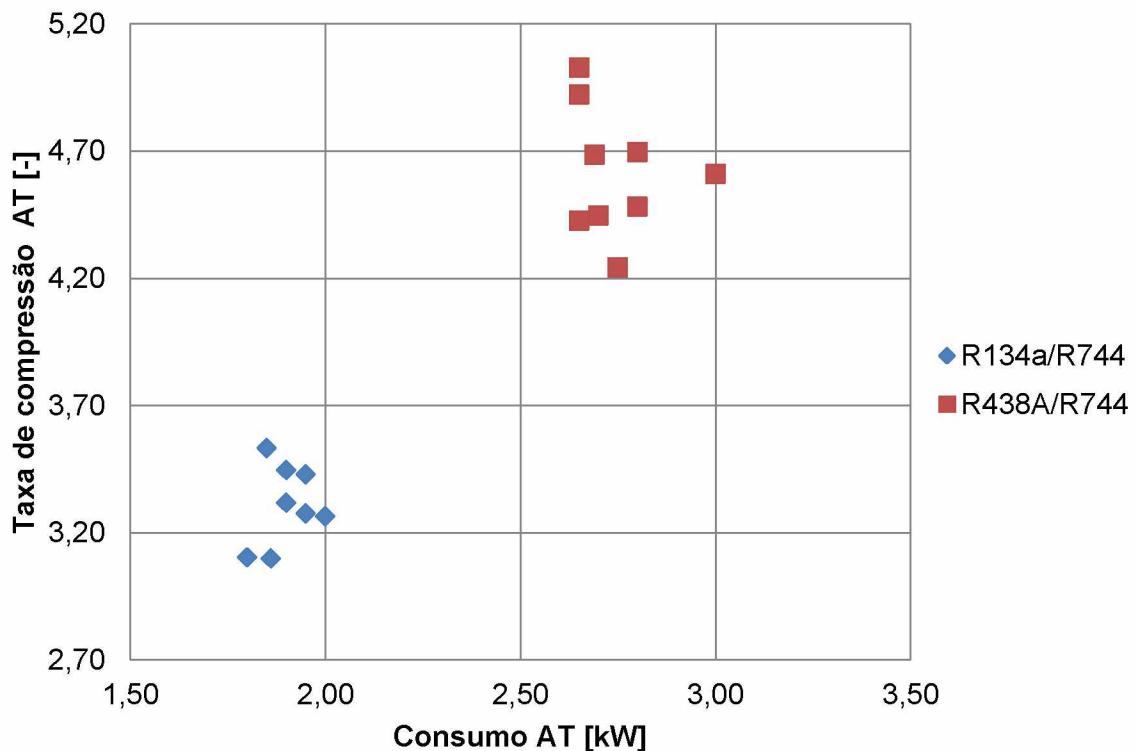


Figura 4.13. Taxa de compressão para o compressor do ciclo AT em função do seu consumo, para os pontos experimentais comparados entre os sistemas original e alternativo.

A Fig. 4.14 mostra a tendência de quanto maior a frequência do compressor BT, maior o consumo deste. Se comparado o consumo do compressor de CO<sub>2</sub> no sistema alternativo, com o consumo do compressor de CO<sub>2</sub> no sistema original, percebe-se a queda de consumo deste último é justificado pelas menores temperaturas de condensação do CO<sub>2</sub> quando opera com o R438A.

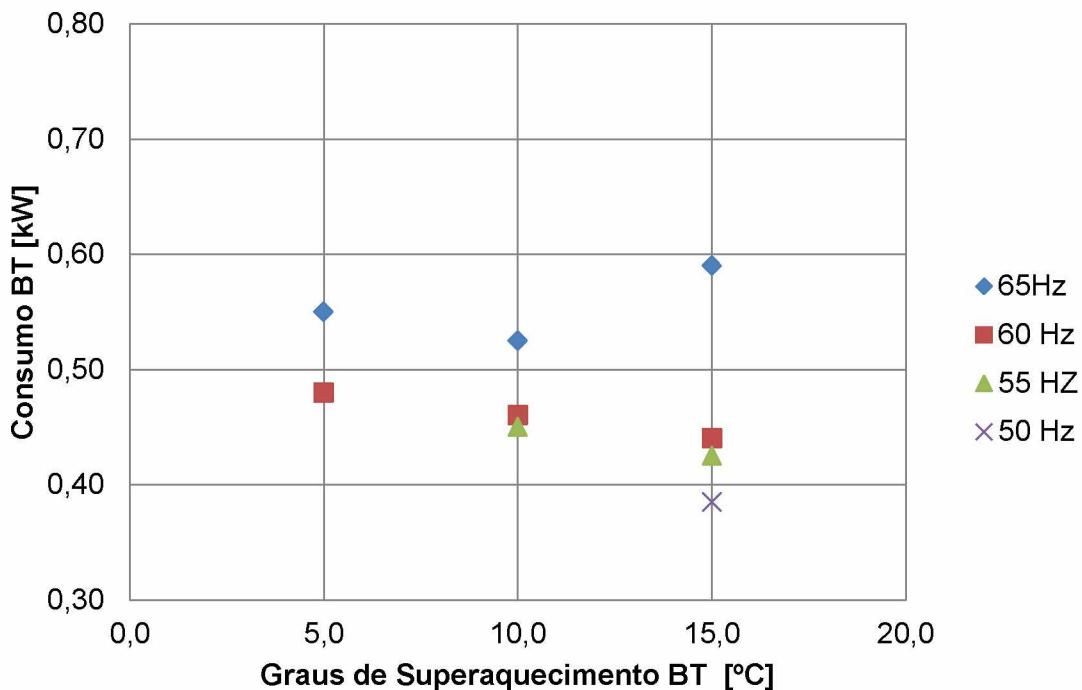


Figura 4.14. Potência consumida pelo compressor do ciclo BT em função do grau de superaquecimento e diferentes frequências.

Conforme pode ser observado na Fig. 4.15, os valores da taxa de compressão do CO<sub>2</sub> diminuem operando com R438A, por exemplo, no teste de 65 Hz e grau de superaquecimento 5 °C, no par R134a/R744 a taxa de compressão é 1,7:1, enquanto na mesma condição de teste para o par R438A/R744, a taxa de compressão é 1,5:1. A tendência observada na Fig. 4.15 é devido ao controle da pressão de condensação do CO<sub>2</sub>, a variação da frequência de operação do compressor de CO<sub>2</sub> e a mudança do grau de superaquecimento promovem efeitos nos valores do consumo e da taxa de compressão. Como a pressão de condensação do ciclo AT depende da temperatura ambiente e funciona em grau de superaquecimento e frequência fixos, essa mesma tendência não pode ser observada na Fig. 4.13.

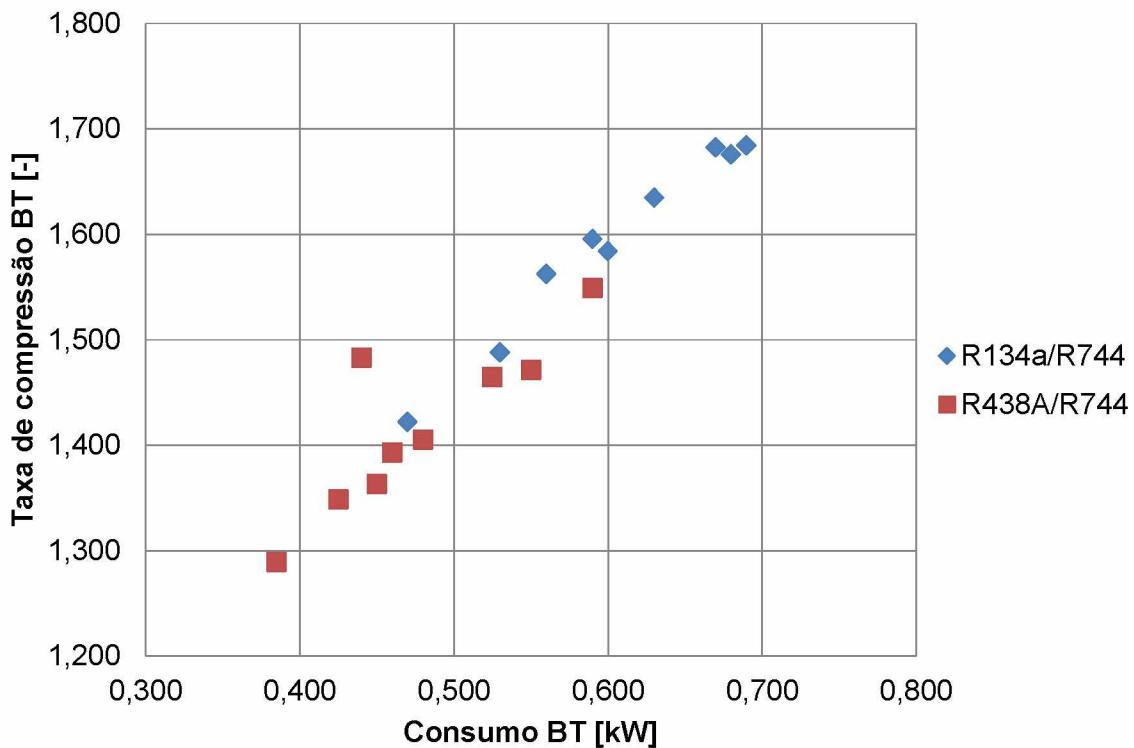


Figura 4.15. Taxa de compressão para o compressor do ciclo BT em função do seu consumo, para os pontos experimentais comparados entre os sistemas original e alternativo.

