

LUÍS MANOEL DE PAIVA SOUZA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO EM CASCATA UTILIZANDO O
DIÓXIDO DE CARBONO COMO FLUIDO
REFRIGERANTE**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2016**

LUÍS MANOEL DE PAIVA SOUZA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
EM CASCATA UTILIZANDO O DIÓXIDO DE CARBONO COMO
FLUIDO REFRIGERANTE**

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

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

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho.

UBERLÂNDIA - MG

2016

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

- S729a Souza, Luís Manoel de Paiva, 1985-
2016 Avaliação experimental de um sistema de refrigeração em cascata
utilizando o dióxido de carbono como fluido refrigerante / Luís Manoel
de Paiva Souza. - 2016.
139 f. : il.
- Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.
1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Refrigeração - Teses. I. Bandarra
Filho, Enio Pedone. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

Aos meus pais, **Maria Madalena** e **Paulo** e aos meus irmãos, **Maria Elisa** e **Luís Paulo**, presentes em todos os momentos da minha vida, exemplos de amor e humildade.

Ao meu filho **José Pedro Lima de Souza**, pela distância física do papai, à **Márcia Lima** pela paciência e compreensão.

Luís M. P. Souza

AGRADECIMENTOS

A concepção desta Tese não foi um trabalho individual, apesar de me responsabilizar pelos resultados e análises. Existiu toda uma equipe, um suporte ao meu redor e eu gostaria de agradecer a todas estas pessoas que participaram de forma direta e indireta, da construção deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho pela orientação durante o desenvolvimento desta Tese.

Ao Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza por todo conhecimento transmitido.

Ao engenheiro Alessandro da Silva da Bitzer Scroll – EUA, pelos ensinamentos e discussões acerca do uso do R744 em sistemas de refrigeração, sem dúvida um dos maiores especialistas em refrigeração comercial e grande entusiasta na utilização do R744 como fluído de trabalho no setor supermercadista.

Agradecemos também à empresa Carel, através do senhor Roberto Possebon, a RAC Brasil e seu diretor Pedro Evangelinos e as empresas Danfoss e Temprite pelas colaborações.

Meu agradecimento ao Engenheiro João Paulo de Paula Almeida que não mediu esforços no auxílio durante a construção da bancada experimental.

Meus profundos agradecimentos ao mestrando Marcus Vinicius Almeida Queiroz pela grande colaboração e parceria durante os testes experimentais, e também ao doutorando Victor Hugo Panato pelas discussões.

Agradeço também ao Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes pelo auxilio da redação desta Tese e pelas discussões acerca da mesma. Prof. Arthur sem dúvida é profissional no qual me espelho a cada dia.

Aos meus amigos pelo apoio motivacional e companheirismo manifestado ao longo da duração desta caminhada.

Aos técnicos do Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos e Nanotecnologia, Reinaldo e Renato, meu muito obrigado. Aos técnicos Luiz Eduardo Quirino e Jonas Profeta Borges, obrigado pela ajuda sempre que solicitada.

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

Penso noventa e nove vezes e nada descubro; deixo de pensar, mergulho em profundo silêncio - e eis que a verdade me revela. Albert Einstein.

Souza, L. M. P. **Avaliação experimental de um sistema de refrigeração em cascata utilizando o dióxido de carbono como fluido refrigerante.** 2016. 139 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

Resumo

O presente estudo experimental avalia o desempenho de um sistema em cascata subcrítico usando o par R744/R134a como alternativa aos sistemas convencionais em expansão direta instalados em supermercados. O aparato experimental é, estrategicamente, separado em dois ciclos: o ciclo de baixa temperatura (BT), que é composto por um compressor semi-hermético alternativo de velocidade variável e uma válvula de expansão eletrônica que promove a evaporação direta do CO₂ no interior de uma câmara fria para manter a temperatura interna de ar estável e o ciclo de alta temperatura (AT), originalmente, constituído por outro compressor semi-hermético alternativo para o R134a, uma válvula de expansão termostática e um condensador arrefecido a ar. Um trocador de calor a placas, que é, ao mesmo tempo, o condensador do R744 e o evaporador para o ciclo (AT), completa a bancada. Na metodologia adotada, os limites do sistema cascata original, R744/R134a foram explorados por meio da manipulação de dois parâmetros operacionais: o grau de superaquecimento (BT) variou entre 5 e 20 °C, e a frequência de operação do compressor (BT) entre 40 e 65 Hz. Na segunda etapa, foi realizado o *drop-in* do R134a pelo R438A e, em sequência, o R404A foi introduzido no ciclo AT. Por meio dos resultados obtidos, constatou-se que o par R744/R438A atendeu melhor à condição de *drop-in*. O sistema R744/R404A também alcançou as mesmas faixas de operação do R134a, se mostrando apto à substituição. Em complemento, a estimativa dos impactos ambientais de cada par foi calculada através do método TEWI, *total equivalent warming impact*. O par R744/R134a apresentou os menores impactos, enquanto o sistema R744/R404A promoveu os maiores danos ao meio ambiente.

Palavras Chave: *Refrigeração, cascata, R744, R134a, R438A, R404A, drop-in e TEWI.*

Souza, L. M. P. **Experimental evaluation of a cascade refrigeration system using carbon dioxide as refrigerant.** 2016. 139 p., Ph.D. Thesis, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, Brazil.

Abstract

This experimental study evaluates the performance of a cascade system in subcritical operation using the pair R744/R134a as an alternative to conventional direct expansion systems installed in supermarkets. The experimental apparatus is, strategically, separated into two cycles, the low temperature cycle (LT), which is composed of a reciprocating semi-hermetic compressor with variable speed control and an electronic expansion valve, that promotes direct evaporation of the CO₂ inside a cold chamber to maintain the internal air temperature stable. The high temperature cycle (HT) is, originally, comprised of another reciprocating semi-hermetic compressor for R134a, a thermostatic expansion valve, and an air-cooled condenser. A plate heat exchanger, which is at the same time, the condenser for the R744 and the evaporator for the HT cycle, completes the bench setup. In the methodology, the limits of the original cascade system, R744/R134a, have been explored by manipulating two operational parameters: the degree of superheat (LT), 5 - 20 °C, and the R744 compressor operating frequency, 40 - 65 Hz. In the second step was performed drop-in of R134a by R438A. And, in sequence, R404A was introduced into the HT cycle. Through the results, it was found that the pair R744/R438A attended the best drop-in condition. The R744/R404A system also achieved the same R134a operating ranges. In addition, the estimative of the environmental impacts of each pair was calculated using the TEWI method, the total equivalent warming impact. The pair R744/R134a had the lowest impacts, while the R744/R404A system promoted the worst damage to the environment.

SIMBOLOGIA

Arábicos

A	Posição axial do planejamento composto central
A_{VEE}	Grau de abertura da válvula de expansão eletrônica
c	Posição central do planejamento composto central
$CO_2\text{equ}_{\text{DIRETO}}$	Parcela dos impactos diretos do CO_2 sobre o meio-ambiente
$CO_2\text{equ}_{\text{INDIRETO}}$	Parcela dos impactos indiretos do CO_2 sobre o meio-ambiente
E_{ANNUAL}	Energia elétrica consumida pelo equipamento
F	Posição fatorial do planejamento composto central
F	Fator estatístico
F_{cp}	Frequência de operação do compressor
K	Número de fatores do planejamento experimental
L	Limite inferior de flamabilidade
L_{RATE}	Taxa anual de refrigerante emitido (repositões e vazamentos)
L_{TIME}	Tempo de vida útil do equipamento
M_{REF}	Massa de refrigerante no sistema
\dot{m}	Vazão mássica de refrigerante
n	Teste experimental ou enésimo
\dot{Q}_{EV}	Capacidade de refrigeração
T_{CD}	Temperatura de condensação
T_{EV}	Temperatura de evaporação
T_{SA}	Grau de superaquecimento
T_{SR}	Grau de sub-resfriamento
\dot{W}_{CP}	Potência consumida pelo compressor

Gregos

α	Rotabilidade
β	Emissão de CO ₂ para geração de eletricidade
β_i	Coeficiente da variável independente do modelo
ϵ	Erro

Siglas

MSL-07K-20D	Modelo do compressor alternativo utilizado nesta tese
A1	Classificação normativa
A3	Classificação normativa
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANOVA	Análise de variância
ASHRAE	Sociedade americana de engenheiros do setor de aquecimento, refrigeração e ar condicionado
CFC	Clorofluorcarbono
CLP	Controlador lógico programável
CHClF₂	Clorodiflurmetano
COP	Coeficiente de desempenho
CO₂	Dióxido de carbono
CVV	Compressor de velocidade variável
DIS ISSO 5149	Norma técnica
E²V09B	Modelo da válvula de expansão eletrônica utilizada nesta tese
EPDM	Material elastomérico
GWP	Potencial de aquecimento global
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HNBR	Material elastomérico
HVACR	Setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração
LEST- NANO	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
MSR	Metodologia de superfície de resposta
NBR 15960	Norma técnica
NBR 15976	Norma técnica

NBR 16069	Norma técnica
NBR 16186	Norma técnica
NBR 16255	Norma técnica
ODP	Potencial de destruição da camada ozônio
PDO	Potencial de destruição do ozônio
PSI420	Modelo dos transdutores de pressão utilizados nesta tese
PT100	Tipo de sensor de temperatura utilizado nesta tese
RHM064FS	Modelo do medidor de vazão mássica de refrigerante utilizado nesta tese
RTD	Detecção de temperatura por resistência
STATISTICA	Software estatístico avançado
SDO	Substâncias destruidoras da camada de ozônio
V1000	Modelo do variador de frequência utilizado nesta tese
VEE	Válvula de expansão eletrônica

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - Introdução.....	1
1.1. Justificativa.....	2
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Estrutura da tese.....	3
CAPÍTULO 2 - Fundamentação teórica.....	4
2.1. O setor de refrigeração e o meio ambiente.....	10
2.2. Fluidos refrigerantes.....	19
2.3. Visão histórica do desenvolvimento e uso do R744.....	23
2.4. Características e propriedades do R744.....	25
2.5. Critérios de segurança.....	28
2.6. Ciclos termodinâmicos e sistemas envolvendo o R744.....	33
CAPÍTULO 3 – Materiais e métodos.....	53
3.1. Bancada experimental.....	53
3.2. Análise energética do sistema de refrigeração.....	70
3.3. Projeto e análise de experimentos por superfícies de respostas.....	72
3.4. Metodologia do Impacto total do aquecimento global equivalente	73
CAPÍTULO 4 – Resultados.....	75
4.1. O sistema cascata original (R744/R134a).....	75
4.2. Processos de <i>drop-in</i>	90
4.3. Impacto ambiental (TEWI).....	111
CAPÍTULO 5 - Conclusões.....	115
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	119
ANEXO 1- Análises estatísticas – Planejamento composto central.....	125

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Um dos princípios básicos da engenharia é desenvolver-se a fim de servir a sociedade e, nesse quesito, o setor de refrigeração apresenta-se em destaque, uma vez que é utilizado para conservação, principalmente, de alimentos. Cabe ao setor de ar condicionado estabelecer o conforto térmico de ambientes, contemplando, assim, uma gama de aplicações diárias.

Dentro do setor de refrigeração, o princípio da utilização de sistemas que possuem por base o ciclo de compressão de vapor é um dos mais difundidos, estudados e aplicados até os dias atuais. Inicialmente e durante um longo período de tempo, utilizavam-se fluidos refrigerantes de fácil acesso, tal como éter, CO₂ e amônia. Logo após, nos anos de 1930-40, o setor químico industrial desenvolveu compostos halogenados dotados de propriedades termofísicas capazes de promover aos processos de refrigeração condições seguras e, por vezes, altos índices de eficiência energética. Entre os halogenados, destacam-se o nascimento da era CFCs e alguns anos mais tarde os HCFCs.

Com os pressupostos dos danos ambientais causados pela molécula de cloro, os CFCs e HCFCs tiveram prazos estipulados pelo protocolo de Montreal para a sua completa eliminação. Assim, desde então, a comunidade científica vem buscando novas tecnologias conhecidas atualmente como “tecnologias verdes”. Tais tecnologias estão se tornando uma realidade crescente e devem satisfazer padrões exigidos com maiores eficiências energéticas, alta sustentabilidade e questões ambientais como um todo, não só dos setores que utilizam a refrigeração, mas também da indústria química em geral.

Nas últimas três décadas, devido ao grande desenvolvimento e produção em massa dos componentes de refrigeração e condicionamento de ar decorrentes das técnicas de engenharia de precisão em fabricação, verificou-se uma revolução no setor. Concomitantemente a essa evolução, existe um impacto negativo do uso de fluidos refrigerantes sintéticos nos sistemas de refrigeração. As emissões diretas dessas substâncias decorrentes das aplicações HVACR (aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração) estão primariamente - mas não exclusivamente - ligadas a duas questões

ambientais globais: a degradação da camada de ozônio e o aquecimento global. As convenções de Montreal (1987) e Kyoto (1997) propõem várias medidas com o intuito de eliminar ou reduzir as emissões de gases poluentes na atmosfera.

1.1. Justificativa

O refrigerante Clorodfluormetano (CHClF_2), um HCFC conhecido popularmente por R22, é atualmente o refrigerante mais utilizado nos sistemas de refrigeração dos países em desenvolvimento como o Brasil. Desde as primeiras ações de eliminação, diversos esforços foram realizados para avaliar possíveis candidatos capazes de substituir o R22 em suas diversas aplicações. Conforme mencionado, o R22 juntamente com o R404A são os dois fluidos mais utilizados no Brasil no setor da refrigeração comercial e industrial e a substituição e manutenção desses fluidos é um passo importante para o Brasil frente à comunidade mundial.

As barreiras para a busca e a inserção de um novo fluido substituto são muitas, já que o candidato a fluido do século XXI deve ser ambientalmente amigável, compatível com lubrificantes existentes e suas propriedades termofísicas devem ser próximas às características dos fluidos sintéticos convencionais, evitando, assim, grandes alterações nas instalações já existentes. Diante desse impasse, a refrigeração comercial e industrial que utiliza grandes quantidades de fluidos em seus equipamentos busca novas alternativas aos fluidos utilizados, por exemplo, na refrigeração residencial. Até então, os fluidos naturais são fortes candidatos.

1.2. Objetivos

O objetivo dessa tese é avaliar experimentalmente um ciclo de refrigeração por compressão do vapor, que utiliza o dióxido de carbono (R744) - um fluido natural - como um dos fluidos de trabalho do sistema em cascata. Esse sistema, inicialmente projetado para utilização em refrigeração comercial, funciona originalmente com os pares de fluido R744/R134a. No sistema que utiliza o R134a, foi realizada a operação de *drop-in* para os R438A e R404A, permitindo assim a realização de testes experimentais que possam ser utilizados para comparação entre os sistemas citados. No sistema que utiliza o R744 não houve qualquer modificação, uma vez que um dos objetivos dessa tese é a avaliação do R744 como fluido de trabalho em um sistema comercial e difundir o uso de tal fluido. Para tal finalidade, uma bancada experimental foi construída e instrumentada, viabilizando a realização de diferentes tipos de testes. Tais testes foram planejados e executados,

garantindo que seus resultados possam ser comparados com situações reais encontradas em instalações de sistemas de refrigeração comercial.

1.3. Estrutura da tese

Esta tese foi dividida em capítulos para uma melhor compreensão e leitura da mesma, facilitando assim a compreensão da inserção do R744 como fluido de trabalho e também das modificações realizadas no sistema como um todo.

O Capítulo I apresenta uma breve introdução à problemática relacionada ao uso de refrigerantes sintéticos halogenados em sistemas de refrigeração, assim como a definição da proposta da tese, além de introduzir os Protocolos de Montreal e Kyoto no contexto dessa tese.

No Capítulo II são abordados conceitos fundamentais utilizados na aplicação do R744 como fluido de trabalho. Sendo assim, é apresentada uma revisão sobre o estado da arte da utilização do R744, suas influências na questão ambiental, tipos de aplicações e sistema que utilizam o R744, além das propriedades termofísicas do R744 que tornam o fluido único e diferenciado em relação aos demais fluidos refrigerantes existentes. São apresentados também os fluidos utilizados no sistema cascata, R134A, R438A E R404A. Por fim, são apresentados critérios de segurança relacionados ao uso de CO₂ em sistemas de refrigeração.

No Capítulo III é apresenta uma descrição dos principais componentes da bancada experimental e também a metodologia utilizada, relacionada aos tipos de planejamentos de experimentos que foram utilizados.

O Capítulo IV apresenta as diferentes análises referentes aos resultados experimentais obtidos. As discussões iniciam-se com o estudo do sistema de refrigeração original (R744/R134a) e o detalhamento das operações de *drop-in* realizadas. Para tanto, os sistemas trabalham com diferentes frequências e diferentes aberturas no dispositivo de expansão para ambos fluidos (o R744 e os fluidos secundários R134a, R438A e R404A) visando as mesmas condições de trabalho, a fim de facilitar a compreensão dos dados e propor o melhor par de fluidos tanto em termos de efeito de eficiência energética (pelo efeito COP, coeficiente de desempenho) como em termos de impactos ambientais (por meio do TEWI, impacto de aquecimento total equivalente).

Por fim, o capítulo V encerra essa tese, apresentando as principais idealizações e conclusões obtidas. Nesse item, são apresentadas, ainda, as perspectivas futuras para o setor da refrigeração comercial e industrial.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo, são abordados os aspectos e fundamentações teóricas necessárias para o desenvolvimento da tese. Os tópicos abordados englobam desde a revisão bibliográfica apresentando trabalhos impactantes na área de refrigeração utilizando R744, passando pelas classes de fluidos refrigerantes e características dos mesmos. Dentro do tópico de fluidos refrigerantes, chama-se a atenção para o R744 e suas particularidades como fluido refrigerante, além de projetos de equipamentos e questões ambientais. Também é apresentado e discutido o impacto ambiental promovido pelo setor, evidenciando o cenário brasileiro que passa por mudanças juntamente com o mundial, buscando melhorias e aumento da eficiência nos sistemas de refrigeração.

O cenário brasileiro não é o mais promissor, mas está avançado em alguns itens quando comparado ao cenário mundial segundo o olhar de alguns especialistas do setor. O que foi e está sendo feito ainda são mudanças singelas frente ao que necessita ser mudado. A quantidade de trabalho a ser realizada ainda é grande e dispendiosa economicamente, mas é necessário agir com urgência uma vez que os prazos estabelecidos pelos protocolos vêm se expirando. De qualquer forma, o setor necessita de maiores incentivos em pesquisa e desenvolvimento, principalmente quanto ao uso de fluidos refrigerantes naturais como é o caso do R744, R717 (amônia) e HCs (hidrocarbonetos).

São apresentados também requisitos de segurança ao se utilizar o R744 como fluido de trabalho. Esses requisitos estão de acordo com normas internacionais e manuais de boas práticas em refrigeração. A segurança é um fator primordial a qualquer sistema de refrigeração, visando não só à segurança dos equipamentos como também em relação à segurança de recursos humanos. Quando se trata do quesito humano, toda atenção merece ser redobrada, principalmente quando se utiliza o R744 ou R717 e HCs. Como um dos objetivos dessa tese é a avaliação do R744 como fluido de trabalho, a atenção é voltada para tal, desmistificando, assim, o mito do R744 em instalações comerciais de refrigeração.

A Tab. 2.1 apresenta o resumo de todos os trabalhos mencionados durante a revisão bibliográfica feita de forma crítica. Essa revisão da literatura tem como objetivo sintetizar

tipos de sistemas estudados, aplicações, tipos de fluidos refrigerantes aplicados, análise abordada e tipos de resultados alcançados.

O principal objetivo desta tabela é identificar em meio a este universo de trabalhos as contribuições da presente tese para o setor de refrigeração comercial que são: utilização do R744 como fluido de trabalho, desempenho do R744, comprovação do funcionamento do sistema cascata utilizando os pares de fluidos R744/R134a, R744/R404A e R744/R438A, e consequentemente escolha do melhor par de fluido refrigerante, entre os três estudados.

Tabela 2.1 – Relação dos trabalhos citados durante a revisão bibliográfica e suas características.

AUTORES	REFRIGERANTES	APLICAÇÕES	RESULTADOS	METODOLOGIAS/ANÁLISES
ANSI/ASHRAE 34 (1989)	NATURAIS	AC/R/BC	-	NOMENCLATURA/NORMAS TÉCNICAS
Antunes (2016)	HCFC/HFC/HCS	R	EXPERIMENTAIS	SUPERFÍCIES DE RESPOSTAS META-MODELAGEM DESEMPENHO INDIVIDUAL
Antunes (2015)	HCFC/HFC/HCS	R	EXPERIMENTAIS	SUPERFÍCIES DE RESPOSTAS META-MODELAGEM DESEMPENHO INDIVIDUAL
ASHRAE 34 (2010)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
IPCC (2007)	HFC/HCFC/CFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-
Landymore (2007)	-	AC/R/BC	TEÓRICOS	-
M.J. Molina, F.S. Rowlan (1974)	CFC	-	TEÓRICOS	DESTRUÇÃO DA CAMADA DE OZÔNIO
Nicola <i>et al</i> (2005)	HFC/HCFC/NATURAIS	R	TEÓRICOS	COMPARATIVOS
Nicola <i>et al</i> (2011)	HFC/HCFC/NATURAIS	R	TEÓRICOS	COMPARATIVOS
Protocolo de Montreal (1987)	CFC	AC/R	-	PROTOCOLO/NORMAS
Van Wylen (1998)	-	-	-	-
Yamaguchi <i>et al</i> (2009)	Natural	R	EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS
ABNT NBR 15960 (2011)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA

Continuação

AUTORES	REFRIGERANTES	APLICAÇÕES	RESULTADOS	METODOLOGIAS/ANÁLISES
ABNT NBR 15976 (2011)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
ABNT NBR 16069 (2010)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
ABNT NBR 16186 (2013)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
ABNT NBR 16255 (2013)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
Bandarra Filho (2011)	HFC	AUTOMOTIVO	LITERATURA	COMPARATIVOS
MacLaine e Leonardi (1996)	HC	R	-	COP
Ministério de Minas e Energia	-	-	-	-
Ministério do Meio Ambiente	HFC/HCFC/CFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-
UNEP (2014)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-
Peixoto (2007)	HC	AC/R/BC	TEÓRICOS	-
U.N.I.D.O. (2009)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-
U.S. Department of Energy	-	-	-	-
DAIKIN (2013)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-

Continuação

AUTORES	REFRIGERANTES	APLICAÇÕES	RESULTADOS	METODOLOGIAS/ANÁLISES
Dopazo <i>et al</i> (2009)	NATURAL	R	TEÓRICO	COMPARATIVOS
Finckh <i>et al</i> (2011)	NATURAL	R	TEÓRICO	COMPARATIVOS
GIZ (2014)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-
McLinden (1988)	HFC	R	EXPERIMENTAIS	EFICIÊNCIA
Montagner e Melo (2011)	NATURAL	R	EXPERIMENTAL	COMPARATIVOS
Rigola <i>et al</i> (2010)	NATURAL	R	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS
Sanz-Kock <i>et al</i> (2014)	HFC/NATURAL	R	EXPERIMENTAL	COMPARATIVOS
Schultz (2014)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/BC	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS/NORMAS
Silva <i>et al.</i> (2011)	HFC/HCFC/NATURAIS	R	EXPERIMENTAIS	EXPERIMENTAIS /NORMAS
Silva <i>et al.</i> (2012)	NATURAIS	R	EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS
Bhattacharyya <i>et al</i> (2007)	NATURAL	R	TEÓRICO	COMPARATIVO
Adriansyah (2004)	NATURAL	R	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS
Cho <i>et al</i> (2007)	NATURAL	AC	EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS

Continuação

AUTORES	REFRIGERANTES	APLICAÇÕES	RESULTADOS	METODOLOGIAS/ANÁLISES
Ge e Tassou (2009)	NATURAL	R	TEÓRICO	COMPARATIVOS
Petrenco et al (2011)	NATURAL	R	EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS
Pereira (2010)	HCFC/HFC/NATURAIS	R	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS
Sarkar (2009)	NATURAL	R	TEÓRICO	COMPARATIVOS
Seara et al (2005)	NATURAL	R	TEÓRICO	COMPARATIVOS
Torella et al (2011)	NATURAL	R	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS
White et al (2002)	NATURAL	R	TEÓRICO	MODELAGEM DO CICLO
Yari (2009)	NATURAL	R	TEÓRICO	MODELAGEM DO CICLO
Zang et al (2007)	NATURAL	R	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS
Presente trabalho (2016)	HCFC/HFC/NATURAIS	R	EXPERIMENTAIS	COP/CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO/TEMPERATURA DO AR

Legenda: AC: Ar condicionado; CFC: Clorofluorcarbono; HC: Hidrocarboneto; HCFC: Hidroclorofluorcarbono; HFC: Hidrofluorcarbono; BC: Bomba de calor; R: Refrigeração; “-”: Símbolo utilizado quando não existem informações específicas.

2.1. O setor de refrigeração e o meio ambiente

Nos primórdios da civilização, os sistemas de refrigeração eram precários e necessitavam basicamente de substâncias capazes de promover transferência de calor. O nascimento da refrigeração tem como época provável o Egito antigo, onde as aplicações consistiam basicamente da utilização de jarros para o resfriamento de vinho, e o efeito de resfriamento se dava, em geral, através de efeitos psicrométricos.

Ao final do século XIX, em instalações estacionárias para fabricação de gelo, iniciou-se a utilização dióxido de carbono. A designação R744 surge somente em 1989 com a publicação da norma ANSI/ASHRAE 34 – 1989.

A amônia, fluido utilizado até os dias de hoje, é outro exemplo de fluido natural largamente aplicado durante o século XIX. A aplicação da amônia era, em particular, em plantas estacionárias no setor de alimentos. Esse conjunto de fluidos naturais, inclusive hidrocarbonetos, teve seu emprego interrompido devido às barreiras tecnológicas da época, que até então eram precárias. Tais tecnologias não permitiam soluções práticas para problemas como a inflamabilidade e a toxicidade desses refrigerantes (ANTUNES, 2015).

Ainda segundo Antunes (2015), um segundo grupo de fluidos refrigerantes foi caracterizado durante o século XX. A tecnologia desenvolvida nesse período voltou-se para a segurança nas aplicações nas áreas de refrigeração e ar condicionado. A grande novidade foi o surgimento dos CFCs e HCFCs, inicialmente com o R12 e, mais tarde, em 1928, com o R22 e, posteriormente, com o R502 para aplicações comerciais.

Devido ao uso crescente dessas substâncias sintetizadas em laboratório, não demorou muito até que os problemas começassem a surgir. Em 1974, o estudo de Rowland, Molina e Crutzen comprovou que o elemento químico cloro em reação com o ozônio promove a dissociação da molécula de ozônio. Nos anos seguintes, os gases do tipo clorofluorcarbonos foram comprovadamente tidos como ameaças à camada de ozônio. Os “refrigerantes seguros” que até então dominavam o mercado tiveram o início de seu declínio, assim como o R744 teve sua queda tempos anteriores devido à falta de projeto.

Em 1987, o Protocolo de Montreal estabeleceu regulamentações sobre agentes refrigerantes que afetam a camada de ozônio e impôs metas para a eliminação dos CFCs. Os termos ODP (Potencial de Destruição da Camada de Ozônio) e SDO (Substâncias Destruidoras da Camada de Ozônio) foram definidos, apresentados e, após isso, a indústria de refrigerantes rapidamente apresentou os HFCs e suas misturas como substitutos dos CFCs e HCFCs. As SDOs, entre as quais se enquadram os CFCs sintetizados pelo homem, são substâncias que produzem a rarefação da camada de ozônio e consequentemente sua destruição.

A diferença básica desses produtos é que os HCFCs (hidroclorofluorcarbonos) ainda possuem a molécula de cloro prejudicial à camada de ozônio e os HFCs (hidrofluorcarbonos) não possuem cloro (SILVA, 2009).

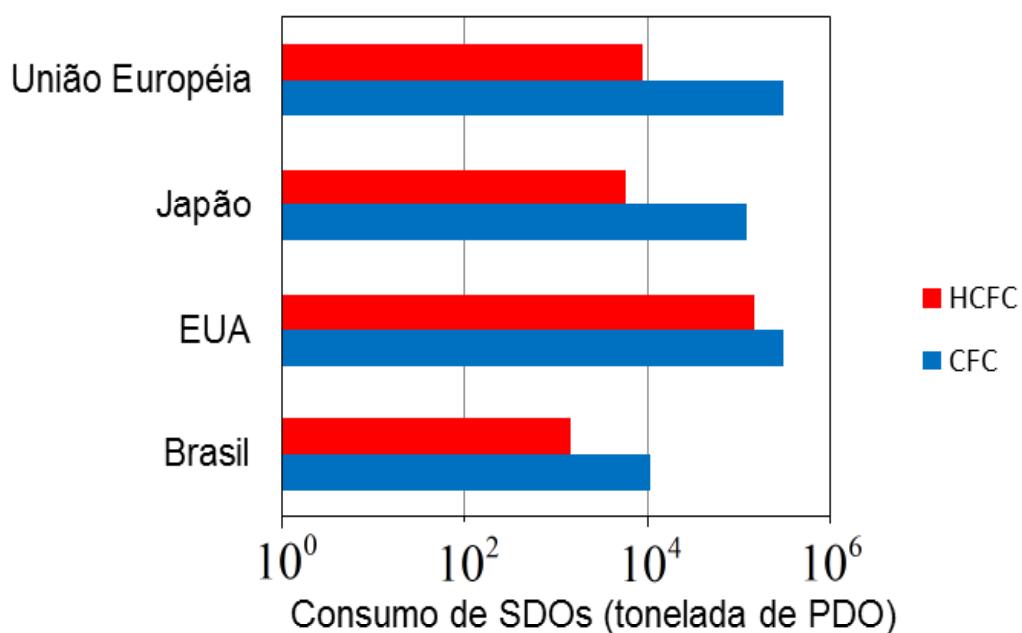
Para Peixoto (2007), o setor de refrigeração, condicionamento de ar e bomba de calor representa o maior consumidor de substâncias químicas halogenadas utilizadas como fluidos refrigerantes e um dos setores usuários de energia mais importante da sociedade. Em termos globais, a demanda de energia para refrigeração nos países em desenvolvimento é susceptível de um aumento de 7% ao ano até o ano de 2050. De acordo Landymore (2007), em todo mundo, aproximadamente 15% do consumo de energia elétrica se origina do setor de refrigeração. Fato esse comprovado em números pelo o U.S. Department of Energy, que afirma que 15% do consumo de energia elétrica dos Estados Unidos da América estão relacionados à refrigeração e ar condicionado. Para o Brasil, esses dados não foram encontrados nem na literatura bem como em dados do Ministério de Minas e Energia, mas em países com temperaturas mais elevadas e clima tropical - como é o caso do Brasil - esse número deve ser mais elevado.

Segundo Antunes (2015), o GIZ (Deutsche Gesellschaft für Internationale) descreve que os setores de refrigeração e ar condicionado são responsáveis por 7% das emissões dos gases de efeito estufa (GEE). Esse número equivale a 3,7 Gton de CO₂ por ano. Essa emissão anual equivalente poderá ultrapassar 8,1 Gton em 2030, ano em que o setor HVACR contribuirá com cerca de 13% das emissões globais. As emissões deste setor específico estão crescendo a uma taxa três vezes mais rápida que a taxa do aumento médio global de emissões de gases de efeito estufa. No entanto, o seu impacto pode ser minimizado por tecnologias de refrigeração ambientalmente corretas.

Quanto ao cenário brasileiro, o Brasil passou a ser signatário do Protocolo de Montreal através de decreto nº 99.280, de 06 de junho de 1990. Sendo signatário, o Brasil cria através da Portaria MMA nº 41, de 25 de fevereiro de 2010, e complementado pela Portaria nº 319, de 30 de agosto de 2010, o GT- HCFCs (Grupo de Trabalho para os HCFCs). A partir desse primeiro passo, em 2012 surge o Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs (PBH) através da portaria nº 212, de 26 de junho de 2012 do MMA. De acordo com os documentos do PBH, o Brasil não produz os CFCs desde o ano de 1999, e nos anos seguintes a importação foi reduzida gradualmente até chegar ao seu fim completamente no ano 2010.

Devido a esses avanços, o Brasil é hoje uma referência no assunto, haja vista que o Brasil fora duas vezes homenageado com prêmios concedidos pela ONU, o primeiro em 2007, destacando-se na eliminação antecipada dos CFCs, e o segundo em 2010 em reconhecimento pelas ações desempenhadas e prol da proteção da camada de ozônio.

Para chegar a tal cenário, o Brasil contou com apoio financeiro do Fundo Multilateral para a implementação do Protocolo de Montreal, e apoio técnico do GIZ e do Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial (SENAI). Foram executados 254 projetos de conversão tecnológica da indústria nacional, contemplando aproximadamente 24.600 trabalhadores por meio de treinamentos e capacitações no setor de refrigeração e ar condicionado. Por meio do PBH, o Brasil acelerou a eliminação dos HCFCs, vivendo assim uma nova etapa do Protocolo de Montreal. Aprovado em 2011 pelo Comitê Executivo Interministerial para a Proteção da Camada de Ozônio (Prozon), o Brasil recebeu recursos equivalentes a 20 milhões de dólares para a implantação da primeira etapa das reduções até o ano de 2015. É importante ressaltar que o Brasil antecipou a eliminação dessas substâncias para o ano de 2040, com cortes expressivos na ordem de 97,5% no consumo de HCFCs no ano de 2030. Sendo o Protocolo de Montreal o único acordo ambiental multilateral cuja adoção é universal, com um total de 197 membros no total, entre eles o Brasil vem se destacando, sendo o primeiro país a assumir metas para proteção da camada de ozônio, um passo importante rumo ao futuro.

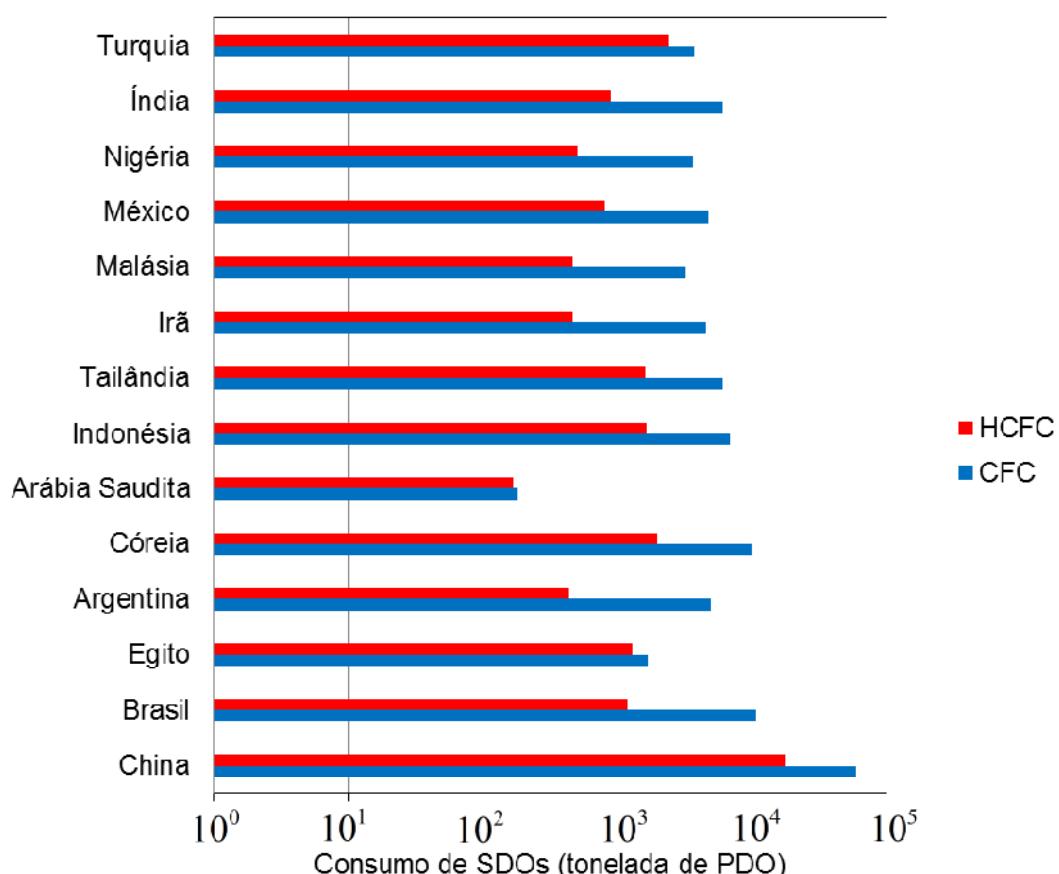


(*) Linha de base de HCFCs: países desenvolvidos com base no consumo de HCFC em 1989 + 2,8% do consumo de CFCs em 1989; países em desenvolvimento com base na média do consumo de HCFCs em 2009-2010.

(**) Linha de base de CFCs: países desenvolvidos com base no consumo de CFCs em 1986; países em desenvolvimento com base na média do consumo de CFCs em 1995-1997.

Figura 2.1 – Comparação entre as linhas de base do consumo de HCFCs* e CFCs** no Brasil e em países desenvolvidos/ União Européia. Fonte: Adaptado de Ações brasileiras para a proteção da camada de ozônio / Ministério do Meio Ambiente, Brasília: MMA, 2014.

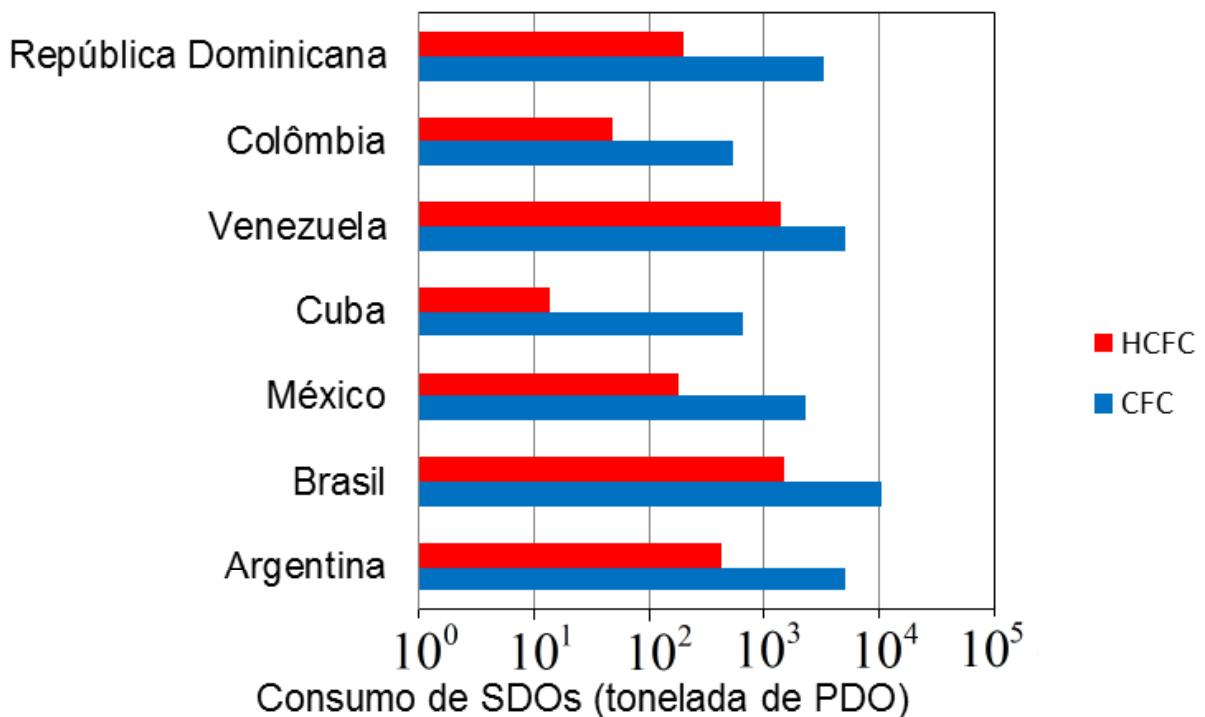
Historicamente, os maiores consumidores de substâncias destruidoras do ozônio são os países desenvolvidos liderados pelos EUA e Japão, seguidos bem de perto pela União Européia. O Brasil já foi o maior consumidor dos CFCs da América Latina, segundo maior consumidor da substância no grupo dos países em desenvolvimento, ficando atrás apenas da China. Após a eliminação dos CFCs, o Brasil passou a apresentar alto consumo de HCFCs. Até o ano 2009 o país já era o nono maior consumidor no mundo e o quinto consumidor entre os países em desenvolvimento. As figuras 2.1, 2.2 e 2.3 mostram as comparações entre as linhas de base do consumo de HCFCs e CFCs no Brasil e em países desenvolvidos/União Européia, países em desenvolvimento e países da América Latina.



(*) Linha de base de HCFCs para países em desenvolvimento: média de consumo de HCFCs em 2009-2010.

(**) Linha de base de CFCs: países em desenvolvimento: média de consumo de CFCs em 1995-1997.

Figura 2.2 – Comparação entre as linhas de base do consumo de HCFCs* e CFCs** no Brasil e em países em desenvolvimento. Fonte: Adaptado de: Ações brasileiras para a proteção da camada de ozônio / Ministério do Meio Ambiente, Brasília: MMA, 2014.



(*) Linha de base de HCFCs: países desenvolvidos com base no consumo de HCFC em 1989 + 2,8% do consumo de CFCs em 1989; países em desenvolvimento com base na média do consumo de HCFC's em 2009-2010.

(**) Linha de base de CFCs: países desenvolvidos com base no consumo de CFCs em 1986; países em desenvolvimento com base na média do consumo de CFCs em 1995-1997.

Figura 2.3 – Comparação entre as linhas de base do consumo de HCFCs* e CFCs** no Brasil e em países da América Latina. Fonte: Adaptado de Ações brasileiras para a proteção da camada de ozônio / Ministério do Meio Ambiente, Brasília: MMA, 2014.

Não menos importante que o Protocolo de Montreal, há também o Protocolo de Kyoto, que regula substâncias causadoras do Efeito Estufa. Como HCFCs já eram controlados no âmbito do Protocolo de Montreal, não fizeram parte da lista de gases de efeito estufa associados aos compromissos (quantificados de limitação de uso e redução de emissões) no contexto do Protocolo de Kyoto.

Para o MMA (2016), é preciso encontrar alternativas viáveis economicamente e tecnicamente comprovadas quanto da utilização de gases prejudiciais ao sistema climático global. Um elemento que preocupa o Brasil nas discussões sobre as relações dos dois Protocolos é o uso do Potencial de Aquecimento Global (GWP) como métrica para a comparação entre diferentes gases e a forma como esses gases interagem e o tempo de permanência na atmosfera. Há questões em aberto que precisam ser aprofundadas sobre a relevância e o impacto de gases de efeito estufa de curto tempo de permanência na atmosfera, devendo-se evitar que se retire o foco da necessidade de redução das emissões

de CO₂ de origem fóssil e de controle de alguns gases industriais de longo tempo de permanência na atmosfera.

De acordo com o Painel Intergovernamental sobre Mudança do Clima (IPCC), vários métodos podem ser utilizados para comparar as contribuições das emissões de diferentes substâncias para a mudança do clima, e nenhum método sozinho pode comparar com precisão e acuracidade todas as consequências de diferentes tipos de emissões, reconhecendo-se que todas têm limitações e incertezas.

Assim, entende-se que as ações que buscam reduzir o impacto da mudança do clima devem seguir a melhor ciência disponível. Entretanto, ressalta-se que, segundo o Relatório Técnico do IPCC, o método mais apropriado até o momento é o do Potencial de Mudança da Temperatura Global (GTP), que se mostra mais adequado, pois é alicerçado em políticas baseadas em metas.

Para Antunes (2015), o fluido refrigerante ideal é aquele que possui excelentes propriedades térmicas, caracterizado tanto por apresentar valores reduzidos de GWP (Potencial de Aquecimento Global) e ODP nulo. Este é o candidato para redução da degradação do meio ambiente e a garantia de bom desempenho energético de um sistema de refrigeração. O grau de toxicidade, o nível de inflamabilidade e o custo do fluido são, também, parâmetros preponderantes nessa escolha.

De acordo com o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (*Fourth assessment report*, 2007), o GWP mede o impacto de uma substância como gás de efeito estufa relativo ao efeito de aquecimento global de uma massa similar de dióxido de carbono por um intervalo de tempo específico. As diferentes classes de refrigerantes e suas características relacionadas aos impactos ambientais podem ser comparadas por meio da Tab. 2.2.

O IPCC (2007) divulgou ainda uma lista dos refrigerantes mais utilizados mundialmente, suas aplicações e suas características. Esses dados podem ser visualizados na Tab. 2.3. O ano de 2010 foi marcado pela proibição mundial dos CFCs, conforme o Protocolo de Montreal previra. A utilização de HCFCs, inicialmente utilizados como substitutos dos CFCs, foi drasticamente reduzida na maioria dos países referenciados pelo Artigo 2 (desenvolvidos) do relatório do IPCC, como verificado na Fig. 2.1 desde 2010. Além do que, de acordo com o protocolo, existe a previsão de proibição total em 2030. O artigo 5, referenciado pelo IPCC, faz referência aos países "em desenvolvimento" (Fig. 2.2) que aderiram a um plano de eliminação de HCFCs mais flexível, o qual prevê a total eliminação até 2040, com cortes expressivos em 2030.

