

ARTHUR HELENO PONTES ANTUNES

**PROCESSO DE SUBSTITUIÇÃO DE R22 EM
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO COMERCIAIS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2015

ARTHUR HELENO PONTES ANTUNES

**PROCESSO DE SUBSTITUIÇÃO DE R22 EM SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO COMERCIAIS**

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 **DOCTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

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

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho.

UBERLÂNDIA - MG

2015

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

A636p
2015 Antunes, Arthur Heleno Pontes, 1984-
 Processo de substituição de R22 em sistemas de refrigeração
 comerciais / Arthur Heleno Pontes Antunes. - 2015.
 147 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. 3.
 Hidrocarbonetos - 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, **Sandra** e **Arthur**, e à minha irmã **Raquel**. Presentes em todos os momentos da minha vida, exemplos de amor e humildade.

Meu agradecimento mais profundo à minha esposa **Mayra Rezende Fernandes**, incentivadora desta conquista.

Arthur H. P. Antunes

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus.

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 todas estas pessoas que participaram, de forma direta e indireta, da construção deste trabalho.

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

Ao Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza por todo conhecimento transmitido. E por fim, ao Prof. Dr. Arthur Velloso Antunes pelo auxílio da redação desta Tese, profissional no qual me espelho a cada dia.

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

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

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro.

À banca examinadora por prestar valiosas sugestões para a conclusão deste trabalho. “Pois, não há nada bom em qualquer coisa até que ela seja concluída.” *Genghis Khan*.

ANTUNES, A. H. P. **Processo de Substituição de R22 em Sistemas de Refrigeração Comerciais**. 2015. 147 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

Resumo

O presente trabalho relata uma investigação experimental do processo de *drop-in* (substituição direta) do HCFC22 em um sistema de refrigeração comercial com capacidade máxima de 15kW. Entre os refrigerantes alternativos testados, encontram-se hidrocarbonetos e refrigerantes sintéticos da classe HFC. A bancada experimental é composta, basicamente, de um compressor de velocidade variável (CVV) alternativo, trocadores de calor de tubos concêntricos e uma válvula de expansão eletrônica (VEE). Inicialmente, o sistema operou à frequência nominal e foi configurado à mesma condição de abertura no dispositivo de expansão. Posteriormente, os limites de cada refrigerante foram explorados por meio de ferramentas estatísticas DOE, *design of experiments*. Nesta segunda etapa, foram apresentadas superfícies de respostas e metamodelos, que se mostraram ferramentas coerentes na previsão do comportamento do sistema de refrigeração. Em sequência, foi realizada uma análise do desempenho individual de cada refrigerante, em três diferentes temperaturas de evaporação: -15°C, -10°C e -5°C. Todos os refrigerantes, com exceção do R134a, podem substituir o R22 nestas aplicações específicas. Ambos os hidrocarbonetos (HCs) e o HFC32 proporcionaram capacidades de refrigeração e COPs superiores ao sistema original. Em complemento, a estimativa dos impactos ambientais de cada fluido foi estimada através do método TEWI, *total equivalent warming impact*. Os HCs apresentaram os menores impactos, enquanto o HFC404A promoveu os maiores danos ao meio ambiente. Por fim, realizou-se a análise do sistema operando com um compressor tipo *Scroll*. Entre as sete opções ao R22, apenas cinco refrigerantes operaram em condições estáveis. Além disso, mesmo com a manipulação de parâmetros do sistema, esta classe de compressores mostrou-se menos flexível à proposta de *drop-in*. Em geral, como maior contribuição técnica aos sistemas de refrigeração, o presente trabalho comprovou que, independentemente da capacidade da instalação, a funcionalidade do par VEE/CVV é uma ferramenta essencial não só para a adaptação de um fluido alternativo ao ciclo de compressão original, como também para a redução dos impactos ambientais.

Palavras Chave: R22, Hidrocarbonetos, HFC, *drop-in* TEWI.