A Tab. 4.3 representa os valores mais próximos passíveis de comparação dos testes realizados com os sistemas R134a/R744 e R438A/R744. Estes são referentes a dezoito testes experimentais, nove testes do sistema original (contidos na Tab. 4.1) e nove do sistema alternativo (contidos na Tab. 4.2).

Tabela 4.3 – Resultados comparativos dos testes com R134a/R744 e R438A/R744, segundo a variação dos fatores  $f_{BT}$  e  $\Delta T_{SA, BT}$

Sistema cascata	Testes	Fatores		Resultados													
		$f_{BT}$ [Hz]	$\Delta T_{SA, BT}$ [°C]	$P_{EV, BT}$ [bar]	$T_{EV, BT}$ [°C]	$P_{CD, BT}$ [bar]	$T_{CD, BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV, BT}$ [°C]	$T_{SU, BT}$ [°C]	$T_{DC, BT}$ [°C]	$T_{LQ, BT}$ [°C]	$\dot{m}_{BT}$ [kg.s <sup>-1</sup> ]	$\dot{W}_{BT}$ [kW]	$\dot{W}_{AT}$ [kW]	$T_{AR}$ [°C]	$\dot{Q}_{SIST}$ [kW]	$COP_{SIST}$ [-]
R134a/R744	1	65,00	15,0	15,9	-26,7	26,8	-9,6	-12,0	23,6	84,5	-9,6	0,0202	0,69	2,00	-8,5	5,57±0,02	2,07±0,01
	2	65,00	10,0	15,8	-26,9	26,6	-9,8	-17,1	21,9	81,6	-9,9	0,0178	0,67	1,90	-13,6	4,83±0,02	1,88±0,01
	3	65,00	5,0	16,4	-25,7	27,5	-8,6	-20,5	22,3	79,6	-8,7	0,0184	0,68	2,00	-17,7	4,85±0,02	1,81±0,01
	4	60,00	15,0	16,2	-26,1	26,5	-9,9	-10,9	23,6	80,1	-10,0	0,0194	0,63	1,95	-7,6	5,38±0,02	2,09±0,01
	5	60,00	10,0	16,6	-25,4	26,5	-9,9	-15,2	21,0	76,6	-10,0	0,0172	0,59	1,80	-11,7	4,68±0,02	1,96±0,01
	6	60,00	5,0	17,1	-24,4	27,1	-9,2	-19,3	22,1	76,1	-9,2	0,0181	0,60	1,90	-16,5	4,79±0,02	1,92±0,01
	7	55,00	15,0	17,4	-23,9	27,2	-9,0	-8,4	23,9	74,0	-9,1	0,0184	0,56	1,95	-5,2	5,08±0,02	2,02±0,01
	8	55,00	10,0	17,8	-23,2	26,5	-9,9	-13,3	23,0	72,9	-10,0	0,0170	0,53	1,86	-9,9	4,63±0,02	1,94±0,01
	9	50,00	15,0	18,7	-21,6	26,6	-9,8	-6,7	26,5	70,7	-9,9	0,0165	0,47	1,85	-2,9	4,58±0,01	1,97±0,01
R438A/R744	1	65,00	15,0	16,0	-26,5	24,8	-12,3	-11,3	29,1	79,1	-12,3	0,0183	0,59	3,00	-8,2	5,17±0,02	1,44±0,00
	2	65,00	10,0	15,9	-26,7	23,3	-14,4	-16,6	25,3	73,2	-14,4	0,0164	0,53	2,75	-13,3	4,62±0,02	1,41±0,01
	3	65,00	5,0	16,1	-26,3	23,7	-13,8	-21,1	25,0	73,1	-13,9	0,0176	0,55	2,80	-18,5	4,84±0,02	1,45±0,01
	4	60,00	15,0	15,5	-27,5	23,0	-14,8	-11,1	24,2	70,3	-15,0	0,0172	0,44	2,65	-8,2	4,98±0,02	1,61±0,01
	5	60,00	10,0	16,0	-26,5	22,3	-15,9	-16,0	25,8	70,8	-15,9	0,0167	0,46	2,70	-12,5	4,77±0,02	1,51±0,01
	6	60,00	5,0	16,5	-25,6	23,2	-14,5	-19,5	26,3	69,2	-14,6	0,0176	0,48	2,69	-16,6	4,89±0,02	1,54±0,01
	7	55,00	15,0	16,9	-24,8	22,8	-15,1	-9,0	28,1	68,2	-15,2	0,0176	0,43	2,65	-4,9	5,10±0,02	1,66±0,01
	8	55,00	10,0	17,6	-23,5	24,0	-13,4	-13,6	28,7	70,0	-13,4	0,0164	0,45	2,80	-10,0	4,59±0,02	1,41±0,01
	9	50,00	15,0	17,6	-23,5	22,7	-15,3	-7,9	30,1	66,9	-15,3	0,0154	0,39	2,65	-2,9	4,47±0,01	1,47±0,01

LEGENDA:

$f_{BT}$ : frequência de operação BT;

$P_{CD, BT}$ : pressão de condensação BT;

$T_{DC, BT}$ : temperatura na descarga do compressor BT;

$\dot{W}_{AT}$ : potência consumida AT;

$\Delta T_{SA, BT}$ : grau de superaquecimento BT;

$T_{CD, BT}$ : temperatura de condensação BT;

$T_{LQ, BT}$ : temperatura na linha de líquido BT;

$T_{AR}$ : temperatura do ar;

$P_{EV, BT}$ : pressão de evaporação BT;

$T_{SAI, EV, BT}$ : temperatura na saída do evaporador BT;

$\dot{Q}_{SIST}$ : capacidade de refrigeração;

$T_{EV, BT}$ : temperatura de evaporação BT;

$T_{SU, BT}$ : temperatura na sucção do compressor BT;

$\dot{m}_{BT}$ : vazão mássica BT;

$COP_{SIST}$ : coeficiente de desempenho sistema;

$\dot{W}_{BT}$ : potência consumida BT;

A Fig. 4.16 mostra uma tendência clara da temperatura de descarga do R744 apresentar menores valores ao trabalhar com o sistema alternativo, essas temperaturas menores levam a melhores condições de lubrificação, logo aumentam a vida útil do compressor. Percebe-se também uma tendência da temperatura de descarga reduzir, à medida que ambos, a frequência de operação do compressor BT e o grau de superaquecimento útil do ciclo BT, diminuem.

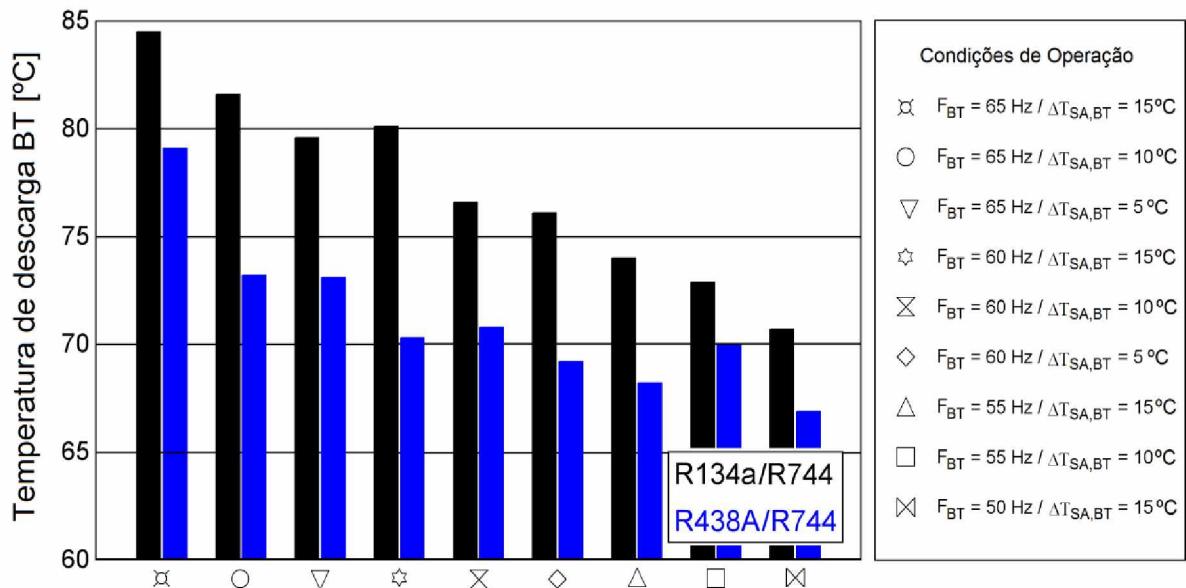


Figura 4.16. Temperatura de descarga do ciclo BT para as diferentes condições de operação.