Tabela 2.2 – Classes de refrigerantes e seus potenciais impactos ambientais.

Classe	Sigla	ODP	GWP 100 anos	Vida na atmosfera (anos)	Exemplo
Clorofluorcarbonos saturados	CFC	0,6-1	4750-14400	45-1700	R11 e R12
Hidroclorofluorcarbonos saturados	HCFC	0,02-0,11	77-2310	1,3-17,9	R22 e R141b
Média			1502	11,4	-
Hidrofluorcarbonos saturados	HFC	-	124-14800	1,4-270	R32 e R134a
Média		-	2362	21,7	-
Hidroclorofluorcarbonos insaturados	u-HCFC	<0.001	0-10	-	R1233zd
Hidrofluorcarbonos insaturados	u-HFC	-	<1-12	Dias	R1234yf e R1234ze
Refrigerantes naturais	-	-	0-20	-	R744 e R290

FONTE: IPCC (2007).

Os HFCs não são controlados pelo Protocolo de Montreal, mas estão listadas no âmbito do Protocolo de Kyoto (1997), restrições causadas ao aquecimento global. Em 2005, a Convenção UNFCCC (*United Nations Framework Convention on Climate Change*) iniciou um plano de metas para essas substâncias cujas emissões devem ser limitadas ou reduzidas. Um número considerável de países está implementando regulamentações para controlar sua utilização (*UNITED NATIONS INDUSTRIAL DEVELOPMENT ORGANIZATION*, 2009).

Na Comunidade Europeia (*The European Parliament and the Council of the European Union*, 2006), as restrições são mais rígidas, 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. Nos EUA a agência EPA/SNAP (*United States Environmental Protection Agency/Significant New Alternative Policy*) busca reduzir os impactos por meio de fluidos alternativos, garantindo que a eliminação ou uma possível uma redução de HFCs até o ano de 2050, reduzirá cerca de 90 Gton de CO₂ equivalente.

Tabela 2.3 – Lista dos mais utilizados HFCs, HCFCs e fluidos de baixo GWP.

Substância	Aplicação	GWP 100 anos	Vida na atmosfera (anos)
HCFC-22	AC, o 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-245fa	Espuma expansível, Possível futuro refrigerante.	1030	7,6
HFC-365mfc	Espuma expansível, Possível futuro refrigerante.	794	8,6
HFC-404A	Mistura de refrigerantes: a principal alternativa ao HCFC-22 em AC.	3922	34,2
HCFC-410A	Mistura de refrigerantes: a principal alternativa ao HCFC-22 em AC, transporte refrigerado.	2088	-
HCFC-407C	Mistura de refrigerantes: a principal opção de retrofit ao HCFC-22 em AC.	1774	-
R744	Refrigerante	1	-
HCs	Refrigerante	<3	-
Amônia	Refrigerante	0	-

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

No ano de 2014, a UNEP divulgou uma lista com as principais as aplicações dos principais refrigerantes alternativos aos HCFCs, Tab. 2.4.

Tabela 2.4 – Relação dos principais refrigerantes alternativos aos HCFCs e suas características.

GWP	0	1	3 – 5	4	4	290	330	490	490	600	630	716	1330	1370	1700	2100	2100	3700
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
Refrigeração Doméstica			C	F						F	F			C				
Refrigeração Comercial																		
— <i>Stand alone</i>	C	C	C	L	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	L	C	F	F	F	C	
— Sistemas Centrais	L	C	L		F	F	F	F	F	F	F	L	C	F	C	F	C	
Transporte refrigerado	C	C	C		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	C	C	C	C	
Ar cond. e Bombas de calor					F													
— Pequenos <i>self contained</i>	L	C			F		F	F	F	F	F	L	F	C	C	F	C	F
— <i>Mini-split</i> (não-dutado)	L	C					F	L	F	F	C	F	F	C	F	C	F	
— <i>Multi-split</i>	L						F	L	F	F	L	F	F	C	F	C	F	
— <i>Split</i> (dutado)	F	F					F	F	F	F	L	F	F	C	F	C	F	
— Bombas de calor, aquecimento de água	C	C	C	C	F	F	F	F	F	F	L	F	C	C	F	C	F	
— Bombas de calor, aquecimento ambientes	C	C	C	L	F	F	F	F	F	F	L	F	C	C	F	C	C	
<i>Chillers</i>																		
— Deslocamento positivo	C	C	C		L	F	F	L	F	L	L	F	C	C	F	C	C	
— Centrifugo					L								C					
MAC																		
— Carros	F	F		C						F	F		C					
— Transporte público	F			L						F	F		C	C		C		

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

Fonte: Antunes (2015).

2.2. Fluidos refrigerantes

O fluido refrigerante escolhido a ser utilizado em um ciclo de compressão de vapor em uma determinada aplicação deve possuir determinadas características desejáveis para satisfazerem as características de projeto. Segundo Van Wylen et al. (1998) os dois aspectos mais importantes na escolha de um refrigerante são a temperatura na qual se deseja a refrigeração e o tipo de equipamento utilizado. Como o fluido refrigerante sofre uma mudança de fase durante o processo de transferência de calor, a pressão do fluido refrigerante será a pressão de saturação durante o processo de fornecimento e rejeição de calor. Fluidos refrigerantes que possuem baixas pressões apresentam grandes volumes específicos e correspondem a grandes equipamentos.

Altas pressões significam equipamentos menores, os quais devem ser projetados para suportarem elevadas tensões, como é o caso do R744. Para aplicações a baixas temperaturas, pode ser usado um sistema de fluido binário, colocando-se em cascata dois ciclos distintos, uma vez que não existe um fluido que satisfaça todas as faixas de trabalho em refrigeração. Quando se trata de fluidos refrigerantes, além dos parâmetros termodinâmicos, questões de mercado são também importantes, entre as quais destacam-se: compatibilidade de materiais, custo de refrigerante (por kg ou por carga do sistema), custo dos componentes, acesso ao refrigerante, disponibilidade de componentes adequados, lubrificação, equipamentos de serviço, experiência e formação adequada de recursos humanos.

As aplicações do *drop-in* (substituição direta da carga de refrigerante de um equipamento por uma carga de fluido alternativo) vêm aumentando significativamente nos últimos tempos devido aos protocolos até então estabelecidos, o que tem causado uma verdadeira corrida no setor da refrigeração. Tal disputa salutar é em busca de novas substâncias que possam ser utilizadas no lugar dos fluidos refrigerantes convencionais. Assim como o *drop-in*, o *retrofit* (ajustes dos equipamentos) também está presente, e a junção desses dois processos cria novas condições de trabalho no setor da refrigeração, responsável por modernizar os equipamentos de refrigeração existentes.

Antunes e Bandarra Filho (2016) realizaram uma investigação experimental do processo de *drop-in* do R22 em um sistema de refrigeração com capacidade máxima de 15 kW. Entre os refrigerantes alternativos testados, encontram-se hidrocarbonetos e refrigerantes sintéticos da classe HFC. 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 COPs superiores ao sistema original (R22). Em complemento, os autores estimaram os impactos ambientais de cada fluido através do método TEWI (*total equivalent warming impact*). Os HCs apresentaram os menores impactos, enquanto o R404A promoveu os maiores danos ao meio ambiente.

Os fluidos refrigerantes escolhidos, estudados e utilizados nessa tese foram os listados a seguir. A escolha de cada fluido foi embasada no estado da arte sobre sistemas cascatas, citados ainda nesse capítulo.

R134a

Em um dos primeiros trabalhos referenciando o refrigerante R134a, McLinden (1988) enfatiza que o R134a é o candidato ideal para substituir o R12. Isso se deve aos 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 HFC com zero de ODP e GWP de 1430, amplamente empregado em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar automotivo. Contudo, o R134a também é utilizado em outras áreas da refrigeração tais como refrigeração comercial, industrial e transporte refrigerado. A utilização do R134a se deu devido aos equipamentos desse tipo utilizado no Brasil saírem de fabrica com tal fluido.

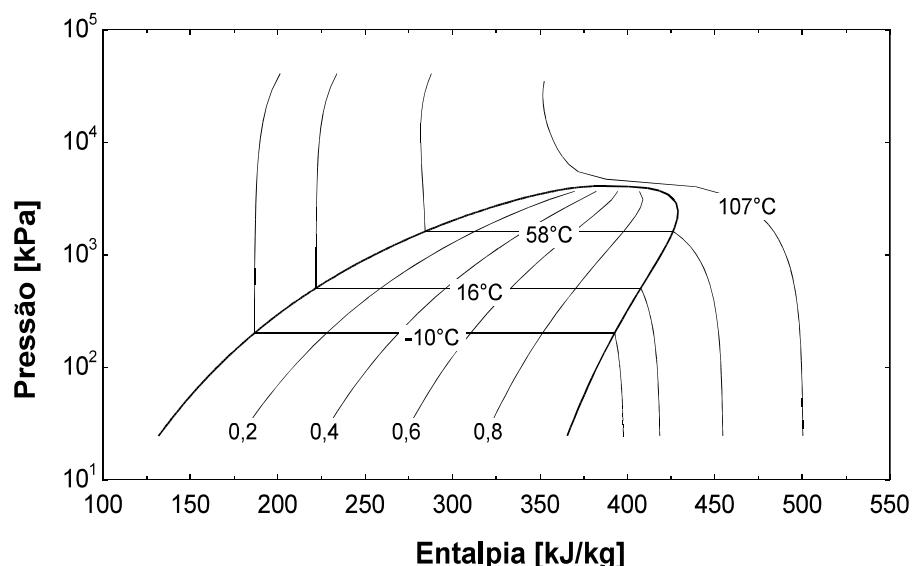


Figura 2.3 – Diagrama pressão - entalpia para o R134a. Fonte: Construído com dados do EES.

R438A

O R438A é uma mistura não azeotrópica composta de R32, R125, R134a, R600 e R601a. Em uma mudança de estado (condensação ou evaporação), a temperatura de mudança de fase varia para cada componente. A temperatura *glide* varia de acordo com as diferentes misturas, e esse fator dificulta a substituição do R22 pelo R438A. No caso do R438A, o fabricante assegura que esse fluido é o substituto direto do R22, sendo assim foi um dos fluidos escolhido para ser utilizado nessa tese. Os HCs existentes nesta mistura apresentam-se em quantidade mínima, o que não configura em aspectos gerais o R438A como inflamável. Esta mistura tem um ODP nulo e, de acordo com IPCC (2007), o valor do GWP há 100 anos para este refrigerante é superior ao R22 e equivale a 2264, calculado de acordo com o AR4 (*Assessment Relatório 4*).

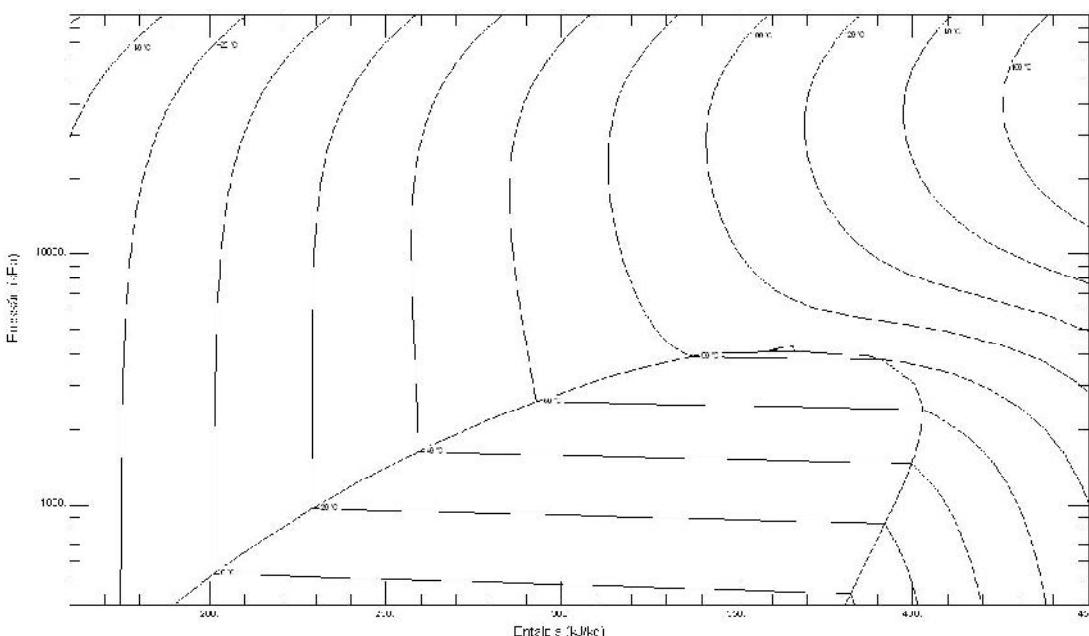


Figura 2.4 – Diagrama pressão - entalpia para do R438A. Fonte: Construído com dados do Refprop.

R404A

É uma mistura quase-azeotrópica de refrigerantes HFCs destinada a ser substituto em longo prazo para o R22. O R404A apresenta um GWP de 3922 e ODP zero. Assim como o R22, esta mistura é classificada pela ASHRAE 34 (2010) como A1, o que significa que estas substâncias não propagam chama. O R404A foi escolhido entre os fluidos refrigerantes existentes devido à sua grande aplicação no setor supermercadista, juntamente com o R22.

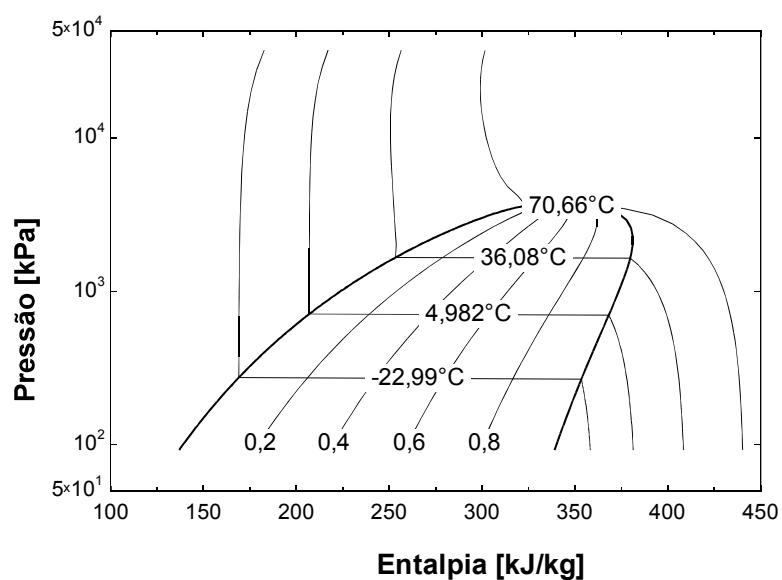


Figura 2.4 – Diagrama pressão - entalpia para o R404A. Fonte: Construído com dados do EES.

R744

R744 é a denominação do dióxido de carbono (CO_2) segundo a norma ANSI/ASHRAE -34 (1989). O R744 é um fluido natural e ambientalmente correto, classificado como A1 e está presente em nossa atmosfera em uma concentração de 0,036%, ou 360 ppm. Em temperaturas acima de $-56,6^\circ\text{C}$ e pressão atmosférica normal (101,3 kPa abs), o R744 é um vapor e, abaixo dessa temperatura, é uma substância branca sólida, semelhante à neve. O gelo seco, como é conhecido, tem uma temperatura de superfície de $-78,5^\circ\text{C}$ na pressão atmosférica normal, esse se sublima produzindo o efeito de resfriamento. Na sublimação, trocas de calor latente, a substância passa do estado sólido diretamente para o estado vapor, sem passar por sua fase líquida.

Como fluido refrigerante, o CO_2 apresenta GWP igual a 1, sendo a referência para os demais fluidos e ODP igual a zero. O R744 é hoje utilizado em praticamente todos os setores da refrigeração, isso se dá devido ao avanço da engenharia, mais propriamente do setor da refrigeração.

O R744 não é um fluido refrigerante novo, sua proposta de utilização é dada por volta do ano 1850, tendo como pico de utilização as décadas de 20 e 30. Por diversos motivos, entre eles a segurança nos sistemas, o R744 acabou esquecido e substituído pelos fluidos sintéticos. Devido às suas excelentes características de transferência de calor, no ano de 1993, o Prof. Gustav Lorentzen propôs a reinserção do R744 como fluido refrigerante natural

para aplicações nos ciclos subcrítico e transcrítico. Na Fig. 2.5 é observado o ciclo de utilização do R744 com o decorrer dos anos.

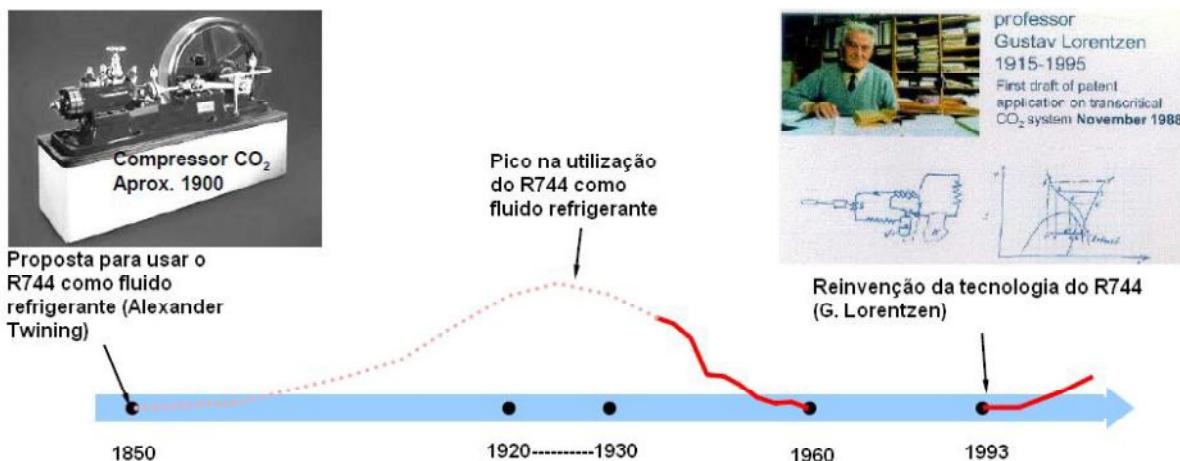


Figura 2.5 – Evolução no uso de R744. Fonte: Curso de R744, 2011.

Além de ser utilizado como fluido refrigerante o CO₂ é usado em demais aplicações pela indústria, dentre elas podemos citar: a preparação de bebidas, carbonação de bebidas não alcoólicas, tratamento de água e extintores de incêndio. No segmento do petróleo, o R744 é bombeado em poços para a extração do óleo residual, reduzindo sua viscosidade e, assim, facilitando o processo de bombeamento.

2.3. Visão histórica do desenvolvimento e uso do R744

O desenvolvimento e o uso do CO₂ vêm de datas remotas, desde a Roma antiga, Solar Pliny escreveu sobre os vapores letais que saíam das cavernas e, mais tarde, tornaram-se conhecidos os efeitos da sufocação causada pelo dióxido de carbono e o batizaram de *Spiritus Letalis* (espíritos letais). Foi ainda atribuído ao gás um “efeito agradável” em águas provenientes de fontes vulcânicas utilizadas para banho.

Por volta do ano 1630, Jan van Helmont definiu os vapores diferentes do ar. Até então, acreditava-se que o ar era a única substância presente na atmosfera. Ele descobriu que os gases liberados durante a fermentação de certos componentes como, por exemplo, o vinho eram diferentes do ar. Foi então que surgiu a palavra gás, que nos dias de hoje conhecemos como dióxido de carbono.

Em meados de 1700, o CO₂ foi usado pela primeira vez de forma prática. Joseph Priestley dissolveu o gás em água e descobriu uma bebida refrescante e um pouco adocicada: nascia então a Soda.

No ano de 1748, foi construído por Willian Cullen na Universidade de Glasgow um sistema de refrigeração, porém sem fins específicos para a época.

Joseph Black provou no ano de 1756, que o dióxido de carbono está presente na atmosfera e se combina formando outros compostos. Foi também Back que descobriu que o dióxido de carbono é mais pesado que o ar.

No ano de 1783, fazendo uso do dióxido de carbono em experiências com roedores, Pierre Laplace demonstrou que o dióxido de carbono pode ser obtido como subproduto devido à queima de carboidratos pelo oxigênio dos roedores.

Em 1805, Oliver Evans publicou a descrição de um sistema de refrigeração que incluía um compressor, um condensador e uma serpentina de resfriamento. Ele veio a falecer sem terminar o seu projeto.

Alexander Twining (1850) propôs um sistema de refrigeração de compressão de vapor utilizando o CO₂ como fluido de trabalho. Em 1860, Jackson Mississippi percebeu que o gás poderia ser utilizado como fluido refrigerante e construiu um sistema de refrigeração para aplicação marítima de congelamento de carne, mas abandonou a ideia posteriormente.

Na Alemanha, Carl Linde também utilizou o CO₂ em seu trabalho para o Krupp de Essen, onde projetou um equipamento para produzir CO₂ líquido. Linde chegou até a construir um sistema de refrigeração, mas esse utilizava amônia como fluido refrigerante.

No ano de 1882, W. Raydt obteve a patente de um sistema de refrigeração que utilizava o CO₂ como fluido de trabalho.

Em 1886, Franz Windhausen patenteou um compressor de R744. Anos mais tarde, J & E Hall compraram a patente e começaram a produzir o compressor no ano de 1890, sendo um dos compressores favoritos para instalações marítimas. Ainda no ano de 1890, James Harrison “fabricava” o CO₂ e o vendia como fluido refrigerante.

Em 1897, a empresa Sabroe produziu os primeiros compressores para CO₂. A Sabroe iniciou em 1910 a produção de refrigeradores domésticos utilizando o dióxido de carbono. Nessa época também já havia um grande número de fabricantes oferecendo equipamentos para CO₂, inclusive a conhecida Carrier.

Os sistemas de refrigeração navais britânicos utilizavam até 1940 somente CO₂ em suas embarcações, porém, esse foi substituído pelos refrigerantes “seguros”, os quais estavam em plena fase de crescimento. Com o surgimento do R12 e mais tarde R22 e R502, tidos como refrigerantes seguros, o uso do R744 começou a declinar em plantas comerciais, sendo a amônia mantida em uso em instalações industriais até os dias de hoje.

Após algumas décadas, em esquecimento, o CO₂ retornou ao setor por meio dos esforços do Professor Sueco Gustav Lorentzen, do Instituto Técnico da Suécia. Ele propôs,

no ano de 1993, a reinserção do R744 como fluido de trabalho para aplicações subcríticas em cascata e aplicações transcríticas.

Esse resumo histórico tem como fonte bibliográfica principal o livro Dióxido de Carbono em Sistemas de Refrigeração Comercial e Industrial.

2.4. Características e propriedades do R744

As propriedades termofísicas do CO₂ o tornam um fluido com propriedades muito específicas quando comparado aos demais tipos de fluidos, e essas propriedades promoveram seu desuso. Essa queda na utilização do R744 foi devido, principalmente, à perda de capacidade de refrigeração em alguns casos de aplicações específicas e o aumento da pressão em altas temperaturas, porém, em situações subcríticas em um ciclo convencional de refrigeração, não há diferença em relação aos demais fluidos refrigerantes, a não ser pelas pressões elevadas. Por ser um fluido puro, ou seja, possuir composição química invariável e homogênea, não está sujeito à temperatura *glide* e possui uma relação normal de pressão/temperatura.

Na Tab. 2.5, podem ser observadas algumas características dos fluidos comumente utilizados no setor e o impacto ambiental dos mesmos.

Tabela 2.5 - Comparaçao do impacto ambiental dos refrigerantes.

Fluido refrigerante	Nome	Fórmula/mistura	OPD	GWP ₁₀₀
R22	Clorodifluormetano	CHCLF ₂	0,55	1500
R134a	Tetrafluoretano	CH ₂ FCF ₃	0	1430
R404A	Mistura HFC	R125/R134a/R143a	0	3260
R507A	Mistura HFC	R125/R143a	0	3300
R290	Propano	C ₃ H ₈	0	3
R717	Amônia	NH ₃	0	0
R744	Dióxido de carbono	CO ₂	0	1

Fonte: Adaptado de: Dióxido de carbono em sistemas de refrigeração comercial e industrial/ Alessandro Silva. São Paulo: Nova Técnica Editorial, 2011.

Entre os fluidos refrigerantes dispostos na tabela acima, apenas a amônia e o propano não são do grupo de segurança A1 (ASHRAE). Esses são classificados como B2 e A3 respectivamente.

Alguns dos fatores de maior importância quanto à seleção dos fluidos refrigerantes são as propriedades físico-químicas da substância em estudo, pois, através dessas

propriedades, inicia-se o desenvolvimento e dimensionamentos dos componentes dos sistemas de refrigeração, levando em conta a segurança dos equipamentos e das pessoas envolvidas. Tais propriedades possuem impacto direto nos componentes e desempenho energético do sistema.

Em se tratando das propriedades, um parâmetro que merece atenção é o ponto triplo das substâncias. No caso específico do R744, esse ponto ocorre em temperaturas e pressões mais elevadas que os demais fluidos refrigerantes tradicionais. O ponto triplo de uma substância é o valor de pressão e temperatura em que os três estados físicos coexistem. Para o R744, caso o valor da pressão for inferior a 518 kPa e a temperatura menor que -56,6 °C, ocorrerá a formação do estado sólido, conhecido popularmente como “gelo seco”. Entretanto, se a pressão permanecer acima do valor mencionado, o R744 irá se comportar como líquido. A Fig.2.6 ilustra esses pontos em um diagrama de fase e a Fig. 2.7 representa um diagrama pressão – entalpia para o R744.

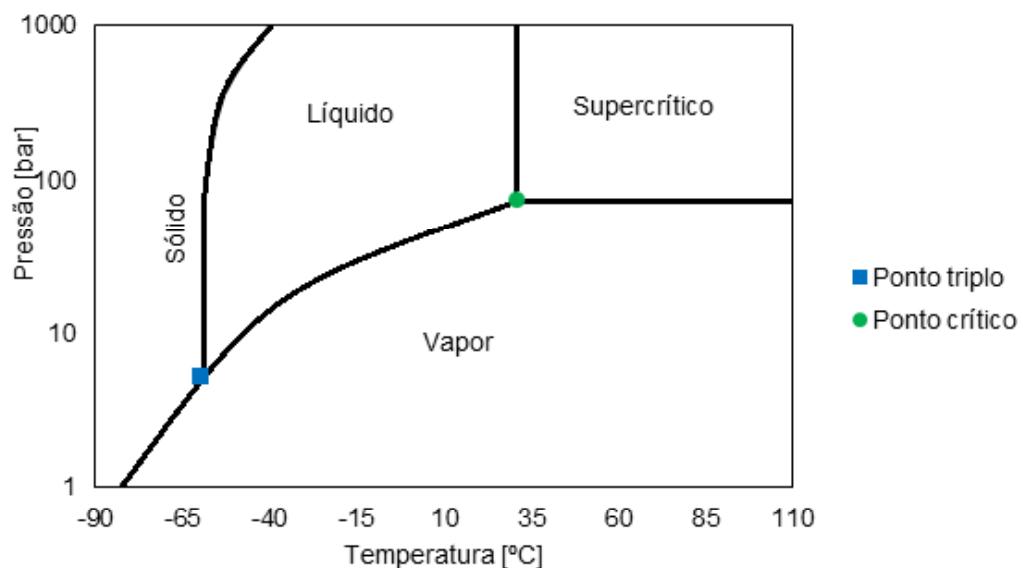


Figura 2.6 – Diagrama de fases do R744. Fonte: Adaptado de Curso de R744, 2011.

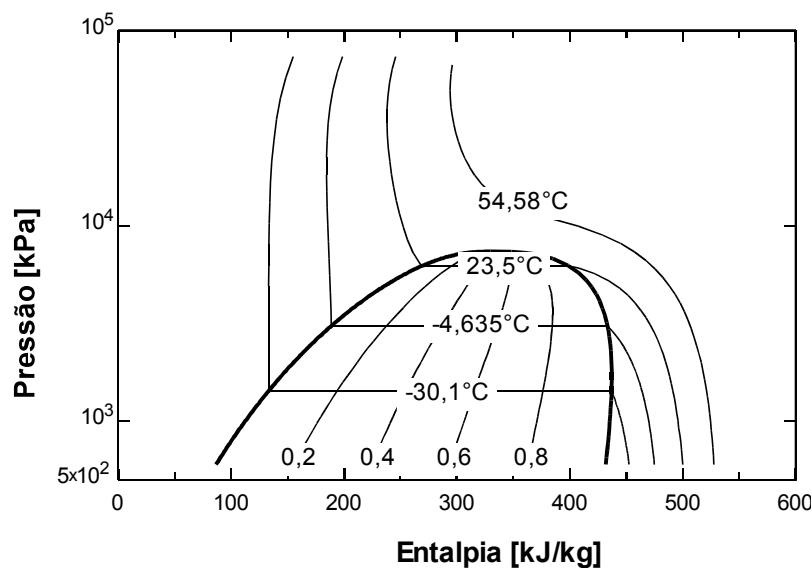


Figura 2.7 – Diagrama pressão - entalpia para o R744. Fonte: Construído com dados do EES.

Assim como o ponto triplo, o ponto crítico merece ser observado, pois esse parâmetro representa a condição de limite máximo na qual temperatura e/ou pressão não possibilitam a liquefação do fluido refrigerante. No caso do R744, esse ponto equivale a 31,1°C com pressão de 7382 kPa (73,6 bar). Quando o R744 se aproxima desse ponto, as densidades do vapor e do líquido se tornam próximas uma da outra e, acima desses valores, não haverá mais distinção entre as fases vapor e líquido. A Fig. 2.8 ilustra essas diferenças de densidades. Outro ponto importante é a ocorrência da expansão do vapor que poderá criar CO₂ sólido (formação de gelo seco). Caso isso venha a ocorrer, não haverá nenhum perigo de dano às tubulações ou vasos de pressão.

Todas as pressões apresentadas nessa discussão são absolutas. Os diagramas pressão – entalpia foram construídos com dados disponíveis no software EES (*Engineering Equation Solver*). As propriedades utilizadas possuem, como fonte as referências, dados do Instituto Internacional de Refrigeração que apresenta o valor da entalpia específica de 200 kJ/kg e o valor da entropia específica equivalente a 1,0 kJ/kgK, ambas as propriedades relativas ao estado de líquido saturado a 0°C (273.15 K).

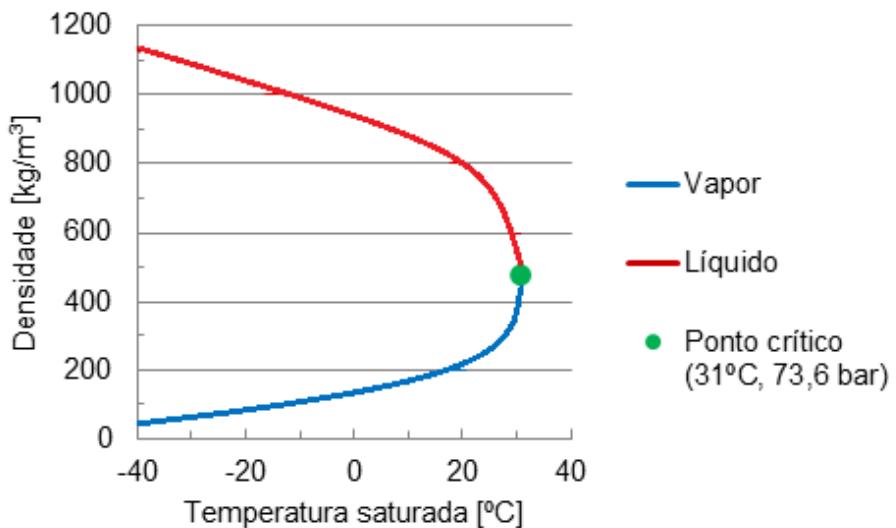


Figura 2.8 – Densidade do R744 líquido/vapor. Fonte: Adaptado de Curso de R744 (2011).

2.5. Critérios de segurança

Os fluidos refrigerantes são substâncias químicas que são classificados de acordo com suas características, questões de segurança e aplicações. As questões de segurança devem ser levadas em consideração, principalmente, quanto ao impacto dessas substâncias no corpo humano, assim como sua interação com materiais e meio ambiente.

Quanto ao uso os fluidos refrigerantes naturais, o investimento para instalações usando esses fluidos são, normalmente, 20% mais altos que para instalações usando fluidos sintéticos, dependendo da aplicação e da capacidade do sistema de refrigeração.

Os fluidos refrigerantes podem ser classificados de acordo com a reação provocada ao corpo humano. Nesse sentido, a toxicidade de um fluido refrigerante é avaliada por “níveis de exposição” os quais indicam o quanto um indivíduo pode ser exposto, regularmente, ao refrigerante, sem apresentar nenhum efeito adverso. Essa classificação é baseada em normas técnicas e segundo a norma ASHRAE 34 (2010), os diferentes refrigerantes são divididos em duas classes de toxicidade (classe A: baixa toxicidade e classe B: alta toxicidade). A Tab. 2.8 retrata a classificação dos refrigerantes quanto à segurança de acordo com a norma EN378 de 2008.

Esses fluidos são classificados também de acordo com o efeito causado. Há aqueles que possuem forte efeito tóxico, como o R717 (amônia), o R764 (dióxido de enxofre) e R40 (cloreto de metila); aqueles que não apresentam nenhum cheiro particular ou efeito tóxico

em curto prazo como HCFC, HCs e nitrogênio e, por fim, aqueles fluidos que estão diretamente ligados ao processo respiratório, tais como o R744 e o R729 (ar).

Tabela 2.8 – Classificação dos refrigerantes quanto à segurança.

Característica	Baixa toxicidade	Alta toxicidade
Sem propagação de chama	A1, ex.: R744, R404A, R134a	B1, ex.: R123.
Baixa inflamabilidade	A2, ex.: R152.	B2, ex.: R717.
Baixa velocidade de chama	A2L, ex.: R1234yf.	
Alta inflamabilidade	A3, ex.: HCs, R430a, R510a.	B3.

Fonte: EN378 (2008).

O importante quando se trata desses fluidos citados acima é saber que todos, exceto o ar, podem matar uma pessoa pela falta de oxigênio. Se um gás é introduzido mecanicamente em um ambiente, o ar é foçado a sair na mesma proporção que o gás foi forçado a entrar, reduzindo drasticamente a quantidade de oxigênio fornecido ao corpo humano presente nesse ambiente.

Na Tab. 2.9, são apresentados os níveis suportados pelo organismo humano frente a redução do oxigênio no corpo humano. De acordo com o nível de oxigênio, o corpo apresenta efeitos fisiológicos variados, podendo causar a morte quando houver exposição ao extremo. Quando uma pessoa permanece em um ambiente onde a quantidade de oxigênio é inferior a 8%, essa pessoa pode ficar inconsciente pela falta de oxigênio no corpo e, principalmente, no cérebro. Estando inconsciente, essa pessoa pode ir ao solo, onde se encontra a maior quantidade desses gases (visto que são mais densos que o próprio ar) ou pode ir a óbito devido à supressão de oxigênio no organismo. Os valores de densidade de vários gases podem ser observados na Tab. 2.10.

Tabela 2.9 – Níveis de oxigênio e seu efeito no corpo humano.

Nível [%]	Efeito
21	Atmosfera normal
16	Respiração forçada
14	Locomoção forçada
12	Pensamento confuso
10	Náusea, vômito, colapso
8	Perda da consciência
6	Falha no aparelho respiratório

Fonte: Curso de R744 (2011).

Tabela 2.10 – Comparaçao das densidades dos fluidos refrigerantes.

Refrigerante	Massa molar [g/mol]	Densidade vapor @15°C e 1atm [kg/m ³]	Densidade relativa ar=1
R717	17	0,72	0,595
R729	29	1,21	1
R744	44	1,85	1,53
R290	44	1,87	1,55
R600a	58	2,5	2,07
R410A	72,6	3,7	2,54
R407C	86,2	3,66	3,03
R22	86,5	3,67	3,03
R404A	97,6	4,15	3,43
R134a	102	4,36	3,61
R12	121	5,16	4,27

Fonte: Modificada de: Curso de R744 (2011).

Quando se trata do dióxido de carbono misturado com o ar, esse último é deslocado, comportando-se da mesma maneira que os demais gases. A diferença é que o dióxido de carbono não é somente um gás asfixiante, mas também é um narcótico. Segundo Silva (2011), o dióxido de carbono é o mais potente vasodilatador cerebral já conhecido. Ele aumenta o tamanho dos vasos sanguíneos do corpo humano alongando as fibras e, consequentemente, reduzindo a pressão sanguínea.

Silva (2011) destaca que os glóbulos vermelhos são responsáveis pelo transporte do oxigênio e dióxido de carbono aos tecidos do corpo, a capacidade de troca desses gases é vital para os pulmões. Contudo, ocorre com o CO₂ um fato incomum quando sua concentração no ambiente se torna elevada. Os glóbulos vermelhos tornam-se saturados, comprometendo, assim, a troca do CO₂ pelo oxigênio. Isso significa que, mesmo se houver oxigênio suficiente no ar, os pulmões não conseguirão absorvê-lo.

Quando os níveis do CO₂ são controlados, o mesmo se torna importante para a manutenção da vida. São os níveis de CO₂ no sangue que mantêm controlada a respiração e também o controle do pH no cérebro.

A Tab. 2.11 exibe os níveis de CO₂ e os fenômenos fisiológicos a esses níveis associados.

Tabela 2.11 – Níveis de CO₂ e efeitos fisiológicos.

Nível [%]	Efeito
2	50% de aumento no ritmo respiratório
3	100% de aumento no ritmo respiratório, tolerância de 10 minutos para curta exposição
5	300% de aumento no ritmo respiratório, aparecendo dores de cabeça e suor
8	Exposição limite a tempos curtos
10	Dor de cabeça depois de 10 ou 15 minutos, enjoos, vertigens, excitação e vômitos
10-18	Após exposições curtas aparecem os ataques epiléticos, perda da consciência
18-20	Sintomas semelhantes ao da trombose, coma seguido de morte

Fonte: Adaptado de Curso de R744 (2011).

A Tab. 2.12 mostra a classificação HAZCHEM dos fluidos refrigerantes. Esse código é usado em países como Austrália e Nova Zelândia. Os fluidos refrigerantes são listados como 2RE sendo:

- 2 – gases não inflamáveis e não tóxicos;
- R – spray de água usado para conter possíveis vazamentos;
- E – evacuar a área em caso de vazamento.

Caso ocorra vazamento com inalação desses gases, deve-se remover a vítima para locais ventilados. Ocorrendo parada respiratória, deve-se aplicar respiração artificial e procurar auxílio médico.

Relacionado ao contato dos trabalhadores com esses fluidos, existe o parâmetro TLV/TWA (*Time Weight Average*) que refere-se à média ponderada pelo tempo de exposição para uma jornada de 8h/dia e 40h semanais, à qual todos os trabalhadores podem se expor sem apresentar efeitos nocivos. A principal diferença entre os fluidos relacionados na Tab. 2.12 é a temperatura de evaporação. Caso haja vazamento, o contato da pele com o fluido a -78,5°C terá um efeito muito mais grave do que com um fluido a -40°C, por exemplo.

Ao utilizar o CO₂, deve-se, rever os conceitos e a maneira de se lidar com equipamentos de proteção individual, postura que, segundo Silva (2011), por muito tempo tem sido aceita pelo pessoal envolvido com o setor de refrigeração. Tal postura sobre segurança não é em geral aplicada, principalmente pelos que trabalham em campo. Normalmente, o que se vê é o uso de qualquer tipo de roupa durante o manuseio dos fluidos refrigerantes fluorcarbonos, o que pode causar queimaduras graves caso ocorra um vazamento do fluido a baixa temperatura. O autor complementa que essa postura frente a segurança tem de mudar, tanto para prevenir equipamentos quanto para proteger mão de obra humana contra ferimentos graves. Devem-se seguir as recomendações da Segurança

do Trabalho e Saúde Ocupacional ao trabalhar-se com sistemas de refrigeração que utilizem o R744, já que eles exigem maior cuidado, bem como essas recomendações devem ser seguidas para o trabalho com fluidos halogenados. Na Tab. 2.12, é apresentado o ponto de ebulação de diversos fluidos. Esses fluidos são asfixiantes quando encontrados em altas concentrações, e no caso do R717 é tóxico quando inalado.

Tabela 2.12 – Ponto de ebulação dos fluidos.

Fluido	Ponto de ebulação [°C]
R744	-78,5
R410A	-52,2
R404A	-46,8
R507	-46,7
R407	-43,0
R22	-40,7
R134a	-26,2
R717	-33,4

Fonte: Adaptado de Curso de R744 (2011).

Para se trabalhar com o R744, as pessoas envolvidas, bem como pessoas que compartilhem o mesmo ambiente devem estar cientes, treinadas e muito bem informadas caso haja algum tipo de vazamento. Devido à sua baixa temperatura, o R744 poderá causar sérios danos por queimadura aos olhos e à pele, não se deve tocar as tubulações ou válvulas do sistema de R744, pois estas partes poderão estar extremamente baixas, com temperatura variando de -56°C a -78°C.

É essencial para o trabalho com o R744 utilizar óculos de segurança, calçados de segurança, roupas e luvas adequadas. Para a boa prática de trabalhos em sistemas de refrigeração, algumas normas relacionadas à segurança estão relacionadas nesse trabalho e são listadas a seguir:

- ABNT NBR 16069 (2010): Promove a segurança no projeto, construção, instalação e operação de sistemas frigoríficos. Os textos desta norma foram baseados na ASHRAE Standard 15 Edição de 2007. O documento também destaca e define procedimentos a serem adotados em caso de emergências em salas de máquinas, estabelecendo inclusive os limites de alarme dos detectores e o acionamento automático de sistemas de ventilação e eventual necessidade de evacuação da planta.

- ABNT NBR 15960 (2011): Estipula os métodos e os procedimentos a serem adotados na execução dos serviços de manutenção quanto ao recolhimento, reciclagem e regeneração de fluidos frigoríficos em equipamentos e instalações de refrigeração e ar condicionado.

- ABNT NBR 15976 (2011): Estipula os requisitos mínimos e os procedimentos para a redução da emissão involuntária de fluidos frigoríficos halogenados em equipamentos e instalações estacionárias de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor. Esta Norma abrange a fabricação, instalação, ensaios, operação, manutenção, conserto e disposição final dos equipamentos e sistemas.

- ABNT NBR 16186 (2013): Estabelece os requisitos mínimos e os procedimentos para redução da emissão de fluidos frigoríficos em equipamentos e instalações de refrigeração comercial. Esta Norma abrange a detecção de vazamentos de fluidos frigoríficos, manutenção e reparo em equipamentos e instalações.

- ABNT NBR 16255 (2013): Apresenta diretrizes para o projeto e a instalação de equipamentos frigoríficos em supermercados, considerando condições de operação dos expositores, condições ambientais da loja e recomendações para conservação de energia.

2.6. Ciclos termodinâmicos e sistemas envolvendo o R744

A Fig. 2.9 mostra em um diagrama pressão-entalpia os dois ciclos utilizados e discutidos com respeito às instalações de R744. Estes ciclos são respectivamente o ciclo subcrítico e o transcrítico a alta pressão.

No ciclo transcrítico, o fluido refrigerante é comprimido até uma pressão acima do ponto crítico do R744. Devido ao fato da pressão estar acima do ponto crítico, o fluido não pode mais ser condensado, mas somente resfriado. Nesse tipo de ciclo não há condensador e o trocador de calor utilizado na descarga é chamado de resfriador gasoso. As pressões de descarga nesse ciclo são elevadas, alcançando 100000 kPa, sendo assim, esses requerem compressores e equipamentos especialmente projetado para essa finalidade. Quanto à seção de sucção, as pressões poderão se elevar chegando até os 73000 kPa. Essa aplicação é comumente utilizada em condicionamento de ar. Aplicações transcriticas são comuns no setor comercial e industrial, principalmente na Europa e Austrália.

O ciclo subcrítico apresenta supremacia nas aplicações comerciais e industriais. As pressões de trabalho são elevadas quando comparadas aos fluidos refrigerantes, tradicionalmente utilizados em sistema de simples estágio. Ao comparar-se a relação de pressão, o R744 se destaca, possuindo uma reduzida relação de pressão. As altas pressões

de operação nesse tipo de ciclo são atenuadas instalando-se o R744 em sistemas de dois estágios. Um arranjo conhecido como sistema cascata, o qual é utilizado nessa tese.