ANTUNES, A. H. P. **Replacement Process of R22 in Commercial Refrigeration Systems**. 2015. 147 p., Ph.D. Thesis, Federal University of Uberlandia, Uberlandia, Brazil.

Abstract

This work reports an experimental investigation related to the drop-in process of HCFC22 in a commercial refrigeration system with a maximum capacity of 15 kW. Among the alternative refrigerants there are hydrocarbons (HCs) and synthetic refrigerants, HFC. The experimental facility is basically composed of an alternative variable speed compressor (VSC), tube in tube heat exchangers and an electronic expansion valve (EEV). Different methodologies were addressed to this document. Initially, the system operated at the nominal frequency and has been configured to the same opening condition in the expansion valve. The limits of the refrigeration system were operated by factorial experimental designs. Therefore, there were presented response surfaces and metamodels, showing consistent tools to predict the cooling system behavior. Also, an analysis of the individual performance of each refrigerant was held in three different evaporation temperatures: -15°C, -10°C and -5°C. All fluids, except R134a can be suitable to replace R22 in these specific applications. Both HCs and HFC32 provide the refrigeration capacity and COP greater than the original system. In addition, the environmental impact of each fluid was estimated by the TEWI method. HCs showed the lowest impacts, while HFC404A promoted the greatest damage to the environment. Finally, the analysis of the operating system with a *Scroll* compressor was made. Among the seven options to R22, only five refrigerants operated in stable condition. Moreover, even with handling system parameters, this class of compressors was less flexible to the proposed drop-in. In general, as a great technical contribution for refrigeration systems, this study found that, regardless of the installation capacity, the EEV/VSC pair functionality is an essential tool not only for the adaptation of an alternative fluid to the original compression cycle, as well as to reduce environmental impacts.

Key Words: R22, Hydrocarbons, HFC, drop-in and TEWI.

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
$CO_2\text{equ}_{DIRETO}$	Parcela dos impactos diretos do CO_2 sobre o meio-ambiente
$CO_2\text{equ}_{INDIRETO}$	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 (reposições 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
P_1	Pressão absoluta na linha de sucção
P_2	Pressão absoluta na linha de descarga
PL	Limite prático do refrigerante
\dot{Q}_{EV}	Capacidade de refrigeração
\dot{V}_{min}	Vazão volumétrica mínima para ventilação de emergência
T_{CD}	Temperatura de condensação
T_{EV}	Temperatura de evaporação
T_{SA}	Grau de superaquecimento
T_{SR}	Grau de sub-resfriamento
V_{sala}	Volume da sala
\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

2DC-3.2	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
ATEX	Zona de risco por atmosfera explosiva
Buna N	Material elastomérico
CFC	Clorofluorcarbono
Chiller	Sistema de refrigeração por resfriamento de fluido secundário
CLP	Controlador lógico programável
CN 750	Modelo das bombas centrífugas utilizadas nesta tese
COP	Coeficiente de eficácia
CVV	Compressor de velocidade variável
DIS ISSO 5149	Norma técnica
Drop-in	Processo de substituição de refrigerante em sistemas de refrigeração
E²V18BRB00	Modelo da válvula de expansão eletrônica utilizada nesta tese
EN 378	Norma técnica
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

IEC 60079-15	Norma técnica
INA111	Modelo do circuito integrado para adequação dos sinais de pressão e vazão mássica de refrigerante utilizado nesta tese
INA125AP	Modelo do circuito integrado para adequação dos sinais de temperatura utilizado nesta tese
IUPAC	União internacional de química pura e aplicada
LABVIEW	Software visual de laboratório e instrumentação
LEST	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
MIE	Energia mínima de ignição
MLZ 048T2LC9	Modelo do compressor <i>Scroll</i> utilizado nesta tese
MSR	Metodologia de superfície de resposta
Mylar	Material elastomérico
NBR 15960	Norma técnica
NBR 15976	Norma técnica
NBR 16069	Norma técnica
NBR 16186	Norma técnica
NBR 16255	Norma técnica
Neoprene	Material elastomérico
ODP	Potencial de destruição de ozônio
PA3023	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
RSLINX	Aplicação de servidor completo de comunicação
RTD	Deteção de temperatura por resistência
SCL5/03	Modelo do CLP utilizado nesta tese
STATISTICA	Software estatístico avançado
V7AM23P7	Modelo do variador de frequência utilizado nesta tese
V1000	Modelo do variador de frequência utilizado nesta tese
VEE	Válvula de expansão eletrônica
Viton	Material elastomérico
VXI-9-1	Modelo da torre de resfriamento utilizada nesta tese