A avaliação comparativa dos sistemas é possível a partir do ponto que o novo par de refrigerantes proporcione valores de capacidades de refrigeração e temperaturas do ar no interior da câmara semelhantes aos valores obtidos pelo sistema original. Sendo assim, a Fig. 4.17 apresenta os valores de temperatura do ar dentro da câmara fria para os sistemas original e alternativo. Isto é, o eixo das abscissas representa a temperatura de referência, que no caso é o sistema original (R134a/R744). Os valores no eixo das ordenadas representam os valores do sistema alternativo (R438A/R744) o qual não deve exceder 10% de desvio da referência.

É possível observar que em todos os testes comparados, a temperatura do ar dentro da câmara fria foi estabilizada em valores muito próximos e dentro de uma ampla faixa de operação, garantindo assim a flexibilidade de operação do sistema em cascata. Para o sistema alternativo a temperatura interna da câmara fria variou de -2,9 a -18,5 °C.

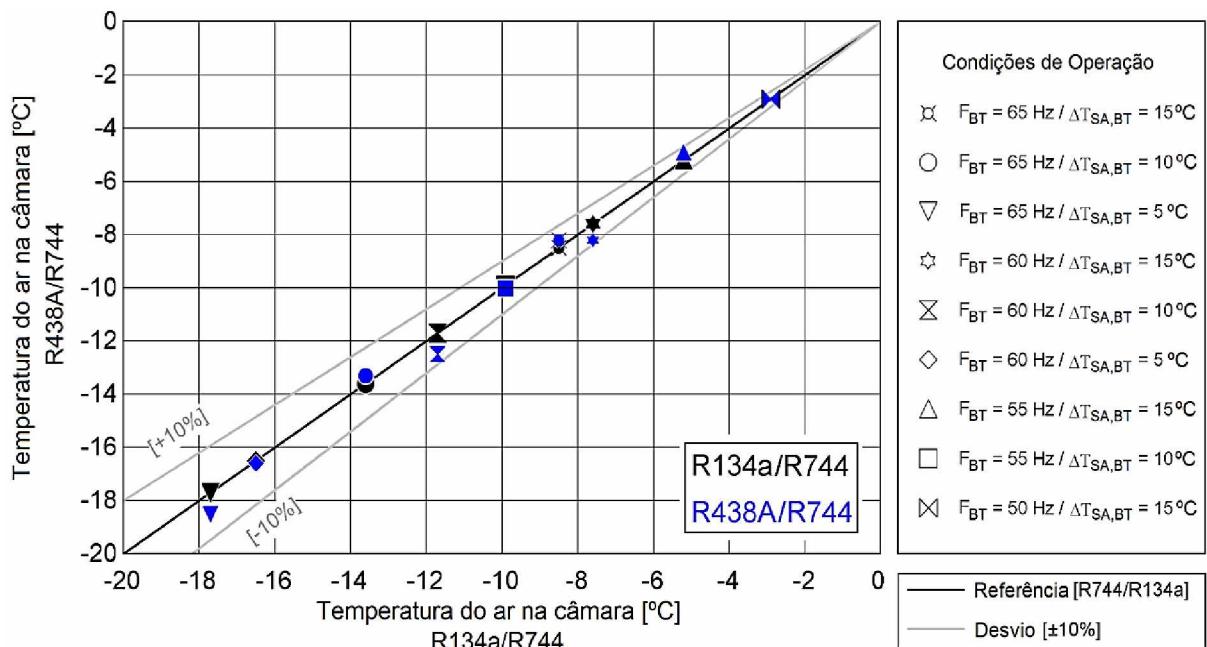


Figura 4.17. Temperatura do ar na câmara fria para o par R134a/R744 versus temperatura do ar para o par R438A/R744, em diferentes condições.

A Fig. 4.18 mostra a capacidade de refrigeração para os sistemas cascata original (eixo das abscissas) e alternativo (eixo das ordenadas). De forma similar à Fig. 4.17, deseja-se que os valores de capacidade frigorífica do sistema alternativo não excedam 10% de desvio das capacidades obtidas, pelos diferentes pontos de operação do sistema original.

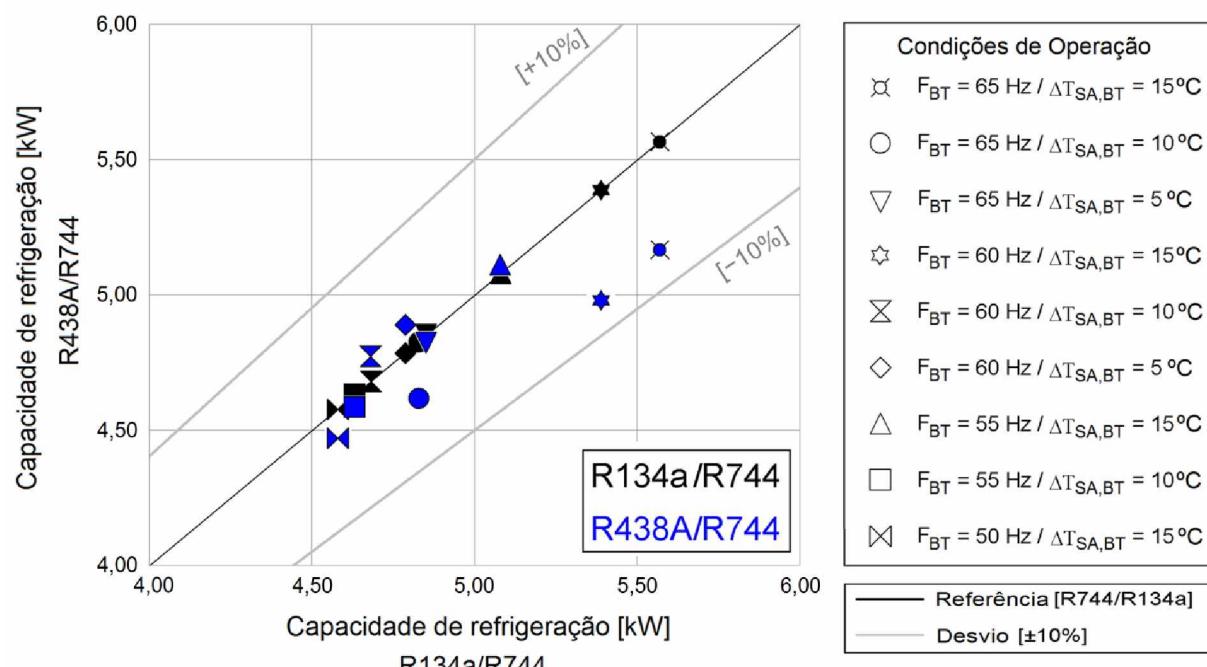


Figura 4.18. Capacidade de refrigeração para o par R134a/R744 versus capacidade para o par R438A/R744, em diferentes condições.

O sistema alternativo, obteve uma capacidade de refrigeração de  $4,47 \pm 0,01$  a  $5,17 \pm 0,02$  kW, demonstrando a aplicabilidade do sistema cascata em situações de carga térmica variável, sendo a maior capacidade obtida operando em 65 Hz e 15 °C de superaquecimento, tanto no sistema original como no alternativo. É possível analisar que dentro dos pontos avaliados, os dois sistemas obtiveram capacidades de refrigeração com valores próximos, não excedendo o limite de 10%.

Avaliando a Tab. 4.3 percebemos que a vazão mássica,  $\dot{m}_{BT}$ , é ligeiramente maior para o sistema R134a/R744. Contudo o R438A/R744 apresenta uma maior amplitude entre as entalpias de saída e entrada do evaporador de CO<sub>2</sub>. Este efeito está ligado às condições de pressão no trocador de calor cascata, pois o R438A promove temperaturas de condensação mais baixas no ciclo BT, assim a entalpia de entrada no evaporador é menor para este par de fluidos. Por fim, apesar de ter menores vazões, o par R438A/R744 possui maiores diferenças de entalpia no evaporador, resultando em capacidades de refrigeração para sistemas originais e alternativos similares.

Dada à concretização das premissas de comparação dos sistemas, sendo estas que tanto as temperaturas do ar como as capacidades frigoríficas, sejam similares, é possível então. Por meio da Fig. 4.19 concluir sobre os desempenhos energéticos dos dois sistemas.