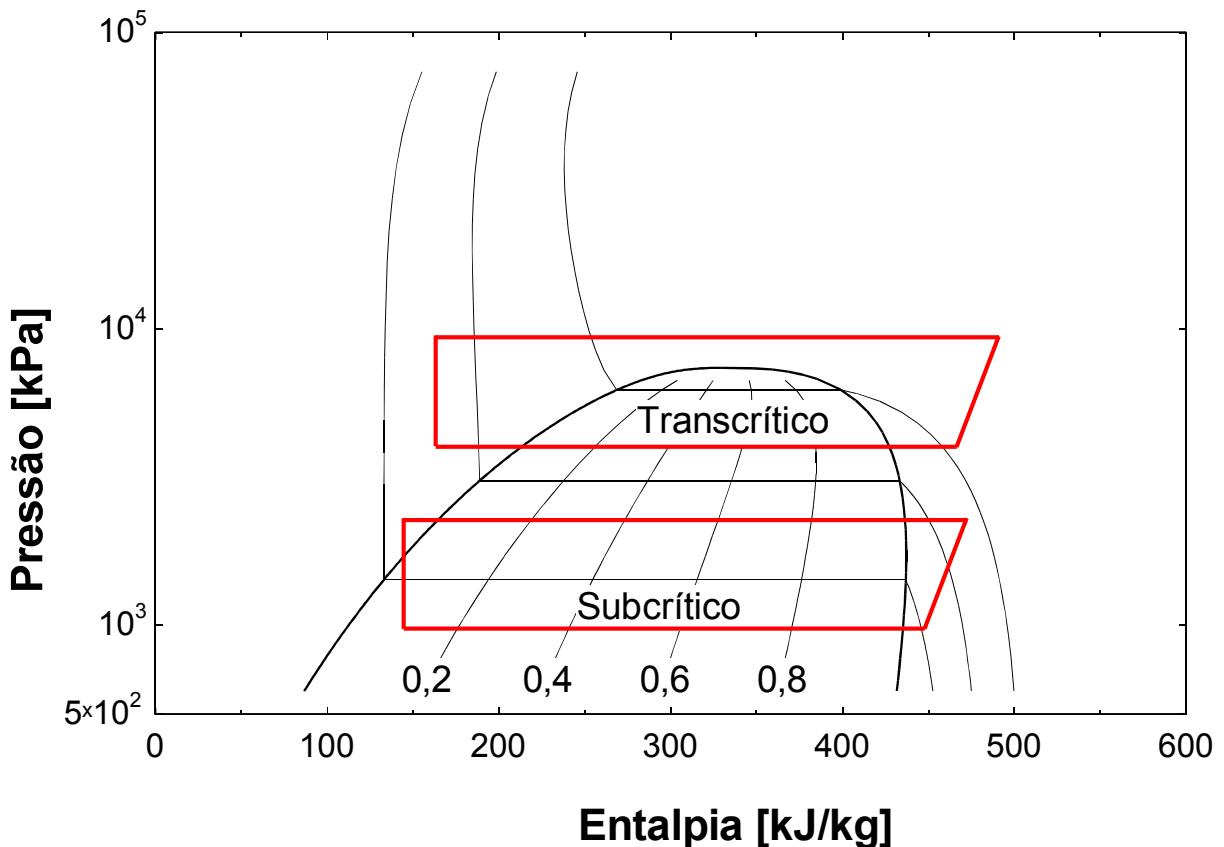


Figura 2.9 - Ciclos transcritico e subcrítico em diagrama P – h. Fonte: Adaptado de Silva, 2011.

A eficiência volumétrica dos compressores em um sistema de R744 pode ser considerada elevada quando comparada a sistemas tradicionais que utilizam fluidos sintéticos, o que resulta em compressores com menores deslocamentos volumétricos. Os diâmetros das tubulações utilizadas em instalações de R744 são menores, porém as espessuras de parede devem ser maiores para que suportem altas tensões. Nesse tipo de aplicação, é necessário seguir normas internacionais de resistência dos materiais tais como ASTM B280, utilizada neste trabalho. Normalmente, devido à dificuldade em encontrar componentes específicos para a utilização do R744, são utilizados componentes projetados para o R410A, pois tais componentes atendem às normas de segurança.

De acordo com Silva (2011), a capacidade de refrigeração em qualquer sistema de refrigeração diminui rapidamente quando a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação são aumentadas, seja através da redução da temperatura de evaporação ou pelo aumento da temperatura de condensação. Isso se deve ao elevado volume específico

dos vapores da sucção nas temperaturas mais baixas do evaporador e, também, parcialmente, pelo aumento da relação de compressão, pois qualquer aumento na relação de compressão resulta em um aumento da temperatura de descarga. Em resumo, temperaturas de descarga ficam mais elevadas quando se reduz a temperatura de evaporação.

Os sistemas convencionais proporcionam resultados satisfatórios quando utilizados com valores de temperatura de evaporação de até -40°C, isso em temperaturas de condensação razoavelmente baixas. Quando se deseja alcançar temperaturas de evaporação abaixo de -40°C, sistemas multiestágio devem ser utilizados a fim de evitar temperaturas de descarga elevadas e para manter eficiências e capacidades de refrigeração razoáveis. Ainda conforme Silva, em instalações de grande porte é aconselhável a utilização de dois estágios de compressão de um único fluido para aplicação com temperaturas de evaporação abaixo de -18°C.

Os diversos sistemas de multiestágio podem ser agrupados em tipos básicos conhecidos como sistemas compostos ou *booster*, ou sistemas em cascata, como é estudado nesta tese, ou ainda em uma combinação dos dois sistemas. Os sistemas de compressão em diferentes etapas são utilizados em todo o mundo e dependem da faixa de evaporação necessitada. Os compressores de duplo estágio para um único fluido estão disponíveis em uma grande variedade de tamanhos e capacidades. Estes compressores foram projetados originalmente para o R717 e o R22 e, nos dias de hoje, encontram-se compatíveis para os mais diversos fluidos.

Os sistemas combinados utilizam vários compressores de estágio simples de compressão em série para comprimir um único refrigerante em várias etapas sucessivas, sendo esse sistema conhecido como *booster*. Esse tipo de sistema é bastante útil quando utiliza-se R717 ou R22 evaporando a baixas temperaturas, atenuam altas temperaturas de descarga. Nesse tipo de sistema, a pressão do vapor é elevada desde a pressão de evaporação até valores de pressão de descarga intermediários. Assim, o vapor de descarga dos compressores do estagio de baixa é descarregado na sucção dos compressores de alta.

O superaquecimento dos compressores de alta deve ser evitado. Para tanto, faz-se resfriar o vapor do refrigerante entre os estágios de compressão. Esse método é conhecido como dessuperaquecimento.

Um valor elevado da temperatura de descarga não afeta diretamente os compressores em curto prazo, porém, em longo prazo, prejudicará o compressor, uma vez que o óleo lubrificante será carbonizado quando submetido a temperaturas superiores a 125°C. Nessa temperatura, começa o processo de decomposição do óleo: quando decomposto, ele perde

capacidades lubrificantes, facilitando assim maiores desgastes nos componentes mecânicos do compressor.

Silva (2011) cita ainda que a elevada diferença de temperatura entre a evaporação e a condensação torna necessário um sub-resfriamento adicional do líquido, evitando, assim, perdas do efeito de refrigeração. Essas perdas são ocasionadas pela evaporação instantânea (*flash gas*) no dispositivo de expansão e, também, pelo sucessivo aumento da quantidade de vapor succionado pelos compressores de baixa pressão.

Os sistemas de refrigeração que utilizam apenas um fluido em varias etapas de compressão apresentam algumas desvantagens. O principal problema é a existência de um único sistema para realizar o efeito frigorífico desejado, por esse motivo, se houver um acidente ou um vazamento de fluido, toda a carga será perdida. Eses sistemas, normalmente são usados em aplicações industriais, em que não são comuns grandes vazamentos de fluidos, diferentemente do setor supermercadista.

Em sistemas de dois estágios de compressão para um mesmo fluido, o item mais importante é o tanque intermediário (*intercooler*). Esse serve de condensador para os compressores do estágio de baixa e como evaporador para os compressores do estágio de alta. Para tanto, garante-se que o nível de fluido líquido nesse tanque ocupe em torno de 1/3 do volume total, pois, caso haja falta de fluido, o mesmo será mantido pela linha de líquido do tanque de líquido. O vapor de descarga do estágio de baixa pressão é descarregado dentro do tanque de líquido, onde parte do líquido se evapora e parte do vapor se condensa. Dessa forma, o estágio de alta utiliza o vapor da parte superior do tanque, reduzindo a pressão e, consequentemente, a temperatura. Por meio desse componente, a temperatura do fluido dentro do tanque fica a uma temperatura intermediária e o líquido pode ser enviado diretamente aos evaporadores.

Em se tratando da capacidade volumétrica dos compressores de refrigeração, os compressores de duplo estágio apresentam uma capacidade menor quando comparados a um compressor similar de estágio simples, aplicados nas mesmas condições. Normalmente, o que se observa é que 2/3 da capacidade do compressor trabalha no lado de baixa, removendo fluido do evaporador e da linha de sucção, enquanto que 1/3 da capacidade restante trabalha no lado de alta, coletando fluido já comprimido pelos cilindros e recomprimindo-o novamente. Silva (2011) frisa que, através da compressão em dois estágios, tanto a taxa de compressão como a temperatura de descarga podem ser atenuadas, protegendo o óleo e o compressor.

Em comparação com o sistema de simples estágio, a principal característica do processo de dois estágios é o resfriamento interestágio ou *intercooler* (ou, ainda, resfriador gasoso). Quando o vapor deixa o primeiro estágio de compressão, o mesmo é

dessuperaquecido, através da injeção de uma pequena quantidade de líquido. Este líquido evapora e deixa a temperatura do vapor mais baixa, em seguida, esse vapor já com temperatura mais baixa entra na sucção dos compressores do segundo estágio e é comprimido e descarregado na linha de descarga. Assim, o estágio de alta tem que comprimir a descarga do estágio de baixa junto com o líquido (evaporado) no tubo intermediário. Isso faz com que a capacidade do estágio de alta seja reduzida, motivo esse que rende ao compressor de duplo estágio uma capacidade menor do que um compressor de estágio simples equivalente.

Por fim, o sistema de refrigeração projetado, executado e validado ao longo de cinco anos, equivalente ao processo de doutoramento em questão, será detalhado.

Os sistemas cascata possuem como principal diferença dos sistemas *boosters* dois fluidos distintos de trabalho, um no ciclo de baixa temperatura e um no ciclo de alta temperatura. Ambos os sistemas possuem suas vantagens e desvantagens. O sistema mais indicado dependerá do espaço físico da instalação e da temperatura de evaporação que se deseja atingir. O sistema *booster* pode até ser utilizado como estágio de baixa em um sistema em cascata.

A escolha do sistema cascata ocorreu a fim de obter-se de forma eficiente, temperaturas reduzidas e permitir que o fluido se condense a uma pressão reduzida. Para tanto, dois sistemas de refrigeração são conectados termicamente, a conexão entre esses estes ciclos distintos é feita através de um trocador de calor denominado condensador cascata. Na verdade trata-se de um trocador de calor, em que um dos fluidos é condensado e o outro é evaporado, ou seja, esse trocador é o condensador do ciclo de baixa temperatura e o evaporador do ciclo de alta temperatura. A Fig. 2.10 mostra um diagrama esquemático simples de um sistema cascata.

A Fig. 2.11 mostra um diagrama pressão – entalpia, apenas para efeito ilustrativo, de um sistema em cascata. É possível observar que o calor absorvido pelo ciclo de baixa temperatura é rejeitado no trocador cascata. Esse calor é então absorvido pelo ciclo de alta temperatura e, posteriormente, rejeitado em seu condensador. Existe uma temperatura ótima de trabalho do trocador cascata (assim como no sistema *booster* existe uma pressão intermediária). Esse ponto ótimo resulta em uma menor potência consumida e consequentemente elevação do COP do sistema.

Segundo Silva (2011), os sistemas em cascatas estão ressurgindo com maior frequência, devido ao grande interesse pelos fluidos refrigerantes naturais, tais como R744, R717 e hidrocarbonetos. O princípio básico de operação desse sistema é que cada fluido refrigerante trabalha na pressão e temperatura em que é adequado, isso por não existir

nenhum fluido refrigerante que possua uma faixa de trabalho ideal que se estenda desde a temperatura de evaporação até a temperatura de condensação com ar ambiente.

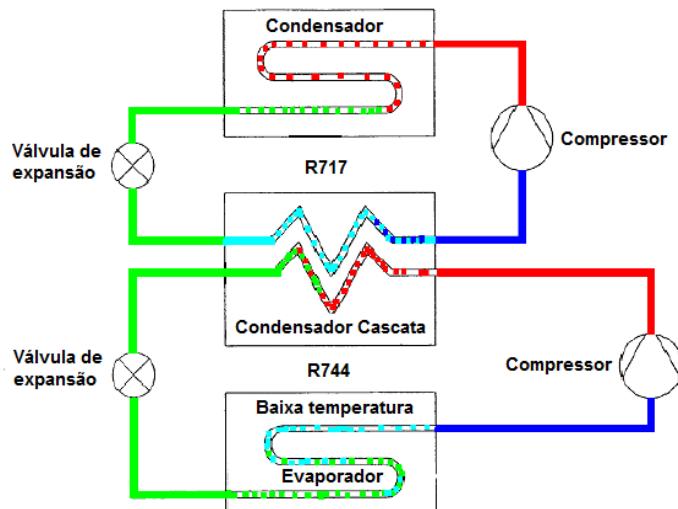


Figura 2.10 – Diagrama esquemático de um ciclo subcrítico em cascata utilizando R744/R717. Fonte: Silva 2011.

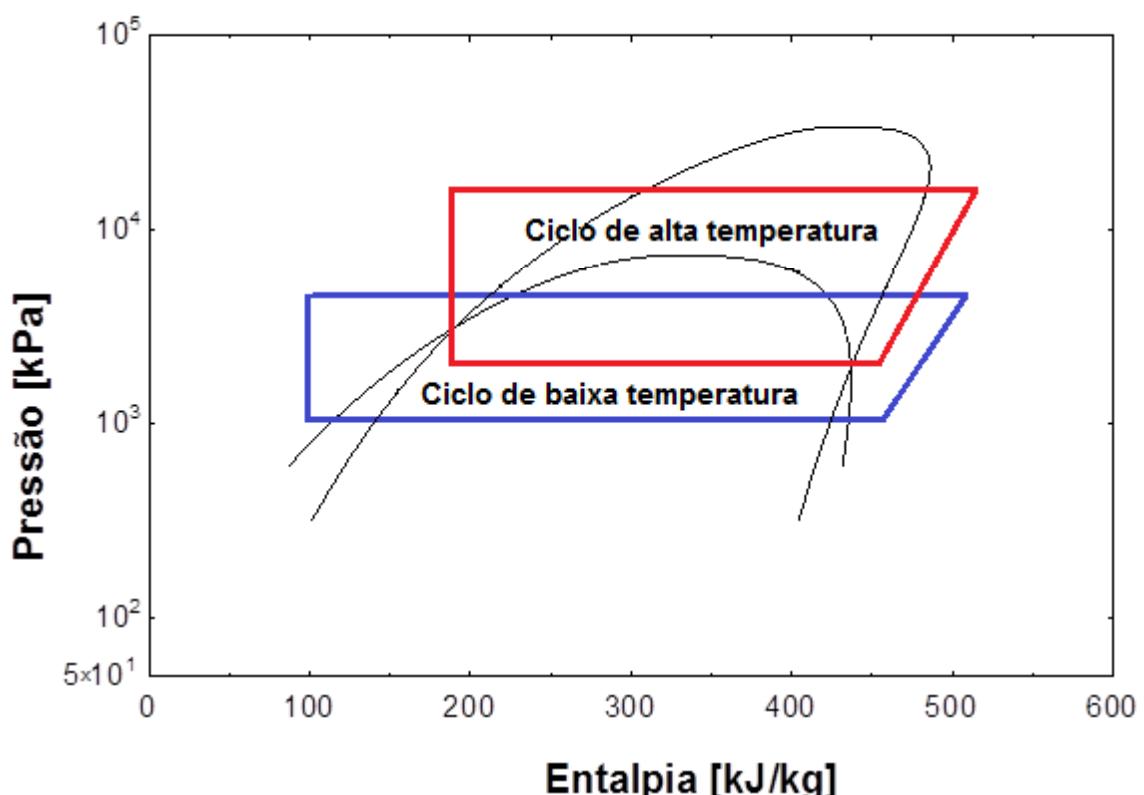


Figura 2.11 – Diagrama pressão – entalpia de um ciclo subcrítico em cascata. Fonte: EES.

Para o ciclo de alta temperatura, alguns fluidos são tipicamente escolhidos. Entre eles estão: o R717, o R404A e o R134a. Por outro lado, um fluido refrigerante que tenha uma

alta densidade e uma pressão de sucção elevada vazão mássica será o mais indicado para o ciclo de baixa temperatura. Fluidos escolhidos para esse tipo de aplicação são: o R13, R503, R23 R170 e R744. Como alguns desses fluidos refrigerantes não estão mais disponíveis como é o caso dos CFC a exemplo o R12, utiliza-se os fluidos existentes, como é o caso do R744, por possuir boas características termofísicas e ser ambientalmente amigável.

Com esses conceitos gerais apresentados, é possível criar uma vasta gama de configurações, com adição de alguns conceitos específicos a cada caso, para a utilização do R744 como fluido refrigerante. Ressalta-se que a configuração adotada deve ser aquela que melhor satisfaça as necessidades frigoríficas do projeto. A seguir, são citados alguns exemplos de configurações encontradas na literatura e que utilizam o R744 como fluido refrigerante:

- Ciclo de baixa temperatura com R744 evaporando a -35°C, com expansão direta, e ciclo de alta temperatura com R404A evaporando a -10°C.
- Ciclo de baixa temperatura com R744 evaporando a -35°C, com expansão direta, recirculação de R744 líquido a -10°C e ciclo de alta temperatura com R404A.
- Ciclo de baixa temperatura com R744 a -35°C, expansão direta, com glicol recirculando em média temperatura a -10°C e ciclo de alta com R717.
- Ciclo de baixa temperatura com R744 a -30°C, expansão direta, com glicol recirculado em média temperatura a 8°C e ciclo de alta temperatura com R134a.
- Ciclo de baixa temperatura com R744 evaporando a -35°C e ciclo de alta temperatura com R404A.

Diante do exposto, é possível visualizar que opções não faltam quanto à utilização do R744, mas como todo sistema operacional apresenta suas vantagens e desvantagens, cabe ao engenheiro projetista especificar qual a melhor configuração a cada caso específico.

A seguir são apresentados trabalhos relevantes encontrados na literatura. Seus autores apresentam dados experimentais e numéricos acerca do uso do R744 em sistemas de refrigeração. Esses trabalhos são base para todos aqueles que trabalham com R744, pois apresentam uma vasta gama de variáveis e tipos de testes, engrandecendo assim o conhecimento de quem os lê.

Bendaoud *et al* (2010) apresentaram um modelo numérico que representa simultaneamente o comportamento térmico e hidrodinâmico de um trocador de calor aletado que trabalha sob condições de condensação de acordo com umidade do ar (caso seco). Um

código em Fortran foi desenvolvido e permitiu estudar uma grande variedade de configurações complexas do circuito de refrigeração. O modelo foi validado usando dados de uma bancada de refrigeração utilizando R744 como fluido de trabalho. Estes dados foram obtidos de forma satisfatória pelos autores em toda a gama de operação correspondente a aplicações de refrigeração. O modelo foi aplicado para estudar um evaporador empregado tipicamente em supermercados. Os circuitos de refrigeração, quando bem projetados, apresentam dados positivo sobre a operação e desempenho, portanto, duas configurações para o estudo no trocador de calor foram estudadas. Em termos de capacidade de transferência de calor, demonstrou-se que os dois circuitos foram bem equilibrados. Baixas emissões de R744 e queda de pressão reduzida resultaram em temperaturas *glide* reduzidas. Isso constitui uma vantagem notável para o R744, quando utilizado como refrigerante. Para validar o modelo, os resultados foram comparados com os resultados numéricos a partir de um modelo anterior desenvolvido por Ouzzane *et al.* (2008) e com resultados experimentais disponíveis na literatura.

Ge e Tassou (2009) descrevem um procedimento detalhado para a investigação de estratégias de controle para ciclos do R744 em sistemas de refrigeração de média temperatura em instalações comerciais. O modelo foi desenvolvido separadamente para condensador/gás *cooler*, modelo do compressor, modelo de expansão isoentálpica e temperatura constante de evaporação e superaquecimento. A estratégia de controle utilizada pelos autores emprega controles do compressor através da variação da velocidade e o controle da velocidade do ventilador do condensador. A velocidade e, consequentemente, a capacidade do compressor foi modulado para corresponder à capacidade do sistema que varia de acordo com a temperatura ambiente. Durante a operação subcrítica, o sub-resfriamento do condensador foi controlado para um valor fixo de 5 °C, variando a vazão de ar através do condensador. Na operação transcrítico, a taxa de fluxo de ar no gás-*cooler* não foi constante a fim de manter uma temperatura de 3 °C. Os resultados mostram que, ao aplicar as estratégias de controle em simulações de desempenho de sistemas, o desempenho dos sistemas com uma temperatura de transição mais alta é mais eficiente do que com uma menor temperatura de transição, embora haja requisitos para uma velocidade nominal do ar mais elevada no trocador de calor. Além disso, as simulações demonstram que o uso da estratégia de controle proposta conduzirá à economia de energia de aproximadamente 18%.

Yamaguchi e Zang (2009) realizaram sua pesquisa com o R744 a fim de atingir uma capacidade de refrigeração abaixo do ponto triplo (-56,6°C) do R744. A proposta é o uso de R744 no sistema de refrigeração que é constituída por dois ciclos termodinâmicos dispostos em cascata, em que um é um R744 ciclo transcrítico e outro é um ciclo ponto transtriplo. Um

aparato experimental foi construído e testado de forma a obter um conhecimento básico sobre o sistema R744. Com base nos dados medidos, os autores concluíram que a construção do sistema de refrigeração de R744 pode operar continuamente e de forma estável, embora partículas de gelo seco possam existir nos circuitos, fato não observado pelos pesquisadores. Um COP do sistema de baixa pressão foi medido em torno de 2.45. Além disso, os autores verificaram também a influência da temperatura de condensação no ciclo de refrigeração e concluíram que a temperatura de condensação tem uma influência direta sobre o desempenho do sistema, uma vez que o valor COP aumenta com a diminuição da temperatura de condensação. Na Fig 2.12 é apresentado o COP do sistema para uma taxa de 1500 W de potência fornecida à secção de teste. É possível visualizar que o COP do sistema é composto dos COPs do sistema de alta pressão e do sistema de baixa pressão. Observa-se o valor COP no ciclo de baixa pressão é maior do que a do ciclo de alta pressão, isso ocorre porque o calor latente de vaporização na fase sólido-gás é maior do que a da fase gás-líquido.

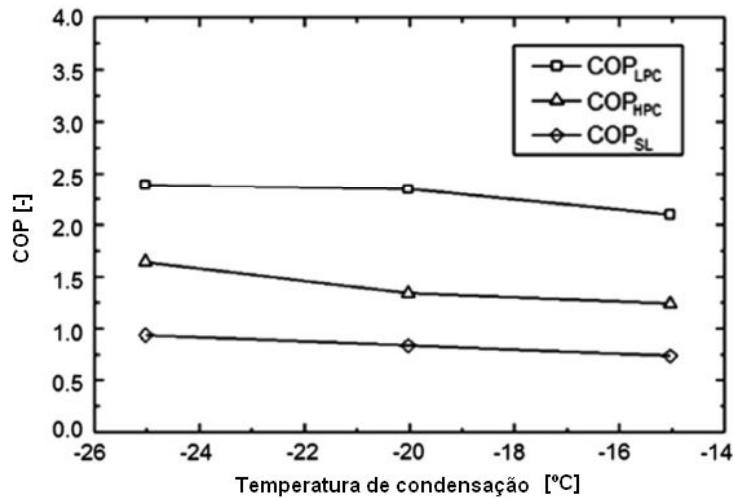


Figura 2.12 – COP em função da temperatura de condensação. Fonte :Yamaguchi e Zang (2009).

Nicola *et al* (2005) descrevem em seu artigo uma análise sobre o desempenho de um ciclo de refrigeração em cascata operando com misturas de R744 e os hidrofluorcarbonos (HFC) como fluido de trabalho de baixa temperatura. O objetivo deste trabalho foi estudar a possibilidade de utilizar misturas de dióxido de carbono em aplicações em que temperaturas abaixo do ponto triplo (216,58 K) do R744 são necessárias. Os autores realizaram a análise através do desenvolvimento de um *software* com base no Santis (CSD) utilizando parâmetros de interação binários derivados de dados experimentais. As propriedades das misturas investigadas (R744/R125, R744/R41, R744/R32, R744/R23) foram usadas para simular o comportamento de um ciclo em cascata utilizando amônia (R717) como o fluido de

alta temperatura. Segundo os autores, os programas de computadores disponíveis comercialmente não são completamente viáveis para avaliar as propriedades de R744, quando as temperaturas das misturas estão abaixo do ponto triplo do R744. Portanto, a solução encontrada pelos autores foi construir um modelo a partir do zero, com a ajuda dos dados experimentais. Como conclusões gerais do trabalho, destacam que as eficiências das misturas com R744 são apenas uns poucos por cento (máximo de 5%) mais baixas que as eficiências de fluidos HFC puros e que algumas misturas investigadas revelaram um comportamento quase-azeotrópico, facilitando assim as condições de operação. Essas misturas também obtiveram o melhor desempenho em termos do efeito de refrigeração volumétrica. Outro ponto apontado foi o valor do COP para as misturas que apresentou valores de 0,90 para a mistura R744/R32 com fração mássica de 50% e COP de 0,92 para a mistura R744/R41, também com fração mássica de 50%, valores estes que foram os máximos encontrados pelos autores.

Em outro trabalho semelhante, Nicola *et al* (2011) utilizaram misturas com hidrocarbonetos, mais precisamente R170, R290, R1150, R1270, e RE170. As misturas foram em fração de massa de 50% para cada fluido, ou seja, R744 + R170, R744 + R1150, R744 + R290, R744 + R1270, R744 + RE170. Como no trabalho anterior, foi utilizada amônia (R717) do lado de alta temperatura. Dos resultados obtidos, é possível observar que, para todos os refrigerantes, o COP depende claramente da temperatura intermédia. Para todos os sistemas que não utilizam um trocador de calor intermediário, o COP máximo foi observado para as temperaturas entre 240 e 260 °C. Estes valores encontram-se perto de $T = 258$ K, a qual é a média geométrica entre as temperaturas de condensação e evaporação. Para os sistemas que não utilizam o trocador de calor, o COP máximo foi atingido pelo RE170. Para os sistemas com trocador de calor, o COP máximo foi observado somente para R170 e R1150. Para todos os outros fluidos, o COP aumentou sistematicamente com valores mais elevados de temperatura interna do trocador.

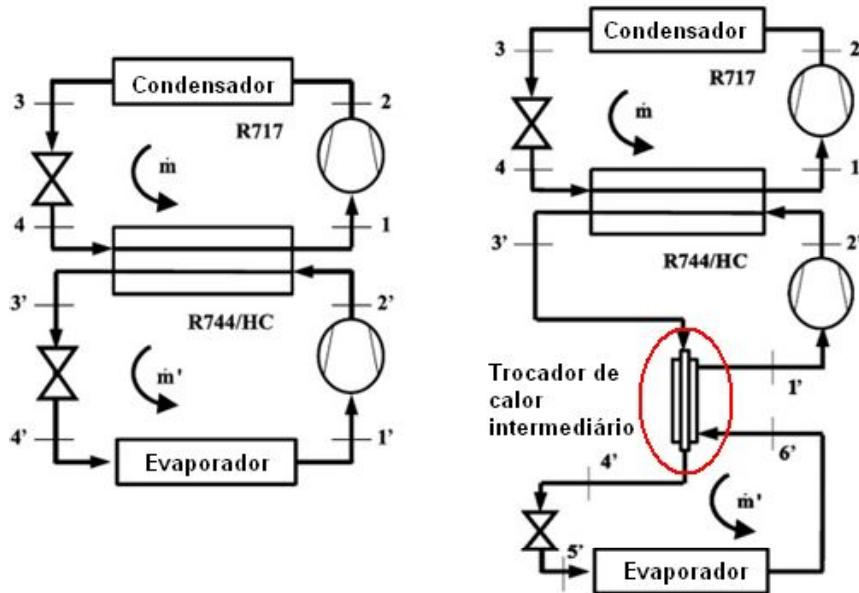


Figura 2.13 – Esquema experimental. Fonte: Nicola *et al* (2011).

Adriansyah (2004) realizou um trabalho teórico-experimental utilizando um condicionador de ar em ciclo transcrito com R744 e recuperação de calor para aquecimento de água. O autor observa que a capacidade de refrigeração específica irá mudar com as mudanças de pressão de descarga. Isso significa que a capacidade de refrigeração pode ser controlada alterando a pressão de descarga. Este tipo de controle não pode ser aplicado em um ciclo de refrigeração convencional, porque todos os processos ocorrem abaixo do ponto crítico. Uma vez alterando a pressão de descarga irá alterar tanto a capacidade de refrigeração específica quanto o consumo de energia do compressor, assim, o coeficiente de desempenho (COP) vai variar com a pressão de descarga como pode ser visualizado na Fig.2.14.

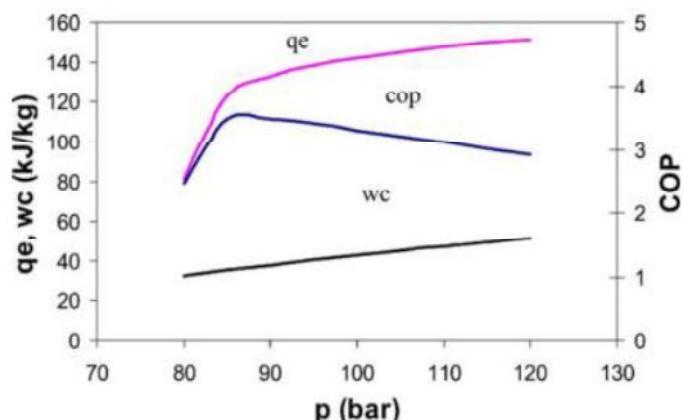


Figura 2.14 – Variações de desempenho em várias pressões de descarga. Fonte: Adriansyah (2004).

O aumento da capacidade de refrigeração específica é mais significativo do que o aumento no consumo de energia do compressor, até atingir um ponto em que o aumento é mais lento. Enquanto isso, o consumo de energia do compressor aumenta linearmente com a pressão de descarga. Assim, o COP aumenta até um ponto ótimo e depois diminui. O equipamento experimental utilizado por Adriansyah (2004) é um sistema modificado de uma bomba de calor desenvolvida por Zakeri *et al* (1999) que, com capacidade de aquecimento de 50 kW, obteve temperatura para a água de 60°C. Os parâmetros utilizados por Adriansyah (2004) foram: temperatura de evaporação de 0°C, temperatura de entrada do ar de 30°C, temperatura de entrada da água de 20°C e temperatura de saída da água de 60°C. O autor trabalhou com diferentes taxas de recuperação de calor sendo elas: 0%, 25%, 50%, 75% e 100% de recuperação de calor, obtendo assim diversos valores para o COP em função da pressão de descarga.

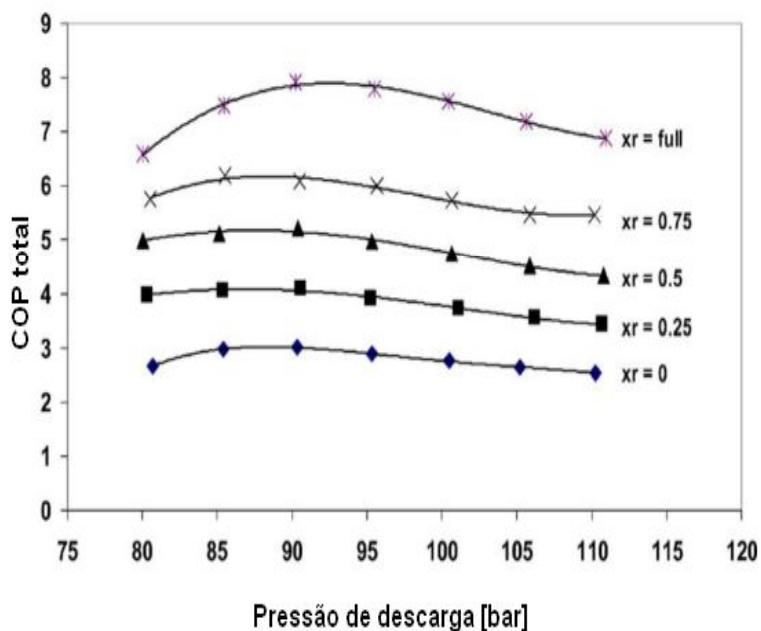


Figura 2.14 – COP total com várias proporções de recuperação de calor. Fonte: Adriansyah (2004).

Seara *et al* (2005) descrevem em seu trabalho a análise de um sistema de refrigeração em cascata, utilizando compressão na fase de baixa temperatura e um sistema de absorção na fase de alta temperatura. Além disso, apresentam ainda um sistema de co-geração de energia elétrica. Foram utilizados como fluidos do lado de baixa temperatura o R744 e R717 e o conjunto NH₃-H₂O na fase de absorção. A análise do sistema foi realizada por meio de um modelo matemático implementado em Fortran, e levando em consideração as condições operacionais características de um sistema de co-geração com motores a gás.

Os resultados mostram que tanto a utilização do R744 como do R717 no lado de baixa temperatura não modificam significativamente as condições de operação do sistema de absorção. Os valores do COP encontrados pelos autores no sistema de compressão foram 2.602 para o R744 e 2.463 para o R717. No sistema de absorção, os valores são iguais para os dois fluidos – 0,427 e, no sistema cascata, 0,253 para o R744 e 0,254 para o R717. Quanto ao sistema de co-geração, os valores obtidos mostram claramente que a limitação na potência é proveniente do calor requerido pelo sistema de absorção. A energia primária necessária para obter o calor requerido pelo gerador é muito maior do que a energia primária por unidade de tempo necessário para obter a energia requerida pelo sistema em cascata. Assim, não haverá energia elétrica extra para venda ou reutilização em outras aplicações. Estes resultados expressam claramente que as exigências de energia da refrigeração em cascata são muito diferentes das da energia fornecida pelo sistema de co-geração.

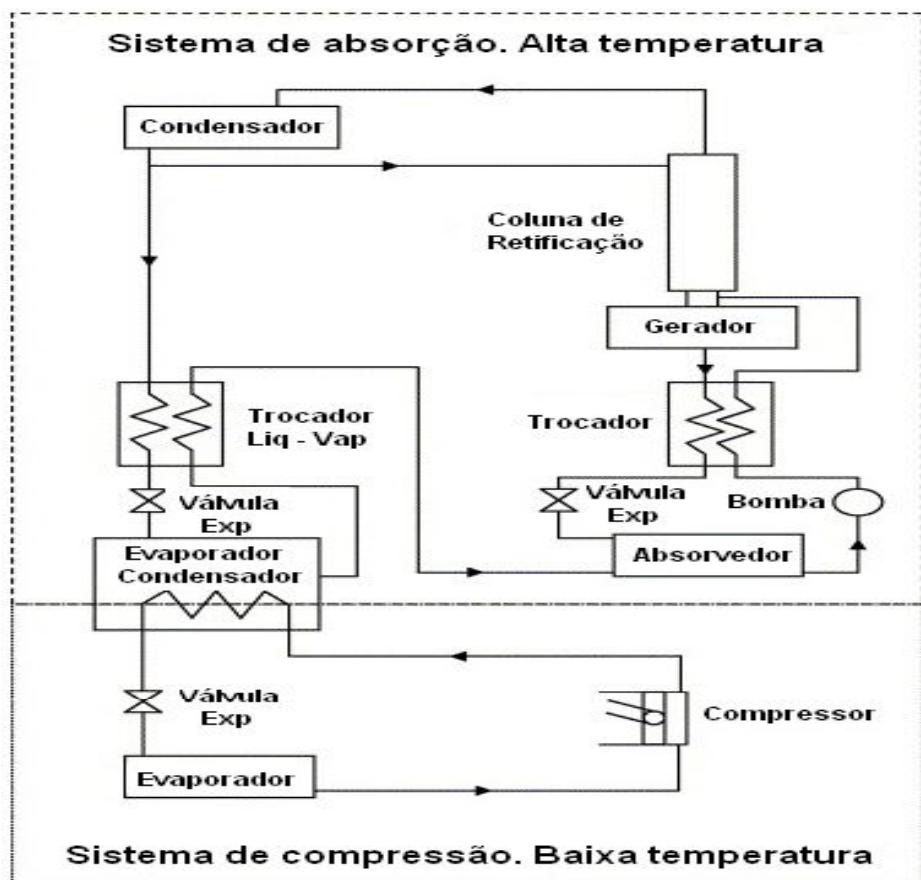


Figura 2.15 – Diagrama esquemático do sistema de refrigeração cascata compressão-absorção. Fonte: Seara *et al* (2005).

Cho *et al* (2007) realizaram um trabalho a fim de verificar o desempenho de refrigeração de um ciclo de R744 em um sistema de ar condicionado convencional para

torná-lo competitivo com o ar condicionado usando HFC. Segundo os autores, os parâmetros que influenciam no desempenho do arrefecimento são a velocidade do R744, que foi medida e analisada variando-se a quantidade de fluido refrigerante, a freqüência do compressor, a abertura da VEE e comprimento do trocador de calor interno. As condições de teste variantes foram à freqüência do compressor, que foi 30, 40, 50 e 60 Hz, e a abertura da válvula, que foi 35, 42, 40, 56%. Para todas as aberturas da VEE, o COP aumentou com o aumento da carga de refrigerante. À medida que a carga de refrigerante se aproximou de um valor ótimo, o aumento da taxa de fluxo de massa tornou-se menor, enquanto que a entrada de energia do compressor aumentou continuamente. À medida que a carga de refrigerante aumenta para além do valor ótimo, o COP diminui, porque o aumento da capacidade de refrigeração é menor do que o consumo de energia do compressor com o aumento da carga de refrigerante. Como conclusões, destaca-se que a aplicação do trocador de calor interno reduziu a pressão de descarga do compressor de 9,2 para 8,7 MPa. Com o aumento do comprimento do trocador de calor e com a variação da freqüência do compressor de 40 a 60 Hz, o consumo de energia do compressor aumentou de 0,8 a 2,6%, enquanto que a capacidade de refrigeração aumentou de 6,2 a 11,9%, refletindo no aumento do COP de 9 e 7% nas freqüências 40 e 60 Hz respectivamente.

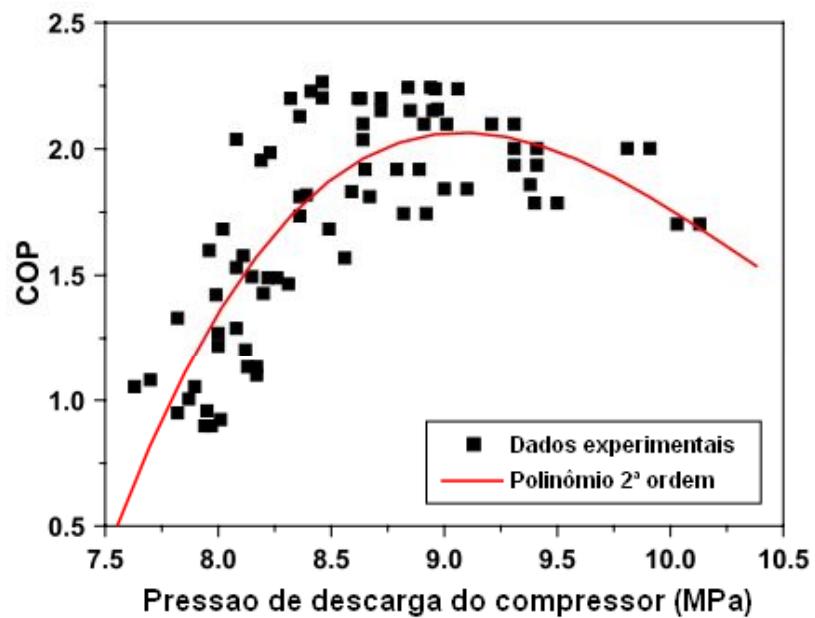


Figura 2.16 – Variação do COP com pressão de descarga do compressor Cho *et al* (2007).

Sarkar (2009) apresenta, em seu trabalho, um estudo de otimização juntamente com correlações de parâmetros ideais para um tubo de vórtice utilizado como dispositivo de expansão em um ciclo transcrítico. Um modelo termodinâmico simples foi proposto e utilizado para análise do tubo de vórtice. O autor utiliza dois modelos, um proposto por

Maurer (1999) e outro proposto por Keller (1997) para o cálculo do COP. Os resultados mostram que o modelo proposto por Maurer (1999) é melhor que o modelo proposto por Keller (1997), e que o uso de um tubo de vórtice é mais eficaz para a maior temperatura do gás na saída do trocador para ambos os modelos. Já o efeito da temperatura de saída do gás é mais significativo em comparação com a temperatura de evaporação e a pressão de descarga. Estes parâmetros são igualmente significativos sobre o COP máximo em ambos os modelos. A perda de expansão também diminui de forma significativa através da utilização de tubos de vórtice. Assim, expressões para a pressão de descarga máxima para ambos os modelos de ciclo foram desenvolvidas e resolvidas. Essas correlações oferecem orientações úteis para o projeto do sistema e colaboram para a seleção das condições de funcionamento adequadas.

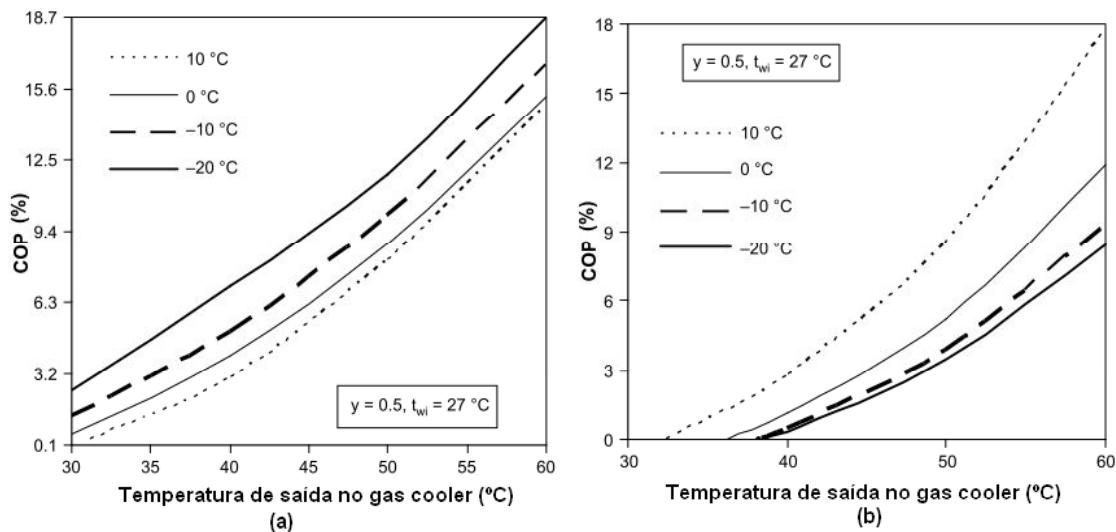


Figura 2.17 – COP em função das temperaturas de evaporação para o modelo Maurer (1999) (a) e Keller (1997) (b) Sarkar (2009).

Petrenko, Huang e Ierin (2011) desenvolveram um projeto de tri-geração de energia utilizando um sistema subcrítico em cascata que é a combinação do ciclo de R744, na baixa temperatura, e butano (R600) como o fluido de trabalho na alta temperatura. Tal projeto combina aquecimento, resfriamento e geração de potência. O sistema de co-geração de potência é a combinação do calor gerado no sistema de refrigeração com o sistema de geração de energia elétrica. Um dos objetivos é obter o valor do COP para o sistema de R744. A Fig. 2.18 mostra o comportamento do COP em função da temperatura de evaporação para uma quantidade de 10 kW de calor no evaporador e com uma diferença de 6°C nas temperaturas do R744 e do R600, mantendo o superaquecimento em 10 °C. É notório o aumento do COP quando a temperatura de evaporação varia de -40 a 0°C. Com essa variação, o COP aumentou de 1,3 a 6,4. Segundo os autores, os dados obtidos nesse

trabalho fornecem as informações necessárias para projetar uma planta em pequena escala para aplicação em sistemas de microtrigeração. Porém, os mesmos não informam a quantidade de energia recuperada/gerada.

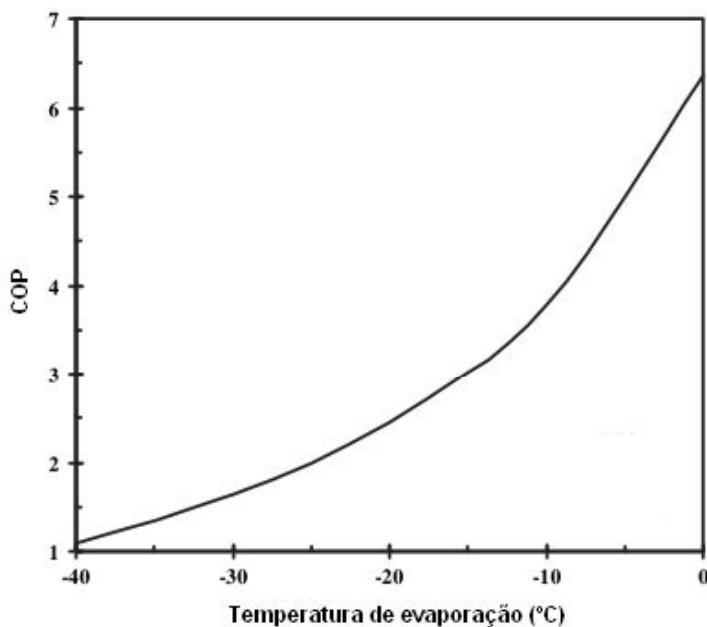


Figura 2.18 – COP em função da temperatura de evaporação Petrenko *et al* (2011).