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - Introdução.....	1
1.1. Estrutura da Tese.....	2
CAPÍTULO 2 -Fundamentos Teóricos.....	4
2.1. A Questão Ambiental.....	9
2.2. Fluidos Refrigerantes Utilizados.....	15
2.3. Aplicações do <i>Drop-in</i>	20
2.4. Critérios de Segurança.....	26
CAPÍTULO 3–Equipamento Experimental.....	31
3.1. Bancada Experimental.....	31
3.2. Metodologia de Projeto e Análise dos Experimentos.....	42
3.3. Metodologia TEWI.....	66
CAPÍTULO 4 - Resultados e Discussões.....	68
4.1. Processos de <i>Drop-in</i>	69
4.2. Comprovação de Desempenho do Ciclo.....	72
4.3. Impacto Total de Aquecimento Equivalente (TEWI).....	86
4.4. Compressor <i>Scroll</i>	93
CAPÍTULO 5 - Conclusões.....	103
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	107
ANEXO 1- Análises Estatísticas – Primeiro Planejamento CompostoCentral.....	113
ANEXO 2- Planilhas de Resultados – Superfícies de Respostas.....	121
ANEXO 3- Planilhas de Resultados – Comprovação de Desempenho.....	125
ANEXO 4- Incertezas nas Medições e Calibração dos Sensores.....	131

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Uma das grandes áreas de interesse da engenharia é o setor da refrigeração. Desde o princípio da utilização de sistemas que possuem por base o ciclo de compressão de vapor até os dias atuais, o setor químico industrial desenvolveu compostos halogenados dotados de propriedades termo-físicas, capazes de promover aos sistemas de refrigeração, condições seguras e, por vezes, eficientes.

Nesta tese são abordados problemas relacionados à duas frentes, cujo crescimento atual é bastante expressivo no setor da refrigeração, que são: o cumprimento dos prazos para as metas estabelecidas pelo protocolo de Montreal (1987) e a busca por tecnologias “verdes” que satisfaçam os padrões atuais de eficiência energética dos processos deste setor.

As últimas três décadas foram caracterizadas por um grande desenvolvimento e produção em massa dos componentes de refrigeração e condicionamento de ar. Isto se deu devido tanto às técnicas de engenharia de precisão em fabricação, como aos avanços das técnicas de controle em sistemas térmicos. Outro fato marcante nos últimos 30 anos, que vem promovendo uma revolução neste setor, é o impacto negativo do uso de fluidos refrigerantes sintéticos. A emissão direta destas substâncias decorrentes de aplicações HVACR (aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração) está relacionada primariamente, mas não exclusivamente, a duas questões ambientais globais: a degradação da camada de ozônio e o aquecimento global. Para tanto, os protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997) propõem várias medidas com o intuito de eliminar ou reduzir a emissão de gases poluentes na atmosfera.

O refrigerante HCFC22, ou apenas R22, é atualmente o refrigerante mais utilizado nos sistemas de refrigeração dos países em desenvolvimento, como o Brasil, China, Índia, entre outros. Desde as primeiras ações de eliminação, muitos esforços foram realizados para avaliar candidatos para substituir o R22 em suas diversas aplicações. Muitos motivos foram

relatados como barreiras para a busca de um novo substituto, já que o novo candidato deve ser ambientalmente amigável, compatível com óleo mineral e suas propriedades refrigerantes devem ser próximas às características do R22, evitando assim, grandes alterações nas instalações.