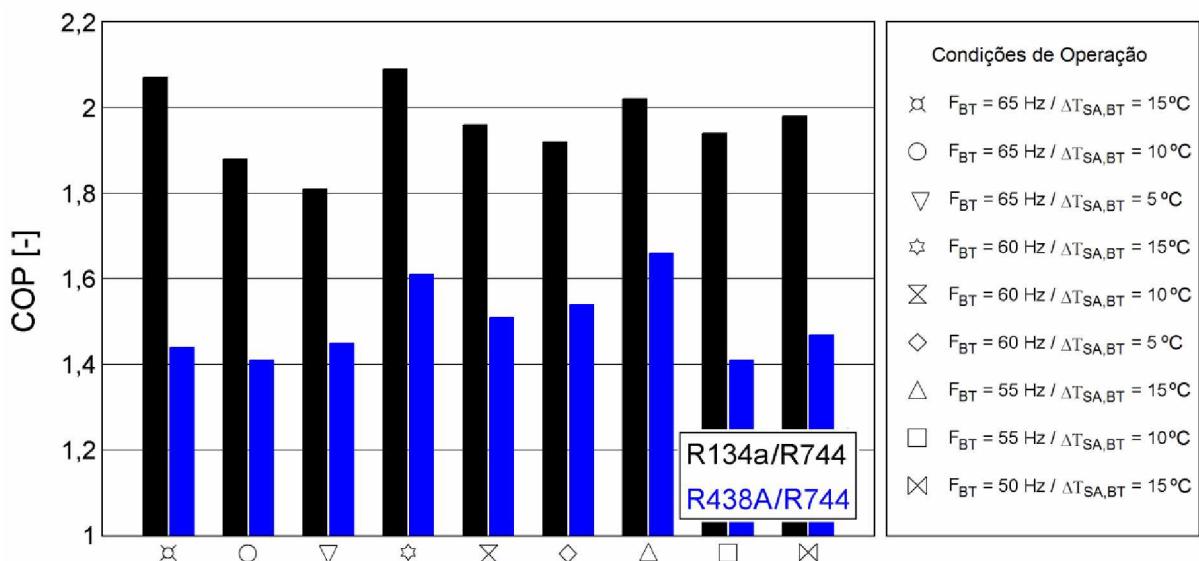


Figura 4.19. Comportamento do COP em diferentes pontos de operação, para os dois sistemas analisados.

A comparação do COP dos dois sistemas pode ser claramente realizada através da Fig. 4.19, na qual é possível avaliar todos os pontos analisados, para o sistema cascata original e alternativo. O comportamento do COP para o sistema R134a/R744 exibe uma

tendência de que menores superaquecimentos levem a menores COP para uma mesma frequência; tal tendência não pode ser observada para o par R438A/R744.

As capacidades de refrigeração para os dois sistemas são semelhantes; contudo o consumo do compressor de alta temperatura com R438A é maior em todos os testes (de 36 a 50% maior do que os consumos do compressor de R134a, o que representa de 0,7 a 1,0 kW). Mesmo que o consumo do compressor de CO<sub>2</sub> seja menor no sistema alternativo (de 15 a 30% menor do que operando no sistema original, o que vale de 0,1 a 0,2 kW) isso representa uma parcela muito menor comparada ao consumo do compressor AT no resultado do COP. Por estas razões, os valores de COP para o sistema alternativo são menores.

Os valores de COP para o sistema R134a/R744 variam de  $1,81 \pm 0,01$  a  $2,09 \pm 0,01$ , enquanto no sistema R438A/R744  $1,41 \pm 0,01$  a  $1,66 \pm 0,01$ , logo o sistema original possui um desempenho energético melhor se comparado ao sistema alternativo, permitindo refrigerar certa quantidade de massa mantendo esta em uma dada temperatura com um consumo menor de energia.

#### **4.3. Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI)**

A análise ambiental será realizada a partir do método TEWI, de acordo com as Eq. 3.7 a 3.9. Para utilizar o método são necessários resultados experimentais com capacidade frigorífica e temperatura do ar similares. Logo, a partir de uma condição na câmara fria que ambos os sistemas (original e alternativo) consigam satisfazer essas premissas, o impacto ambiental dos sistemas cascata serão então avaliados. A Tab. 4.4 reporta os testes utilizados na realização dos cálculos de TEWI, estes se referem a dados experimentais já avaliados na Tab. 4.3.

A avaliação ocorre aos pares, sendo comparado o impacto ambiental de cada condição de teste, separados pelas frequências e superaquecimentos iguais. Por exemplo, o teste de 65 Hz e 5 °C de superaquecimento do sistema R134a/R744, será comparado ao teste de mesma frequência e superaquecimento do sistema alternativo.

Os valores da potência elétrica consumida, referentes aos compressores BT e AT, foram medidas e são apresentadas na Tab. 4.4. O período de operação do sistema foi admitido como sendo o mesmo para os dez resultados e a análise do impacto de aquecimento global equivalente, para cada configuração da bancada experimental, é apresentada na Tab. 4.5.

Tabela 4.4 – Resultados dos testes com R134a/R744 e R438A/R744, em condições semelhantes de capacidade de refrigeração e temperatura do ar dentro da câmara fria.

Sistema cascata	Testes	Fatores						Resultados									
		$f_{BT}$ [Hz]	$\Delta T_{SA, BT}$ [°C]	$P_{EV, BT}$ [bar]	$T_{EV, BT}$ [°C]	$P_{CD, BT}$ [bar]	$T_{CD, BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV, BT}$ [°C]	$T_{SU, BT}$ [°C]	$T_{DC, BT}$ [°C]	$T_{LQ, BT}$ [°C]	$\dot{m}_{BT}$ [kg.s <sup>-1</sup> ]	$\dot{W}_{BT}$ [kW]	$\dot{W}_{AT}$ [kW]	$T_{AR}$ [°C]	$\dot{Q}_{SIST}$ [kW]	$COP_{SIST}$ [-]
R134a/R744	3	65,00	5,0	16,4	-25,7	27,5	-8,6	-20,5	22,3	79,6	-8,7	0,0184	0,68	2,00	-17,7	4,85±0,02	1,81±0,01
	6	60,00	5,0	17,1	-24,4	27,1	-9,2	-19,3	22,1	76,1	-9,2	0,0181	0,60	1,90	-16,5	4,79±0,02	1,92±0,01
	7	55,00	15,0	17,4	-23,9	27,2	-9,0	-8,4	23,9	74,0	-9,1	0,0184	0,56	1,95	-5,2	5,08±0,02	2,02±0,01
	8	55,00	10,0	17,8	-23,2	26,5	-9,9	-13,3	23,0	72,9	-10,0	0,0170	0,53	1,86	-9,9	4,63±0,02	1,94±0,01
	9	50,00	15,0	18,7	-21,6	26,6	-9,8	-6,7	26,5	70,7	-9,9	0,0165	0,47	1,85	-2,9	4,58±0,01	1,97±0,01
R438A/R744	3	65,00	5,0	16,1	-26,3	23,7	-13,8	-21,1	25,0	73,1	-13,9	0,0176	0,55	2,80	-18,5	4,84±0,02	1,45±0,01
	6	60,00	5,0	16,5	-25,6	23,2	-14,5	-19,5	26,3	69,2	-14,6	0,0176	0,48	2,69	-16,6	4,89±0,02	1,54±0,01
	7	55,00	15,0	16,9	-24,8	22,8	-15,1	-9,0	28,1	68,2	-15,2	0,0176	0,43	2,65	-4,9	5,10±0,02	1,66±0,01
	8	55,00	10,0	17,6	-23,5	24,0	-13,4	-13,6	28,7	70,0	-13,4	0,0164	0,45	2,80	-10,0	4,59±0,02	1,41±0,01
	9	50,00	15,0	17,6	-23,5	22,7	-15,3	-7,9	30,1	66,9	-15,3	0,0154	0,39	2,65	-2,9	4,47±0,01	1,47±0,01

LEGENDA:

- $f_{BT}$ : frequência de operação BT;  
 $\Delta T_{SA, BT}$ : grau de superaquecimento BT;  
 $P_{EV, BT}$ : pressão de evaporação BT;  
 $T_{EV, BT}$ : temperatura de evaporação BT;
- $P_{CD, BT}$ : pressão de condensação BT;  
 $T_{CD, BT}$ : temperatura de condensação BT;  
 $T_{SAI, EV, BT}$ : temperatura na saída do evaporador BT;  
 $T_{SU, BT}$ : temperatura na sucção do compressor BT;
- $T_{DC, BT}$ : temperatura na descarga do compressor BT;  
 $T_{LQ, BT}$ : temperatura na linha de líquido BT;
- $\dot{m}_{BT}$ : vazão mássica BT;  
 $\dot{W}_{BT}$ : potência consumida BT;
- $\dot{W}_{AT}$ : potência consumida AT;  
 $T_{AR}$ : temperatura do ar;  
 $\dot{Q}_{SIST}$ : capacidade de refrigeração;  
 $COP_{SIST}$ : coeficiente de desempenho sistema;

Tabela 4.5 – Resultados de TEWI referentes aos dois sistemas, para condições semelhantes de capacidade de refrigeração e temperatura do ar, em diferentes localidades.