Torrella *et al* (2011) criaram um modelo teórico que foi validado experimentalmente através de 90 testes. Os experimentos foram realizados separados em um único equipamento em que, do total de testes, 44 foram com o trocador de calor intermediário e 46 testes sem o trocador de calor. Na avaliação experimental, as temperaturas de evaporação do R744 foram estabelecidas em - 5, -10 e -15 °C com duas temperaturas diferentes de saída do gás 31 e 34 °C, para uma vasta gama de pressões de operação variando entre 74,5 a 105,9 bar. Os resultados mostram um aumento máximo na capacidade de resfriamento de 12% e um aumento da eficiência em até 12%. Porém, observou-se um aumento de 10°C na temperatura de descarga para uma temperatura de evaporação de - 15°C quando se utiliza o trocador de calor intermediário. Para os autores, este valor no projeto por eles executado é um valor limite devido às condições de projeto do equipamento. Não sendo possível obter temperaturas de evaporação menores do que -15°C, uma vez atingindo essas temperaturas seria possível obter maiores ganhos tanto em resfriamento quanto em capacidade total do sistema.

Bhattacharyya *et al* (2007) realizaram estudos sobre ciclos termodinâmicos do R744 e verificaram a máxima exergia (que é a disponibilidade de trabalho ou o quanto de trabalho se pode extrair de um sistema até que ele entre em equilíbrio com o meio) de um sistema transcítrico. Os resultados desse trabalho mostram uma discrepância dos valores da exergia

obtida teoricamente com valores obtidos na simulação. A exergia foi calculada através dos valores da condutância no trocador de calor. Quanto ao valor do COP, os autores observam que é possível obter o mesmo valor do COP para diferentes parâmetros de operação do sistema, ou seja, o COP não é função das temperaturas do ciclo.

Através de uma análise numérica, Finckh *et al* (2011) calcularam e compararam com dados experimentais disponíveis na literatura a influência de diversos parâmetros sobre a eficiência do sistema utilizando R744. Estes sistemas são em geral transcrítico e são comparados com sistemas operando com hidrofluorcarbono (HFC). No modelo desenvolvido pelos autores, é possível modificar os parâmetros como superaquecimento e pressão de descarga, otimizando o sistema para máxima eficiência. Os resultados mostram que o sistema transcrítico de R744, operando em temperaturas ambientais até 26°C, é eficiente e competitivo aos sistemas com HFCs, apresentando valores de COP máximo de 9 para o R744, enquanto que para o R404A o COP máximo não ultrapassou 7, valores estes elevados quando comparados com demais dados da literatura.

Dopazo *et al* (2009) analisaram numericamente o COP e a otimização de um sistema em cascata de R744 e R717 como fluidos refrigerantes. Realizaram também uma análise exergética dos parâmetros de operação do sistema, que é determinada como uma função de projeto/parâmetros de funcionamento. Os autores utilizaram ferramentas estatísticas para analisar os resultados obtidos, que foram validados com dados experimentais disponíveis na literatura. Os resultados mostram que ocorreu um aumento de 70% no COP do sistema, quando a temperatura de evaporação do R744 varia de -55°C a -30°C. Porém, o COP do sistema diminui 45% quando a temperatura de condensação do R717 aumenta de 25°C para 50°C. No geral, o COP do sistema diminui 9% quando a diferença de temperatura no trocador de calor varia entre 3 e 6 °C.

Através de uma simulação numérica de um ciclo transcrítico de duplo estágio, utilizando como dispositivo de expansão um ejetor, Yari (2009), obteve um valor de 12,5 para o COP do R744 e valores 21% maiores para a eficiência obtida pela segunda lei da termodinâmica. Esses dados foram obtidos quando comparou-se o sistema com ejetor a um sistema convencional com válvula de expansão. Esses valores são superiores devido ao uso do ejetor como dispositivo de expansão em série com a válvula de expansão convencional. Com base na análise teórica e de otimização conclui-se que o ciclo transcrítico em dois estágios é um ciclo promissor do ponto de vista termodinâmico.

Com um sistema transcrítico, White *et al* (2002) obtiveram um COP de 3,4 utilizando um sistema com ejetor para aquecimento de água a temperaturas superiores a 65°C e refrigeração abaixo de 2°C. No seu modelo matemático, é possível verificar que a

temperatura da água pode atingir até 120°C e os valores do COP podem ser melhorados na faixa de 21 a 33%.

Rigola *et al* (2010) apresentaram um estudo numérico e experimental comparando os resultados para um ciclo transcíptico. Os autores mostraram a influência do trocador de calor interno (trocador cascata) sobre o desempenho do sistema. De forma geral, os resultados mostram boa concordância entre si quando é verificado cada componente individualmente. Dos resultados obtidos, é possível destacar a influência do trocador de calor cascata no sistema o que aumenta o COP do sistema, propiciando também maior capacidade de resfriamento.

Montagner e Melo (2011) analisaram experimentalmente ciclos termodinâmicos de R744 para refrigeração comercial. O efeito da quantidade de carga de refrigerante foi analisado juntamente com o dispositivo de expansão em que, no caso estudado, foram utilizados tubo capilar e válvula termostática. Os resultados mostraram que o desempenho do sistema depende do tipo de expansão utilizado e da carga de fluido no sistema. A válvula termostática apresentou melhor controle do superaquecimento e pressões próximas aos valores ideais, mostrando assim a integração entre superaquecimento e pressões de descarga que geram desempenhos semelhantes para ambos os sistemas, ou seja, com tubo capilar e válvula termostática.

Em seu trabalho, Bandarra Filho (2011) apresentou uma revisão geral sobre o uso de fluidos refrigerantes alternativos utilizados em sistemas de ar condicionado automotivo. Com levantamento bibliográfico abrangente, foi possível verificar as principais tendências de utilização de fluidos emergentes como o HCFC-152a, HFO-1234yf e R744. Dos resultados observados pelo autor, destaca-se o tempo de resfriamento da cabine de carros com potência média e elevada, quando utilizado o R744 como fluido refrigerante. Quanto aos carros com menor potência, os resultados foram promissores. O consumo de combustível nesse caso foi menor e o COP do sistema de ar condicionado mostrou-se superior àquele com sistema utilizando o refrigerante R134a que é utilizado atualmente. Como conclusões de seu trabalho, destaca-se a tecnologia já desenvolvida para utilização do R744 em ar condicionado automotivo, o autor conclui que o R744 será o fluido refrigerante da década na Europa e, por consequência, nos demais países no decorrer do tempo. Porém, as montadoras estão aguardando novos testes com fluidos potenciais, devido aos custos de implantação do R744.

Zhang *et al* (2007) projetaram e validaram experimentalmente um expansor de pistão a fim de substituir a válvula de expansão em um sistema transcíptico de R744. O expansor utiliza o controle de entrada e saída para realizar um ciclo completo de expansão. A energia extraída a partir do processo de expansão é utilizada por um compressor auxiliar, o qual

está em paralelo com o compressor principal. Um modelo foi desenvolvido para determinar os parâmetros geométricos do expansor em conjunto com o compressor auxiliar. Um protótipo do expansor foi fabricado e validado experimentalmente utilizando um sistema de teste de ar, principalmente por meio de análise das pressões dinâmicas na câmara de expansão. Segundo os autores, os resultados experimentais mostraram que o expansor pode trabalhar de forma estável em diferentes faixas de pressão e que a frequência é linear com a diferença de pressão. Os diagramas P-T indicam que o esquema de controle de entrada/saída permite ao expansor ter uma boa relação descarga, sucção e expansão. Contudo, o protótipo não apresenta processo de sucção isobárica, o que resulta na aspiração insuficiente de gás e assim diminui a eficiência do expansor. A eficiência de expansão foi medida como não sendo superior a 32%.

Silva *et al* (2012) apresentam, em seu trabalho experimental, a eficiência energética e o desempenho frigorífico de três diferentes sistemas utilizados em aplicações de supermercados. Os sistemas são constituídos de um ciclo cascata R744/R-404A para operação subcrítica e também dos ciclos com R-404A e R-22 em expansão direta. Dos resultados obtidos pelos autores, destacam-se a redução no consumo de energia elétrica que variou entre 13 e 24%, quando comparando os sistemas cascata R744/R-404A e os sistemas de expansão direta. Outro fato relevante destacado pelos autores é a massa de fluido utilizada nos sistemas. O sistema cascata (R744/R-404A) utilizou 32 kg de R744 e 15 kg de R404A, enquanto que os sistemas de expansão direta utilizaram 125 kg de R404A e 115 kg de R22 respectivamente. A quantidade de fluido refrigerante utilizada influencia diretamente no custo final de operação, uma vez que deve levar-se em conta a reposição dos fluidos no sistema.

Em outro trabalho, Silva (2011) discute a aplicação de R744 no setor supermercadista, principalmente em países Europeus, entre eles Alemanha, Dinamarca e Suécia. O autor realiza um estudo sobre a aplicação do R744 e da Amônia (R717) em sistema cascata para substituição do R22, que possui alto GWP. No caso do Brasil, este último é utilizado por cerca de 180 mil lojas de supermercado perfazendo um total de uso de 5.000 toneladas de R22/ano. Neste trabalho, o autor apresenta diversas possibilidades de aplicações utilizando o R744 e o R717 em sistema cascata. Estes fluidos apresentam uma alternativa promissora no setor de refrigeração comercial para supermercados, além de minimizarem os impactos no meio ambiente, também geram menor consumo de energia e outros fatores relevantes comparados aos refrigerantes sintéticos.

Sanz-Kock *et al* (2014) apresentam em seu trabalho experimental dados que foram utilizados pelo autor dessa tese como comparação aos valores encontrados experimentalmente e publicados em um trabalho no ICR 2015 (*International Congress of*

Refrigeration). O trabalho dos autores foi realizado em um sistema cascata R744/R134a utilizado em refrigeração comercial. Os autores fixaram a temperatura de evaporação do R744 em -30°C e -40°C e a condensação do R134a fixada em 30°C, 40°C e 50°C. O superaquecimento foi regulado a 10 °C, porém ocorrem variações durante os testes de forma que o superaquecimento ficou em torno de 9,3 °C para o sistema de baixa e, no sistema de alta, variou entre 8,7 e 10,49. Em ambos os sistemas, a taxa de compressão para o R744 foi fixa com valor de 3:1. No caso do R134a, ocorreram alterações apresentando valor máximo de 9,5:1. Tal variação no R134a deve-se à variação de velocidade dos compressores. Com esses parâmetros, os valores do COP para o sistema variaram entre 1 a 1,8, sendo a faixa de -30°C a 30°C a que apresentou maiores valores de COP com valor médio de 1,65. O menor COP foi de 1,05 e foi obtido para a faixa de -40°C a 40°C. Os autores destacam ainda a influência da temperatura de condensação do ciclo de baixa temperatura no COP do sistema: ocorre um aumento no COP quando a temperatura de condensação aumenta.

Pereira (2010) apresentou uma simulação numérica validada com dados encontrados na literatura e também colhidos em campo. O autor realizou uma avaliação energética e também exergética, nas quais a simulação numérica apresentou dados coerentes com os dados experimentais e também com dados encontrados na literatura. O sistema simulado apresentou COP de 7,6 % maior que um sistema que utiliza R22 e 29,9% quando comparado com o sistema que utiliza R404A. Com relação à capacidade de refrigeração, o sistema que utiliza o R744 apresentou COP próximo ao do R22, porém relativamente alto na ordem de 37% maior que o R404A. Esses dados foram obtidos variando-se a temperatura de evaporação. Com relação ao COP exergético, o sistema com R744 apresentou valores próximos, porém superiores ao R404A, sendo este maior também que o COP do R22.

CAPÍTULO III

MATERIAIS E MÉTODOS

A bancada experimental é composta de diversos tipos de equipamentos. Alguns desses são comerciais, encontrados em lojas especializadas em refrigeração, alguns equipamentos são específicos para uso com R744. Como o dióxido de carbono é um fluido com propriedades muito específicas, uma série de equipamentos foi desenvolvida pelo setor de componentes para refrigeração para sua segura aplicação, a exemplo o compressor. O sistema de refrigeração cascata deve ser aqui dividido em dois ciclos, os quais facilitarão o melhor entendimento da metodologia e da análise de resultados. Dessa forma, o ciclo que possui o R744 é denominado ciclo de baixa temperatura (BT), enquanto que o ciclo de alta temperatura (AT) possui um HFC como fluido de trabalho. O fluido refrigerante R134a é o fluido utilizado no ciclo AT que compõe o sistema cascata original. No intuito de satisfazer as análises experimentais comparativas dessa tese, o R134a foi substituído inicialmente pelo R404A e, posteriormente, pelo R438A.

3.1. Bancada experimental

O Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia “Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendonça” (Lest-Nano) vem sendo pioneiro em pesquisas no ramo de refrigeração a décadas. Atualmente, o laboratório divide-se em duas áreas, refrigeração e nanotecnologia. Na linha de refrigeração, o laboratório vem desenvolvendo pesquisas com fluidos refrigerantes alternativos, especialmente aqueles substitutos ao R22, voltadas para atender as necessidades do setor referentes à eficiência e preservação do meio-ambiente. Nesse sentido, surgiu à necessidade de pesquisas que satisfizessem o setor supermercadista, grande consumidor de R22 e R404A. Para tanto, optou-se pela construção de uma bancada experimental que utilizasse R744 como fluido de trabalho, fluido esse substituto do R22 e R404A em refrigeração de supermercados.

A bancada foi então construída com a intenção de observarem-se, em vários pontos do sistema, as propriedades do fluido de trabalho para, a partir desse ponto, iniciar o estudo de capacidades e eficiência. A evaporação do R744 se dá em um evaporador instalado em uma câmara fria e a condensação do mesmo ocorre em um trocador cascata que, ao mesmo tempo, é o evaporador do fluido secundário. Por outro lado, o calor transferido ao fluido secundário no ciclo de alta temperatura em seu processo de evaporação é dissipado através de uma unidade condensadora para o ar ambiente.

A bancada experimental em sistema cascata consiste, basicamente, de dois ciclos (AT e BT) de refrigeração, como pode ser observado no diagrama na Fig. 3.1. Este sistema apresenta originalmente 23 kg de R744 e 14,5 kg de R134a.

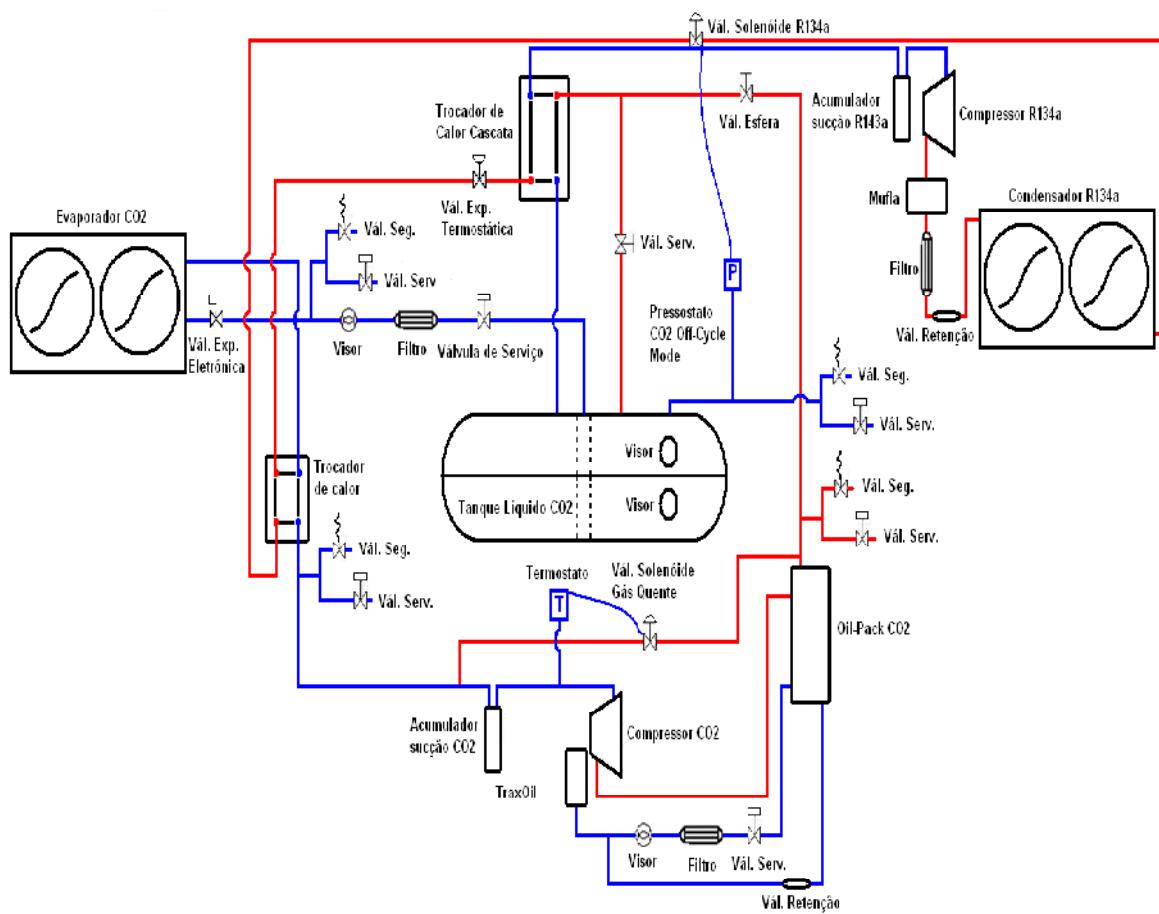


Figura 3.1 – Representação esquemática do sistema cascata original utilizada neste estudo.

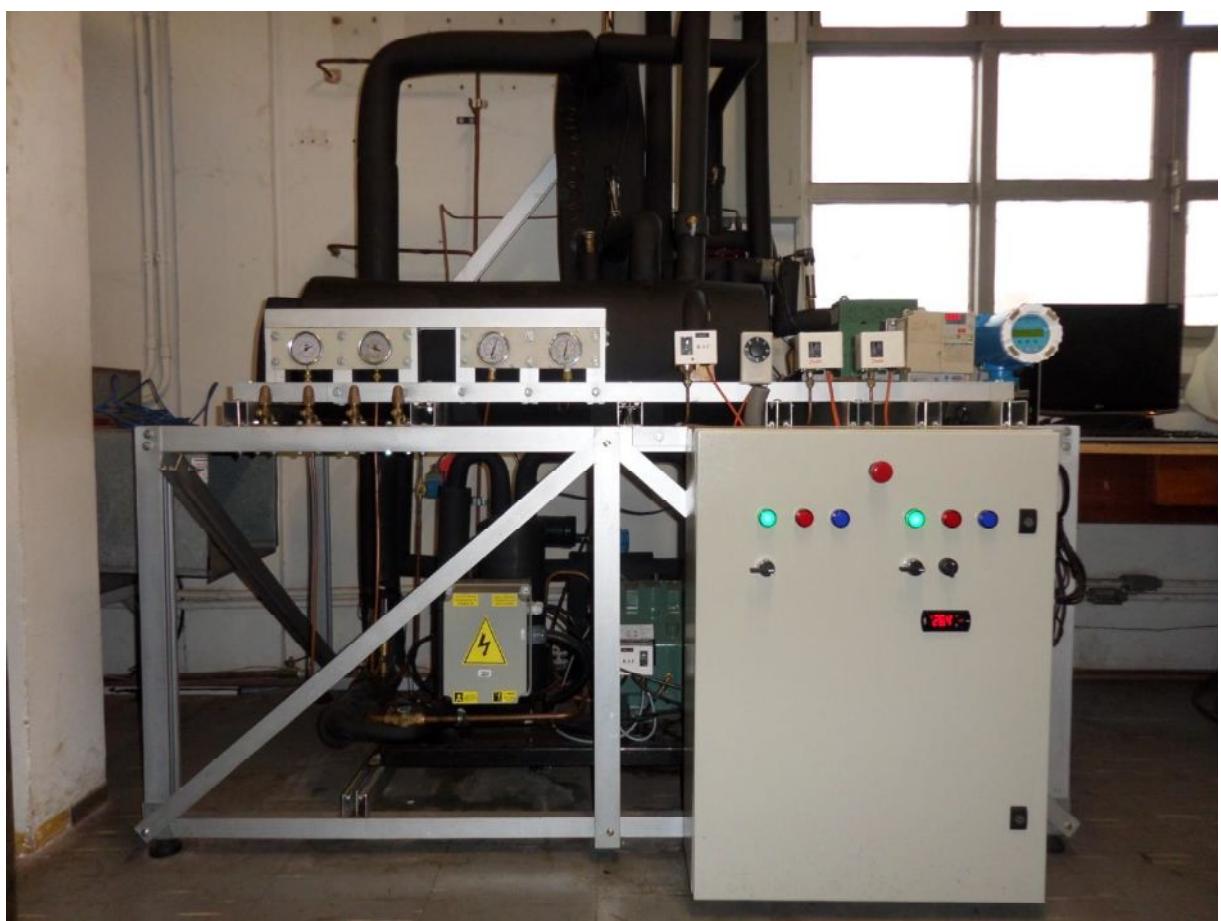


Figura 3.2 – Fotografia da bancada experimental utilizada neste estudo.

O evaporador do R744 que se encontra instalado é da marca GUNTNER modelo CDL 0168.0X7A CO₂. Este 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 marca COLD AIR com volume de 19 m³. Nessa câmara fria, encontra-se instalado o banco de resistência responsável por gerar carga térmica ao sistema, tal banco de resistência é visualizado na Fig. 3.4 em destaque.



Figura 3.3 – Evaporador. Fonte: Guntner.



Figura 3.4 – Vista frontal da câmara. Fonte: Cold Air.

O compressor do ciclo de baixa temperatura (R744) é da marca BITZER, tipo SEMI-HERMÉTICO COMPACTO, linha OCTAGON, modelo 2MSL-07K-20D. Apresenta cabeçote refrigerado a ar, alimentado em 220 trifásico, e frequência de operação nominal de 60Hz. Na Tab. 3.1, encontram-se as características técnicas do compressor e, na Fig. 3.5, uma imagem do mesmo. O fluido refrigerante tem sua pressão elevada devido ao movimento alternativo de dois pistões. O mecanismo de compressão é separado do motor elétrico, porém montados em um mesmo bloco de ferro fundido.

Tabela 3.1 – Características técnicas dos compressores de R744.

Características do compressor	
Marca	Bitzer
Modelo	2MSL-07K-20D
Temperaturas de evaporação [°C]	-30
Temperatura de condensação [°C]	-5
Capacidade de refrigeração [KW]	4,11
Consumo [KW]	0,86
Corrente [A]	4,02
Tipo de óleo R744	BSE60K, BSE85K



Figura 3.5 – Compressor para R744. Fonte: Bitzer.

Esse compressor possui um variador de frequência associado ao seu motor elétrico que possibilita alteração da frequência de acordo com testes pré-determinados em um planejamento de experimentos.

O variador de frequência associado ao ciclo BT é da marca Yaskawa e corresponde ao 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 variador. O variador de frequência comanda o motor elétrico do compressor, levando-se em consideração um aspecto muito importante que se refere ao valor da potência do motor, o qual não deve exceder o valor máximo permitido pelo variador, que no caso da presente pesquisa foi de 3,72 kW. O compressor do ciclo AT também possui um inversor de frequência. Este inversor correspondente ao modelo V1000 também da marca Yaskawa. Este equipamento trabalha até 7,50 kW. Uma vez que a potência do compressor da unidade condensadora é maior, necessita-se de um inversor de maior potência quando comparado com o utilizado no sistema de R744. A potência consumida pelos compressores foi medida e os dados possuem uma incerteza média de 3 W.



Figura 3.6 – Inversores de frequência V7AM23P7 (a) e V1000 (b). Fonte: Yaskawa

Na linha de líquido do ciclo BT, encontra-se um tanque de líquido (vaso de pressão) para o R744. Este tanque é da marca BITZER, modelo F302K com capacidade volumétrica de 30 litros, e pressão máxima de 45 bar. Esse componente é responsável pelo armazenamento do R744 na condição de líquido subresfriado para posteriormente seguir para o evaporador.



Figura 3.7 – Tanque de líquido para R744. Fonte: Bitzer.

Os dispositivos de expansão dos dois ciclos, ou seja, a expansão dos fluidos primário e secundário é realizada através de válvulas de expansão. No ciclo AT, a expansão é feita por uma válvula termostática modelo TI marca RAC, com capacidade de 5 TR, enquanto que, no ciclo BT (R744), a expansão é feita através de uma válvula de expansão eletrônica marca CAREL, modelo E²V09B, com capacidade de 0,5 TR. O fluxo de refrigerante é modulado através de um furo calibrado no interior do qual é posicionado um obturador cônicoo, 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 componente externo que promove a aquisição e a interpretação dos dados de pressão e temperatura na saída do evaporador (Antunes, 2011).

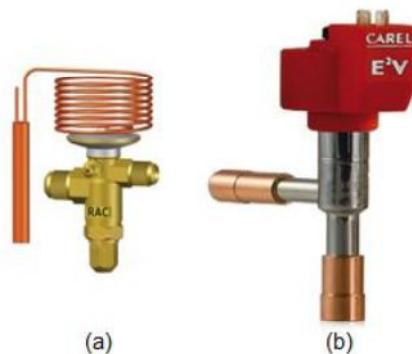


Figura 3.8 – Válvulas termostática (a) e eletrônica (b). Fonte: RAC e CAREL.

O controle da válvula de expansão eletrônica é feito através de um controlador EVD, também da marca CAREL. Através deste dispositivo, é possível acessar todas as funcionalidades por meio de um *display*. Nesse *display* tem-se acesso a todos os parâmetros de funcionamento da válvula, como abertura ou fechamento da mesma, além de visualizar pressões, temperaturas, grau de superaquecimento e outros parâmetros de interesse. Tal controlador possui alimentação de 24 Vac com saída programável de +5 Vdc e potência de absorção de 30 VA. As saídas de relé normalmente possuem contato fechado com 5 A, 250 Vac com carga resistiva e de 2 A e 250 Vac com carga indutiva.



Figura 3.9 – Controlador EVD. Fonte: CAREL.

Para medir a vazão dos fluidos, utilizam-se sensores de vazão mássica fabricado pela METROVAL. Estes equipamentos correspondem ao modelo RHM06-1FS1SS, que faz a medição para o R744, e ao modelo RHM06-4FS1PN para o fluido secundário. Para o R744, a faixa de vazão é entre 0,0041 a 0,0416 kg/s e para o fluido secundário a faixa varia de 0,0098 a 0,1686 kg/s. Esses equipamentos apresentam uma incerteza média de medição de 0,0015 kg/s.

Estes medidores funcionam segundo o princípio do efeito Coriolis. O efeito Coriolis se manifesta sempre que um corpo se movimenta sobre um sistema em movimento, ou seja, este fenômeno depende do referencial.



Figura 3.10 – Esquema de funcionamento do sensor de vazão mássica.

O sensor consiste em dois pares de tubos, montados em paralelo e conectados à linha percorrida pelo fluido a ser medido. Na entrada do bloco de conexão, o fluxo principal é separado em dois fluxos parciais que se deslocam uniformemente através do par de tubos, e que se juntam novamente na saída. Os tubos, juntamente com duas hastes transversais e barras de torção, formam um sistema capaz de oscilar quando eletronicamente excitado através da bobina. Na extremidade dos semicírculos formados pelos tubos, existem duas bobinas de indução. Estas bobinas convertem a oscilação mecânica induzida no sistema em oscilações elétricas, gerando ondas senoidais proporcionais à velocidade angular de um tubo ao outro. Posteriormente, esses sinais são interpretados e a vazão mássica pode, então, ser medida. O sensor e o conversor podem ser visualizados na Fig. 3.11.



Figura 3.11 – Conversor e medidor mássico. Fonte: METROVAL.

Devido às altas pressões do ciclo BT, a bancada experimental possui válvulas de segurança instaladas nos dois lados do ciclo, ou seja, ciclo de alta pressão, em que o CO₂ é condensado, e ciclo de baixa pressão, em que o CO₂ evapora. No ciclo de alta pressão (40 bar), as válvulas são instaladas na descarga do compressor, no tanque de líquido e na linha entre o tanque de líquido e a válvula de expansão. No estágio de baixa pressão (25 bar), possui uma válvula de segurança na linha de sucção do compressor de R744, além de uma válvula de segurança instalada diretamente pelo fabricante na sucção do compressor. Todas as válvulas de segurança são da marca HEROSE modelo 06474. Em todos os pontos com válvula de segurança, encontram-se também em paralelo a estas, válvulas de serviço com conexão de rosca com diâmetro de $\frac{1}{4}$ ". Essas válvulas de serviço são da marca HELTON, serie 2220, modelo 0404.

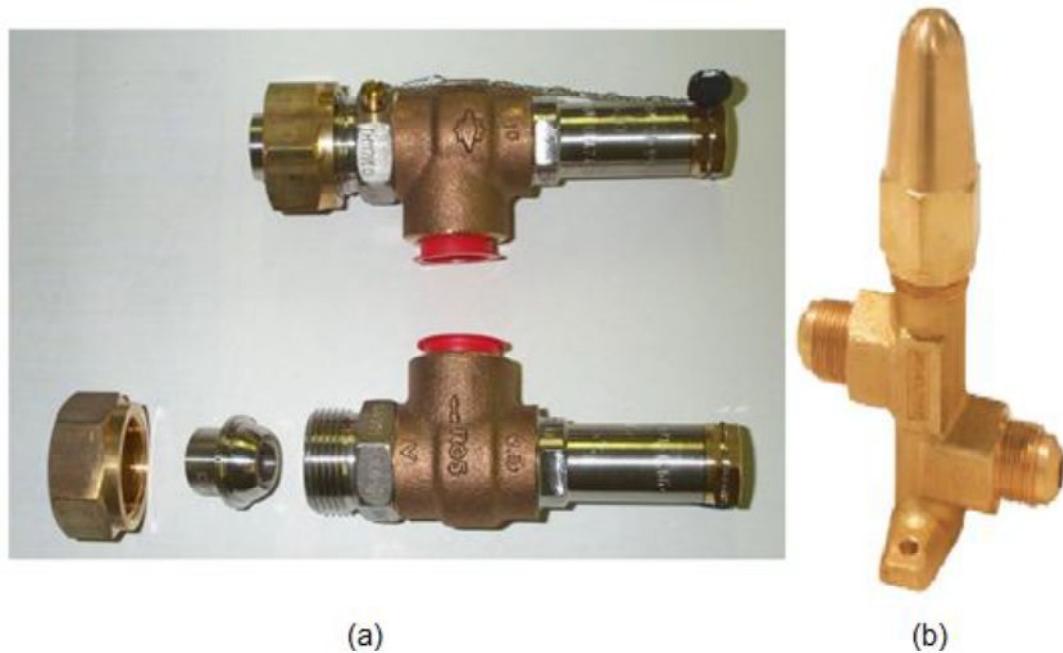


Figura 3.12 – Válvula de segurança (a) e válvula de serviço (b). Fonte: HEROSE e HELTON.

Assim como em diversos sistemas de refrigeração, a bancada possui equipamentos comumente utilizados. Utilizam-se duas válvulas de esfera, uma válvula de diâmetro de $1/2"$ marca RAC modelo VE12 na linha de descarga do compressor e uma válvula esfera de diâmetro $3/8"$, modelo VE10s, na linha de líquido. Um visor de líquido RAC $3/8"$ FLARE e um filtro secador com cartucho modelo C-053R conexão rosca $3/8"$ de diâmetro, além de um acumulador de sucção marca RAC, modelo RAC200-5/8" também são utilizados. Tais equipamentos são necessários para um perfeito funcionamento do sistema, tal como para facilitar a operação de manutenção, por exemplo.

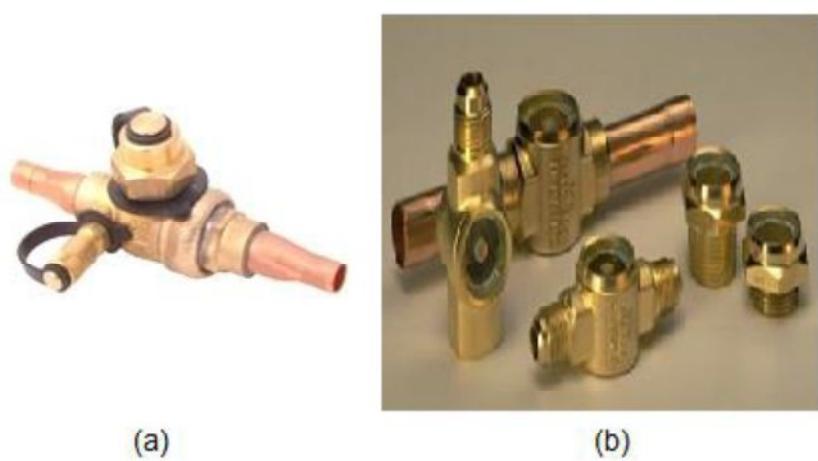


Figura 3.13 – Válvula esfera (a) e visores de líquido (b). Fonte: RAC.



Figura 3.14 – Filtro secador. Fonte: Danfoss.



Figura 3.15 – Separador de líquido. Fonte: RAC.

A linha de líquido do ciclo AT possui uma válvula solenoide modelo VSD-3 marca RAC. Esta válvula é ligada com um pressostato no estágio de alta pressão (condensação do R744), modelo KP6W, marca Danfoss. Esse pressostato é responsável por regular a sobrepressão ou subpressão aplicada à linha. Esse tipo de sistema é conhecido como *ciclo-off*, e atua para manter o R744 subresfriado, diminuindo assim as pressões nas tubulações do R744, garantindo maior segurança ao sistema. O pressostato é responsável por abrir ou fechar uma válvula solenoide, desta maneira, a vazão do fluido secundário é regulada consequentemente, retornando ou extraíndo R744 do tanque de líquido assim, regulando a pressão do sistema.



Figura 3.16 – Separador solenoide. Fonte: RAC.



Figura 3.17 – Pressostato. Fonte: RAC.

Os sensores de temperatura utilizados para medir a temperatura dos fluidos em pontos específicos da bancada são da marca ADD Therm, modelo PT100 - A70-001-L-X50-3F-X0-X30. Os transdutores de pressão utilizados são do modelo PSI. 420, da marca ZURICH. As faixas de pressão variam de 0 a 45 bar no ciclo BT e de 0 a 30 bar no ciclo AT.



Figura 3.18 – Sensores PT100 (ADD THERM) (a) e transdutor de pressão (ZURICH) (b).

O sistema que controla os parâmetros de interesse para o estudo é um sistema supervisório da empresa Carel, modelo PLANT VISOR PRO (Fig. 3.19). Esse sistema faz o controle da válvula de expansão eletrônica e o monitoramento das pressões e temperaturas do sistema. Esse sistema funciona também como aquisição de dados, através de um gerenciamento de relatório, através do qual é possível obter dados com intervalo de um segundo. Na Fig. 3.9, foi apresentado o módulo de controle da válvula eletrônica. Esse módulo é responsável por fazer a comunicação entre a válvula e o sistema supervisório.



Figura 3.19 – Supervisório Plant Visor Pro. Fonte: Carel.

Na Fig. 3.19, foi apresentado o sistema Plant Visor Pro, que é alimentado com dados provenientes de dois controladores lógicos programáveis, também marca CAREL, modelo PCO₃, Fig. 3.20. Tais CLPs recebem os sinais de pressão e temperatura e os envia para a aquisição, leitura ou controle no Plant Visor Pro, que exerce a função de *interface* homem-máquina.



Figura 3.20 – CLP PCO₃. Fonte: Carel.

Devido à falta de lubrificantes comerciais para a utilização com o R744, a empresa Bitzer desenvolveu dois tipos de óleos a serem utilizados com o CO₂. Os óleos desenvolvidos são poliésteres e possuem a nomenclatura BSE60K e BSE85K, sendo esse último indicado para operações transcríticas. Esses óleos são miscíveis com o R744, de forma que sua falta não acarreta em uma troca total do óleo do compressor, o mesmo poderá apenas ser reposto. O sistema subcrítico em questão utiliza o óleo BSE60K, sendo o ciclo BT de óleo dotado de um separador de óleo marca Temprite, modelo 922R, para aplicações em instalações subcríticas e transcríticas. A Fig. 3.21 ilustra esse separador de óleo.



Figura 3.21 – Separador de óleo. Fonte: Temprite.

Nesse separador, o fluido refrigerante que sai da descarga do compressor, consequentemente carregando óleo lubrificante do compressor, passa primeiramente por um filtro e 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 475 ml 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. De acordo com o Boletim Técnico *Be 29* da Bitzer, 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, como é comercialmente conhecido, 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 separador de óleo Temprite 922R.

O regulador Traxoil é apropriado para os compressores Bitzer que empregam o sistema por lubrificação centrífuga (Octagon) e bomba de óleo (2^a Geração). (Boletim da Engenharia número 29 - Bitzer)



Figura 3.22 – Regulador de Nível de Óleo Eletrônico. Fonte: Traxoil.

A conexão entre os ciclos de alta e baixa temperatura é realizada através de um trocador de calor R744/R134a em contracorrente da marca SWEP, modelo B25Tx26H/1P. Este trocador é responsável pela condensação do R744 e pela evaporação do R134a, que posteriormente é condensado a ar em uma unidade condensadora marca BITZER, modelo LH84/2CC-4.2Y-20D.



Figura 3.23 – Trocadores de calor. Fonte: SWEP.

Essa bancada possui, ainda, um trocador de calor intermediário, responsável por aumentar o superaquecimento do R744 e também o subresfriamento do R134a. Dessa forma, evita-se a entrada de líquido no compressor do R744. Na Fig. 3.23 encontra-se a imagem desses trocadores de calor e na Fig. 3.24 a imagem da unidade condensadora. A Tab. 3.1 apresenta as especificações técnicas da unidade condensadora.

Tabela 3.1 – Características técnicas da unidade condensadora.

Características da unidade condensadora	
Marca	Bitzer
Modelo	LH84/2CC- 4.2Y- 20D
Temperaturas de evaporação [°C]	-10
Temperatura de condensação [°C]	38,4
Capacidade de refrigeração [kW]	6,5
Superaquecimento útil [°C]	10
Consumo [kW]	2,28
Corrente [A]	9,3



Figura 3.24 – Unidade Condensadora. Fonte: BITZER.

Após a descrição desses equipamentos, é detalhado na Tab. 3.3 a sequência de operação da bancada experimental durante a realização de um teste

Tabela 3.3 – Sequência de operação e descrição do procedimento para os testes utilizados neste estudo.

Etapa	Sequência de operação	Descrição do procedimento
1	Acionamento do ciclo AT, fluido secundário	Alimentação do compressor
2	Acionamento da chave do R744 (ciclo BT)	São alimentados todos dispositivos referentes ao R744, inclusive os ventiladores do evaporador.
3	Acionamento do inversor de frequência do compressor de R744	Compressor do R744 parte em rampa.
4	Verificação da válvula de expansão eletrônica do R744 e configuração da mesma	Com o compressor ligado inicia-se o fluxo de R744 pelo sistema, verifica-se o superaquecimento, e posição da válvula, além de optar por funcionamento automático ou manual.

5	Configuração das frequências que serão utilizadas nos compressores	Essa configuração juntamente com a abertura da válvula de expansão eletrônica são pré-definidas em um planejamento experimental
6	Acionamento da carga térmica	O banco de resistências elétricas deve ser acionado de acordo com o tipo de teste a ser realizado, variando assim, a sua capacidade térmica desde 1,5 kW até 3 kW
7	Verificação de parâmetros para a condição de regime permanente	O sistema é cuidadosamente monitorado até atingir a condição de regime permanente
8	Coleta dos dados da bancada	Após o sistema atingir o regime permanente, os dados devem ser coletados, para posteriormente, receber um tratamento estatístico

3.2. Análise energética do sistema de refrigeração

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. Isso após o acionamento da carga térmica, devido ao complexo funcionamento da bancada. O tempo para atingir a menor temperatura dentro da câmara - *pulldown* - não é contado, pois é somente após esse tempo que se iniciam os testes. Uma vez o sistema atingindo a condição de *pulldown*, é então acionado o conjunto de resistências elétricas que simulam a carga térmica (item 6, Tab. 3.2) e, somente após esse instante, é contado o tempo médio para o sistema entrar em regime permanente.

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. Segundo 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. 3.25 ilustra a

tela de aquisições de temperaturas no tempo utilizado por Antunes (2015). Essa metodologia é a mesma utilizada nessa tese.

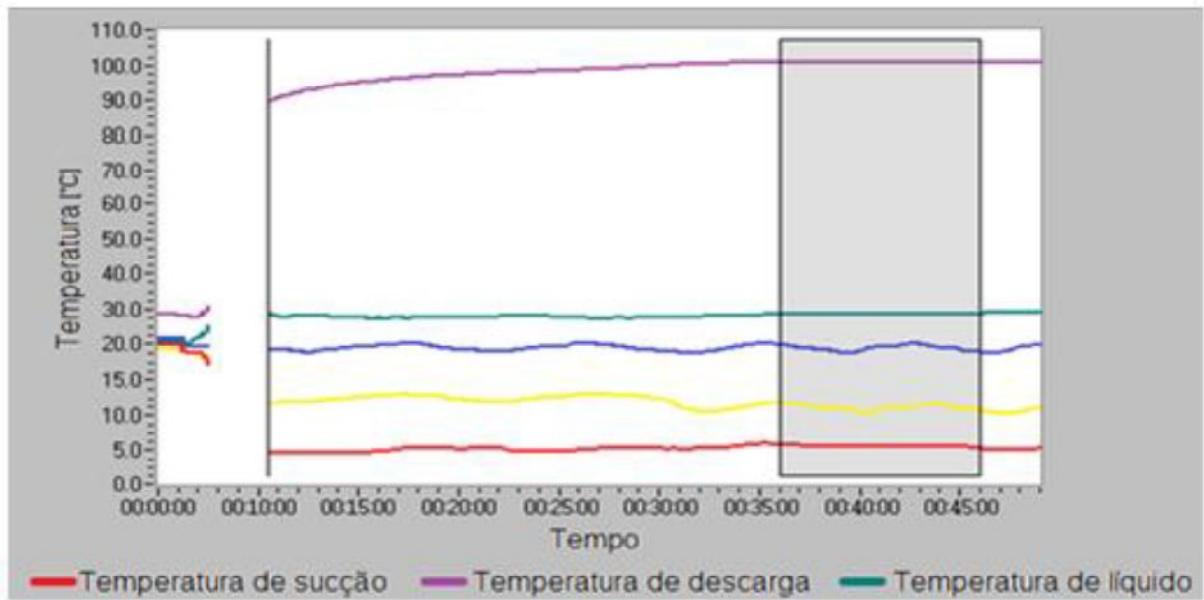


Figura 3.25 – Monitoramento das temperaturas, exemplo de condição de regime permanente. Fonte: Adaptado de Antunes (2015).

Visualmente, é possível perceber que ocorrem 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 3σ (três vezes o desvio padrão) da amostra 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.

Segundo dados obtidos por Antunes (2015), a temperatura de descarga do compressor é o último parâmetro a estabilizar-se e, portanto, esse parâmetro é de grande importância ao ciclo, haja visto que esse parâmetro é responsável por delimitar o regime permanente. Por hora, estando à temperatura de descarga do compressor em regime permanente, os demais parâmetros também estarão.

A realização dos testes seguintes ocorreu em condição de regime permanente. A capacidade de refrigeração do sistema foi estimada por intermédio da primeira lei da termodinâmica, Eq. 3.1, considerando uma condição em que o refrigerante seja a única substância presente no volume de controle delimitado pelo evaporador.

$$\dot{Q}_{evapBT} = \dot{m}_{evap} \cdot \overline{T}_{evap} \quad (3.1)$$

Δh_{evap} é a diferença de entalpia entre a saída e a entrada do evaporador do ciclo de baixa temperatura.

Os cálculos dos valores de COP foram realizados para o ciclo com R744 (isoladamente) e para o sistema em cascata. O COP é a relação entre a capacidade de refrigeração e o consumo de energia. A Eq. 3.2 ilustra esse parâmetro para o R744.

$$COP_{BT} = \frac{\dot{Q}_{evapBT}}{\dot{W}_{BT}} \quad (3.2)$$

O coeficiente de desempenho para o sistema em cascata é avaliado pela Eq. 3.3.

$$COP_{SIST} = \frac{\dot{Q}_{SIST}}{\dot{W}_{BT} + \dot{W}_{BT}} \quad (3.3)$$

As estimativas de incertezas para a capacidade de refrigeração, \dot{Q}_{SIST} e para o COP_{SIST} foram inferiores a 2% para os resultados.

3.3. Projeto e análise de experimentos por superfícies de respostas

Os parâmetros específicos tais como pressão, temperatura, vazão de fluido refrigerante são de grande importância em sistemas frigoríficos. A fim de analisar a importância de cada parâmetro no comportamento global do circuito frigorífico em questão, submeteu-se o sistema de refrigeração a testes experimentais, de acordo com um planejamento experimental estatístico.