O objetivo desta tese é propor, entre 7 refrigerantes alternativos estudados, um substituto do R22. Para tal fim, uma bancada experimental foi construída e, sob diversas configurações deste aparato, desde mais simples (Sistemas de refrigeração com compressor de velocidade fixa e abertura de expansão fixa) até configurações mais sofisticadas (Sistemas de refrigeração com compressor de velocidade variável (CVV) e válvula de expansão eletrônica (VEE) modulante), diferentes ensaios foram executados. Aplicando-se, assim, diferentes componentes (Compressor a pistões – Alternativo *versus* Compressor a voluta – *Scroll*) e diferentes fluidos refrigerantes (R22, R290, R1270, R438A, R404A, R134a, R410A e R32), procurando adequá-los às situações encontradas nas instalações de sistemas de refrigeração comercial.

1.1. Estrutura da Tese

O trabalho foi dividido em capítulos para uma melhor compreensão de cada estrutura experimental da bancada de testes, assim como para justificar o emprego de importantes ferramentas em cada uma destas configurações.

No Capítulo I é realizada uma breve introdução à problemática relacionada ao uso de refrigerantes halogenados em sistemas de refrigeração, assim como a definição da proposta, além de um sumário dos capítulos.

No Capítulo II são abordados conceitos fundamentais utilizados nesta tese. Assim, é apresentada uma revisão sobre as classes de refrigerantes e suas influências na questão ambiental, bem como, aplicações bem sucedidas do processo de *drop-in* e os critérios de segurança relacionados ao uso de hidrocarbonetos.

O Capítulo III abrange uma descrição dos principais componentes da bancada experimental. Além disso, a metodologia relacionada aos planejamentos fatoriais de experimentos é detalhada. A aplicação destes fundamentos estatísticos é apresentada por meio de 64 superfícies de respostas e seus respectivos metamodelos e, assim, os limites e as potencialidades de cada refrigerante estudado, na presente bancada experimental, são obtidos experimentalmente. Por fim, o método de estimativa dos impactos ambientais, TEWI, é exposto e os principais parâmetros relacionados ao sistema de refrigeração são devidamente comentados.

O Capítulo IV reúne diferentes análises referentes aos resultados experimentais. As discussões iniciam-se com o estudo do sistema de refrigeração original e o detalhamento das sete operações de *drop-in*. Para tanto, os oito sistemas operaram a 60 Hz e foram configurados com mesma condição de abertura no dispositivo de expansão.

Além disso, é apresentada uma análise termodinâmica do desempenho individual de cada refrigerante, uma representação de condições reais de aplicações em três diferentes condições de temperatura de evaporação: -15°C , -10°C e -5°C .

Este capítulo mostra, ainda, resultados referentes aos impactos ambientais, analisados pelo método TEWI.

Um estudo termodinâmico extra que foi adicionado à tese referente à análise experimental do sistema de refrigeração operando com um compressor *Scroll*, abordando as principais alterações da bancada experimental, estendendo assim, a proposta de *drop-in* também à outra classe de compressores extremamente utilizada no setor.

O capítulo V encerra o trabalho, apresentando as principais ideias e conclusões obtidas. São também apresentadas as perspectivas futuras para este campo de atuação.

No anexo 1, encontram-se as análises estatísticas referentes ao primeiro planejamento composto central. No anexo 2, são apresentadas as planilhas de resultados referentes às superfícies de respostas dos refrigerantes alternativos. No anexo 3, encontram-se as planilhas de resultados referentes à comprovação de desempenho individual de cada refrigerante alternativo. Por fim, o anexo 4 apresenta as características dos equipamentos de instrumentação da bancada experimental no que diz respeito às incertezas nas medições.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Neste capítulo, são abordados os aspectos teóricos necessários para o desenvolvimento do trabalho. Os tópicos abordados são: classes de fluidos refrigerantes e o impacto ambiental promovido pelo setor, características dos refrigerantes utilizados, estudos de caso onde o *drop-in* foi utilizado com sucesso e critérios de segurança referentes à utilização de refrigerantes naturais.