Sistema cascata	Operação do sistema						Impacto ambiental do sistema em diferentes localidades					
	Fatores		Resultados				TEWI	TEWI direto e indireto por ciclo AT/BT		TEWI		
	$f_{BT}$ [Hz]	$\Delta T_{SA, BT}$ [°C]	$T_{AR}$ [°C]	$\dot{Q}_{SIST}$ [kW]	$COP_{SIST}$ [-]	$\dot{W}_{BT}$ [kW]		EUA AT [tonCO <sub>2</sub> ]	Brasil BT [tonCO <sub>2</sub> ]	EUA AT [tonCO <sub>2</sub> ]	Brasil BT [tonCO <sub>2</sub> ]	
R134a/R744	65	5,0	-17,7	4,85±0,02	1,81±0,01	0,68	2,00	Direto	8,64 0,04	8,64 0,04	91,79	20,42
	60	5,0	-16,5	4,79±0,02	1,92±0,01	0,60	1,90	Indireto	62,02 21,09	8,76 2,98		
	55	15,0	-5,2	5,08±0,02	2,02±0,01	0,56	1,95	Direto	8,64 0,04	8,64 0,04	86,52	19,67
	55	10,0	-9,9	4,63±0,02	1,94±0,01	0,53	1,86	Indireto	60,47 17,37	8,54 2,45		
	50	15,0	-2,9	4,58±0,01	1,97±0,01	0,47	1,85	Direto	8,64 0,04	8,64 0,04	82,79	19,15
R438A/R744	65	5,0	-18,5	4,84±0,02	1,45±0,01	0,55	2,80	Indireto	57,68 16,44	8,15 2,32		
	60	5,0	-16,6	4,89±0,02	1,54±0,01	0,48	2,69	Direto	12,28 0,04	12,28 0,04	80,62	18,84
	55	15,0	-4,9	5,10±0,02	1,66±0,01	0,43	2,65	Indireto	86,83 17,06	12,26 2,41		
	55	10,0	-10,0	4,59±0,02	1,41±0,01	0,45	2,80	Direto	12,28 0,04	12,28 0,04	116,20	26,99
	50	15,0	-2,9	4,47±0,01	1,47±0,01	0,39	2,65	Indireto	83,42 14,88	11,78 2,10		

LEGENDA:

$f_{BT}$ : frequência de operação BT;

$T_{AR}$ : temperatura do ar;

$\dot{Q}_{SIST}$ : capacidade de refrigeração;

$\dot{W}_{AT}$ : potência consumida AT;

$\Delta T_{SA, BT}$ : grau de superaquecimento BT;

$COP_{SIST}$ : coeficiente de desempenho sistema;

TEWI: Impacto total equivalente de

aquecimento global;

A economia de energia é importante para reduzir o impacto indireto (TEWI<sub>INDIRETO</sub>) e, consequentemente, o TEWI total. Este fato pode ser observado pelos menores valores de TEWI dos sistemas com R134a comparados ao sistema alternativo. Para os casos analisados, o TEWI<sub>INDIRETO</sub> para o sistema R134a/R744 é de aproximadamente 80% dos valores encontrados para o sistema R438A/R744, justificados pelos maiores consumos do compressor de R438A.

É importante destacar o parâmetro das emissões de CO<sub>2</sub> para geração de energia elétrica. Alguns países como os EUA (0,531 kgCO<sub>2</sub>.kWh<sup>-1</sup>) têm valores elevados para emissões por consequência de sua matriz energética. Os valores das emissões de CO<sub>2</sub> para União Europeia (UE) e Brasil são, respectivamente, 0,356 e 0,075 kgCO<sub>2</sub>.kWh<sup>-1</sup> (International Energy Agency, 2011).

Independente da localidade, o uso de um fluido refrigerante com menor GWP reduz os danos de impacto direto, TEWI<sub>DIRETO</sub>. Este fato é observado quando se compara o valor de TEWI<sub>DIRETO</sub> para o sistema cascata com R438A (GWP de 2264) com o sistema cascata com R134a (GWP de 1430), no qual o valor do impacto de aquecimento causado pelo sistema R134a/R744 corresponde a 70% do TEWI<sub>DIRETO</sub> do R438A/R744.

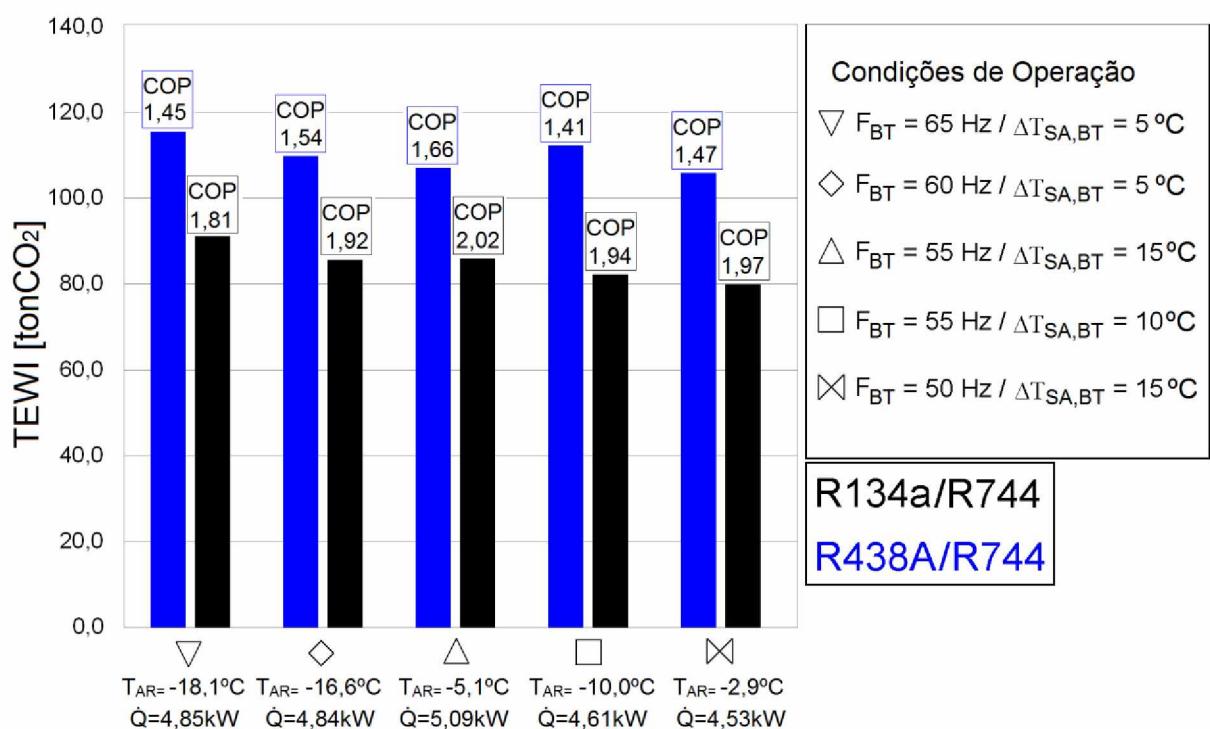


Figura 4.20. Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI), avaliado para os dois sistemas de refrigeração cascata, para temperaturas da câmara fria e capacidades de refrigeração iguais, com valores de COP correspondentes aos devidos testes.

Finalmente, a Fig. 4.20 representa os valores de TEWI total, em tonCO<sub>2</sub>, para os dez testes analisados, com fator de emissão indireta avaliada no caso em que mais se produziria CO<sub>2</sub>, correspondente aos EUA.

É evidente o maior impacto equivalente para o sistema alternativo é justificado pelo maior consumo do compressor do ciclo AT e pelo maior GWP do fluido de alta temperatura, nesse caso o R438A. Na Fig. 4.20 é possível avaliar que acima de cada valor de TEWI, existe um valor de COP correspondente para aquele teste específico. Abaixo da legenda de cada condição de operação localizada abaixo do eixo das abscissas podem ser observados os valores de temperatura do ar dentro da câmara fria e capacidade de refrigeração, considerada como média dos valores obtidos para o sistema original e alternativo.

Com estas informações, torna-se claro que, com as capacidades de refrigeração e temperaturas iguais dentro da câmara fria, o sistema cascata original (R134a/R744) em todos os casos avaliados, possui um menor impacto equivalente de aquecimento global aliado a uma melhor eficiência energética.

# CAPÍTULO V

## CONCLUSÕES

Na busca de alternativas para o desenvolvimento dos processos de refrigeração, visando à eficiência energética bem como a sustentabilidade dos mesmos, este trabalho apresenta uma contribuição com relação ao uso de fluidos refrigerantes naturais.

Os sistemas cascata utilizam o CO<sub>2</sub> como fluido de trabalho, reduzindo o impacto ambiental tanto discutido neste trabalho. Com as novas regulações devido às atualizações de protocolos e tratados, esta é uma alternativa válida a ser considerada mostrando-se em ascensão no mercado de refrigeração mundialmente. No Brasil o crescimento do número de instalações com CO<sub>2</sub> cascata em supermercados é evidente, passando de 40 instalações em 2013 para aproximadamente 160 em 2017.