Trabalhos comparando o desempenho de refrigerantes sintéticos e naturais em várias aplicações foram publicados. Apesar de consideráveis esforços para melhorar as propriedades térmicas dos fluidos alternativos e o desenvolvimento de novos projetos e estratégias de controle de sistema, em alguns casos, resultados experimentais inconsistentes foram encontrados, (DOMANSKI E YASHAR, 2006).

Uma maneira sistemática de se analisar e avaliar a magnitude de várias fontes de variação que influenciam em um processo é iniciar-se com a identificação e seleção dos fatores que possam contribuir para a variação, proceder-se, em seguida, à seleção de um

modelo que inclua os fatores escolhidos e planejar experimentos eficientes para estimar seus efeitos (MONTGOMERY, RUNGER, 2003). A metodologia empregada neste trabalho foi a MSR (metodologia de superfície de resposta). Segundo Calado e Montgomery (2003) usam-se superfícies de resposta quando as variáveis de resposta são influenciadas por muitas variáveis independentes e o objetivo é otimizar essas respostas.

A primeira etapa deste método é determinar a relação matemática entre a variável de resposta e as variáveis independentes. O arranjo de experimentos utilizado foi o planejamento composto central. O número de ensaios consiste do planejamento fatorial 2^K , gerando n_F testes, sendo $2K$ referentes aos testes axiais (n_A) e testes centrais (n_C).

O parâmetro K refere-se ao número de fatores do planejamento. No presente trabalho foram utilizados dois fatores, o primeiro referente à frequência de operação do compressor e, o outro, ao grau de superaquecimento, ambos para o ciclo BT, R744. Para Antunes (2015), a grande dificuldade encontrada é selecionar os níveis das variáveis independentes que irão maximizar as respostas desejadas referentes às variáveis dependentes. A solução deve levar em conta o fato de que os níveis para variáveis independentes que maximizam uma resposta não podem maximizar uma resposta diferente, ou seja, são únicas.

O primeiro estágio de resultados (Capítulo 4) refere-se a um conjunto inicial de experimentos, os quais foram planejados e analisados por superfícies de respostas. O planejamento experimental foi criado através do software STATISTICA, totalizando 13 testes realizados em regime permanente. O objetivo dessa seção é fundamentar o aparato experimental e conhecer os limites operacionais do sistema de refrigeração cascata original, R744/R134a.

Segundo Barros Neto *et al.* (1995), por mais que se tente controlar todas as etapas do experimento, algumas fontes de erro sempre permanecem, já que os erros atuam de forma aleatória. Segundo Montgomery e Runger (2003), para contornar este problema, admitem-se algumas hipóteses sobre a natureza da distribuição dos erros. As inferências estatísticas baseiam-se, quase sempre, na hipótese de uma amostragem aleatória. Para se testar a mudança de níveis de um fator ou interação, é preciso empregar-se um teste de hipótese para a média. No caso do planejamento de experimentos, esse teste é a análise de variância (ANOVA).

O coeficiente de determinação (R^2) representa o percentual de variação na resposta, que é explicada pelo modelo construído. Associado a esse coeficiente, encontra-se o (R^2_{aj}), que considera o fato de que (R^2) tende a superestimar a quantidade atual de variação contabilizada para a população. Se o modelo receber fatores adicionais desnecessários haverá um incremento em (R^2), sem haver, necessariamente, melhoria de informação na

resposta. É por esse motivo que o valor do coeficiente de determinação ajustado é mais apropriado para se comparar modelos com diferentes quantidades de termos.

3.4. Metodologia do Impacto total do aquecimento global equivalente

De acordo com o método de cálculo do TEWI (*Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact*, 2012), os vazamentos anuais (operações normais, perdas catastróficas e serviços de manutenção) adotados foram equivalentes a 12,5% da carga, uma aplicação referente a um sistema centralizado.

Esse método será utilizado no terceiro estágio de resultados (Capítulo 4). A metodologia considera os impactos diretos e indiretos associados ao uso de fluidos refrigerantes em aplicações no setor de HVACR. A Eq. 3.4 torna possível estimar o impacto total.

$$TEWI = CO_2equ_{DIRETO} + CO_2equ_{INDIRETO} \quad (3.4)$$

A parcela associada com o efeito direto pode ser calculada pela Eq. 3.5.

$$CO_2equ_{DIRETO} = M_{REF} L_{RATE} L_{TIME} GWP + M_{REF}(1 - \alpha)GWP \quad (3.5)$$

Na qual:

M_{REF} : Massa de refrigerante no sistema, [kg];

L_{RATE} : Taxa anual de refrigerante emitido (substituição e vazamento), [%];

L_{TIME} : Tempo de vida útil do equipamento, [anos];

GWP : Índice específico do refrigerante, [-];

α : Recuperação/reciclagem ao final da vida útil do equipamento, [%].

Para realização dos cálculos, adotou-se uma vida útil de 10 anos para todos os distintos fluidos refrigerantes.

Utilizou-se a porcentagem 70% para as taxas de recuperação dos fluidos refrigerantes (α). Esse valor representa um sistema com carga de fluido inferior a 100 quilogramas.

A parcela do impacto indireto no aquecimento global pode ser calculada pela Eq. 3.6.

$$CO_2equ_{INDIRETO} = \beta E_{ANNUAL} L_{TIME} \quad (3.6)$$

Onde:

E_{ANNUAL} : Energia elétrica consumida pelo equipamento, [kWh/ano];

β : Emissão de CO₂ para geração de eletricidade, [kgCO₂/kWh].

A emissão de CO₂ por kWh de energia elétrica gerada em diversas localidades pode ser encontrada no documento (*CO₂ Emissions from fuel combustion, International Energy Agency, 2011*).

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

O conteúdo deste capítulo representa um total de três estágios de resultados. Os objetivos específicos de cada proposta experimental, as planilhas de dados e suas respectivas análises serão definidos em sequência.

4.1. O sistema cascata original (R744/R134a)

A bancada experimental operou originalmente com o R134a no ciclo de alta temperatura e R744 no ciclo de baixa temperatura. As condições de evaporação trabalhadas (-35°C a -25°C) podem ser interpretadas como um equipamento destinado à conservação de produtos congelados em escala comercial.

Três parâmetros básicos podem ser alterados no sistema: o primeiro, o grau de superaquecimento do R744; o segundo, a frequência de operação do compressor de R744 e, por último, a simulação da carga térmica dentro da câmara fria, realizada por meio de um banco de resistências elétricas, o qual dissipava 1,5 kW ou 3,0 kW de potência. Apesar das paredes da câmara ser 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 do sistema cascata pode variar entre 3 e 6 kW.

Para avaliação do desempenho e determinação da operabilidade do sistema cascata, foram realizados 13 testes controlando o grau de superaquecimento do ciclo de R744 (isto só foi possível graças ao controle implementado na VEE instalada neste ciclo BT) e a frequência de alimentação do compressor de R744 (que foi manipulada por meio de um inversor de frequência). O compressor do ciclo de R134a trabalhou com frequência fixa de 60 Hz e sua válvula de expansão termostática foi aberta ao máximo durante os testes, retornando um grau de superaquecimento mínimo necessário ao ciclo AT. Esse conjunto inicial de experimentos foi planejado e analisado por superfícies de respostas, por meio do *software STATISTICA*.

Posteriormente, testes complementares foram realizados com o intuito de explorar as potencialidades do sistema cascata original. Nesta etapa, os valores para o grau de superaquecimento do ciclo BT foram estabelecidos em quatro condições: 5, 10, 15 ou 20 °C; já os valores da frequência de operação do compressor de R744 foram estabelecidos em seis condições: 40, 45, 50, 55, 60 e 65 Hz. Para cada valor de frequência, quatro testes foram realizados, cada um com um valor de superaquecimento diferente, totalizando então 24 novos testes. O ciclo de R134a continuou operando com frequência em 60 Hz e com abertura fixa da VET.

A carga de R744 no ciclo BT foi de 23 quilogramas e a carga de R134a no ciclo AT foi de 3,7 quilogramas. 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 de operações. Tanto o grau de superaquecimento como o grau de subresfriamento apresentaram valores positivos.

Superfícies de respostas

O efeito incremental de abertura do dispositivo de expansão e a velocidade de operação do compressor foram parâmetros controláveis durante a operação do sistema. O projeto de experimentos estruturou-se nas seguintes variáveis de interesse: a frequência de operação do compressor ciclo BT, f_{BT} , e o grau de superaquecimento do ciclo BT, $\Delta T_{SA,BT}$. A carga térmica imposta pelo banco de resistências elétricas foi mantida em 1,5 kW.

O primeiro fator foi escolhido com o objetivo de explorar toda a faixa de frequência de operação do compressor. O ciclo BT operou entre frequências de 42,93 Hz e 57,07 Hz, ou seja, velocidades abaixo da referente à frequência nominal, 1750 rpm a 60 Hz.

O segundo fator manipulado foi o grau de superaquecimento do ciclo de R744. A partir do valor adotado para este parâmetro no controlador que modula a válvula a VEE, a vazão mássica de refrigerante e a condição de evaporação foram controladas. O ciclo BT desde 2,9 °C até 17,1 °C. Estes valores referem-se ao grau de superaquecimento medido logo após a saída da unidade evaporada do ciclo BT, o grau de superaquecimento total, medido na sucção do compressor, apresenta valores bem superiores.

Desenvolveu-se então o planejamento composto central a dois fatores. Foram planejados 10 testes, sendo 4 fatoriais, 4 axiais e 2 testes centrais. Três pontos centrais foram adicionados, totalizando 13 testes. A Tab. 4.1 ilustra a matriz do planejamento experimental, referente ao sistema cascata original.

Tabela 4.1 – Resultados encontrados nos testes aleatórios, segundo os fatores f_{BT} e $\Delta T_{SA,BT}$, referente ao planejamento experimental.

Testes aleatórios	Fatores		Resultados												
	f_{BT} [Hz]	$\Delta T_{SA,BT}$ [°C]	$T_{EV,BT}$ [°C]	$T_{CD,BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV,BT}$ [°C]	$T_{SU,BT}$ [°C]	$T_{DC,BT}$ [°C]	$T_{LQ,BT}$ [°C]	m_{BT} [kg.s ⁻¹]	W_{BT} [kW]	W_{AT} [kW]	T_{AR} [°C]	Q_{SIST} [kW]	COP_{SIST} [-]	COP_{BT} [-]
3 ^f	55,00	5,0	-30,5	-7,5	-25,0	21,7	93,4	-7,5	0,0173	0,65	3,23	-24,0	4,51	1,16	6,94
7 ^a	57,07	10,0	-32,5	-8,5	-22,1	23,6	99,4	-8,6	0,0170	0,70	3,14	-20,5	4,56	1,19	6,51
12 ^c	50,00	10,0	-27,9	-8,9	-19,4	20,0	89,7	-8,9	0,0174	0,62	3,16	-18,2	4,65	1,23	7,51
8 ^a	42,93	10,0	-27,3	-8,5	-16,7	19,9	80,6	-9,0	0,0142	0,51	3,23	-15,7	3,84	1,03	7,52
10 ^c	50,00	10,0	-29,9	-9,3	-20,1	20,9	94,6	-9,3	0,0185	0,61	3,23	-18,6	4,99	1,30	8,17
1 ^f	45,00	15,0	-28,1	-7,6	-12,9	25,1	91,2	-8,3	0,0173	0,56	3,14	-11,8	4,73	1,28	8,44
4 ^f	45,00	5,0	-26,1	-7,5	-21,5	16,7	78,5	-8,9	0,0157	0,53	3,21	-20,1	4,14	1,11	7,80
13 ^c	50,00	10,0	-30,1	-7,7	-19,6	21,5	93,7	-8,3	0,0157	0,62	3,14	-18,7	4,21	1,12	6,79
9 ^c	50,00	10,0	-28,3	-9,2	-18,4	19,2	90,6	-9,2	0,0174	0,61	3,35	-17,1	4,69	1,18	7,69
5 ^a	50,00	17,1	-30,9	-10,1	-14,6	23,5	96,1	-10,1	0,0169	0,61	3,23	-13,0	4,70	1,22	7,70
2 ^f	55,00	15,0	-32,7	-10,2	-18,1	19,1	100,0	-10,3	0,0161	0,66	3,28	-17,5	4,45	1,13	6,74
11 ^c	50,00	10,0	-28,5	-7,7	-18,3	22,3	90,0	-8,0	0,0168	0,62	3,33	-17,1	4,49	1,14	7,24
6 ^a	50,00	2,9	-28,1	-8,0	-25,1	19,0	89,0	-8,0	0,0181	0,62	3,21	-24,0	4,69	1,23	7,57

LEGENDA:

f_{BT} : frequência de operação do compressor do ciclo de baixa temperatura;

$\Delta T_{SA,BT}$: grau de superaquecimento do ciclo de baixa temperatura;

^f: corrida fatorial;

^a: corrida axial;

^c: corrida central.

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

T_{AR} : temperatura do ar no interior da câmara fria.

m_{BT} : vazão mássica BT;

W_{BT} : potência consumida BT;

W_{AT} : potência consumida AT;

Q_{SIST} : capacidade de refrigeração;

COP_{SIST} : coeficiente de desempenho sistema;

COP_{BT} : coeficiente de desempenho BT.

Os testes 6^a e 3^f retornaram os mais baixos valores de temperatura do ar no interior da câmara fria. Esses dois testes tiveram em comum uma condição de grau de superaquecimento reduzido, 2,9 e 5 °C. Em contrapartida, os testes 5^a, 1^f e 2^f possuem em comum, valores do grau de superaquecimento bem elevados, consequentemente, estes três últimos ensaios apresentaram os maiores valores de temperatura do ar, com destaque para a maior temperatura operativa do ar, -11,8°C, referente ao teste 1^f. Este operou com elevado superaquecimento, 15°C, e frequência de operação do compressor BT reduzida, 45 Hz.

A Fig. 4.1 refere-se à condição de evaporação do sistema original. Nota-se que este parâmetro estabilizou-se em diferentes valores durante os testes, representando uma faixa de evaporação de -32,7°C a -26,1°C.

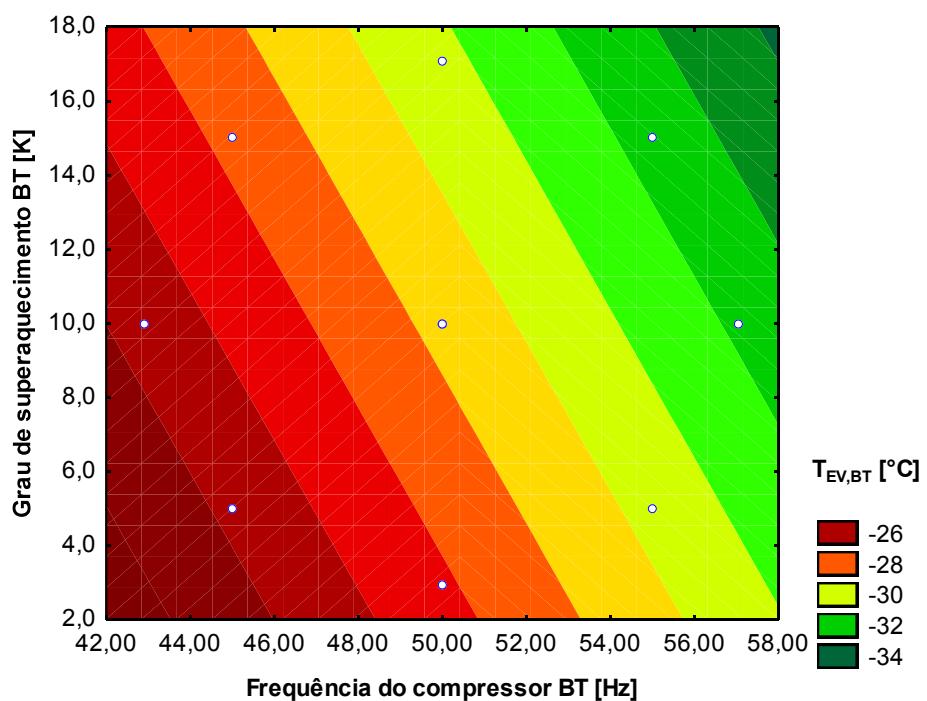


Figura 4.1 – Superfície de resposta referente ao comportamento da temperatura de evaporação do ciclo de baixa temperatura.

Ao se observar qualquer superfície de resposta desta seção, uma característica em comum pode ser notada: a distribuição dos pontos experimentais. Entre os 13 pontos brancos (pontos experimentais) tangenciando a superfície, 8 pontos formam um octógono e os outros 5 estão agrupados na porção central. As 5 repetições no ponto central enfatizam a variação dos experimentos e podem ser relacionadas ao erro experimental. Uma vez que o erro experimental seja baixo, os demais pontos apresentarão também representatividade.

Ao se observar ainda a Fig. 4.1, a principal conclusão é que a temperatura de evaporação BT é extremamente sensível às mudanças do grau de abertura da VEE, ou

seja, ao grau de superaquecimento BT, e à frequência de operação do ciclo BT. A análise PARETO, representada pela Fig. 4.2, foi construída para um intervalo de confiança de 95% e representa os efeitos e coeficientes referentes à temperatura de evaporação do sistema original. Esta metodologia adotada permite avaliar quais os fatores preponderantes para o comportamento de uma resposta. Todos os fatores cruzam a linha de probabilidade ($p=0,05$) e neste caso, fica comprovado que o efeito da f_{BT} é superior ao efeito $\Delta T_{SA, BT}$.

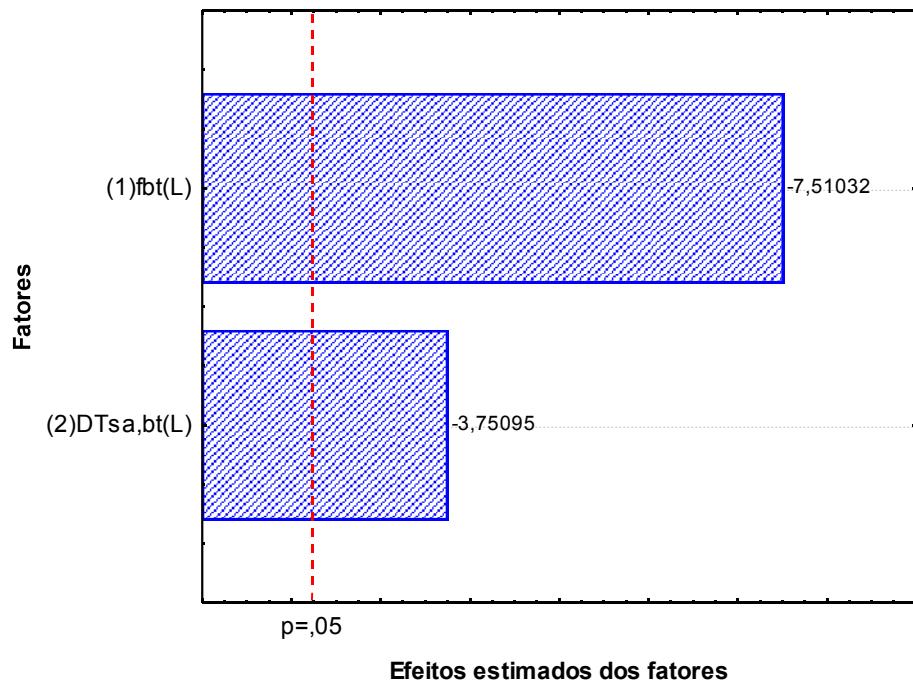


Figura 4.2 – Análise PARETO dos efeitos referentes aos fatores da superfície de resposta referente ao comportamento da temperatura de evaporação BT do sistema. Onde (1)fbt(L) representa a frequência de operação do compressor do ciclo BT e (2)DTsa,bt(L) representa o grau de superaquecimento BT.

Em adição, a Fig. 4.3 ilustra o gráfico de probabilidade normal dos resíduos. A homocedasticidade (ou igual variância) se dá pela observância dos dados regredidos. Estes se encontram mais homogeneamente e menos dispersos em torno da reta de regressão do modelo. Tal comportamento é evidente na Fig. 4.3: uma vez que os resíduos estão aproximadamente ao longo da linha reta, não há suspeitas de qualquer problema com a normalidade dos dados. A existência ou não de homocedasticidade no modelo pode, ainda, ser realizada por meio do Teste residual de White.

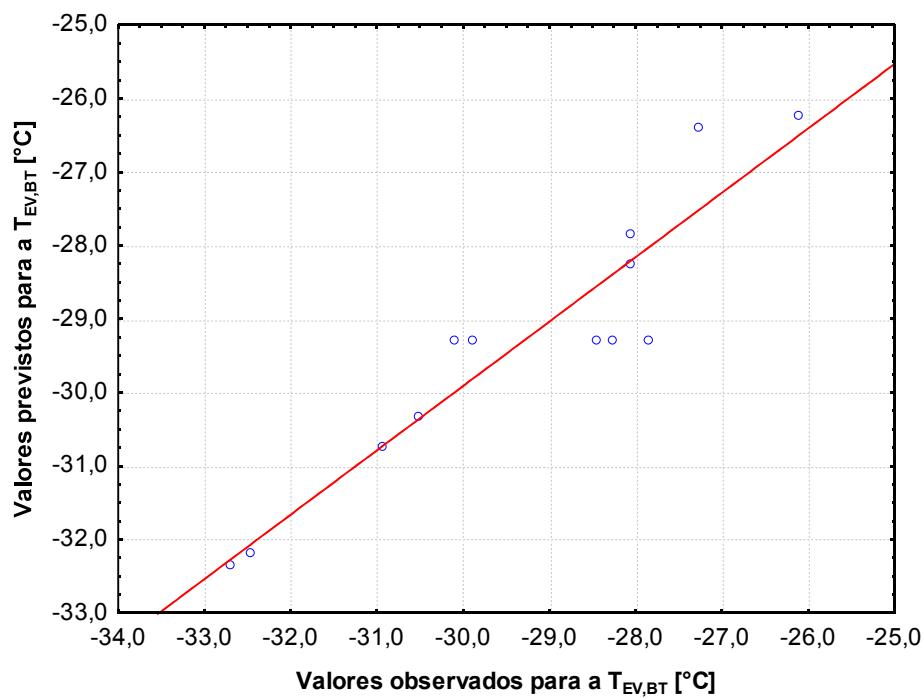


Figura 4.3 – Confirmação de normalidade dos dados experimentais, valores observados e previstos referentes à temperatura de evaporação BT [°C] do sistema original.

A análise estatística acima se refere somente ao comportamento da temperatura de evaporação BT. As demais respostas do sistema original foram contempladas com as mesmas ferramentas: PARETO e NORMALIDADE. Tais análises se encontram no Anexo 1.

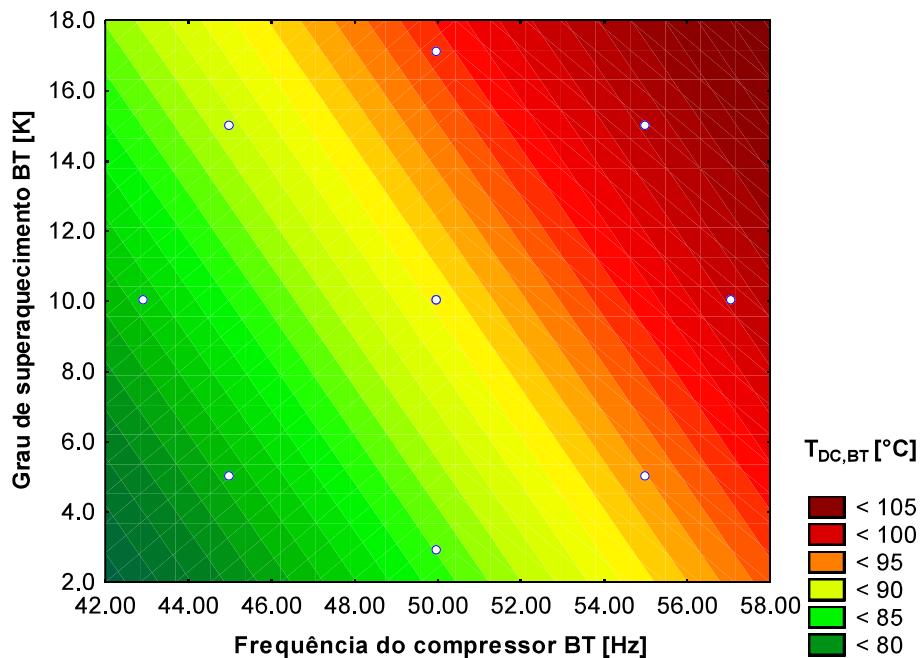


Figura 4.4 – Superfície de resposta referente ao comportamento da temperatura de descarga do ciclo de baixa temperatura.

A Fig. 4.4 refere-se à temperatura de descarga do ciclo BT. Nota-se que esse parâmetro estabilizou-se em diferentes valores durante os testes, representando uma faixa de 78,5°C a 100,0°C. A temperatura de descarga BT é extremamente sensível à variação de ambos os fatores do planejamento. Menores velocidades e condições de superaquecimento inferiores retornam temperaturas mais amenas na saída do compressor de R744, prolongando sua vida útil.

A Fig. 4.5 refere-se ao comportamento da temperatura do ar dentro da câmara fria, eixo vertical, de acordo com a variação do grau de superaquecimento e da frequência de operação do compressor, ambos os fatores referentes ao ciclo de baixa temperatura.

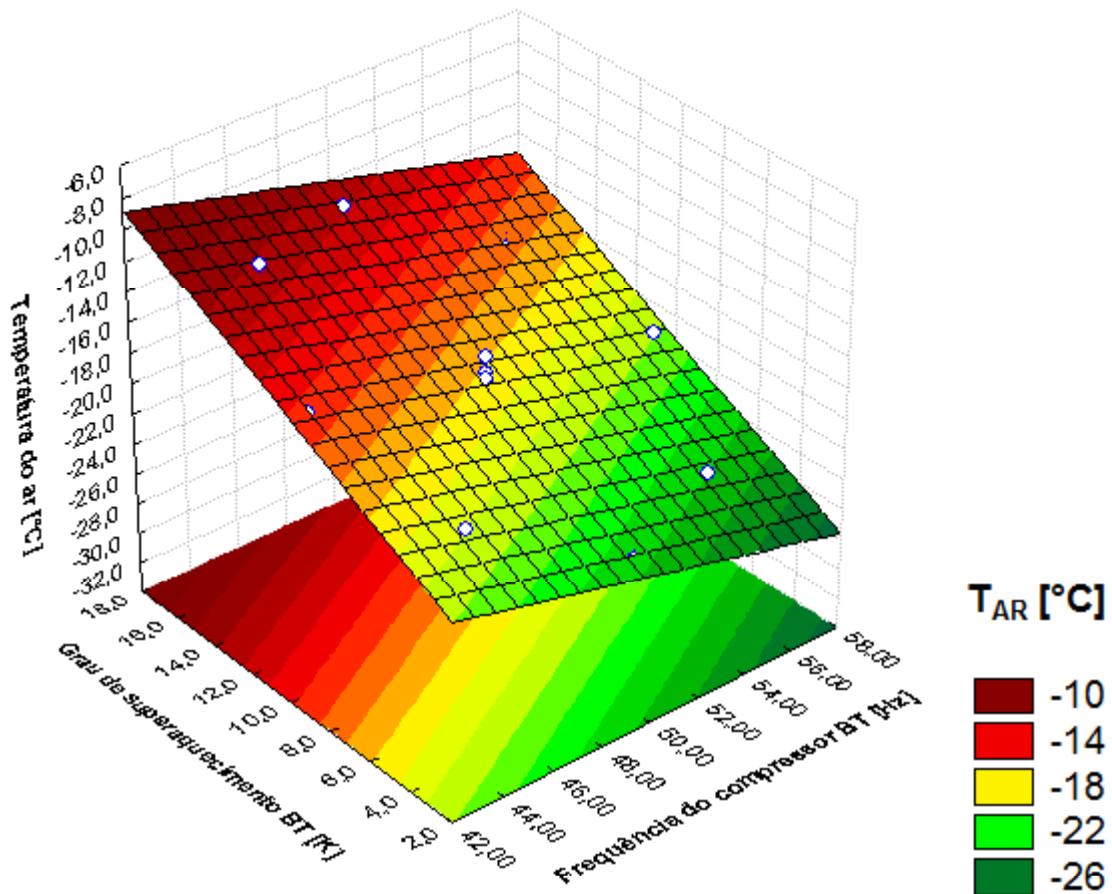


Figura 4.5 – Superfície de resposta referente ao comportamento da temperatura do ar.

Os menores valores para a temperatura operativa da câmara correspondem às condições em que os valores da velocidade do compressor BT seja próxima à frequência nominal, 60 Hz, aliados aos menores valores possíveis de superaquecimento. Neste caso, os valores podem chegar a até -24°C, teste 6^a da Tab. 4.1. Nesta condição, a capacidade de refrigeração e o COP do sistema equivalem a, respectivamente, 4,69 kW e 1,23.

A maior capacidade de refrigeração do sistema cascata atingida nestes testes iniciais foi de 4,99 kW, valor referente ao teste central 10°. Este mesmo ensaio retornou o maior COP, 1,30, no entanto, a temperatura do ar foi uma das mais elevadas, -18,6.

A análise de resultados pelas superfícies de respostas por si só é insuficiente para total comprovação do desempenho energético de sistema cascata original. A ferramenta estatística foi importante nesta tese, pois comprovou que a bancada experimental opera de forma flexível e consistente de acordo com qualquer ciclo de refrigeração por compressão de vapor, seja este teórico ou real.

Potencialidades

Testes complementares foram realizados com o intuito de explorar-se as potencialidades do sistema cascata original. Nesta etapa, os valores para o grau de superaquecimento do ciclo BT foram estabelecidos em quatro condições: 5, 10, 15 ou 20 °C; já os valores da frequência de operação do compressor de R744 foram estabelecidos em seis condições: 40, 45, 50, 55, 60 e 65 Hz. Para cada valor de frequência, quatro testes foram realizados, cada um com um valor de superaquecimento diferente, totalizando então, 24 novos testes.

O ciclo AT, contendo R134a continuou trabalhando com frequência do compressor em 60 Hz e com abertura fixa da VET. O banco de resistências elétricas dentro da câmara fria operou em 1,5 kW. A Tab. 4.2 refere-se aos resultados dos testes complementares para o sistema cascata original.

As Fig. 4.6 e Fig. 4.7 apresentam valores da potência consumida por cada compressor. É evidente que o compressor de R744 tem o consumo de energia menor do que o compressor de R134a. Isto ocorre devido à alta densidade de vapor do R744, mesmo com os pistões deslocando um elevado volume no processo. Tais propriedades do R744 também são a causa de um compressor de dimensões reduzidas.

Tabela 4.2 – Resultados dos testes complementares, 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]	$T_{EV, BT}$ [°C]	$T_{CD, BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV, BT}$ [°C]	$T_{SU, BT}$ [°C]	$T_{DC, BT}$ [°C]	$T_{LQ, BT}$ [°C]	\dot{m}_{BT} [kg.s ⁻¹]	\dot{W}_{BT} [kW]	\dot{W}_{AT} [kW]	T_{AR} [°C]	\dot{Q}_{SIST} [kW]	COP_{SIST} [-]	COP_{BT} [-]
1	65,00	20,0	-35,8	-8,4	-15,8	26,1	113,6	-8,5	0,0164	0,76	3,14	-14,2	4,54	1,16	5,97
2	65,00	15,0	-35,5	-8,2	-20,7	23,0	107,8	-8,3	0,0173	0,76	3,21	-19,7	4,69	1,18	6,17
3	65,00	10,0	-33,9	-8,9	-23,9	19,9	101,3	-9,0	0,0171	0,78	3,23	-22,8	4,59	1,14	5,88
4	65,00	5,0	-34,4	-8,9	-29,3	20,5	103,5	-9,0	0,0171	0,78	3,14	-28,0	4,50	1,15	5,76
5	60,00	20,0	-34,1	-8,2	-14,2	24,4	115,0	-10,0	0,0147	0,70	3,09	-13,0	4,12	1,09	5,89
6	60,00	15,0	-33,4	-8,2	-19,0	19,4	102,0	-10,0	0,0166	0,66	3,09	-18,0	4,57	1,22	6,92
7	60,00	10,0	-33,9	-9,1	-23,7	21,6	104,1	-9,1	0,0172	0,70	3,11	-22,7	4,62	1,21	6,60
8	60,00	5,0	-31,7	-8,2	-26,4	20,5	96,0	-8,3	0,0167	0,70	3,14	-25,2	4,38	1,14	6,25
9	55,00	20,0	-33,2	-9,2	-12,6	21,0	98,4	-9,4	0,0171	0,67	3,16	-11,6	4,79	1,25	7,15
10	55,00	15,0	-32,8	-10,2	-18,1	19,1	100,0	-10,3	0,0174	0,66	3,28	-17,5	4,81	1,22	7,28
11	55,00	10,0	-33,0	-8,9	-22,5	17,9	96,6	-9,4	0,0177	0,65	3,28	-21,0	4,78	1,22	7,35
12	55,00	5,0	-30,8	-8,4	-25,7	15,8	93,8	-8,5	0,0181	0,68	3,14	-24,5	4,75	1,24	6,99
13	50,00	20,0	-31,0	-9,7	-10,0	24,5	100,0	-9,8	0,0145	0,60	3,26	-8,9	4,09	1,06	6,82
14	50,00	15,0	-30,4	-8,2	-15,0	23,0	96,5	-8,2	0,0188	0,63	3,26	-14,0	5,13	1,32	8,14
15	50,00	10,0	-29,3	-7,8	-19,3	22,5	91,7	-7,9	0,0169	0,61	3,14	-17,8	4,51	1,20	7,39
16	50,00	5,0	-28,3	-7,3	-22,9	15,2	86,6	-8,3	0,0169	0,63	3,28	-22,0	4,44	1,14	7,05
17	45,00	20,0	-30,4	-10,0	-9,4	22,7	89,9	-10,0	0,0166	0,56	3,14	-8,1	4,69	1,27	8,38
18	45,00	15,0	-28,1	-7,7	-12,9	25,1	91,2	-8,3	0,0173	0,56	3,14	-11,8	4,73	1,28	8,45
19	45,00	10,0	-26,7	-7,1	-16,4	24,1	89,0	-7,4	0,0181	0,56	3,33	-14,9	4,82	1,24	8,61
20	45,00	5,0	-26,2	-7,5	-21,5	16,7	78,5	-8,9	0,0157	0,53	3,21	-20,1	4,14	1,11	7,81
21	40,00	20,0	-27,5	-7,9	-6,7	23,7	84,8	-9,3	0,017	0,50	3,14	-5,2	4,79	1,32	9,58
22	40,00	15,0	-25,4	-10,0	-10,8	18,6	76,6	-10,0	0,0178	0,49	3,14	-9,7	4,93	1,36	10,07
23	40,00	10,0	-25,2	-8,9	-15,4	16,7	75,7	-9,4	0,0164	0,48	3,14	-13,6	4,44	1,23	9,24
24	40,00	5,0	-25,2	-9,1	-19,9	18,1	76,5	-9,1	0,0168	0,48	3,21	-19,2	4,45	1,21	9,27

LEGENDA:

f_{BT} : frequência de operação BT;

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

T_{AR} : temperatura do ar;

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

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

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

\dot{m}_{BT} : vazão mássica BT;

COP_{SIST} : coeficiente de desempenho

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

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

\dot{W}_{BT} : potência consumida BT;

sistema;

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

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

\dot{W}_{AT} : potência consumida AT;

COP_{BT} : coeficiente de desempenho BT.

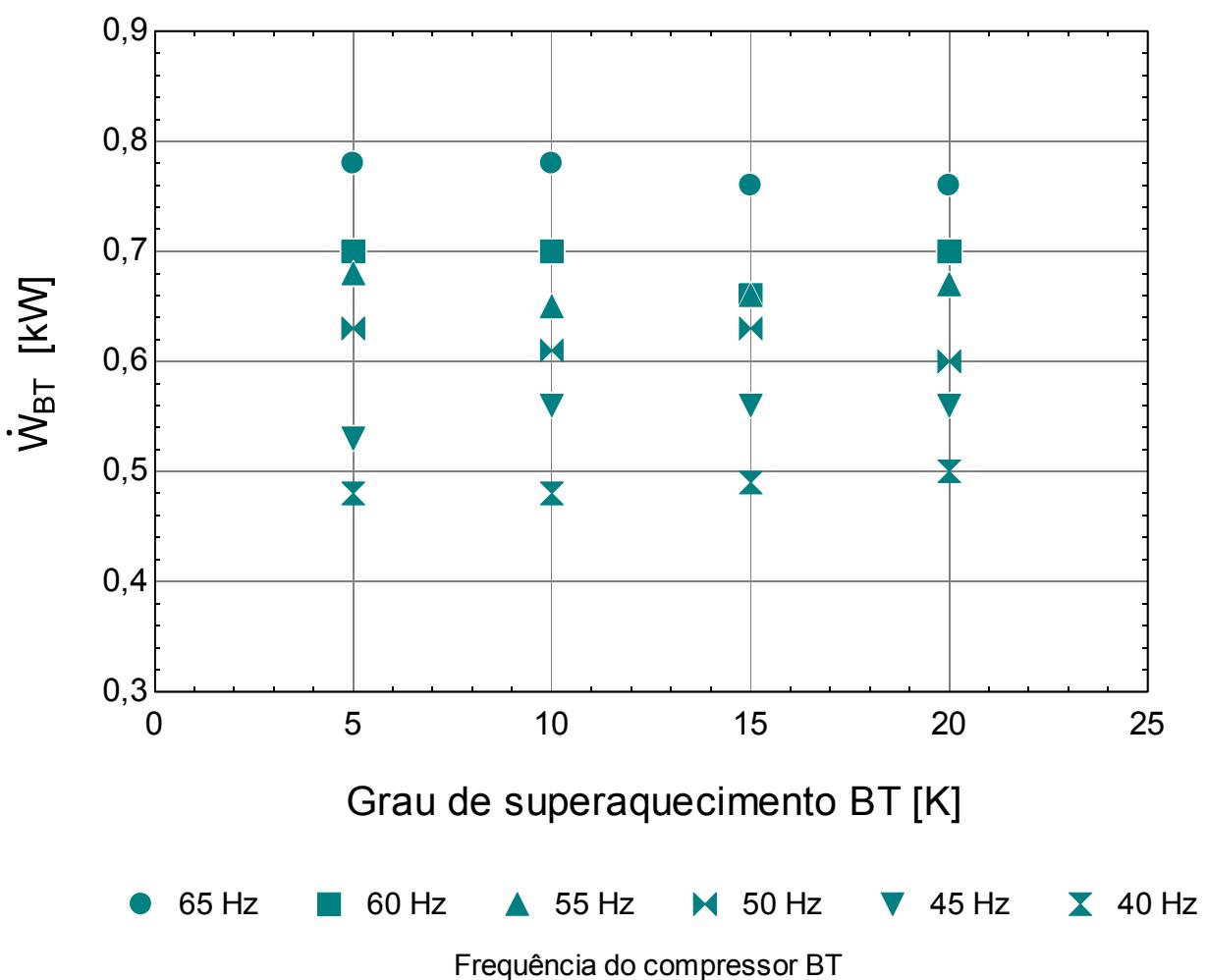


Figura 4.6. Potência consumida pelo compressor BT para diferentes valores de frequência de operação e grau de superaquecimento no ciclo BT.

O consumo do compressor de R744 aumenta com o incremento de sua frequência e consequente rotação (Fig. 4.6). No entanto, tal proporcionalidade não pode ser observada no comportamento do consumo do compressor de R134a (Fig. 4.7). Outro fator que confirma o menor consumo do sistema R744 é a razão de compressão de aproximadamente 2:1. No caso do compressor de R134a, esta razão em alguns chega a ser de 10:1.

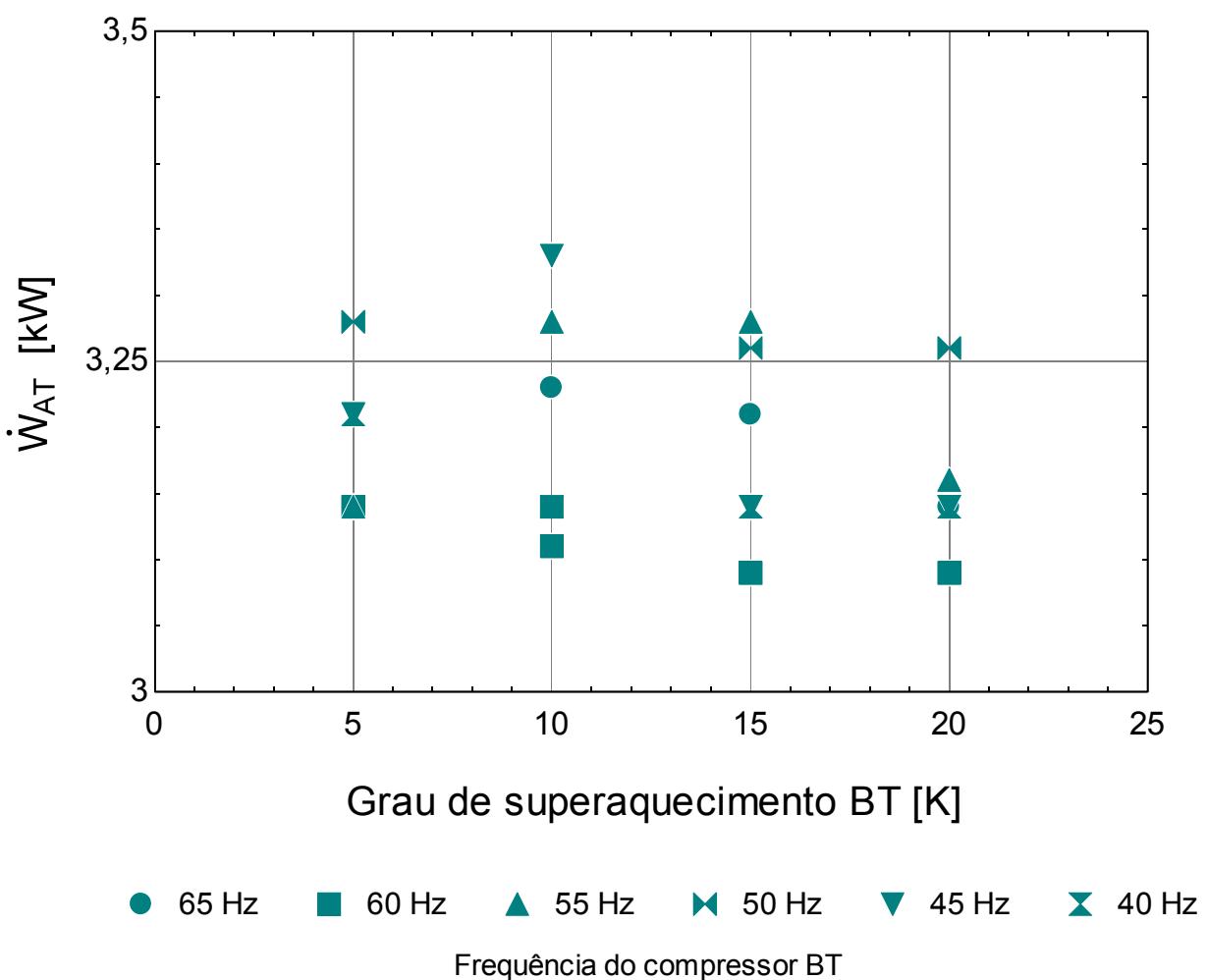


Figura 4.7. Potência consumida pelo compressor AT para diferentes valores de frequência de operação e grau de superaquecimento no ciclo BT.

As Fig. 4.8 e Fig. 4.9 ilustram os valores de COP relacionados aos valores de capacidade frigorífica.

Nota-se, na Fig. 4.8, que o comportamento do COP foi fisicamente consistente. Os ensaios a 40 Hz obtiveram os maiores COPs do ciclo BT, entre eles 10,07. Os testes a 65 Hz equivalem aos piores desempenhos. A capacidade de refrigeração mais elevada ocorreu para a frequência de 50 Hz operando com superaquecimento de 15 °C, 5,13 kW.