A Tab. 2.1 apresenta o resumo de todos os trabalhos mencionados durante a revisão bibliográfica. Esta análise crítica da literatura tem como objetivo, sintetizar os seguintes itens: sistema estudado, aplicação, 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: comprovação da importância do par VEE/CVV como ferramenta auxiliar ao *drop-in*, análise por Superfícies de Respostas e criação de metamodelos experimentais, comprovação do desempenho individual dos refrigerantes adotados, análise comparativa do impacto ambiental em diferentes cenários e comparação experimental de duas tecnologias distintas de compressão quando submetidas ao *drop-in*.

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

AUTORES	REFRIGERANTES	APLICAÇÕES	RESULTADOS	METODOLOGIAS/ANÁLISES
McLinden (1988)	CFC/HFC/HCFC	AC/R/BC	TEÓRICOS	MODELAGEM DO CICLO
Barros Neto <i>et al.</i> (1995)	-	-	-	FUNDAMENTAÇÃO ESTATÍSTICA
Maclaine-cross e Leonardi (1996)	HC	R	EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS/NORMAS
Ghodbane (1999)	HC	AC	EXPERIMENTAIS	CAPACIDADE CONSTANTE
Colbourne (2000)	HC	AC/R/BC	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS/NORMAS
Colbourne e Ritter (2000)	HC	AC/R/BC	EXPERIMENTAIS	ANÁLISE DE MATERIAIS
ACRIB (2001)	HC	AC/R/BC	EXPERIMENTAIS	ANÁLISE DE MATERIAIS
Granryd (2001)	HC	AC/R/BC	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS/NORMAS
Montgomery e Runger (2003)	-	-	-	FUNDAMENTAÇÃO ESTATÍSTICA
Calado e Montgomery (2003)	-	-	-	FUNDAMENTAÇÃO ESTATÍSTICA
Lommers (2003)	HC	AC/R/BC	EXPERIMENTAIS	ANÁLISE DE LUBRIFICANTE
Colbourne e Suen (2004)	HC	AC/R/BC	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS/NORMAS
Calm e Domanski (2004)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	TEÓRICOS	-
Gigiel (2004)	NATURAIS	AC/R/BC	EXPERIMENTAIS	SEGURANÇA

Continuação

AUTORES	REFRIGERANTES	APLICAÇÕES	RESULTADOS	METODOLOGIAS/ANÁLISES
Peixoto (2007)	HC	AC/R/BC	TEÓRICOS	-
IPCC (2007)	HFC/HCFC/CFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-
Park e Jung (2007)	HCFC/HC	AC/BC	EXPERIMENTAIS	SATURAÇÃO FIXA
Landymore (2007)	-	AC/R/BC	TEÓRICOS	-
Yunho <i>et al.</i> (2007)	HFC/HCFC/NATURAIS	R	EXPERIMENTAIS	CAPACIDADE CONSTANTE
ASHRAE HANDBOOK (2008)	-	AC/R/BC	-	-
NZ Fire Service (2008)	NATURAIS	R	-	SEGURANÇA
Corberán <i>et al.</i> (2008)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
EN378 (2008)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
Mohanraj <i>et al.</i> (2009)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	TEÓRICOS	-
U.N.I.D.O. (2009)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-
Da Silva (2009)	NATURAIS	R	TEÓRICOS	-
ASHRAE 34 (2010)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
IEA (2010)	-	AC/R/BC	-	-