Um conjunto de dados experimentais foi concretizado para auxiliar em tomadas de decisões, referentes a possíveis *drop-ins* e *retrofits* no setor de refrigeração, contribuindo com o conhecimento acerca da necessidade de substituir os fluidos refrigerantes sintéticos por refrigerantes naturais e assim, reduzir os danos causados ao meio-ambiente pelo setor da refrigeração. Além de aumentar a base de dados do estado da arte na área da refrigeração em cascata, a qual se percebe ainda bastante deficiente.

Este estudo comparou o desempenho de um sistema subcrítico em cascata, originalmente projetado para R134a/R744, com um segundo sistema onde o R134a foi substituído por R438A em uma operação de *drop-in*.

Inicialmente, os valores da capacidade de refrigeração, para R134a/R744 variaram entre  $4,30 \pm 0,01$  e  $5,57 \pm 0,02$  kW, demonstrando a aplicabilidade desse sistema cascata em condições de carga térmica variável. Essa flexibilidade operacional também se estendeu aos valores estabelecidos para a temperatura do ar dentro da câmara fria, sendo o menor valor de -17,7 °C e o mais alto -0,8 °C. O sistema alternativo usando R438A/R744 mostrou-se em todos os testes uma boa opção para *drop-in* por estes termos. Pelos resultados, a temperatura do ar e capacidade de refrigeração permaneceu dentro de um intervalo de desvio de 10%, atingindo resultados semelhantes o que era uma premissa de comparação dos sistemas. Os valores de temperatura do ar ficaram entre -2,9 e -18,5 °C, enquanto as capacidades de refrigeração variaram de  $4,47 \pm 0,01$  a  $5,17 \pm 0,02$  kW.

Dada à concretização das premissas de comparação dos sistemas, fez-se a avaliação de desempenho energético e ambiental dos sistemas. As capacidades de refrigeração para os dois sistemas são semelhantes; contudo os consumos do compressor de alta temperatura com R438A são maiores em todos os testes (de 36 a 50% maior do que os consumos do compressor de R134a, o que representa de 0,7 a 1,0 kW) devido às superiores, pressões de condensação e taxas de compressão, para esse sistema.

Mesmo que o consumo do compressor de CO<sub>2</sub> seja menor no sistema alternativo (de 15 a 30% menor do que operando no sistema original, o que equivale de 0,1 a 0,2 kW) por ter menores pressões de condensação, isso representa uma parcela muito menor comparada ao consumo do compressor AT no resultado do COP. Por estas razões, a análise energética para o sistema alternativo, mostra-se menos eficiente em todos os casos.

Os valores de COP para o sistema R134a/R744 variaram de 1,81 ± 0,01 a 2,09 ± 0,01, enquanto no sistema R438A/R744, de 1,41 ± 0,01 a 1,66 ± 0,01, logo o sistema original possui um desempenho energético melhor se comparado ao sistema alternativo, permitindo refrigerar certa quantidade de produto mantendo esta em uma dada temperatura com um consumo menor de energia.

A avaliação do desempenho ambiental foi realizada através do método TEWI, no qual em condições similares de temperatura do ar dentro da câmara fria e capacidade de refrigeração, para os casos analisados, o TEWI<sub>INDIRETO</sub> (relacionado ao impacto ambiental pelo consumo e geração de energia) do sistema R134a/R744 é de aproximadamente 80 % dos valores encontrados para o sistema R438A/R744, justificados pelos maiores consumos do compressor de R438A.

Independente da localidade, o uso de um fluido refrigerante com menor GWP reduz os danos de impacto direto, TEWI<sub>DIRETO</sub>. Este fato é observado quando se compara o valor de TEWI<sub>DIRETO</sub> para o sistema cascata com R438A (GWP<sub>100a</sub> = 2264) com o sistema cascata com R134a (GWP<sub>100a</sub> = 1430), no qual o valor do impacto de aquecimento causado pelo sistema R134a/R744 corresponde a 70 % do TEWI<sub>DIRETO</sub> do R438A/R744. Em resumo pelo método do TEWI o par de fluidos R134a/R744 produz um impacto total equivalente de aquecimento global de aproximadamente 77 % do impacto produzido pelo sistema cascata operando com R438A/R744.

Portanto torna-se claro que com as capacidades de refrigeração e temperaturas iguais dentro da câmara fria, o sistema cascata original (R134a/R744) em todos os casos avaliados, possui um menor impacto equivalente de aquecimento global aliado a uma melhor eficiência energética, logo o *drop-in* do sistema de alta temperatura de R134a por R438A provou-se uma alternativa menos eficiente.

Trabalhos futuros serão realizados nesta bancada experimental, podendo ser aplicado outros processos de *drop-in* com novos fluidos alternativos, como é o caso do hidrocarboneto R290 no ciclo de AT e um fluido relativamente novo R513a, GWP de 631, o qual é uma mistura de HFC-134a (44%) e HFO-1234yf (56%)

De forma mais ampla, outras propostas poderiam ser realizadas, entre elas:

- Desenvolvimento de um modelo termodinâmico capaz de estimar a capacidade de refrigeração e o COP e, assim, realizar a comparação com os dados experimentais obtidos nesta dissertação;
- Trabalhos relacionados ao controle inteligente do ciclo de refrigeração e avaliação do efeito da carga de refrigerante na questão do *drop-in*;
- Estimativas de TEWI em configurações diferentes das realizadas e avaliação do Crédito de Carbono proveniente das reduções dos impactos ambientais;
- Alteração do compressor de alta temperatura, proporcionando diferentes pontos operacionais da bancada, permitindo utilizar fluidos com mais alta capacidade de refrigeração volumétrica.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AIRAH - THE AUSTRALIAN INSTITUTE OF REFRIGERATION, AIR CONDITIONING AND HEATING. Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI). **Best practice – Guidelines**, 2012.

ALLGOOD, C., LAWSON, C. Performance of R-438A in R-22 refrigeration and air conditioning systems. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue**, USA, 2010.

ANTUNES, A. H. P. Uma contribuição aos sistemas de refrigeração aplicada ao processo de drop-in de r22 por fluidos alternativos. 2015. 147 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – **Universidade Federal de Uberlândia**, Uberlândia. 2015.

ANTUNES, A., BANDARRA FILHO, E. Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 70, p. 119-127, 2016.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **STANDARD 34: Designation and Safety Classification of Refrigerants**, USA, 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16069: Segurança em sistemas frigoríficos**, Brasil, 2010.

BANSAL, P. A review e Status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities. **Applied Thermal Engineering**, v. 41, p. 18-29, 2011.

BANSAL, P., JAIN, S. Cascade systems: past, present, and future. **ASHRAE Trans. V. 113 (1)**, p. 245–252 (DA-07-027), 2007.

BITZER. Boletim técnico da engenharia – BE 29. **Bitzer**, 2010.

BITZER. Kältemaschinenoel BSE 85K – Refrigeration oil for CO<sub>2</sub> compressors. **Bitzer PM4**, p. 1, 2007.

CALM, J.M. The Next Generation of Refrigerants. **Bulletin of the International Institute of Refrigeration**, p. 4-10, 2008.

- CECCHINATO, L., CORRADI, M., MINETTO, S. Energy performance of supermarket refrigeration and air conditioning integrated systems working with natural refrigerants. **Applied Thermal Engineering**, v. 48, p. 378-391, 2012.
- CHESI, A., ESPOSITO, F., FERRARA, G., FERRARI, L., Experimental analysis of R744 parallel compression cycle. **Applied Energy**, v. 135, p. 274–285, 2014.
- DOKANDARI, D. A., HAGH, A. S., MAHMOUDI, S.M.S. Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  cascade refrigeration cycles (novel  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  cycle). **International journal of refrigeration**, Vol. 46, pp.26-36, 2014.
- DOPAZO, J., SEARA, J.F., SIERES, J., UHÍA, F. J. Theoretical analysis of a  $\text{CO}_2-\text{NH}_3$  cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. **Applied Thermal Engineering**, vol. 29, pp. 1577-1583, 2009.
- DOPAZO, J.A., FERNANDEZ-SEARA, J. Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with  $\text{CO}_2$  and  $\text{NH}_3$  for freezing process applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 257-267, 2011.
- DUBEY, A., KUMAR, S., AGRAWAL, G. Thermodynamic analysis of a transcritical  $\text{CO}_2/\text{propylene}$  (R744–R1270) cascade system for cooling and heating applications, **Energy Conversion and Management**, v. 86, p. 774–783, 2014.
- FINCKH, O., SCHREY, M., WOZNY, M. Energy and Efficiency Comparison Between Standardized HFC and  $\text{CO}_2$  Transcritical systems for Supermarket Applications. **International Congress Refrigeration**, Praga-República Checa, 2011.
- GETU, H., BANSAL, P. Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p. 45-54, 2008.
- GULLO, P., ELMEGAARD, B., CORTELLA, G. Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates. **International Journal of Refrigeration**, v. 64, p. 61-79, 2016.
- HAFNER, A., HEMMINGSEN, A.K. R744 refrigeration technologies for supermarkets in warm climates. **Proceedings of the 24th IIR International Congress of Refrigeration**, Yokohama, Japan. 2015.
- INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC). **CLIMATE CHANGE 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment - AR4**, 2007.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. CO<sub>2</sub> Emissions from fuel combustion highlights, **IEA Publications**, 2016.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. CO<sub>2</sub> Emissions from fuel combustion, **IEA Publications**, 2011.