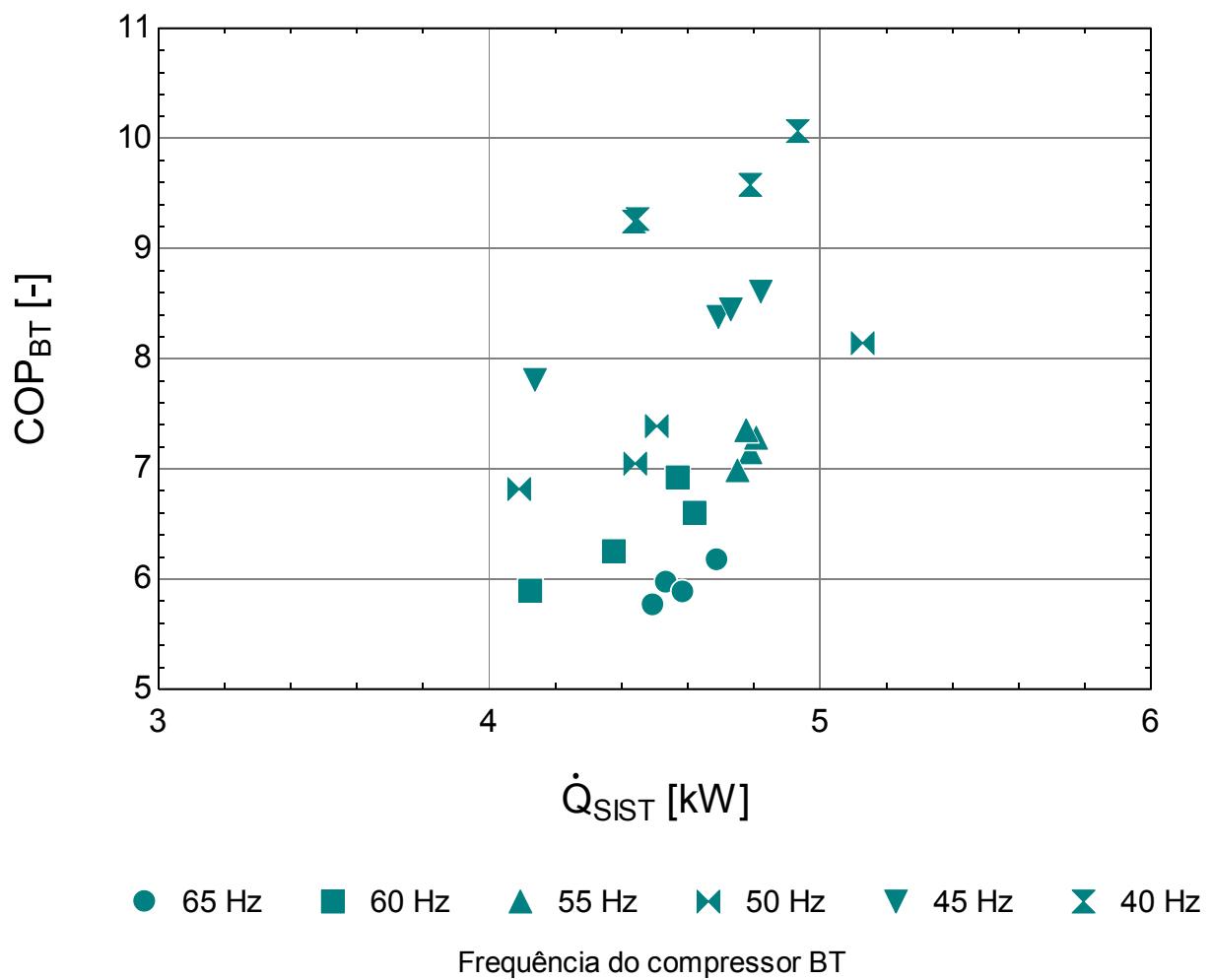


Figura 4.8. Comportamento do COP do ciclo BT de acordo com os valores da capacidade frigorífica para os 24 testes.

Os valores do COP do sistema cascata (Fig. 4.9) seguem a mesma tendência de proporcionalidade. O maior valor deste equivale a 1,36, operando a 40 Hz e 15 °C de superaquecimento. O menor COP obtido do sistema foi de 1,06, para a condição de 60 Hz e 20 °C de superaquecimento.

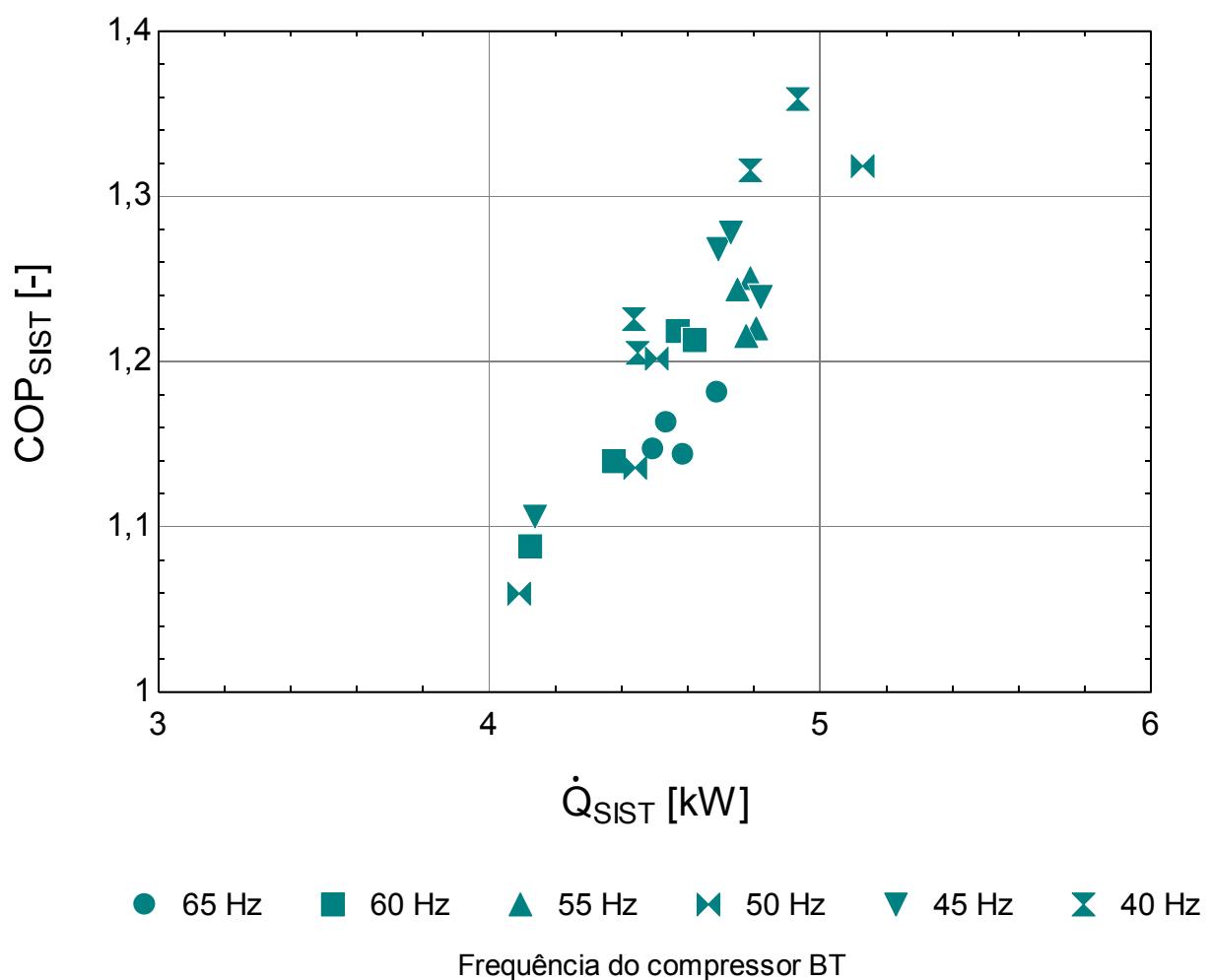


Figura 4.9. Comportamento do COP do sistema de acordo com os valores da capacidade frigorífica para os 24 testes.

De acordo com a Fig. 4.10, pode-se determinar um ponto de operação desejado, a partir da temperatura que se deseja ter dentro da câmara fria. Percebe-se que com maiores frequências e menores valores do grau de superaquecimento, obtém-se as menores temperaturas do ar.

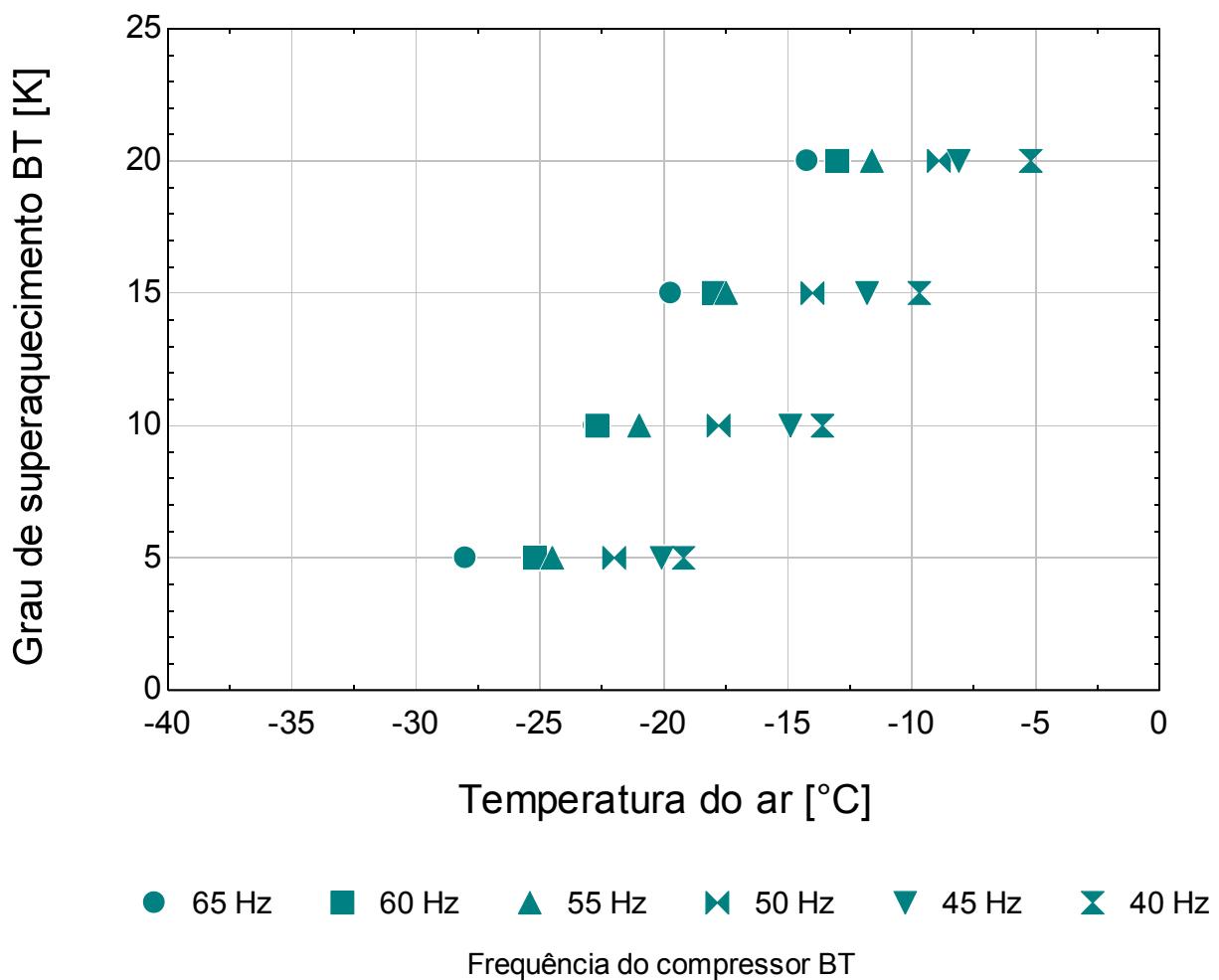


Figura 4.10. Comportamento da temperatura do ar dentro da câmara fria para diversas frequências de operação em função do grau de superaquecimento do ciclo BT.

Os valores da capacidade de refrigeração estabeleceram-se entre 4,09 e 5,13 kW, demonstrando a aplicabilidade desse sistema cascata em condições de carga térmica variável. O valor mínimo da temperatura operativa do ar no interior da câmara foi - 28 °C e o máximo -5,2 °C. A Fig. 4.11 contempla esta faixa de aplicação do sistema original.

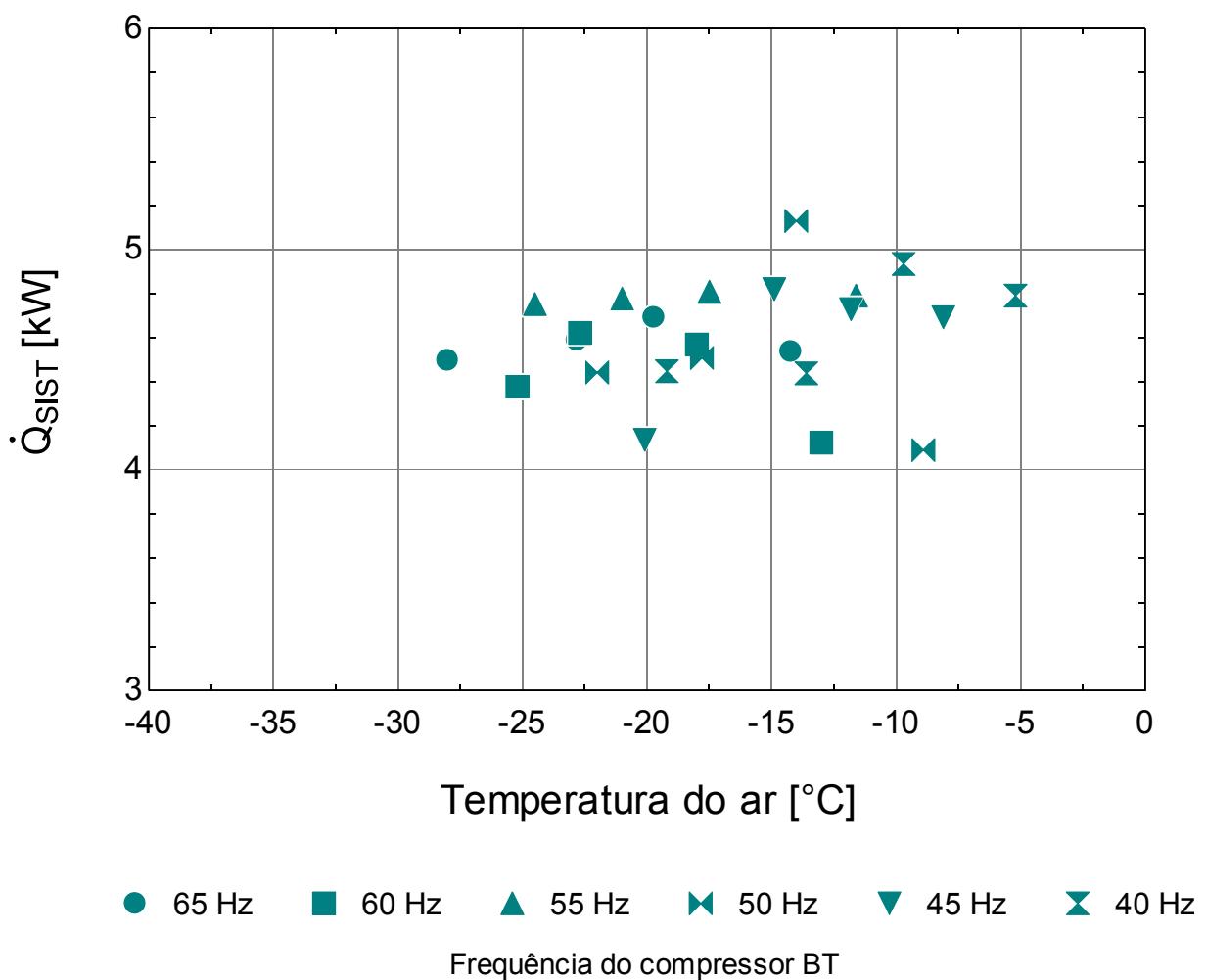


Figura 4.11. Comportamento da capacidade de refrigeração do sistema para diversos pontos de operação em função da temperatura do ar dentro da câmara fria.

Os valores do COP do sistema original em função da temperatura do ar podem ser avaliados por meio da Fig. 4.12. Ao se comparar os resultados da seguinte tese aos resultados obtidos por Sanz-Kock *et al.* (2014), conclui-se que o comportamento dos principais parâmetros termodinâmicos foram semelhantes para ambos os trabalhos.

De acordo com os resultados de Sanz-Kock *et al.* (2014), a estimativa do COP do sistema em cascata variou de 1,05 a 1,65 e os valores de capacidades de refrigeração foram de 7,5 kW a 4,5 kW. Os resultados são muito próximos aos alcançados na presente tese, conforme indicado nas Fig. 4.11 e 4.12.

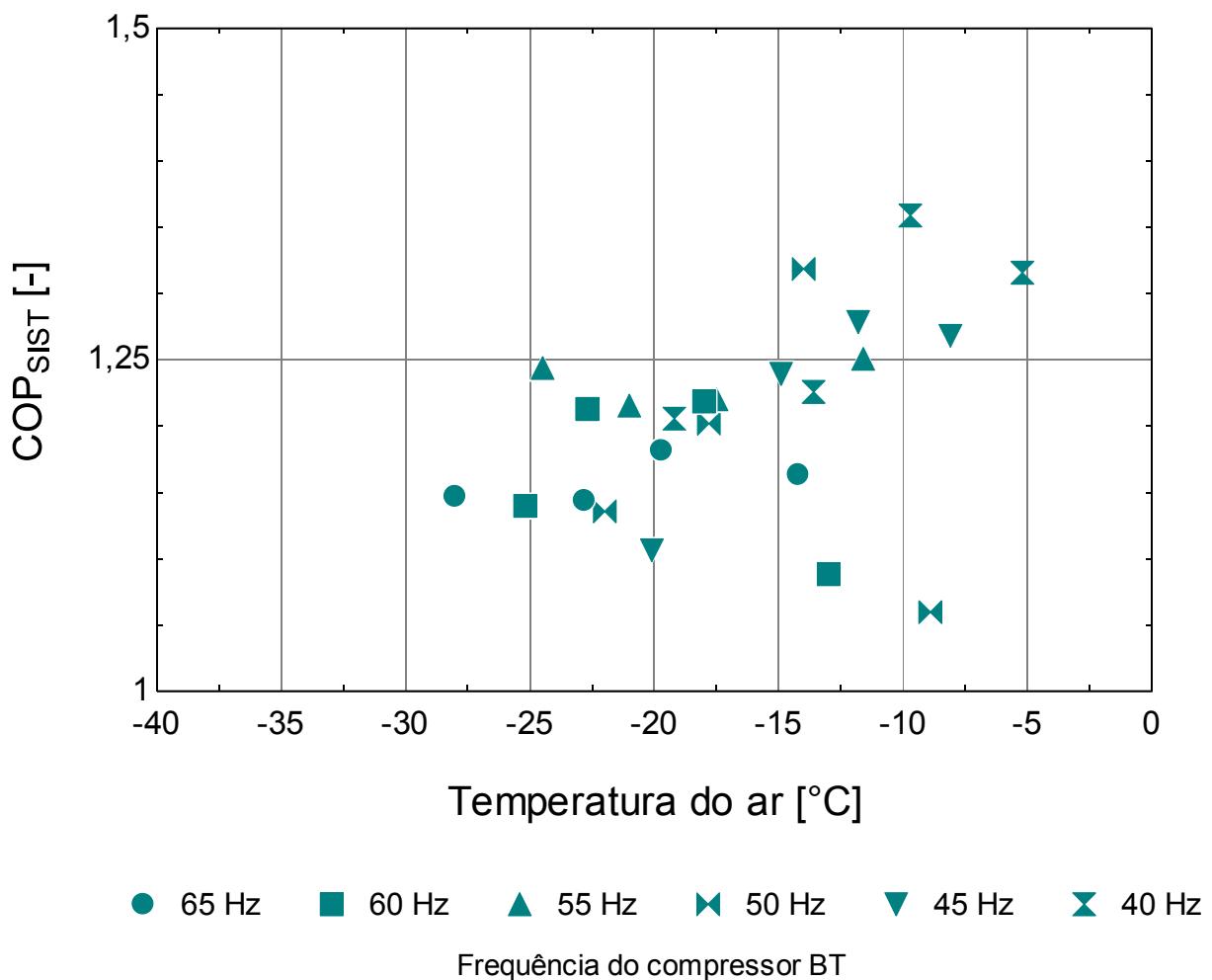


Figura 4.12. Comportamento do COP do sistema para diversos pontos de operação em função da temperatura do ar dentro da câmara fria.

4.2. Processos de *drop-in*

De acordo com Antunes (2015), o termo *drop-in*, amplamente utilizado no setor de refrigeração, 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 de maneira indireta, quando houver a necessidade de substituição do óleo lubrificante.

Em ambos casos, o fluido original deve ser recolhido e reciclado. Existe também a necessidade da realização do processo de vácuo no sistema. Neste “vácuo”, a bomba de vácuo deve proporcionar uma leitura vacuométrica de no mínimo 400 mmHg e, esta, deve permanecer durante um período de quatro horas. O processo de *drop-in* indireto requer ainda um processo de limpeza dos componentes, garantindo total retirada do óleo lubrificante.

Ainda de acordo com Antunes (2015), o caminho a ser tomado por um projetista durante a conversão de uma planta de refrigeração deve contemplar três etapas prioritárias:

- 1^a. Conhecimento do comportamento termodinâmico do sistema original.
- 2^a. Estudo das possibilidades de *drop-in* e necessidades de *retrofit*.
- 3^a. Redução dos impactos ambientais promovidos pelo sistema de refrigeração.

Na presente tese, o ciclo AT do sistema cascata original, assim como os dois processos diretos de *drop-in*, operaram com o mesmo óleo lubrificante polioester, em uma quantidade de 2 litros, respeitando o nível indicado no próprio compressor alternativo. O primeiro processo de *drop-in* ocorreu com a substituição do R134a pelo R438A, uma mistura de HFCs, reconhecido comercialmente, como substituto direto ao R22. O outro processo de *drop-in* ocorreu com a troca do R438A pelo R404A, outra mistura de HFCs, extremamente utilizada no setor supermercadista. A carga de R744 no ciclo BT foi de 23 quilogramas em todas as situações, a carga de R438A no ciclo AT foi de 3,5 quilogramas e a massa de R404A foi equivalente a 3,2 kg.

Nestas condições, o novo refrigerante deve proporcionar valores de capacidades 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 de uma câmara fria para estocagem em uma aplicação comercial.

O COP proporcionado pelo novo par de refrigerantes torna-se uma consequência do processo de *drop-in*. Mesmo assim, os novos valores do COP serão comparados aos dados do par de fluidos original.

Previvamente ao primeiro processo de substituição, deve-se conhecer os valores de capacidade de refrigeração volumétrica 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 e em uma específica condição de operação.

A Fig. 4.13 mostra a variação desta capacidade com a temperatura de evaporação para diferentes fluidos refrigerantes. Este parâmetro é uma medida da capacidade de refrigeração por unidade de volume de passagem de refrigerante pelo compressor. É uma propriedade do refrigerante e do ponto de funcionamento do sistema.

Como pode ser observada, 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. Os refrigerantes mais próximos ao R134a são, em teoria, aqueles que melhor se adaptariam às condições de funcionamento do sistema. Nesse caso, destacam-se o R437A e o R401A. O R438A se

localiza acima do R134a e o R404A fica muito distante da referência. Logo, é facilmente entendido que o compressor necessário para um ciclo operando com o fluido R404A deverá ser sempre menor do que o compressor necessário para o fluido R134a em rotação fixa.

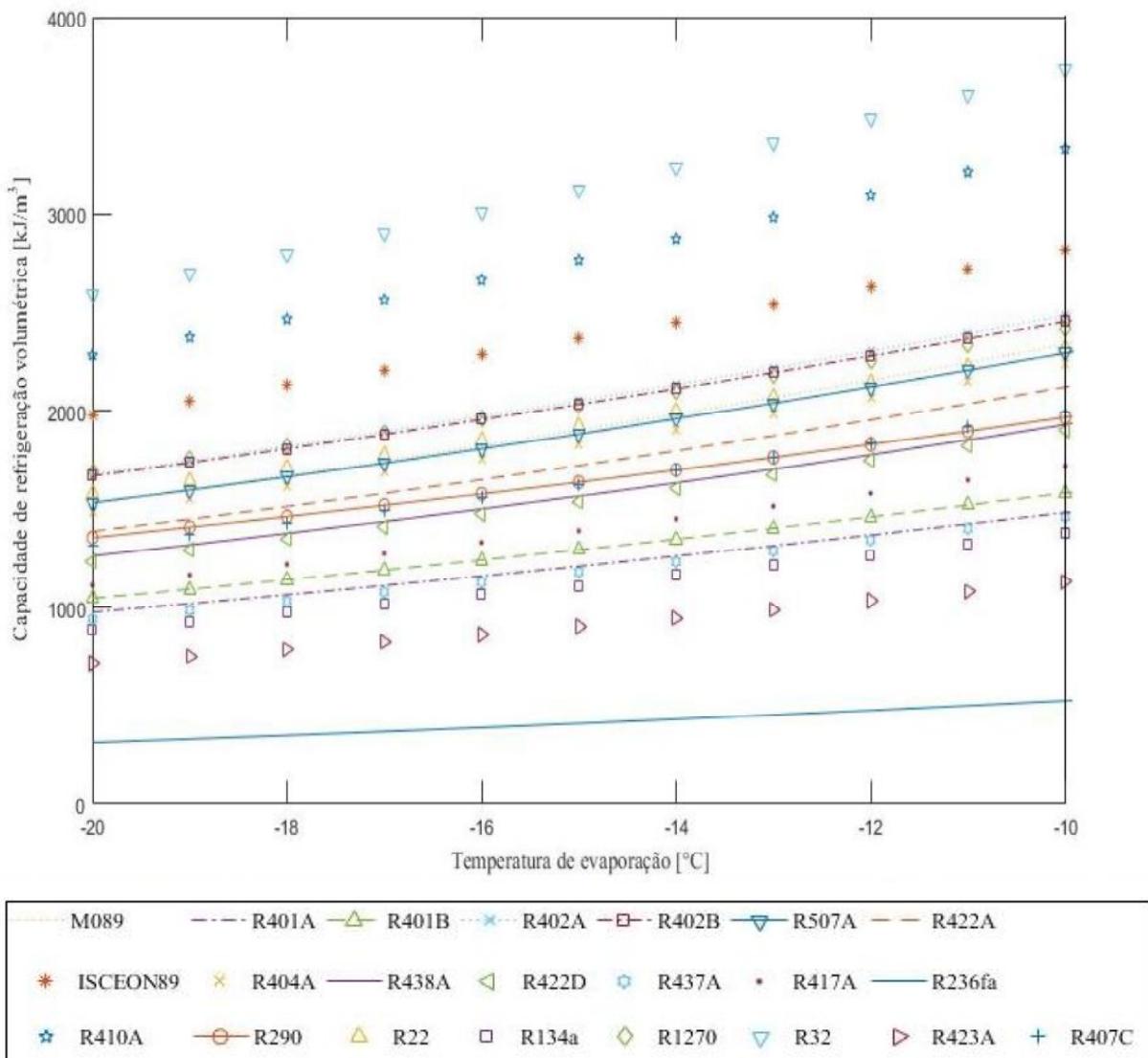


Figura 4.13. Capacidade de refrigeração volumétrica relativa a diferentes classes de refrigerantes. Valores estimados a 40°C de temperatura de condensação, 0°C de subresfriamento e 5°C de superaquecimento.

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

R744/R438A

Os testes realizados para o par R744/R438A encontram-se dispostos na Tab. 4.3. Os valores para o grau de superaquecimento do ciclo BT foram estabelecidos em quatro condições e os valores da frequência de operação do compressor de R744 foram estabelecidos em seis condições. Sendo assim, 24 testes, nas mesmas condições do sistema cascata original, foram realizados.

O ciclo com R438A operou com frequência do compressor em 60 Hz e com abertura fixa da VET. O banco de resistências elétricas dentro da câmara fria operou em 1,5 kW.

A Fig. 4.14 apresenta valores da potência consumida pelo compressor BT. De forma semelhante ao sistema cascata original, o consumo do compressor de R744 aumenta com o incremento de sua frequência. O compressor de R744 tem o consumo de energia menor do que o compressor de AT, conforme indicado na Tab. 4.3.

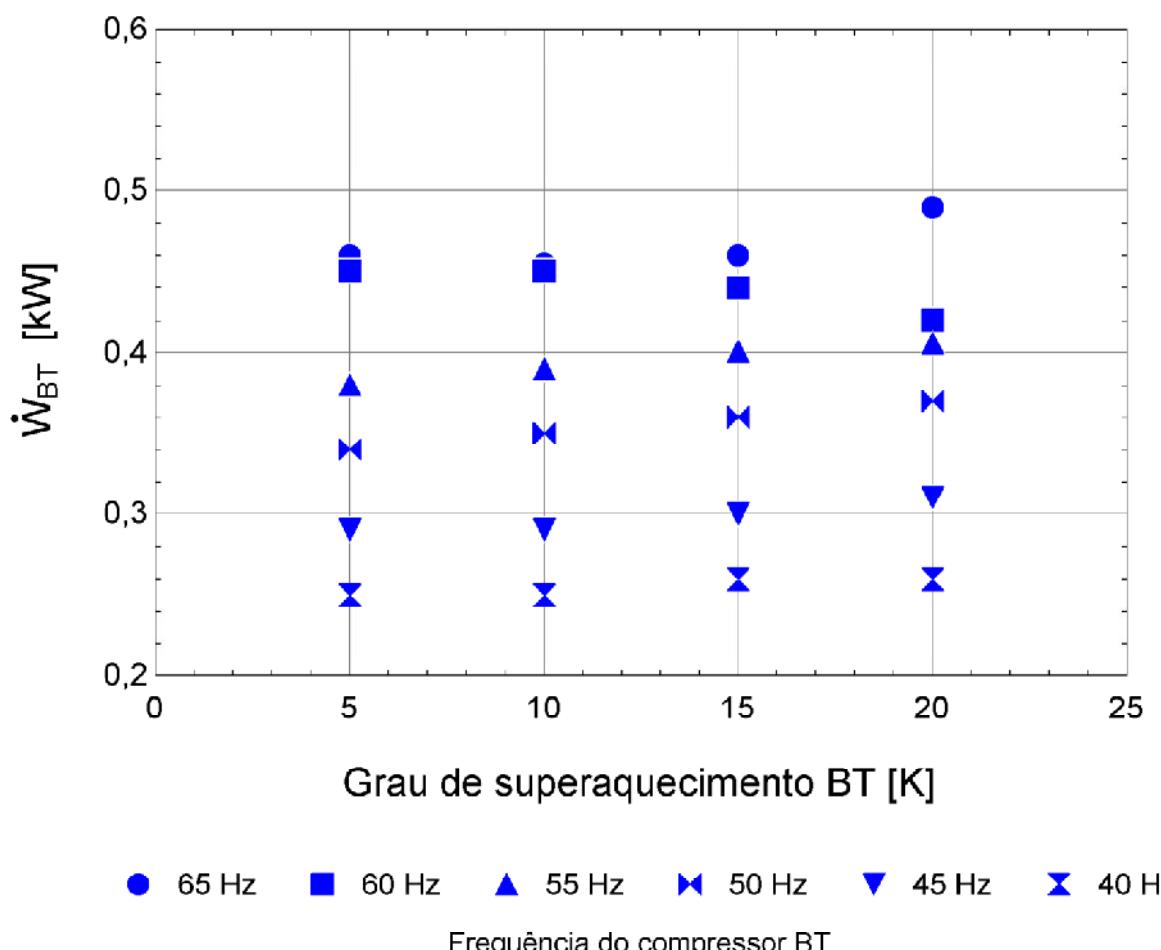


Figura 4.14. Potência consumida pelo compressor BT, para diferentes valores de frequência de operação e grau de superaquecimento no ciclo BT, utilizando R438A no ciclo AT.

Tabela 4.3 – Resultados do primeiro processo de *drop-in*, segundo a variação dos fatores f_{BT} e $\Delta T_{SA, BT}$, para o par R744/R438A.

Testes	Fatores		Resultados												
	f_{BT} [Hz]	$\Delta T_{SA, BT}$ [°C]	$T_{EV, BT}$ [°C]	$T_{CD, BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV, BT}$ [°C]	$T_{SU, BT}$ [°C]	$T_{DC, BT}$ [°C]	$T_{LQ, BT}$ [°C]	\dot{m}_{BT} [kg.s ⁻¹]	W_{BT} [kW]	W_{AT} [kW]	T_{AR} [°C]	Q_{SIST} [kW]	COP_{SIST} [-]	COP_{BT} [-]
1	65,00	20,0	-36,4	-21,6	-19,4	20,3	88,5	-21,67	0,0089	0,49	2,07	-17,0	2,69	1,05	5,50
2	65,00	15,0	-38,2	-23,2	-22,6	23,6	87,5	-23,24	0,0101	0,46	2,07	-21,0	3,07	1,21	6,67
3	65,00	10,0	-37,4	-22,7	-27,2	23,4	85,8	-22,71	0,0107	0,46	2,00	-25,0	3,19	1,30	7,00
4	65,00	5,0	-36,4	-22,5	-31,2	22,2	83,7	-22,53	0,0113	0,46	1,99	-29,0	3,30	1,35	7,18
5	60,00	20,0	-36,9	-24,4	-17,0	20,7	79,2	-24,49	0,0098	0,42	1,99	-15,1	3,05	1,27	7,26
6	60,00	15,0	-36,2	-23,0	-20,9	21,7	80,5	-23,06	0,0109	0,44	2,05	-19,5	3,31	1,33	7,53
7	60,00	10,0	-35,0	-22,5	-24,8	22,3	80,5	-22,53	0,0108	0,45	2,01	-23,0	3,22	1,31	7,15
8	60,00	5,0	-34,1	-22,0	-28,9	22,4	78,4	-22,01	0,0116	0,45	2,05	-27,0	3,38	1,35	7,52
9	55,00	20,0	-35,7	-23,4	-15,8	24,3	83,2	-23,41	0,0079	0,41	1,91	-13,1	2,44	1,06	6,02
10	55,00	15,0	-34,5	-23,0	-19,4	23,7	79,6	-23,06	0,0080	0,40	1,95	-17,3	2,43	1,04	6,07
11	55,00	10,0	-33,8	-22,8	-23,6	22,6	76,5	-22,88	0,0100	0,39	1,94	-21,0	2,99	1,28	7,67
12	55,00	5,0	-32,5	-22,7	-27,5	21,0	72,1	-22,71	0,0097	0,38	2,01	-25,0	2,85	1,19	7,49
13	50,00	20,0	-34,3	-23,9	-13,5	21,0	74,4	-23,95	0,0087	0,37	1,98	-11,2	2,71	1,15	7,33
14	50,00	15,0	-33,4	-24,3	-18,2	20,6	69,7	-24,31	0,0094	0,36	1,91	-15,0	2,89	1,27	8,02
15	50,00	10,0	-30,7	-22,8	-20,7	19,8	62,1	-22,88	0,0092	0,35	2,01	-18,7	2,75	1,17	7,87
16	50,00	5,0	-30,3	-22,8	-25,0	21,4	62,8	-22,88	0,0095	0,34	2,02	-23,0	2,80	1,19	8,23
17	45,00	20,0	-31,8	-24,1	-11,9	22,8	65,9	-24,13	0,0090	0,31	2,01	-9,4	2,81	1,21	9,06
18	45,00	15,0	-31,4	-23,9	-16,2	23,5	65,0	-23,95	0,0092	0,30	1,95	-13,7	2,82	1,26	9,41
19	45,00	10,0	-30,5	-23,5	-20,3	23,2	64,0	-23,59	0,0089	0,29	1,92	-17,6	2,68	1,21	9,24
20	45,00	5,0	-27,9	-21,8	-23,0	22,5	59,6	-21,84	0,0101	0,29	2,10	-21,0	2,95	1,23	10,17
21	40,00	20,0	-30,9	-25,2	-11,1	21,1	60,1	-25,23	0,0090	0,26	2,00	-7,5	2,83	1,25	10,89
22	40,00	15,0	-30,1	-24,8	-15,0	21,9	58,5	-24,86	0,0089	0,26	2,00	-11,7	2,75	1,22	10,58
23	40,00	10,0	-28,7	-24,1	-18,1	23,2	57,4	-24,13	0,0098	0,25	2,00	-15,1	2,97	1,32	11,88
24	40,00	5,0	-26,2	-22,4	-21,1	22,0	55,1	-23,70	0,0099	0,25	2,00	-18,7	2,93	1,30	11,74

LEGENDA:

f_{BT} : frequência de operação BT;

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

T_{AR} : temperatura do ar;

Q_{SIST} : capacidade de refrigeração;

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

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

\dot{m}_{BT} : vazão mássica BT;

COP_{SIST} : coeficiente de desempenho

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

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

\dot{W}_{BT} : potência consumida BT;

sistema;

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

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

\dot{W}_{AT} : potência consumida AT;

COP_{BT} : coeficiente de desempenho BT.

A Fig. 4.15 ilustra os valores de COP relacionados com os valores de capacidade frigorífica. A capacidade de refrigeração mais elevada ocorreu no teste 8, para a frequência de 60 Hz operando com superaquecimento de 5 °C, 3,38 kW, um valor inferior ao sistema original, 5,13 kW. Este mesmo teste retornou o maior valor de COP, 1,35, que foi praticamente igual ao máximo COP alcançado no sistema original, 1,36.

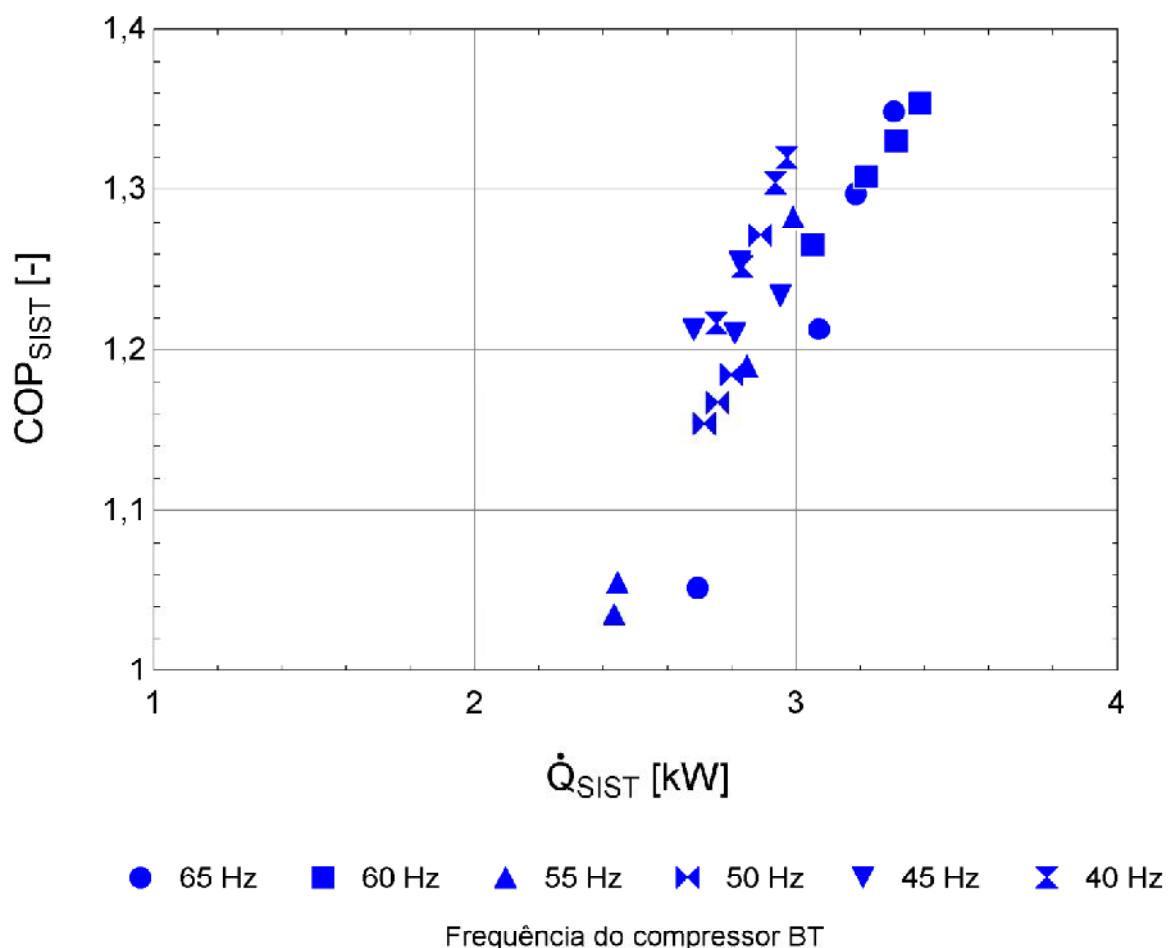


Figura 4.15. Comportamento do COP do sistema de acordo com os valores da capacidade frigorífica para os 24 testes utilizando R438A no ciclo AT.

A Fig. 4.16 permite avaliar a temperatura do ar em função do superaquecimento. Em concordância com o sistema original, em maiores frequências e menores valores do grau de superaquecimento, obtém-se também para o par R744/R438A, as menores temperaturas do ar no interior da câmara fria.

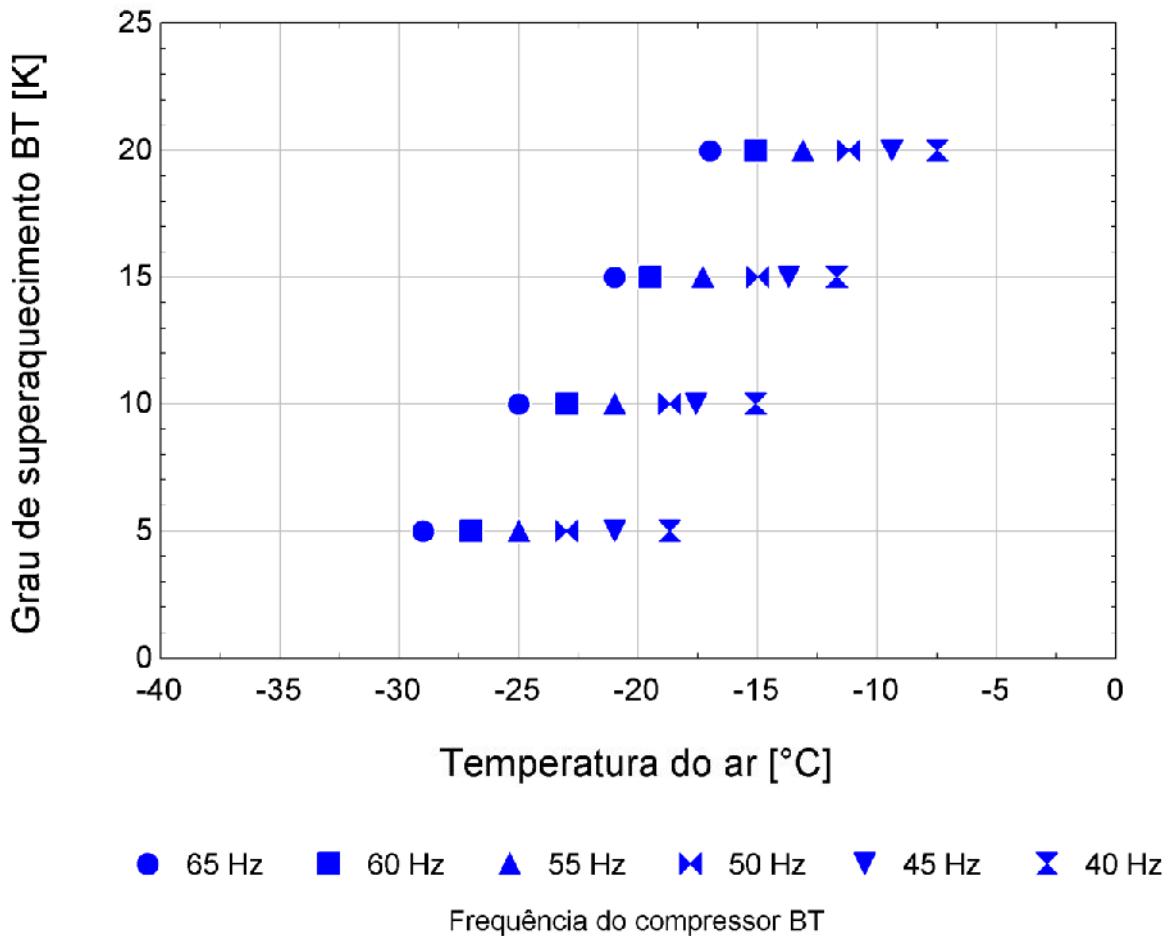


Figura 4.16. Comportamento da temperatura do ar para diversas frequências de operação em função do grau de superaquecimento do ciclo BT, utilizando R438A no ciclo AT.

A Fig. 4.17 ilustra a faixa de aplicação do sistema R744/R438A em termos de capacidade de refrigeração e temperatura operativa do ar. O valor mínimo da temperatura do ar no interior da câmara foi -29 °C e o máximo -7,5 °C, representando uma faixa semelhante ao sistema R744/R134a. Os valores da capacidade de refrigeração estabeleceram-se entre 2,43 e 3,38 kW, uma faixa inferior ao sistema cascata original, 4,09 a 5,13 kW.

A Fig. 4.17 comprova, então, que o primeiro processo de *drop-in* não atendeu a um dos dois parâmetros fundamentais do funcionamento do ciclo cascata: a capacidade de refrigeração. Por mais que o par R744/R438A opere de forma consistente e ofereça possibilidades de temperaturas do ar iguais ao sistema original, esse só funcionará em uma possível condição de carga térmica inferior.