KAUFFELD, M. Current trends in commercial refrigeration. In: Palm, B. (Ed.), **Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology**, KTH, Stockholm, Sweden, 2010.

KLEIN S. A.; ALVARADO F. L. Engineering equation solver. Version: 9.482, F-chart software. Middleton, WI, USA; 2013.

LANDYMORE, K., **Electrical energy reduction in refrigeration and air conditioning**. Report Smartcool System Inc., 2007.

LEE, T.S., LIU, C.H., CHEN, T.W. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, p. 1100-1108, 2006.

LORENTZEN, G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, p. 292-301, 1994.

MCLINDEN, M. O. Thermodynamic evaluation of refrigerants in the vapour compression cycle using reduced properties. **Int. Journal of Refrigeration**, 11, p. 134-143, 1988.

MESSINEO, A. R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System. **Energy Procedia**, v. 14, p. 56-65, 2012.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). Ações brasileiras para a proteção da camada de ozônio, **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, 144 p. Brasília, 2014.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). DECISÃO XIX/6: Ajustes ao Protocolo de Montreal referente ao Anexo C, Grupo I, substâncias (hidroclorofluorcarbonos), **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, p. 102-103, 2007.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). Programa brasileiro de eliminação dos HFCs – PBH - etapa 2, **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, 165 p. Brasília, 2016.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). SILVA, A. Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs-PBH: fluídos frigoríficos naturais em sistemas de refrigeração comercial. **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, 200 p. Brasília, 2015.

- MOLINA M.J., ROWLAND F.S., Stratospheric sink for chlorofluorometanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozone. **Nature**, v. 249, p. 810–812, 1974.
- MONTAGNER, G. P., MELO, C., Experimental evaluation of CO<sub>2</sub> cycles under different expansion strategies. **International Congress Refrigeration**, Praga-República Checa, 2011.
- MUMANACHIT, P., REINDL, D.T., NELLIS, G.F. Comparative analysis of low temperature industrial refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, p.1208-1221, 2012.
- PARK, H., KIM, D., KIM, M. Thermodynamic analysis of optimal intermediate temperatures in R134a - R410A cascade refrigeration systems and its experimental verification. **Applied Thermal Engineering**, v. 54, p. 319-327, 2013.
- REGULATION (EC) No 842/2006. Regulation of the European Parliament and of the Council of 17 may 2006 on certain fluorinated greenhouse gases. **Official Journal of the European Union**, 14/6/2006, p. 1–11. ISSN 1725-2601.
- REGULATION (EU) Nº 517/2014. Regulation of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) Nº 842/2006. **European Commission**, 2014.
- Revised Draft Analysis of U.S. Commercial Supermarket Refrigeration Systems. **ICF Consulting**, 2005.
- SACHDEVA, G., JAIN, V., KACHHWAHA, S. S. Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants. **World Academy of Science, Engineering and Technology - International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering**. v.8, No:3, 2014.
- SÁNCHEZ, D., LLOPIS, R., CABELLO, R., CATALÁN-GIL, J., NEBOT-ANDRÉS, L. Conversion of a direct to an indirect commercial (HFC134a/CO<sub>2</sub>) cascade refrigeration system: Energy impact analysis. **International Journal of Refrigeration**, v. 73, p. 183–199, 2017.
- SANZ-KOCK, C. L., RODRIGO, S. D., RAMÓN, C., ENRIQUE, T., Experimental evaluation of an R134a/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration plant. **Applied Thermal Engineering**. v. 73, p. 39 – 48, 2014.

SARBU, I. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems, **International Journal of Refrigeration**, v. 46, p. 123-141, 2014.

SAWALHA, S., CHEN, Y. Heat Recovery in Different Refrigeration System Solutions in Supermarkets. **Effsys2 Project Final Report**. 2010.

SHARMA, V., FRICKE, B., BANSAL, P. Comparative analysis of various CO<sub>2</sub> configurations in supermarket refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 46, p. 86–99, 2014.

SILVA, A., BANDARRA FILHO, E. P., ANTUNES, A. H. P., Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets. **Applied Thermal Engineering**. v. 41, p 30-35, 2012.

SILVA, A., **Dióxido de Carbono-CO<sub>2</sub> em Sistemas de Refrigeração Comercial e Industrial**. 1. Ed. SÃO PAULO, Editora Nova Técnica – Vol. 1, 1<sup>a</sup> Reimpressão, 2011. 161P.

SILVA, A., EUZEBIO, M. Una visión general de la experiencia obtenida en la aplicación de CO<sub>2</sub> en refrigeración de supermercados en Brasil. **IIAR Industrial Refrigeration Conference & Heavy Equipment Show**, 2014.

SONNTAG, R. E., BORGNAKKE, C., WYLEN, G. J. V., **FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA**. 5 ed. São Paulo, Editora Edgard Blucher, 1998, 2<sup>a</sup> reimpressão 2001. 537p.

STERA, A. Ammonia refrigerating plant on reefer ships. Introduction to ammonia as a marine refrigerant. **Lloyd's Register Technical Seminar**, London, 1992.

TAYLOR, B. N., KUYATT, C. E. Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. **NIST Technical Note 1297**, 1994.

UNEP OZONE SECRETARIAT. Fact sheet 2, overview of HFC market sectors. **Workshop on HFC management: technical issues**, Bangkok, 2015.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME (UNEP). **REPORT OF THE TECHNOLOGY AND ECONOMIC ASSESSMENT PANEL**: Decision XXV/5 task force report: Additional information on alternatives to ods (Final report), 2014.

UNITED NATIONS, Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer.  
**United Nations (UN)**, New York, NY, USA, 1987.

VISEK, M., ELBEL, S., HRNJAK, P. Conversion of cold beverage dispenser's refrigeration system to R744 refrigerant. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue**, 2556, USA, 2016.

# ANEXO I

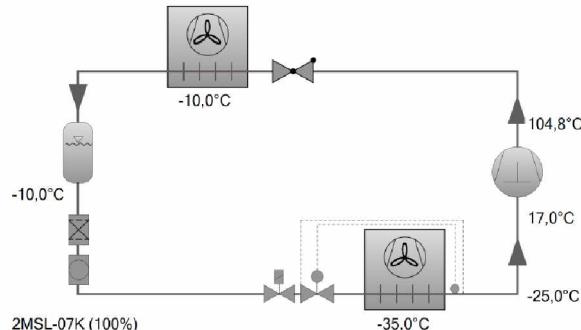
## Dados Técnicos Compressores

	Compressor CO <sub>2</sub> 2MSL-07K-20D
BITZER Software v6.4.4 rev1464	29/06/2016 / Todos os dados são suscetíveis de mudança
	4 / 8

Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

### Valores de entrada

Compressor modelo	2MSL-07K
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R744
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-35,00 °C
Temp. Condensação SDT	-10,00 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás	52,0 K
Sucção	
Modo de operação	subcritico
Tensão Elétrica	230V-3-60Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	10,00 K



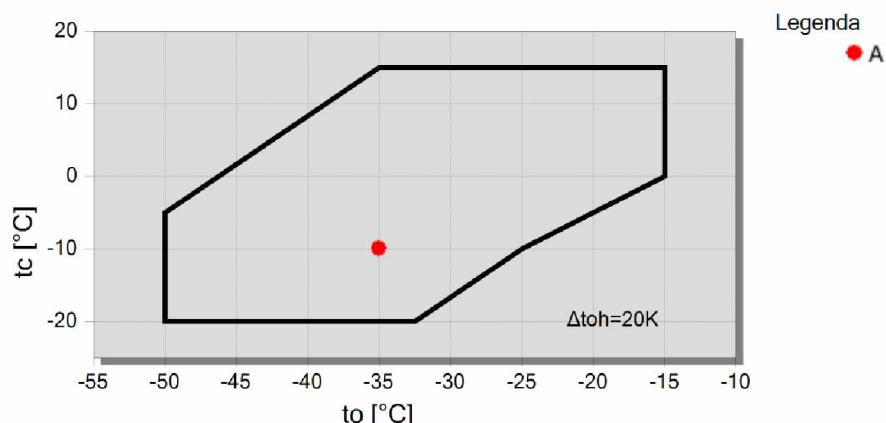
### Resultado

Compressor	2MSL-07K-20D
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	3,23 kW
Capac. Frigorífica *	3,48 kW
Capacidade Evaporador	2,80 kW
Potência absorvida	0,77 kW
Corrente (230V)	3,90 A
Faixa de Tensão	200-230V
Capacidade do Condensador	4,00 kW
COP/EER	3,64
COP/EER*	4,51
Vazão em massa	37,3 kg/h
Temp. gás de Descarga não resfriado	104,8 °C

### Dados Provisórios

\*segundo EN 12900 (superaquecimento na sucção de 10K, sem sub-resfriamento de líquido)

### Limites de aplicação

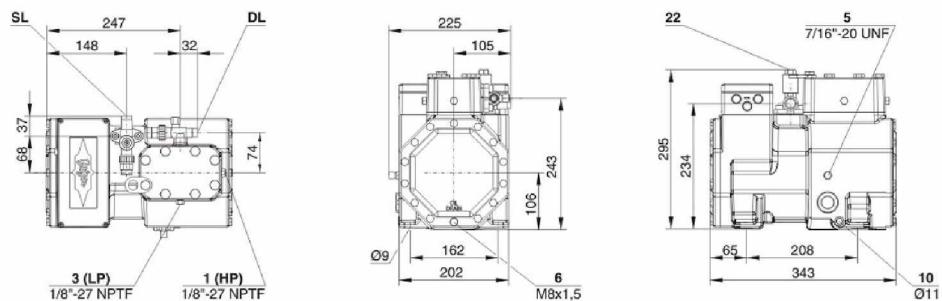


	Compressor CO2 2MSL-07K-20D
BITZER Software v6.4.4 rev1464	29/06/2016 / Todos os dados são suscetíveis de mudança

5 / 8

## Dados Técnicos: 2MSL-07K

### Dimensões e Conexões



### Dados Técnicos

#### dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	1,73 m <sup>3</sup> /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	1,96 m <sup>3</sup> /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	2 x 30 mm x 13,2 mm
Peso	47 kg
Pressão máxima (LP/H)	30 / 53 bar
Conexão da linha de sucção	16 mm - 5/8"
Conexão da linha de descarga	12 mm - 1/2"
Tipo de óleo R744 (CO2)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

#### dados motor

Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	200-230V D-3-60Hz
Máxima corrente de trabalho	5.4 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	36.3 A

#### Máx. Potência absorvida excedida

0,0 kW

#### extenção do fornecimento

Proteção do motor	SE-B1
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	1,00 dm <sup>3</sup>

#### opções disponíveis

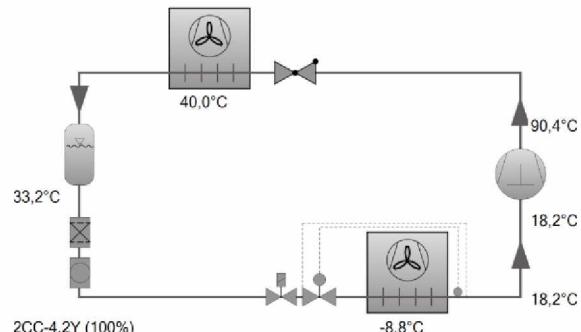
Resistência de aquecimento de óleo	0..60 W PTC (Option)
medição sonora	

	Compressor R134a 2CC-4.2Y-20D
BITZER Software v6.4.4 rev1464	29/06/2016 / Todos os dados são suscetíveis de mudança
	4 / 9

### Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

#### Valores de entrada

Compressor modelo	(2CC-4.2Y)
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R134a
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-8,80 °C
Temp. Condensação SDT	40,0 °C
Temperatura do líquido (após o condensador)	33,2 °C
Temperatura do gás sucção	18,20 °C
Modo de operação	Auto
Tensão Elétrica	230V-3-60Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%

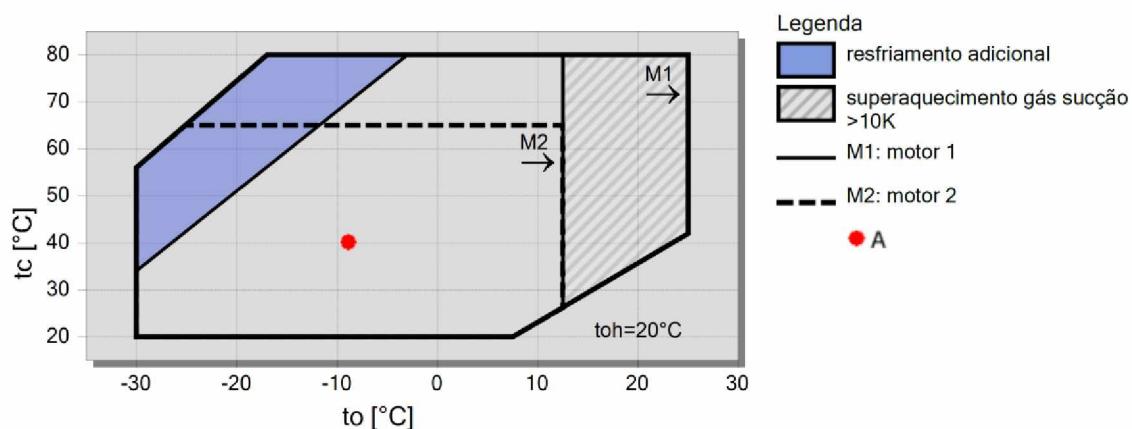


#### Resultado

Compressor	2CC-4.2Y-20D
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	6,94 kW
Capac. Frigorífica *	6,55 kW
Capacidade Evaporador	6,94 kW
Potência absorvida	2,37 kW
Corrente (230V)	9,45 A
Faixa de Tensão	200-230V
Capacidade do Condensador	9,32 kW
COP/EER	2,92
COP/EER*	2,76
Vazão em massa	147,3 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. gás de Descarga não resfriado	90,4 °C

\*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

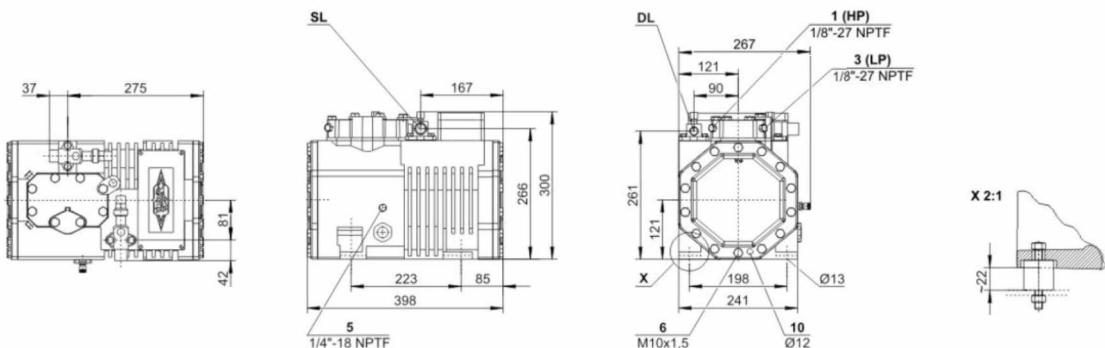
#### Limites de aplicação 100% Octagon



	Compressor R134a 2CC-4.2Y-20D
BITZER Software v6.4.4 rev1464	29/06/2016 / Todos os dados são suscetíveis de mudança
	5 / 9

## Dados Técnicos: (2CC-4.2Y)

### Dimensões e Conexões



### Dados Técnicos

#### dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	16,24 m <sup>3</sup> /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	19,60 m <sup>3</sup> /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	2 x 55 mm x 39,3 mm
Peso	70 kg
Pressão máxima (LP/H)	19 / 28 bar
Conexão da linha de sucção	22 mm - 7/8"
Conexão da linha de descarga	16 mm - 5/8"
Tipo de óleo R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	tc<55°C: BSE32 / tc>55°C: BSE55 (Option)
Tipo de óleo R22 (R12/R502)	B5.2 (Standard)
Tipo de óleo R290/R1270	SHC226E (Standard)

#### dados motor

Voltagem do motor (outras sob consulta)	200-230V D-3-60Hz
Máxima corrente de trabalho	19,0 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	97,3 A
Máx. Potência absorvida excedida	6,8 kW

#### extenção do fornecimento

Proteção do motor	SE-B1
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	1,50 dm <sup>3</sup>

#### opções disponíveis

Ventilador adicional	Option
Resistência de aquecimento de óleo	0..120 W PTC (Option)

#### medição sonora

Nível de potência sonora (+5°C / 50°C)	67,5 dB(A) @ 50Hz
Nível de potência sonora (-10°C / 45°C)	67,0 dB(A) @ 50Hz
Nível de potência sonora (-35°C / 40°C)	(70,0) dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (+5°C / 50°C)	59,5 dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	59,0 dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-35°C / 40°C)	(62,0) dB(A) @ 50Hz