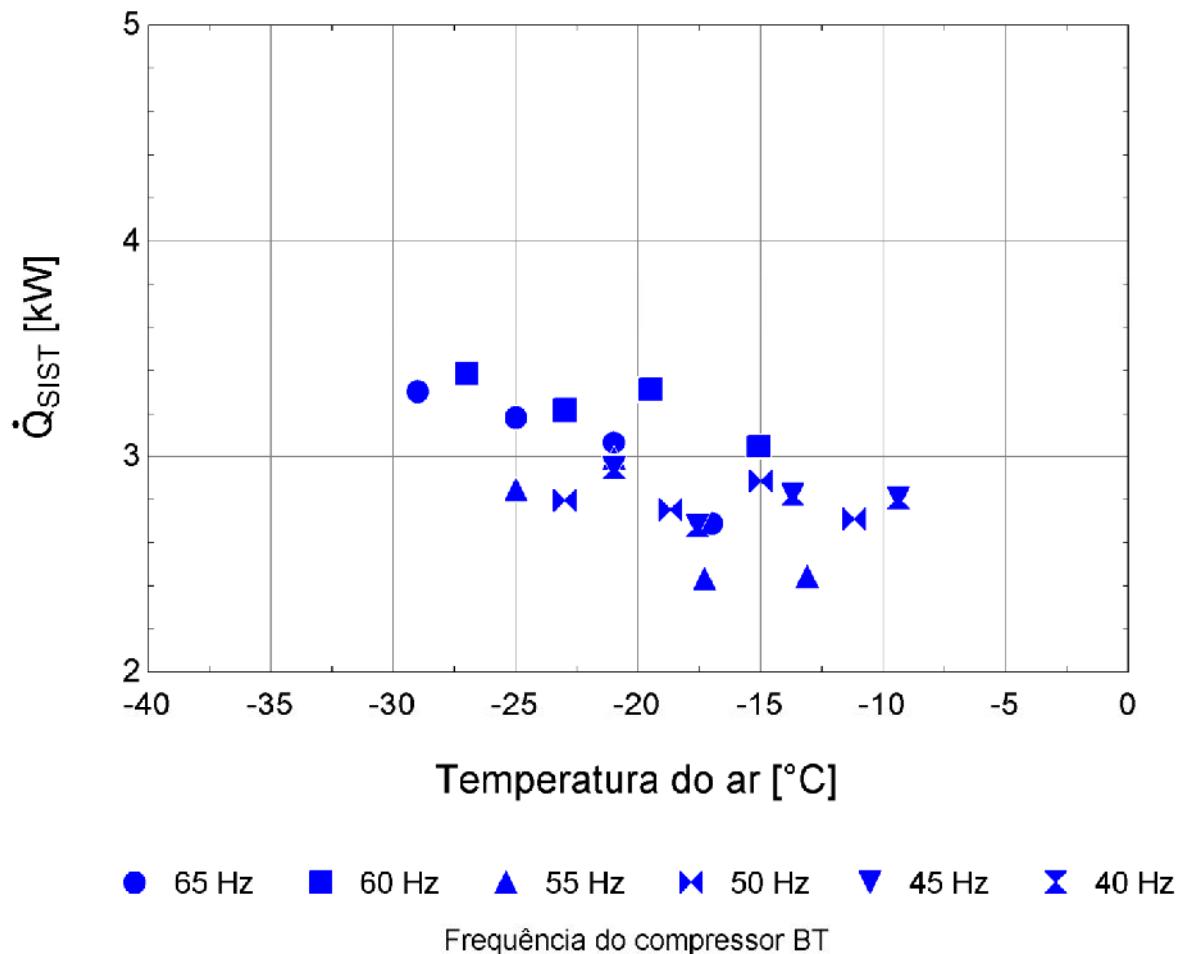


Figura 4.17. Comportamento da capacidade de refrigeração do sistema para diversos pontos de operação em função da temperatura do ar dentro da câmara fria, utilizando R438A no ciclo AT.

Os valores do COP do sistema R744/R438A em função da temperatura do ar podem ser avaliados por meio da Fig. 4.18. A estimativa do COP do sistema variou de 1,04 a 1,35, uma faixa de valores semelhantes ao sistema original. No entanto, o COP é apenas uma consequência do funcionamento do sistema e não um parâmetro de projeto que influencia na condição de armazenagem de um produto no interior da câmara fria.

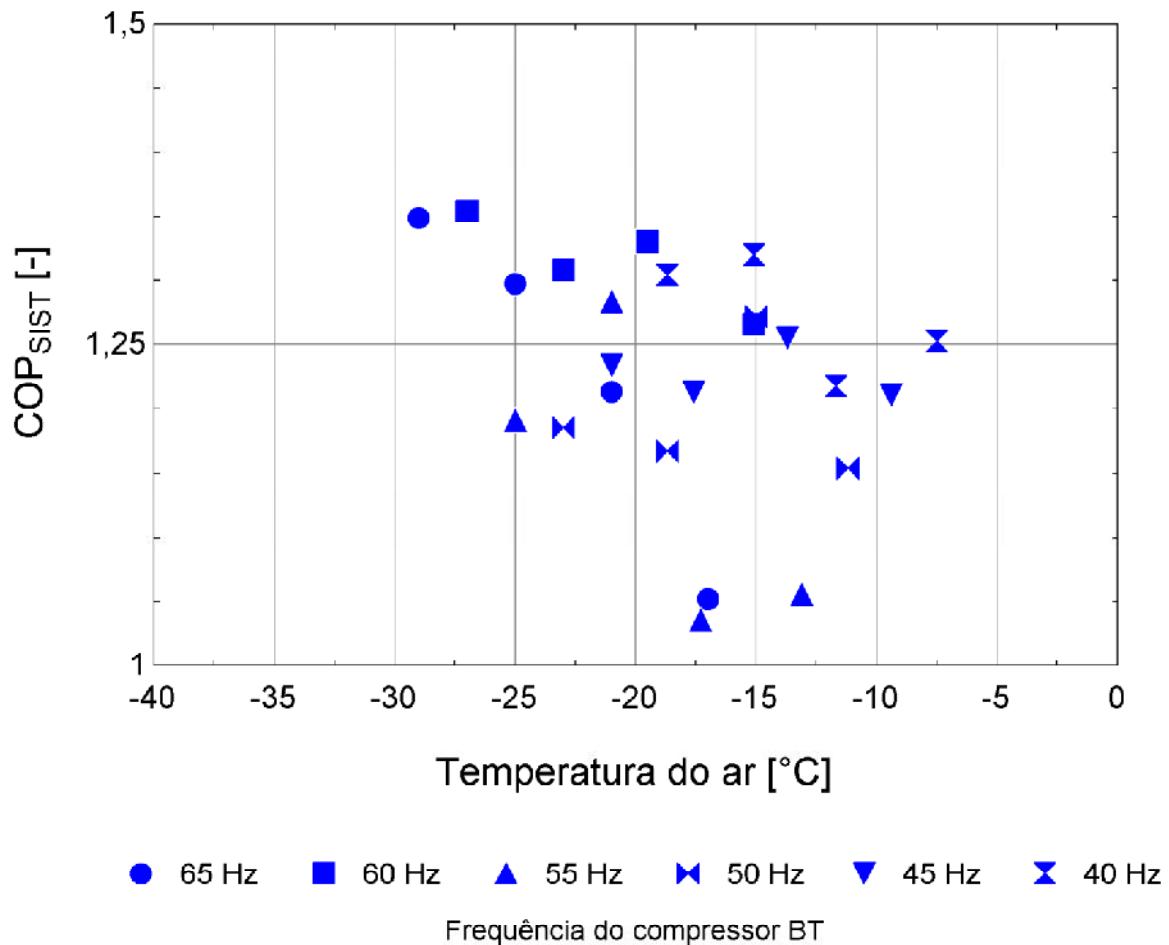


Figura 4.18. Comportamento do COP do sistema para diversos pontos de operação em função da temperatura do ar dentro da câmara fria, utilizando R438A no ciclo AT.

Como conclusão desta primeira tentativa de substituição do R134a no ciclo AT, pode-se dizer que a diferença de capacidade de refrigeração volumétrica entre os HFCs inviabiliza o *drop-in* direto, pois o R438A em par com o R744 mostrou-se insuficiente para atender as condições de projeto originais por completo.

R744/R404A

O estudo deste novo par de refrigerantes não passou pelas mesmas etapas de testes realizadas para o R438A. O segundo processo de *drop-in* se mostrou menos eficiente quando comparado até mesmo ao primeiro processo de substituição, inviabilizando o funcionamento da bancada em algumas condições impostas. Os testes iniciais encontram-se dispostos na Tab. 4.4.

Tabela 4.4 – Resultados iniciais do segundo processo de *drop-in*, segundo a variação dos fatores f_{BT} e $\Delta T_{SA, BT}$, para o par R744/R404A.

Testes	Fatores		Resultados												
	f_{BT} [Hz]	$\Delta T_{SA, BT}$ [°C]	$T_{EV, BT}$ [°C]	$T_{CD, BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV, BT}$ [°C]	$T_{SU, BT}$ [°C]	$T_{DC, BT}$ [°C]	$T_{LQ, BT}$ [°C]	\dot{m}_{BT} [kg.s ⁻¹]	\dot{W}_{BT} [kW]	\dot{W}_{AT} [kW]	T_{AR} [°C]	\dot{Q}_{SIST} [kW]	COP_{SIST} [-]	COP_{BT} [-]
1	65,00	20,0	-38,2	-23,6	-17,6	25,9	89,4	-24,0	0,0086	0,45	2,35	-15,3	2,67	0,95	5,93
2	65,00	15,0	-36,9	-24,0	-22,0	26,2	85,4	-24,3	0,0092	0,44	2,50	-20,0	2,81	0,96	6,40
3	65,00	10,0	-37,2	-24,0	-27,0	25,1	85,3	-24,1	0,0078	0,44	2,45	-25,0	2,35	0,81	5,33
4	65,00	5,0	-36,0	-24,0	-30,8	24,2	84,3	-24,2	0,0076	0,43	2,40	-28,0	2,25	0,80	5,23

LEGENDA:

f_{BT} : frequência de operação BT;

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

T_{AR} : temperatura do ar;

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

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

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

\dot{m}_{BT} : vazão mássica BT;

COP_{SIST} : coeficiente de desempenho

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

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

\dot{W}_{BT} : potência consumida BT;

sistema;

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

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

\dot{W}_{AT} : potência consumida AT;

COP_{BT} : coeficiente de desempenho BT.

A frequência de operação do compressor de R744 foi mantida em 65 Hz e os valores para o grau de superaquecimento do ciclo BT foram estabelecidos em quatro condições: 5, 10, 15 e 20 °C. O ciclo com R404A operou com frequência do compressor em 60 Hz e com abertura fixa da VET. O banco de resistências elétricas dentro da câmara fria continuou operando em 1,5 kW.

A análise prévia dos resultados referentes ao par R744/R404A mostrou que este HFC, operando no ciclo AT, não retorna um desempenho satisfatório quando comparado ao sistema original. A Fig. 4.19 ilustra os valores de COP relacionados com os valores de capacidade frigorífica para o sistema cascata original, para o primeiro processo de *drop-in* e para os 4 testes iniciais com o R404A.

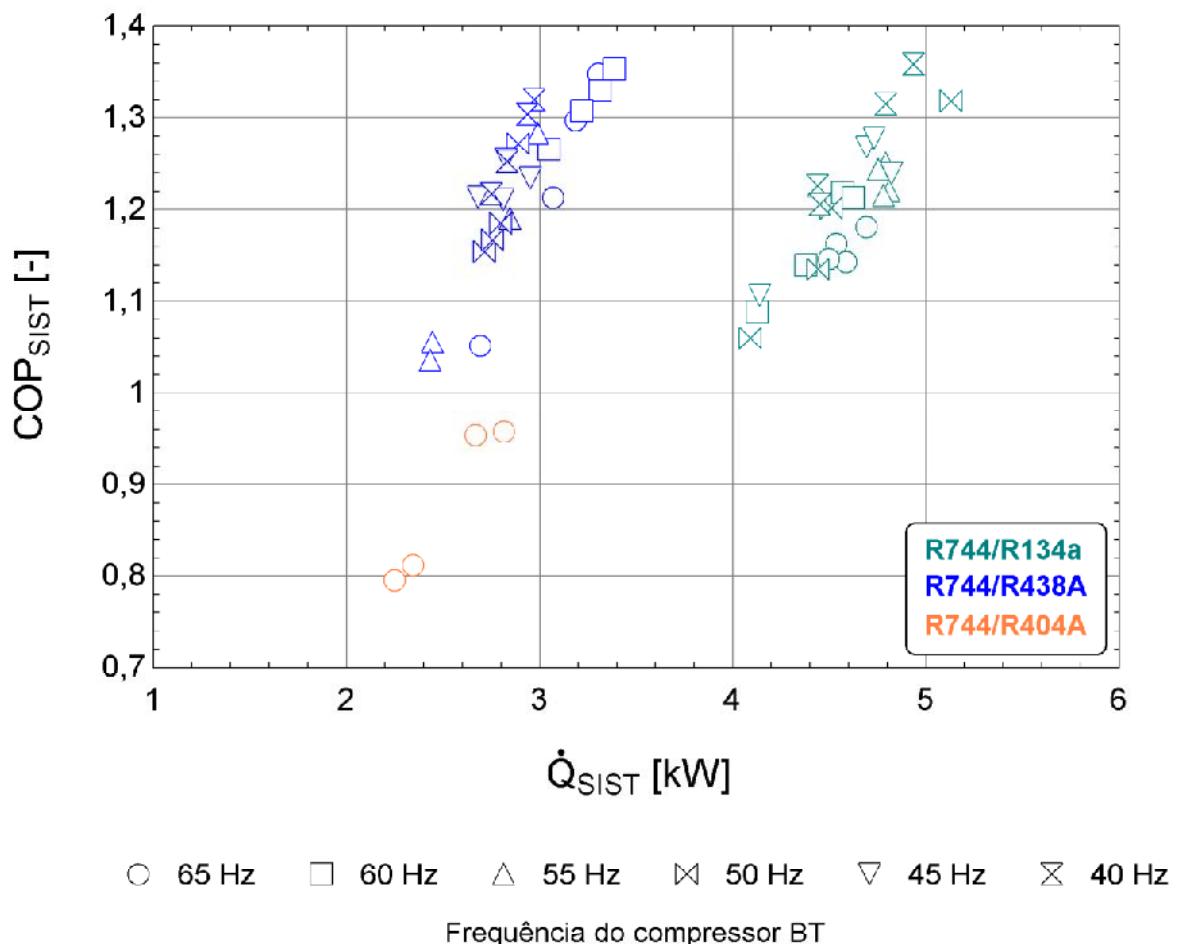


Figura 4.19. Comportamento do COP de acordo com os valores da capacidade frigorífica para os três pares de refrigerantes.

As Fig. 4.20 comprova a perda de desempenho do sistema devido ao uso do R404A no ciclo AT. O R438A mostrou-se tão eficiente quanto o R134a para a mesma faixa de temperatura do ar, no entanto, esse não respondeu com valores de capacidades de refrigeração no mesmo nível do sistema cascata original.

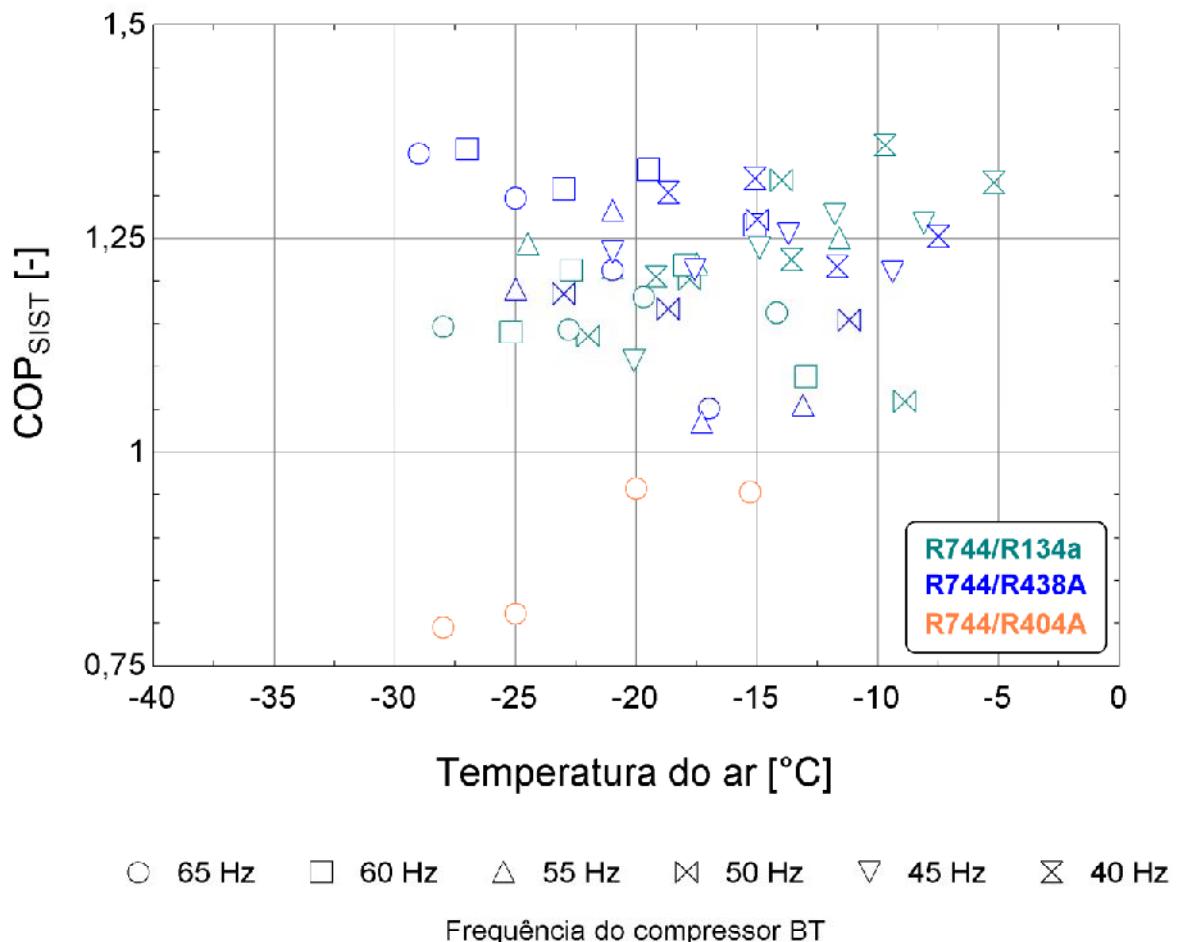


Figura 4.20. Comportamento do COP do sistema para diversos pontos de operação em função da temperatura do ar dentro da câmara fria para os três sistemas em cascata.

A Fig. 4.21 apresenta valores da potência consumida pelo compressor BT. Os quatro testes retornaram valores de consumo semelhantes ao sistema R744/R438A. Ambos apresentaram consumo inferior ao sistema original. De acordo com a Fig. 4.22, o par R744/R404A comporta-se de forma análoga aos outros dois sistemas no que se refere aos parâmetros grau de superaquecimento e temperatura do ar, em função da frequência de operação do compressor de R744.

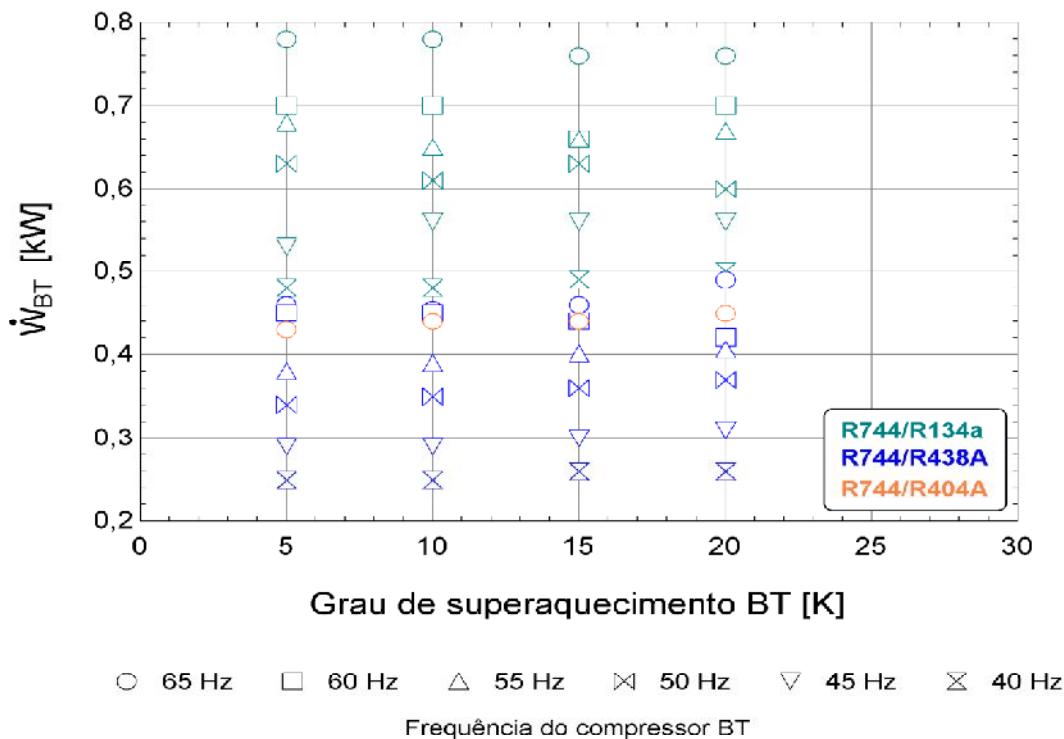


Figura 4.21. Potência consumida pelo compressor BT para diferentes valores de frequência de operação e grau de superaquecimento no ciclo BT para os três sistemas em cascata.

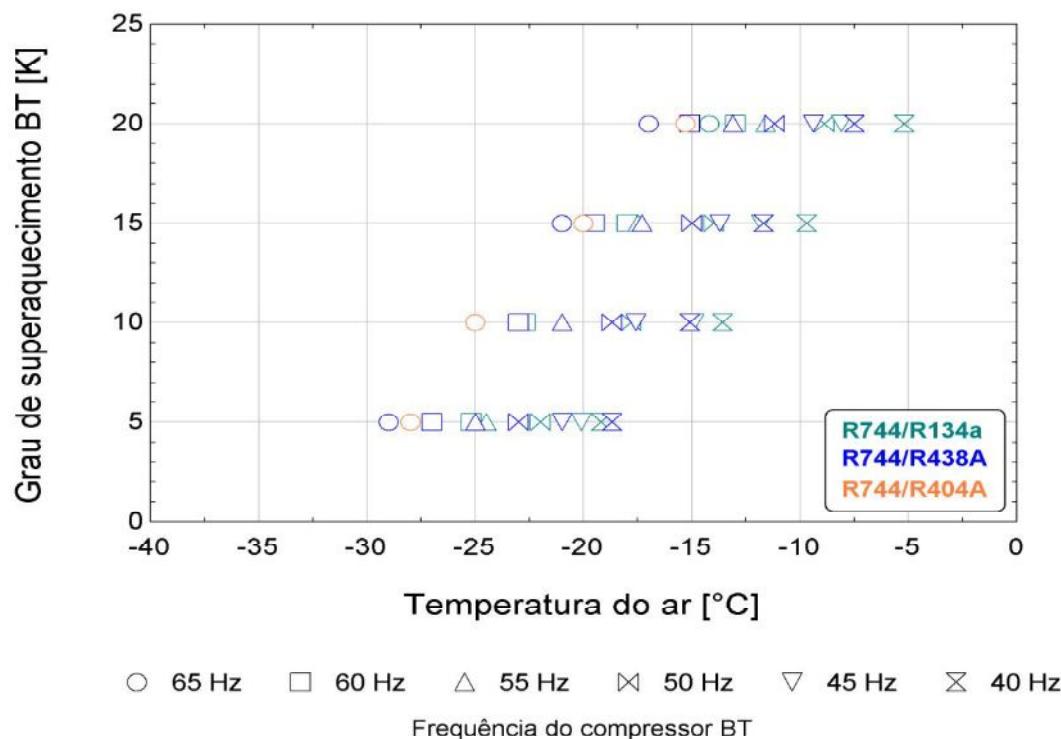


Figura 4.22. Comportamento da temperatura do ar dentro da câmara fria em função do grau de superaquecimento do ciclo BT para os três sistemas em cascata.

Conforme observado na Fig.4.23, o R404A afasta-se da referência em termos de capacidade de refrigeração para a faixa de temperaturas do ar na câmara.

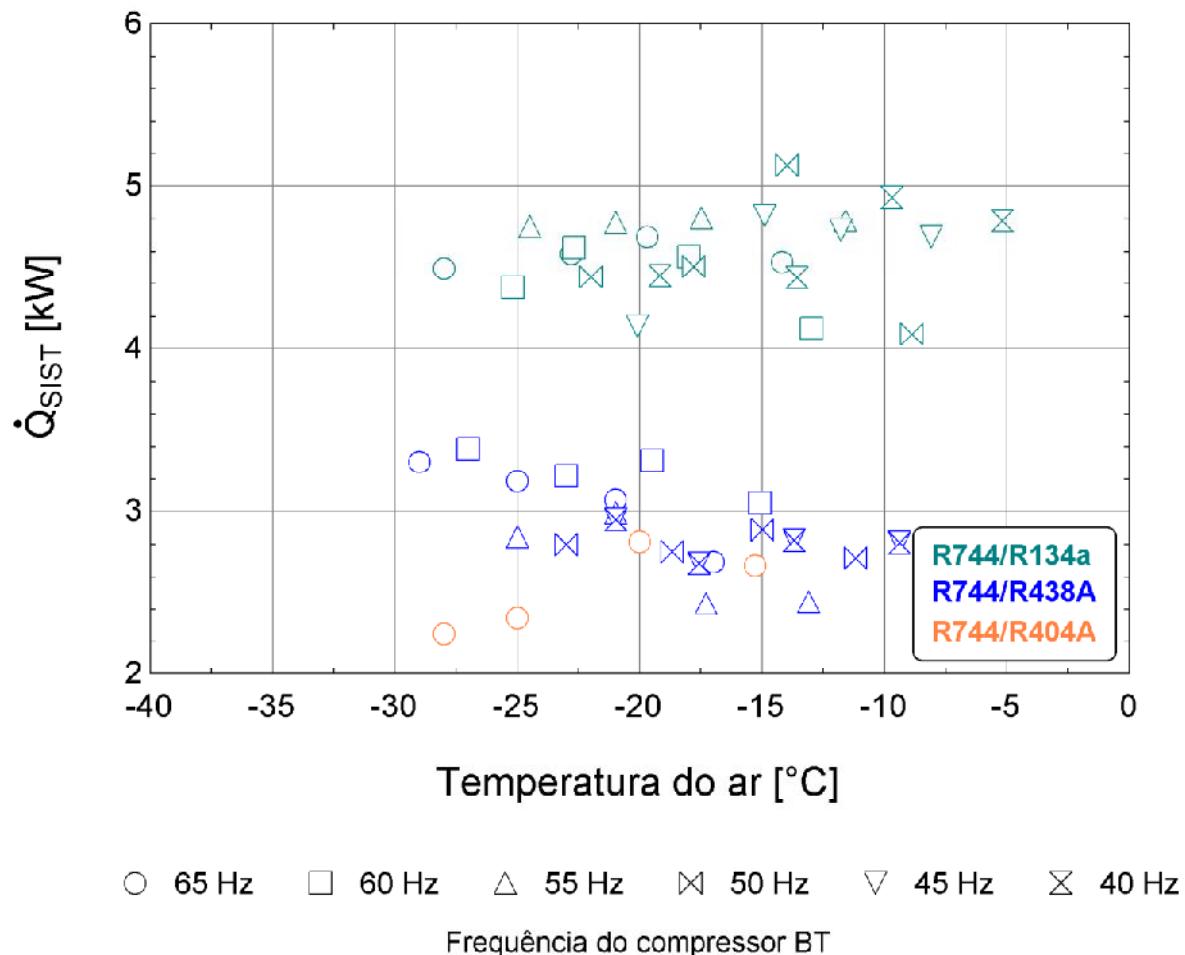


Figura 4.23. Comportamento da capacidade de refrigeração em função da temperatura do ar dentro da câmara fria para os três sistemas em cascata.

Com o intuito de melhor adaptar o sistema de refrigeração ao fluido R404A, duas condutas distintas foram adotadas para explorar os limites de operação do sistema.

1^a. Um inversor de frequência foi instalado e permitiu a redução da velocidade do compressor do ciclo de alta temperatura.

2^a. O banco de resistência dissipou mais potência no interior da câmara fria, 3,0 kW.

Essas estratégias permitiram que o sistema operasse com maiores valores de capacidade de refrigeração, aproximando as condições de carga térmica aos valores do sistema cascata original. A T ab. 4.5 apresenta os testes complementares para o sistema R744/R404A.

Tabela 4.5 – Resultados complementares para o par R744/R404A.

Testes	Fatores				Resultados												
	Pot_{RES} [Hz]	f_{AT} [Hz]	f_{BT} [Hz]	$\Delta T_{SA, BT}$ [°C]	$T_{EV, BT}$ [°C]	$T_{CD, BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV, BT}$ [°C]	$T_{SU, BT}$ [°C]	$T_{DC, BT}$ [°C]	$T_{LQ, BT}$ [°C]	\dot{m}_{BT} [kg.s ⁻¹]	\dot{W}_{BT} [kW]	\dot{W}_{AT} [kW]	T_{AR} [°C]	Q_{SIST} [kW]	COP_{SIST} [-]	COP_{BT} [-]
1	1,5	60,00	65,00	5,0	-36,0	-24,0	-30,8	24,2	84,3	-24,2	0,0076	0,43	2,40	-28,0	2,25	0,80	5,23
2	1,5	55,00	65,00	5,0	-36,7	-23,5	-31,5	22,4	80,4	-23,6	0,0092	0,44	2,35	-29,0	2,71	0,97	6,16
3	1,5	50,00	65,00	5,0	-35,0	-20,6	-29,8	27,3	89,7	-20,7	0,0075	0,49	2,50	-27,0	2,17	0,72	4,42
4	1,5	45,00	65,00	5,0	-34,8	-19,6	-29,6	24,1	88,5	-19,7	0,0086	0,51	2,20	-27,0	2,46	0,91	4,83
5	1,5	40,00	65,00	5,0	-34,5	-17,2	-29,2	24,4	92,7	-17,3	0,0088	0,56	2,20	-27,0	2,48	0,90	4,43
6	1,5	35,00	65,00	5,0	-33,6	-13,9	-28,4	25,1	100,0	-14,0	0,0105	0,61	2,30	-26,0	2,88	0,99	4,72
7	3,0	60,00	65,00	5,0	-27,5	-15,6	-22,3	23,8	71,9	-15,6	0,0164	0,51	2,90	-19,3	4,30	1,26	8,51
8	3,0	55,00	65,00	5,0	-27,7	-15,4	-22,5	23,7	71,0	-15,5	0,0138	0,52	2,75	-19,5	3,84	1,18	7,39
9	3,0	50,00	65,00	5,0	-27,7	-13,8	-22,5	24,7	77,3	-13,9	0,0142	0,57	2,70	-19,5	3,91	1,19	6,85
10	3,0	45,00	65,00	5,0	-27,7	-12,4	-22,3	23,7	78,8	-12,4	0,0154	0,60	2,50	-19,3	4,19	1,35	6,98
11	3,0	40,00	65,00	5,0	-26,7	-9,8	-21,5	23,7	82,9	-9,9	0,0155	0,66	2,50	-18,5	4,13	1,31	6,30
12	3,0	35,00	65,00	5,0	-25,7	-6,9	-20,3	23,2	86,3	-6,9	0,0155	0,73	2,60	-17,3	4,03	1,21	5,52

LEGENDA:

Pot_{RES} : Potência banco de resistências;

f_{AT} : frequência de operação BT;

f_{BT} : frequência de operação BT;

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

$T_{EV, BT}$: temperatura de evaporação 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 líquido BT; Q_{SIST} : capacidade de refrigeração;

T_{AR} : temperatura do ar;

COP_{SIST} : coeficiente de desempenho sistema;

\dot{m}_{BT} : vazão mássica BT;

\dot{W}_{BT} : potência consumida BT;

COP_{BT} : coeficiente de desempenho BT.

Ao se observar a Tab. 4.5, percebe-se que todos os testes ocorreram com 5°C de superaquecimento no ciclo BT e 65 Hz de frequência de operação BT. Esses valores foram adotados para que as capacidades de refrigeração fossem as máximas possíveis. A primeira conduta, referente aos resultados complementares de 1 a 6, não retornaram qualquer ganho em eficiência para o sistema, no entanto, os últimos seis testes da Tab. 4.5 atingiram valores consideráveis de capacidade de refrigeração e COP, aproximando-se do sistema original. A Fig.4.24 ilustra esta análise.

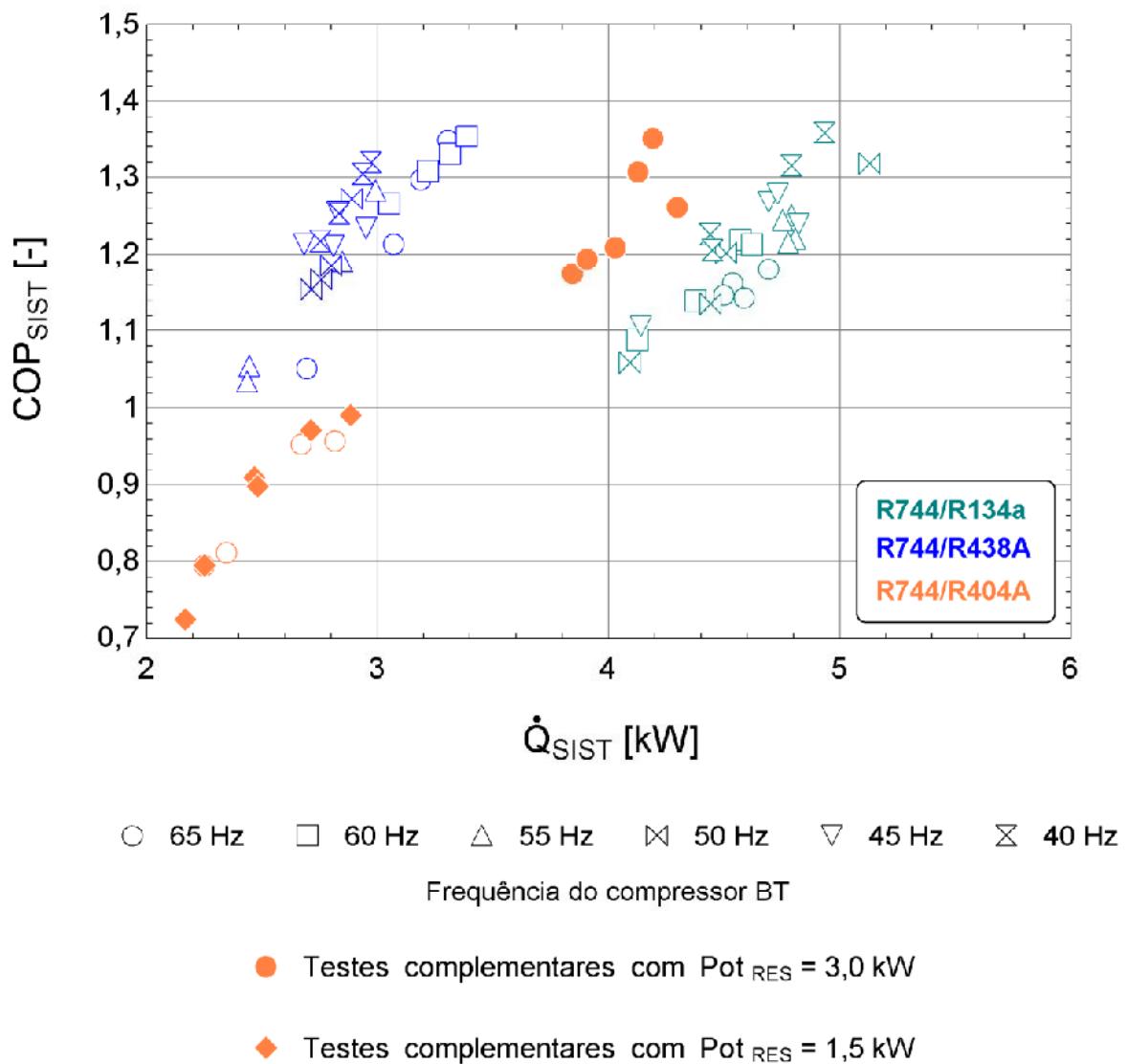


Figura 4.24. Comportamento do COP de acordo com os valores da capacidade frigorífica para os três pares de refrigerantes.

As Fig. 4.25 e Fig. 4.26 comprovam o sucesso no ganho de desempenho do sistema R744/R404A, também em função da temperatura do ar, devido ao aumento da dissipação de energia no interior da câmara por meio do banco de resistências elétricas.

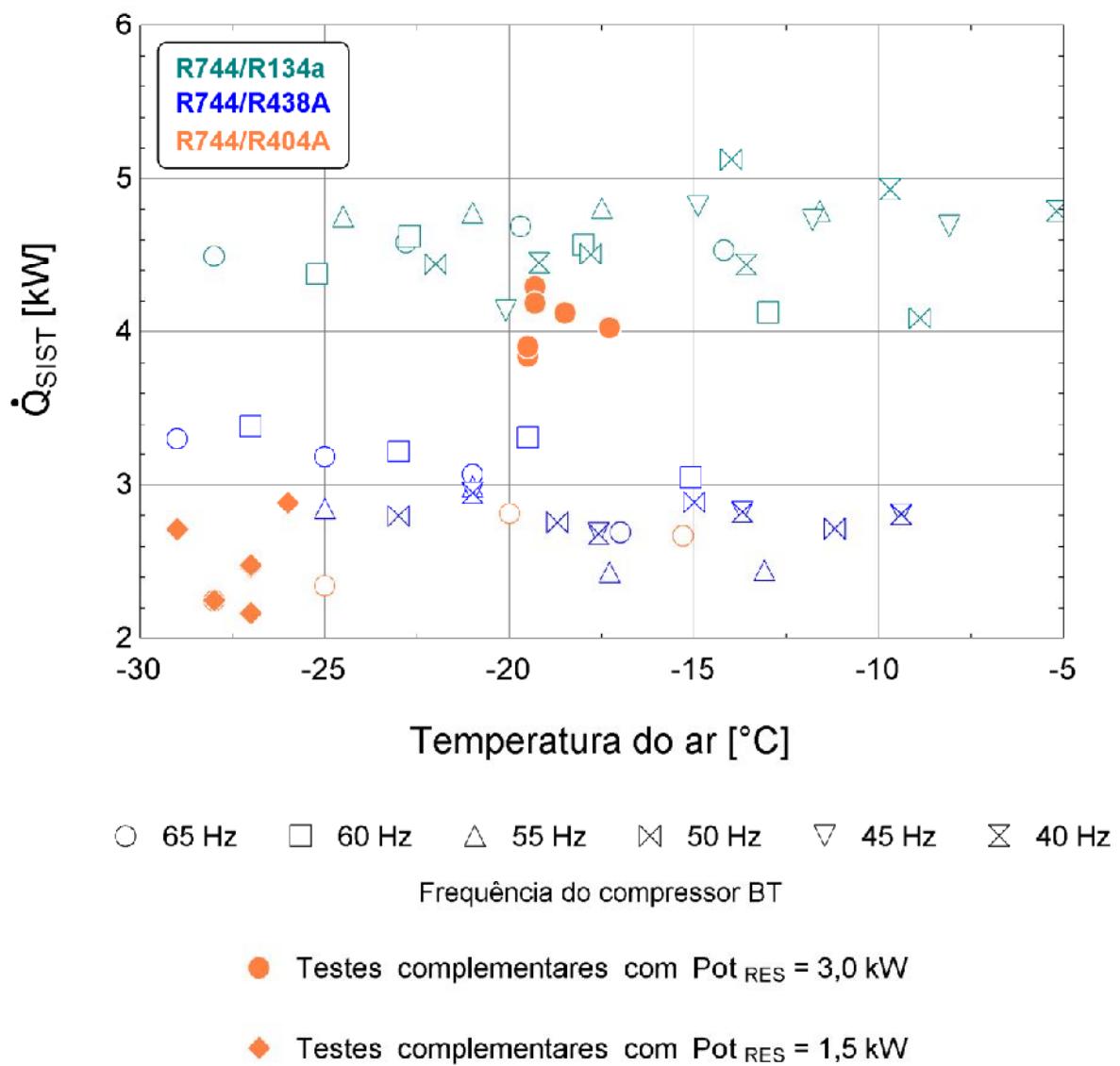


Figura 4.25. Comportamento da capacidade de refrigeração de acordo com os valores da temperatura do ar para os três pares de refrigerantes.

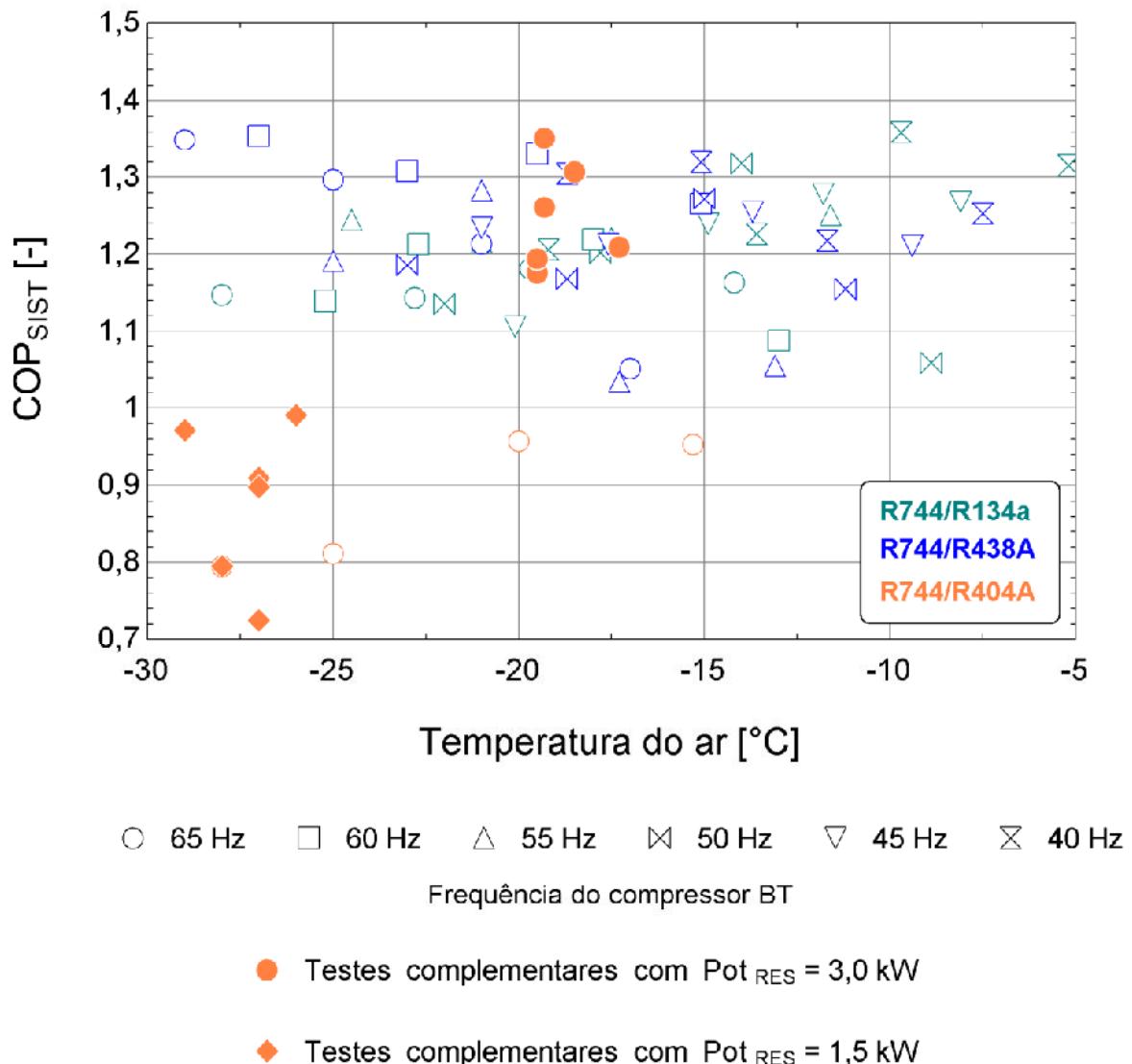


Figura 4.26. Comportamento do COP de acordo com os valores da temperatura do ar para os três pares de refrigerantes.

Os resultados dos seis últimos testes da Tab. 4.5, realizados com o banco de resistências em 3,0 kW, motivaram a realização de mais seis testes, observados na Tab. 4.6. Os valores apresentados referem-se aos testes complementares para o sistema R744/R438A.

Tabela 4.6 – Resultados complementares para o par R744/R438A.

Testes	Fatores				Resultados												
	Pot _{RES}	f _{AT}	f _{BT}	ΔT _{SA, BT}	T _{EV, BT}	T _{CD, BT}	T _{SAI, EV, BT}	T _{SU, BT}	T _{DC, BT}	T _{LQ, BT}	\dot{m}_{BT}	W _{BT}	W _{AT}	T _{AR}	Q _{SIST}	COP _{SIST}	COP _{BT}
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg.s ⁻¹]	[kW]	[kW]	[°C]	[kW]	[-]	[-]	
1	3,0	60,00	65,00	5,0	-24,0	-12,7	-18,9	23,7	68,1	-12,9	0,0183	0,54	2,82	-16,6	5,00	1,49	9,26
2	3,0	55,00	65,00	5,0	-24,1	-10,8	-19,2	22,4	69,2	-11,1	0,0180	0,59	2,69	-16,5	4,84	1,48	8,20
3	3,0	50,00	65,00	5,0	-24,9	-9,2	-19,5	23,2	74,1	-9,6	0,0177	0,64	2,56	-16,3	4,71	1,47	7,36
4	3,0	45,00	65,00	5,0	-24,3	-6,8	-18,9	23,5	78,1	-7,6	0,0170	0,69	2,35	-15,9	4,45	1,46	6,44
5	3,0	40,00	65,00	5,0	-23,4	-5,6	-18,1	22,8	81,1	-5,8	0,0169	0,75	2,30	-15,2	4,35	1,43	5,80
6	3,0	35,00	65,00	5,0	-25,4	-4,9	-19,8	22,9	83,9	-5,2	0,0165	0,76	2,21	-15,0	4,22	1,42	5,60

LEGENDA:

Pot_{RES}: Potência banco de resistências;

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

T_{LQ, BT}: temperatura líquido BT;

Q_{SIST}: capacidade de refrigeração;

f_{AT}: frequência de operação BT;

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

T_{AR}: temperatura do ar;

COP_{SIST}: coeficiente de desempenho

f_{BT}: frequência de operação BT;

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

\dot{m}_{BT} : vazão mássica BT;

sistema;

ΔT_{SA, BT}: grau de superaquecimento BT;

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

W_{BT}: potência consumida BT;

COP_{BT}: coeficiente de desempenho BT.

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

W_{AT}: potência consumida AT;

Ao se observar a Tab. 4.6, percebe-se que todos os testes ocorreram com 5°C de superaquecimento no ciclo BT e 65 Hz de frequência de operação BT.

A Fig. 4.27 refere-se ao comportamento da capacidade de refrigeração e do COP. Essa representa uma comparação entre os três pares de refrigerantes, onde os seis testes da Tab. 4.6 foram incluídos, encerrando os testes experimentais da presente tese, pois comprova que ambos os refrigerantes, R438A ou R404A, podem ser usados no lugar do R134a por meio de um processo tipo *drop-in*.

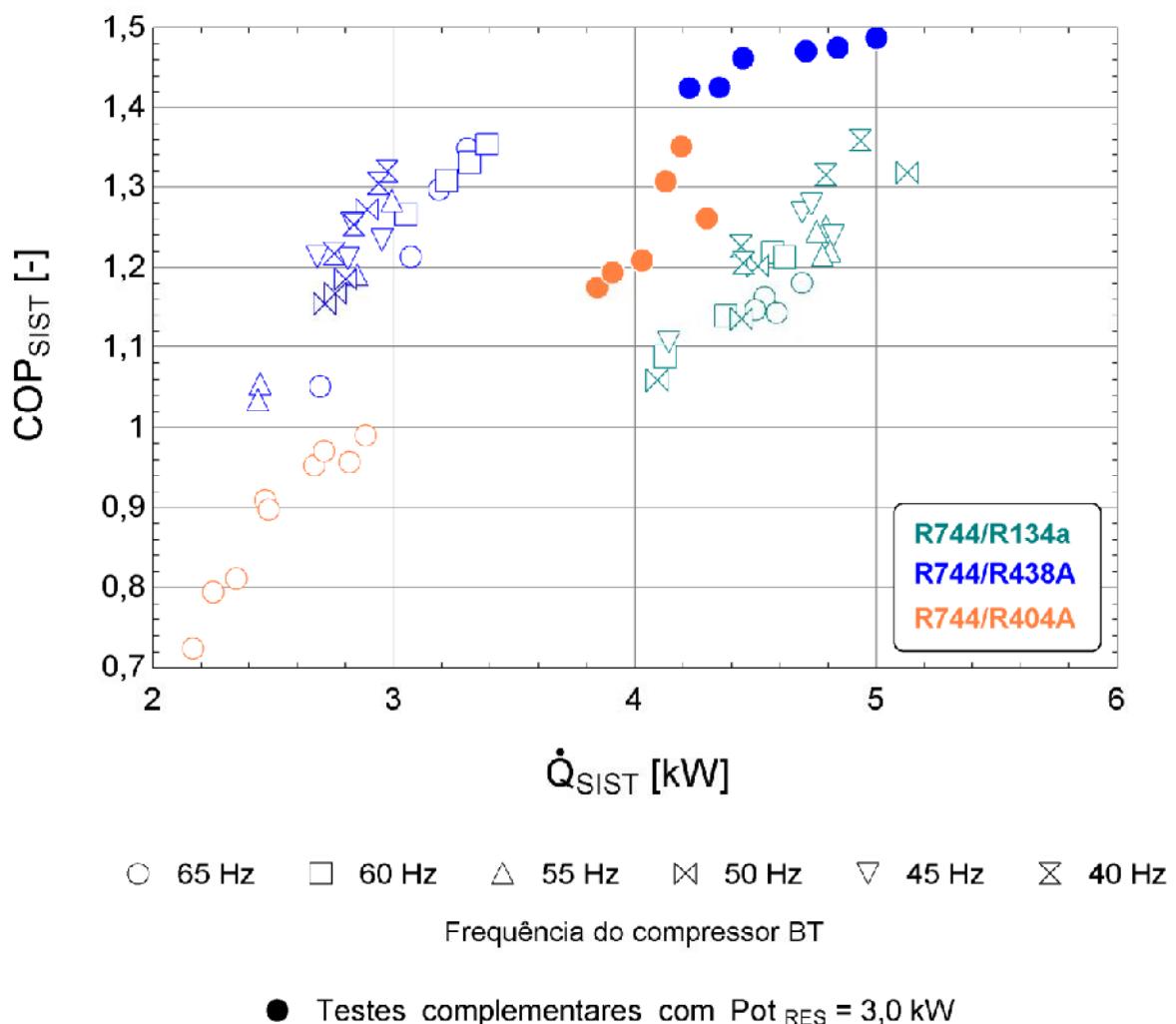


Figura 4.27. Comportamento do COP de acordo com os valores da capacidade frigorífica para os três pares de refrigerantes.

A Fig. 4.28 mostra os possíveis pontos de operação dos três pares de refrigerantes. A região destacada na figura indica a região de compatibilidade operacional dos três sistemas.

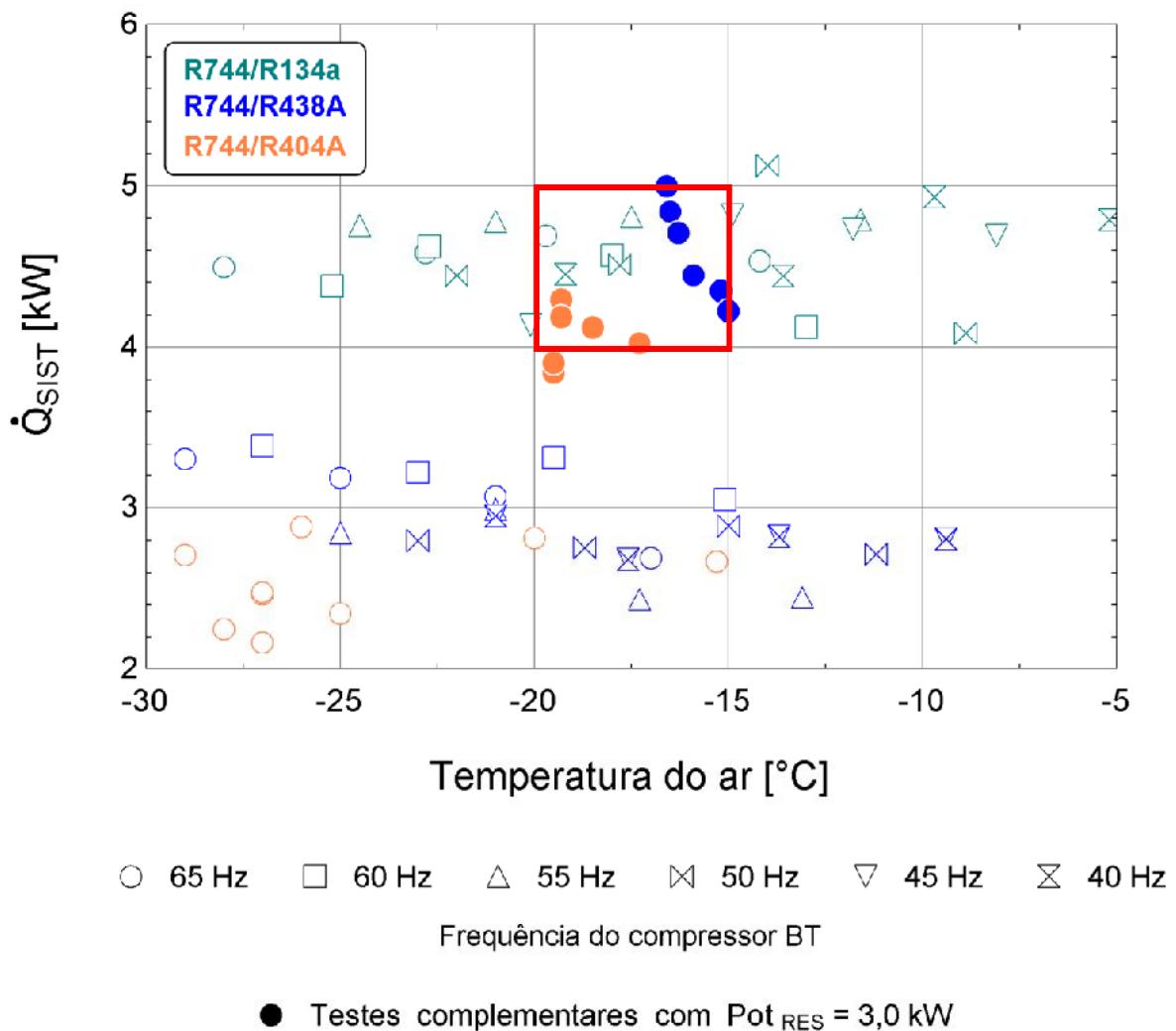


Figura 4.28. Comportamento da capacidade de refrigeração de acordo com os valores da temperatura do ar para os três pares de refrigerantes.

A Fig. 4.29 comprova o sucesso no ganho de desempenho do sistema R744/R438A, que retorna valores de COPs mais elevados que o sistema cascata original.

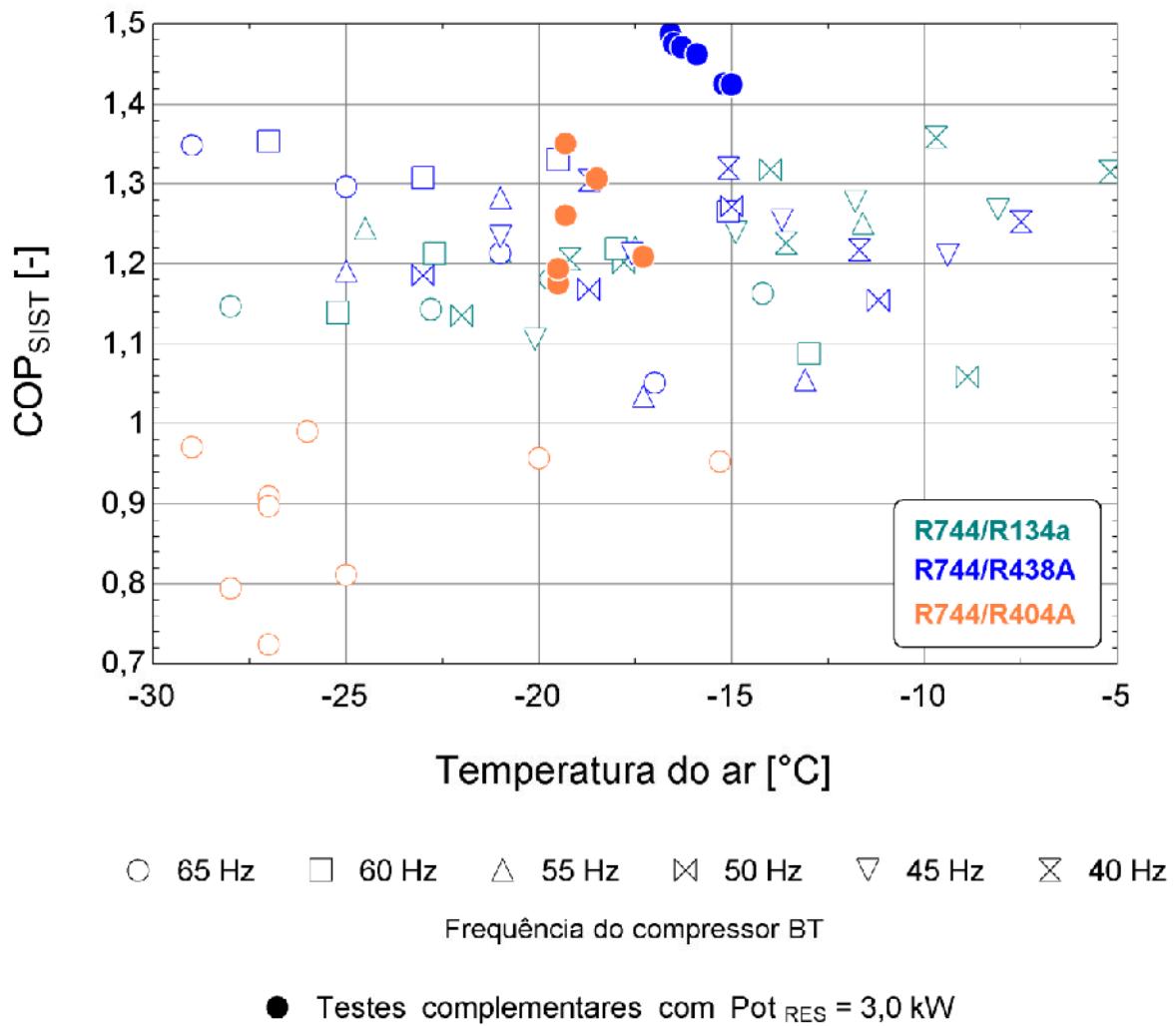


Figura 4.29. Comportamento do COP de acordo com os valores da temperatura do ar para os três pares de refrigerantes.

4.3. Impacto ambiental (TEWI)

A análise comparativa do impacto ao meio ambiente deve ser realizada por intermédio de resultados experimentais com condições fixas de capacidade de refrigeração e temperatura do ar. Estas condições ilustram que todos os pares de refrigerantes realizam exatamente as mesmas funções no que se refere à troca de calor no interior da câmara fria.

Observou-se, nos estágios de resultados anteriores, que os três sistemas cascata operaram em diferentes condições de evaporação. Entre estes ensaios, alguns resultados foram novamente relacionados para a estimativa do TEWI, Tab. 4.7.

Tabela 4.7 – Resultados referentes aos três sistemas em condições semelhantes de capacidade de refrigeração e temperatura do ar.

Sistema	Fatores				Resultados												
	Pot_{RES} [Hz]	f_{AT} [Hz]	f_{BT} [Hz]	$\Delta T_{SA, BT}$ [°C]	$T_{EV, BT}$ [°C]	$T_{CD, BT}$ [°C]	$T_{SAI, EV, BT}$ [°C]	$T_{SU, BT}$ [°C]	$T_{DC, BT}$ [°C]	$T_{LQ, BT}$ [°C]	\dot{m}_{BT} [kg.s ⁻¹]	\dot{W}_{BT} [kW]	\dot{W}_{AT} [kW]	T_{AR} [°C]	Q_{SIST} [kW]	COP_{SIST} [-]	COP_{BT} [-]
R744/R134a	1,5	60,00	55,00	15,0	-32,8	-10,2	-18,1	19,1	100,0	-10,3	0,0174	0,66	3,28	-17,5	4,81	1,22	7,28
	1,5	60,00	65,00	15,0	-35,5	-8,2	-20,7	23,0	107,8	-8,3	0,0173	0,76	3,21	-19,7	4,69	1,18	6,17
	1,5	60,00	60,00	15,0	-33,4	-8,2	-19,0	19,4	102,0	-10,0	0,0166	0,66	3,09	-18,0	4,57	1,22	6,92
	1,5	60,00	50,00	10,0	-29,3	-7,8	-19,3	22,5	91,7	-7,9	0,0169	0,61	3,14	-17,8	4,51	1,20	7,39
R744/R438A	3,0	60,00	65,00	5,0	-24,0	-12,7	-18,9	23,7	68,1	-12,9	0,0183	0,54	2,82	-16,6	5,00	1,49	9,26
	3,0	55,00	65,00	5,0	-24,1	-10,8	-19,2	22,4	69,2	-11,1	0,0180	0,59	2,69	-16,5	4,84	1,48	8,20
	3,0	50,00	65,00	5,0	-24,9	-9,2	-19,5	23,2	74,1	-9,6	0,0177	0,64	2,56	-16,3	4,71	1,47	7,36
	3,0	45,00	65,00	5,0	-24,3	-6,8	-18,9	23,5	78,1	-7,6	0,0170	0,69	2,35	-15,9	4,45	1,46	6,44
R744/R404A	3,0	60,00	65,00	5,0	-27,5	-15,6	-22,3	23,8	71,9	-15,6	0,0164	0,51	2,90	-19,3	4,30	1,26	8,51
	3,0	45,00	65,00	5,0	-27,7	-12,4	-22,3	23,7	78,8	-12,4	0,0154	0,60	2,50	-19,3	4,19	1,35	6,98
	3,0	40,00	65,00	5,0	-26,7	-9,8	-21,5	23,7	82,9	-9,9	0,0155	0,66	2,50	-18,5	4,13	1,31	6,30
	3,0	35,00	65,00	5,0	-25,7	-6,9	-20,3	23,2	86,3	-6,9	0,0155	0,73	2,60	-17,3	4,03	1,21	5,52

LEGENDA:

Pot_{RES} : Potência banco de resistências;

f_{AT} : frequência de operação BT;

f_{BT} : frequência de operação BT;

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

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

T_{AR} : temperatura do ar;

\dot{m}_{BT} : vazão mássica BT;

\dot{W}_{BT} : potência consumida BT;

\dot{W}_{AT} : potência consumida AT;

Q_{SIST} : capacidade de

refrigeração;

COP_{SIST} : coeficiente de

desempenho sistema;

COP_{BT} : coeficiente de

desempenho BT.

De acordo com a Tab. 4.7, os valores de capacidade de refrigeração variam entre 4 e 5 kW, enquanto a temperatura do ar se estabelece entre -20 e -15°C. Estes dados são exatamente os resultados destacados na Fig. 4.28.

Após a escolha dos dados de desempenho, o seguinte passo é estimar o impacto causado ao ambiente, o qual foi calculado com base na metodologia TEWI, que encontra-se detalhada no Capítulo 3.

Os valores de potência elétrica referentes aos compressores BT e AT foram medidas e apresentadas na Tab. 4.7. O total de horas em operação do sistema foi admitido como sendo o mesmo para todos os 12 resultados.

A análise do impacto de aquecimento global equivalente para cada configuração da bancada experimental é apresentada na Tab. 4.8.

A economia de energia é importante para reduzir o impacto indireto e, consequentemente, o TEWI. Este fato pode ser observado pelos menores valores de TEWI dos sistemas com R134a comparados ao sistema original.

É importante destacar o parâmetro das emissões de CO₂ para geração de energia elétrica. Alguns países, como os EUA (0,531 kgCO₂/kWh), têm valores elevados para emissões por consequência de sua matriz energética. Os valores das emissões de CO₂ para União Europeia (UE) e Brasil são, respectivamente, 0,356 kgCO₂/kWh e 0,075 kgCO₂/kWh.

Independente da localidade, o uso de um fluido refrigerante com menor GWP reduz os danos de impacto direto. Este fato é observado quando se compara o valor de TEWI para o sistema com R404A (GWP = 3922) para o sistema com R134a (GWP = 1430).

De posse dos dados apresentados na Tab. 4.8, é possível verificar que os ciclos BT/AT comportam-se de maneira diferentes frente ao uso dos fluidos naturais e halogenados. No ciclo BT, que utiliza o CO₂, os efeitos diretos e indiretos são reduzidos, sendo o indireto o de maior valor. Quando analisa-se o ciclo AT o panorama muda, pois utiliza-se um HFC, que apresenta maiores valores para os efeitos diretos e indiretos. Ao observar as matrizes energéticas do Brasil, EUA e UE, verifica-se que o Brasil possui valores baixos de emissões de toneladas de CO₂ equivalente. Isso devido à matriz energética do Brasil ser considerada limpa frente aos EUA e UE.

Tabela 4.8 – Resultados de TEWI referentes aos três sistemas em condições semelhantes de capacidade de refrigeração e temperatura do ar em diferentes localidades.

Pares de refrigerantes	Operação do sistema					Impacto ambiental do sistema em diferentes localidades						
	T_{AR} [°C]	\dot{Q}_{SIST} [kW]	COP_{SIST} [-]	\dot{W}_{BT} [kW]	\dot{W}_{AT} [kW]	Efeito direto e indireto por ciclo BT/AT [tonCO ₂]				TEWI [tonCO ₂]		
						EFEITO	BRASIL	UE	EUA	BRASIL	UE	EUA
R744/R134a	-17,5	4,81	1,22	0,66	3,28	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	25,49	90,15	130,42
						<i>Indireto</i>	2,89/14,37	13,72/68,19	20,47/101,71			
	-19,7	4,69	1,18	0,76	3,21	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	25,63	90,77	131,35
						<i>Indireto</i>	3,33/14,06	15,80/66,74	23,57/99,54			
	-18,0	4,57	1,22	0,66	3,09	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	24,66	86,20	124,53
						<i>Indireto</i>	2,89/13,53	13,72/64,24	20,47/95,82			
	-17,8	4,51	1,20	0,61	3,14	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	24,66	86,20	124,53
						<i>Indireto</i>	2,67/13,75	12,68/65,28	18,92/97,37			
R744/R438A	-16,6	5,00	1,49	0,54	2,82	<i>Direto</i>	0,04/12,28	0,04/12,28	0,04/12,28	27,03	82,17	116,51
						<i>Indireto</i>	2,37/12,35	11,23/58,63	16,75/87,45			
	-16,5	4,84	1,48	0,59	2,69	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	26,68	80,51	114,03
						<i>Indireto</i>	2,58/11,78	12,27/55,93	18,30/83,42			
	-16,3	4,71	1,47	0,64	2,56	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	26,33	78,85	111,55
						<i>Indireto</i>	2,80/11,21	13,31/53,22	19,85/79,39			
	-15,9	4,45	1,46	0,69	2,35	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	25,63	75,52	106,59
						<i>Indireto</i>	3,02/10,29	14,35/48,86	21,40/72,87			
R744/R404A	-19,3	4,30	1,26	0,51	2,90	<i>Direto</i>	0,04/19,45	0,04/19,45	0,04/19,45	34,42	90,38	125,23
						<i>Indireto</i>	2,23/12,70	10,60/60,29	15,82/89,93			
	-19,3	4,19	1,35	0,60	2,50	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	33,07	83,94	115,62
						<i>Indireto</i>	2,63/10,95	12,47/51,98	18,61/77,53			
	-18,5	4,13	1,31	0,66	2,50	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	33,33	85,19	117,48
						<i>Indireto</i>	2,89/10,95	13,72/51,98	20,47/77,53			
	-17,3	4,03	1,21	0,73	2,60	<i>Direto</i>	0,04/8,20	0,04/8,20	0,04/8,20	34,07	88,72	122,75
						<i>Indireto</i>	3,20/11,39	15,18/54,06	22,64/80,63			

LEGENDA:

TEWI: Total equivalent warming impact; \dot{Q}_{SIST} : capacidade de refrigeração;

T_{AR} : temperatura do ar;

\dot{W}_{BT} : potência consumida BT;

COP_{SIST} : coeficiente de desempenho do sistema; \dot{W}_{AT} : potência consumida AT.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES

Foi apresentada nesta tese uma contribuição para o conhecimento acerca da necessidade de substituir os fluidos halogenados por refrigerantes naturais em sistemas de refrigeração.

A análise prévia dos resultados mostrou os limites reais da operação tipo *drop-in*. Os fluidos utilizados apresentaram diferentes resultados, isso devido as suas propriedades termo-físicas. Entre os fluidos utilizados, destaca-se o uso do R438A, que, segundo seu fabricante, é o substituinte imediato ao R22.

A modulação da VEE e a variação de frequência foram ferramentas implementadas, em que tal iniciativa foi proposta a fim de melhorar o funcionamento do sistema. Desta forma, tornou-se possível aplicar fluidos com propriedades termo-físicas distintas das condições de projeto (capacidade, evaporação e condensação) adotadas na concepção do sistema original.

O objetivo dessa tese não era então comprovar os limites e as potencialidades operacionais dos sistemas. Para tanto, técnicas de planejamento experimental foram adotadas e agregaram agilidade ao processo experimental. O método estatístico utilizado na análise dos dados obtidos foi a MSR e seu uso permitiu maior objetividade científica nas conclusões. Estes resultados constataram que com o uso dos fluidos adequados, aliados a condições específicas de funcionamento do aparato experimental, é possível apresentar valores elevados de COP e capacidade de refrigeração, determinando a aplicabilidade do sistema.

Testes de desempenho comprovaram que todos os fluidos mostraram bom funcionamento de acordo com a faixa de aplicação. A metodologia adotada teve como objetivo, sustentar a consistência física do comportamento geral do sistema.

Uma das principais conclusões quanto ao ciclo BT é que a temperatura de evaporação é extremamente sensível às mudanças do grau de abertura da VEE, ou seja, ao grau de superaquecimento, e à frequência de operação da VEE.

Um ponto importante, principalmente no quesito de regime permanente, refere-se à temperatura de descarga do ciclo BT. Nota-se que este parâmetro estabilizou-se em diferentes valores durante os testes, representando uma faixa de 78,5°C a 100,0°C, sendo essa diferença de temperatura em função dos parâmetros pré-determinados para os testes experimentais.

Quanto aos valores para baixa temperatura operativa da câmara, estes correspondem às condições em que os valores a velocidade do compressor BT sejam próximos à frequência nominal, 60 Hz, aliados aos menores valores possíveis de superaquecimento. Neste caso, os valores chegaram a até -24°C, nesta condição, a capacidade de refrigeração e o COP do sistema equivalem a, respectivamente, 4,69 kW e 1,23.

A maior capacidade de refrigeração do sistema cascata atingida nestes testes iniciais, portanto, com o par R744/R134a foi de 4,99 kW. Este mesmo teste retornou o maior COP, 1,30, no entanto, a temperatura do ar foi uma das mais elevadas, -18,6 °C.

Um dos pontos chave para o COP elevado está no menor consumo do sistema R744, e a razão de compressão de aproximadamente 2:1. No caso do compressor de R134a, esta razão em alguns casos de aplicação chega a ser de 10:1.

O comportamento do COP do sistema foi fisicamente consistente, os ensaios a 40 Hz obtiverem os maiores COPs do ciclo BT, entre esses o valor de 10,07 se destaca. Os testes a 65 Hz equivalem aos piores desempenhos. Fato esse comprovado pelo consumo do compressor nas respectivas frequências.

Além do COP, a capacidade de refrigeração também é de grande importância, sendo a mais elevada obtida para uma frequência de 50 Hz, superaquecimento de 15 °C, em que o valor máximo para a capacidade de refrigeração foi de 5,13 kW.

Do estudo pode se concluir que é possível determinar um ponto de operação desejado, a partir da temperatura que se deseja obter dentro da câmara fria. Foi possível observar o comportamento do sistema de acordo com as frequências e valores do grau de superaquecimento. Notou-se que com maiores frequências e menores valores do grau de superaquecimento, obtém-se as menores temperaturas do ar.

Para o par R744/R404A, percebe-se que todos os testes foram feitos com grau de superaquecimento de 5°C no ciclo BT e 65 Hz. Esses valores foram adotados para que as capacidades de refrigeração fossem as máximas possíveis. Como observado nos resultados, alguns testes não retornaram qualquer ganho em eficiência para o sistema, no

entanto, houve testes que atingiram valores consideráveis de capacidade de refrigeração e COP, se aproximando do sistema original.

Quanto à comparação dos fluidos utilizados, o comportamento da capacidade de refrigeração e do COP foram diferentes. Os testes experimentais da presente tese comprovam que ambos refrigerantes, R438A ou R404A, podem ser usados no lugar do R134a por meio de um processo tipo *drop-in*. Pela análise dos resultados, o melhor par de fluidos é o R744/R438A, porém, há de se pensar no TEWI para esse par de fluido que se mostrou elevado.

Como contribuição técnica aos sistemas de refrigeração, o presente trabalho comprovou que a funcionalidade do par VEE/CVV é uma ferramenta essencial para a adaptação de um fluido refrigerante alternativo ao ciclo de compressão de vapor original.

Por fim, o setor de refrigeração deve escolher entre, pelo menos, duas condutas:

- Manter a postura atual e adequar-se ao protocolo de Montreal por meio do uso de HFCs de elevado GWP, uma solução em longo prazo.
- Adequar-se, de uma só vez, aos protocolos de Montreal e Kyoto. Para tanto, é necessária a utilização de refrigerantes naturais, ou mesmo, daqueles que apresentam valores de GWP reduzidos.

Trabalhos futuros serão realizados nesta mesma bancada experimental, podendo ser explorados componentes auxiliares ao compressor, bem como a aplicação do processo de *drop-in* com novos fluidos alternativos, como é o caso dos hidrocarbonetos no ciclo de AT.

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 Tese.
- 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.
- E, por fim, testar outros fluidos alternativos aos HFCs, em condições de evaporação diferentes, aumentando, assim, a gama de aplicação desse tipo de sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). **HANDBOOK**: HVAC Systems and Equipments, USA, 2008.

APOSTILA DO CURSO DE CO₂, 2011, São Paulo, Brasil.

ANTUNES, A. H. P., BANDARRA FILHO, E. P. Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, 2016.

ANTUNES, A. H. P. **UMA CONTRIBUIÇÃO AOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO APLICADA AO PROCESSO DE DROP-IN DE R22 POR FLUIDOS ALTERNATIVOS**. Tese. Uberlândia, Brasil. 2015.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15960**: Fluidos frigoríficos — Recolhimento, reciclagem e regeneração (3R) — Procedimento, Brasil, 2011.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15976**: Redução das emissões de fluidos frigoríficos halogenados em equipamentos e instalações estacionárias de refrigeração e ar condicionado — Requisitos gerais e procedimentos, Brasil, 2011.

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

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16186**: Refrigeração comercial, detecção de vazamentos, contenção de fluido frigorífico, manutenção e reparo, Brasil, 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16255**: Sistemas de refrigeração para supermercados — Diretrizes para o projeto, instalação e operação, Brasil, 2013.

BANDARRA FILHO, E. P., Tendências do Uso de Fluidos Refrigerantes Alternativos em Sistemas de Ar Condicionado Automotivo. **Uso de Fluidos naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado-Ministério do Meio Ambiente - MMA**, Publicação Técnica, 2011.

BANDARRA FILHO, E. P.; ANTUNES, A. H. P.; SOUZA, L. M. P.; MENDOZA, O. S. H.; DA SILVA, A. Experimental analysis of a commercial refrigeration system operating with R22 and the hydrocarbon R1270. **The 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants**, 2012, Delft, **Proceedings**.

BARROS NETO, B.; SCARMINIO, I. S.; BRUNS, R. E. **Planejamento e otimização de experimentos**. 2. ed. SÃO PAULO, Ed. UNICAMP, 299p, 1995.

BENDAOUD, A., OUZZANE, M., AIDOUN, Z. & GALANIS, N. A new modeling approach for the study of finned coils with CO₂. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, p. 1702–1711, 2010.

BHATTACHARYYA, S., BOSE, S., SARKAR, J. Exergy Maximization of Cascade Refrigeration cycles and its numerical verification for a transcritical CO₂-C₃H₈ System. **International Journal of Refrigeration**, 2007.

BOLETIM DA ENGENHARIA NÚMERO 29, Bitzer, 2010.

CALADO, V.; MONTGOMERY, C. D. **Planejamento de Experimentos Usando Statistica**. 1.ed. RIO DE JANEIRO, E-papers Serviços Editoriais, 2003. 260p.

COLBOURNE, D. **An overview of hydrocarbons as replacement refrigerants in commercial refrigeration and air conditioning**. Refrigeration Northern Ireland Centre for Energy Research and Technology, Northern Ireland, 2000.

CURSO de R744, 2011. Alessandro da Silva.

DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT GMBH (GIZ). **GREEN COOLING TECHNOLOGIES:** Market trends in selected refrigeration and air conditioning subsectors, 2014.

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

EUROPEAN NORM (EN). **EN 378:** Refrigerating Systems and Heat Pumps e Safety and Environmental Requirements, London, 2008.

FINCKH, O., SCHREY, M., WOZNY, M. Energy and Efficiency Comparison Between Standardized HFC and CO_2 Transcritical systems for Supermarket Applications. **International Congress Refrigeration**, Praga-República Checa, 2011.

GE, Y., TASSOU, S. Control optimization of CO_2 cycles for medium temperature retail food refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, 2009.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC). **CLIMATE CHANGE 2007:** The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment.

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.

MANUAL DE BOAS PRÁTICAS EM SUPERMERCADOS PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO. **Ministério do Meio Ambiente, Associação Brasileira de Supermercados e Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado Ventilação e Aquecimento**, 2008.

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

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). **AÇÕES BRASILEIRAS PARA A PROTEÇÃO DA CAMADA DE OZÔNIO**. Brasília, 2014.

MOLINA M.J., ROWLAN 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 CO₂ cycles under different expansion strategies. **International Congress Refrigeration**, Praga-República Checa, 2011.

MONTGOMERY, C. D.; RUNGER, C. G. **Estatística aplicada e probabilidade para engenheiros**.2.ed. RIO DE JANEIRO, LTC, 2003. 463p.

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

PADALKAR, A. S.; MALI, K. V.; DEVOTTA, S., Simulated and experimental performance of split packaged air conditioner using refrigerant HC-290 as a substitute for HCFC-22. **Applied Thermal Engineering**.v. 62, p. 277-284, 2014.

PEIXOTO, R. A. Uso de fluidos refrigerantes hidrocarbonetos – Estado atual e tendências. **USO DE FLUIDOS NATURAIS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR-CONDICIONADO**, 1, 2007, São Paulo, **Publicação em Anais**, p. 63-77.

PEIXOTO, R., A., Uso de fluidos refrigerantes naturais, proteção da Camada de Ozônio e do Clima. **Instituto Mauá de Tecnologia/ Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento (PNUD)**, 2008.

PEREIRA, G. S. **Análise de sistemas de refrigeração a CO₂ em supermercados**. Dissertação. Recife, Brasil, 2010.

RIGOLA, J., NICOLA, A., SEGARRA, C, D, P., OLIVIA, A., Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ trans-critical cycle performance. **International Journal of Refrigeration**. v. 33, p. 664-674, 2010.

SANZ-KOCK, C. L., RODRIGO, S. D., RAMÓN, C., ENRIQUE, T., Experimental evaluation of an R134a/CO₂ cascade refrigeration plant. **Applied Thermal Engineering.** v. 73, p. 39 – 48, 2014.

SILVA, A. Sistemas em cascata com CO₂/NH₃ utilizados na refrigeração comercial para supermercados. **CONBRAVA 2009 – XI CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DE AR**, 2009, São Paulo, Publicação em Anais, p. 189-209.

SILVA, A., Aplicação de Fluidos Naturais na Refrigeração de Supermercados: Sistemas Cascata com CO₂/NH₃. Uso de Fluidos naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado - **Ministério do Meio Ambiente - MMA**, Publicação Técnica, 2011.

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-CO₂ em Sistemas de Refrigeração Comercial e Industrial.** 1. Ed. SÃO PAULO, Editora Nova Técnica – Vol. 1,1^a Reimpressão, 2011. 161P.

SILVA, A., EUZÉBIO, M., Aplicação do CO₂ transcrítico na refrigeração comercial de supermercados do Brasil: um novo desafio, **CONBRAVA, Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação, Aquecimento e Tratamento de Ar.** São Paulo, 2013.

SILVA, A., EUZÉBIO, M., Uma visão geral da experiência obtida da aplicação do CO₂ na refrigeração de supermercados no Brasil, **CONBRAVA, Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação, Aquecimento e Tratamento de Ar.** São Paulo, 2013.

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.

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

STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S. **REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL**. 2. ed. SÃO PAULO, Editora Edgard Blucher, 2002. 371p.

TORRELLA, E., SÁNCHEZ, D., LLOPIS, R., CABELLO, R. Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. **Journal of Refrigeration**, 2011.

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.

YARI, M., Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector expansion. **International Journal of Thermal Sciences**. v. 48, p. 1997-2005, 2009.

ANEXO I

Análises estatísticas – Planejamento composto central

A primeira análise deste anexo refere-se ao comportamento da temperatura de descarga do ciclo BT A Fig. A.1.1 representa a análise PARETO e a Fig. A.1.2 ilustra a probabilidade normal dos resíduos.

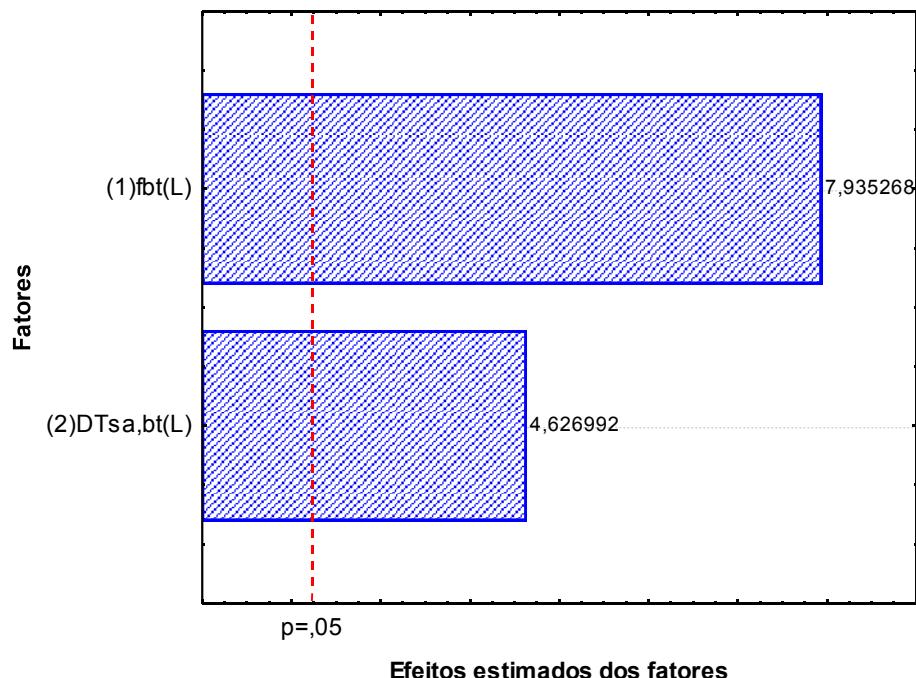


Figura A.1.1 – Análise PARETO dos efeitos referente à temperatura de descarga BT.

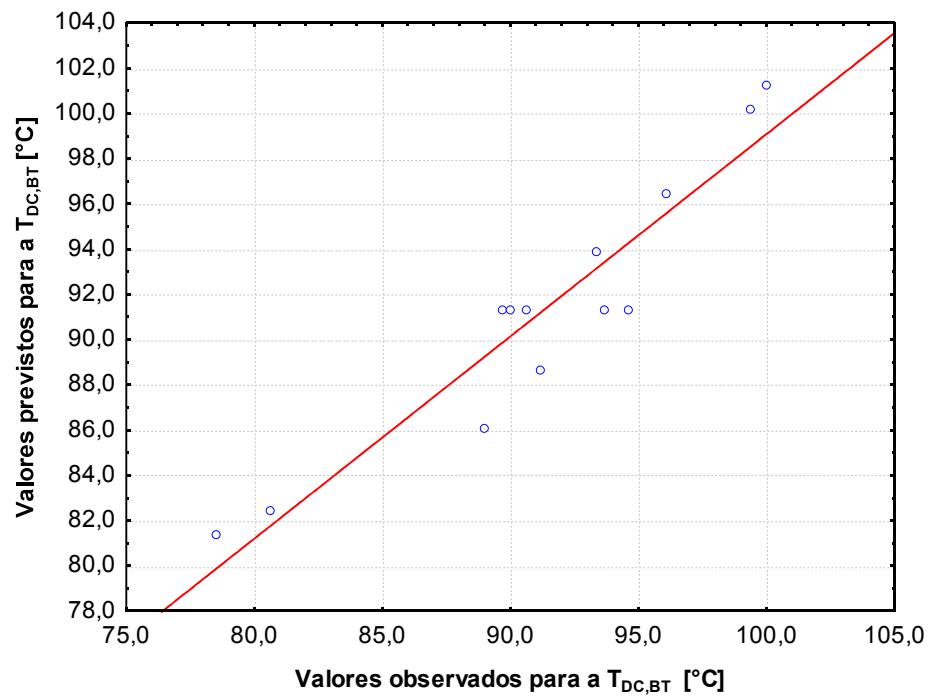


Figura A.1.2 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à temperatura de descarga BT.

A segunda análise refere-se ao comportamento da temperatura do ar. A Fig. A.1.3 representa a análise PARETO e a Fig. A.1.4 ilustra a probabilidade normal dos resíduos.

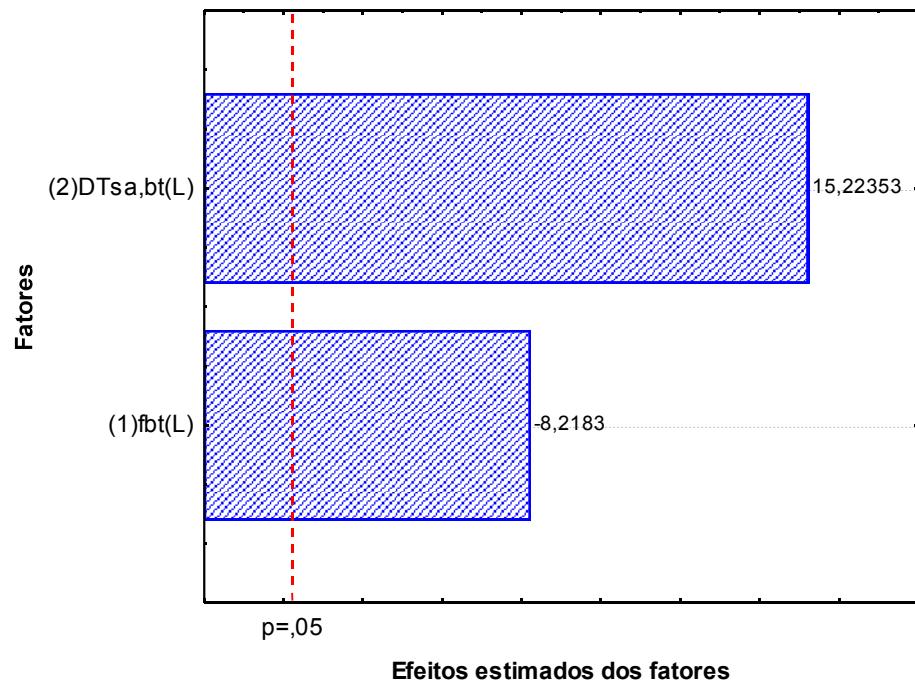


Figura A.1.3 – Análise PARETO dos efeitos referente à temperatura do ar.

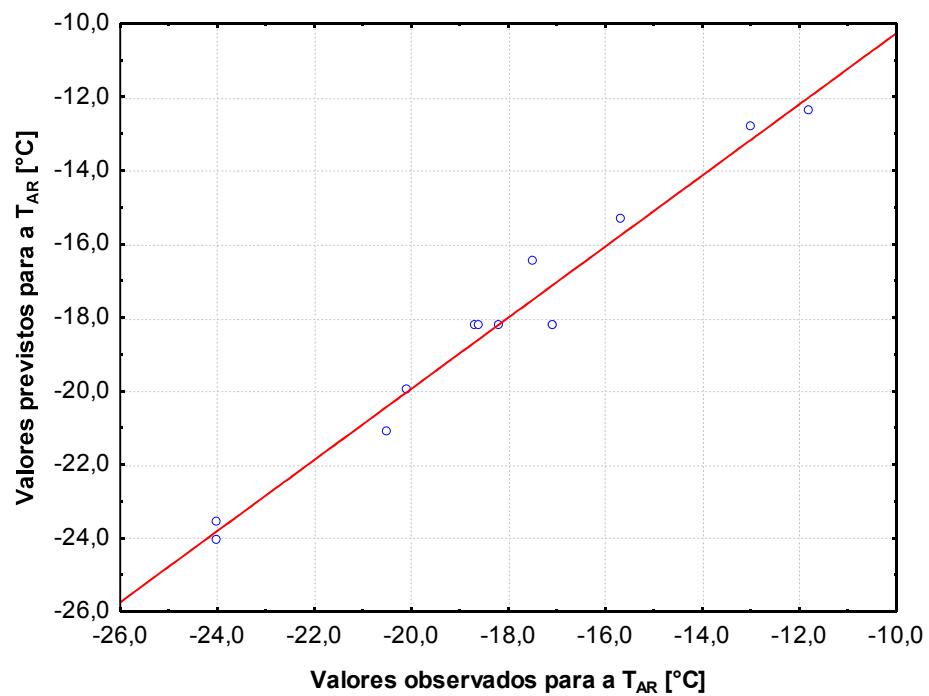


Figura A.1.4 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à temperatura do ar.