Continuação

AUTORES	REFRIGERANTES	APLICAÇÕES	RESULTADOS	METODOLOGIAS/ANÁLISES
Allgood e Lawson (2010)	HFC/HCFC	AC/R	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS/NORMAS
Yu <i>et al.</i> (2010)	HFC/HC	BC	TEÓRICOS	MODELAGEM DO CICLO
Ota (2010)	HFC/HC	AC/R/BC	EXPERIMENTAIS	ANÁLISE DE LUBRIFICANTE
ABNT NBR 16069 (2010)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
ABNT NBR 15960 (2011)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
ABNT NBR 15976 (2011)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
Antunes (2011)	HCFC/HC	AC	EXPERIMENTAIS	SUPERFÍCIES DE RESPOSTA
Bandarra Filho <i>et al.</i> (2012)	HCFC/HC	AC	EXPERIMENTAIS	CAPACIDADE CONSTANTE TEWI
Okido <i>et al.</i> (2012)	HFC	AC/R/BC	EXPERIMENTAIS	ANÁLISE DE LUBRIFICANTE
Da Silva <i>et al.</i> (2012)	HFC/HCFC/NATURAIS	R	EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS/NORMAS
ABNT NBR 16186 (2013)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
ABNT NBR 16255 (2013)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
Domanski <i>et al.</i> (2013)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	TEÓRICOS	MODELAGEM DO CICLO
DAIKIN (2013)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-

Continuação

AUTORES	REFRIGERANTES	APLICAÇÕES	RESULTADOS	METODOLOGIAS/ANÁLISES
Baolongo <i>et al.</i> (2013)	HFC/HCFC	AC/R/BC	TEÓRICOS	MODELAGEM DO CICLO
GIZ(2014)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-
UNEP (2014)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/R/BC	-	-
Schultz (2014)	HFC/HCFC/NATURAIS	AC/BC	TEÓRICO/EXPERIMENTAIS	COMPARATIVOS/NORMAS
DIS ISO 5149 (2014)	NATURAIS	AC/R/BC	-	SEGURANÇA
Presente trabalho (2015)	HCFC/HFC/HCS	R	EXPERIMENTAIS	SUPERFÍCIES DE RESPOSTAS META-MODELAGEM DESEMPENHO INDIVIDUAL TEWI

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. A Questão Ambiental

Desde tempos antigos, antes mesmo do desenvolvimento e aplicação do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, os primeiros sistemas de engenharia necessitavam de substâncias capazes de promover transferência de calor.

Historicamente, o emprego da refrigeração ocorreu no Egito antigo, em aplicações de resfriamento de vinho. Ao final do século XIX, utilizou-se dióxido de carbono em instalações estacionárias para fabricação de gelo. A amônia, que é utilizada até os dias de hoje, é outro exemplo de fluido natural largamente utilizado durante o século XX, particularmente, em plantas estacionárias no setor de alimentos. Este conjunto, composto principalmente por fluidos disponíveis na natureza, inclusive hidrocarbonetos, teve sua utilização interrompida devido às barreiras tecnológicas da época, as quais não permitiam soluções para problemas como a inflamabilidade e a toxicidade destes refrigerantes.

Um segundo grupo de fluidos refrigerantes pode ser caracterizado após a metade do século XX. A tecnologia desenvolvida naquele 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, com o R22 e R502 para aplicações comerciais.

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 comprovados como ameaças à camada de ozônio. Os “refrigerantes seguros” que até então dominavam o mercado, tiveram o início de seu declínio.

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. O termo ODP (Potencial de Agressão a Camada de Ozônio) foi apresentado e a indústria de refrigerantes rapidamente apresentou os HFCs e suas misturas como substitutos dos CFCs e HCFCs. A diferença básica destes produtos é que os HCFCs (hidroclorofluorcarbonos) ainda possuem a molécula de cloro prejudicial à camada de ozônio e os HFCs (hidrofluorcarbonos) não possuem cloro (DA SILVA, 2009).

As aplicações de refrigeração, condicionamento de ar e bomba de calor representam o setor que é o maior consumidor de substâncias químicas halogenadas, utilizadas como refrigerantes, e um dos setores usuários de energia mais importante da sociedade (PEIXOTO, 2007). A demanda de energia para refrigeração nos países em desenvolvimento é susceptível de um aumento de 7% ao ano até o ano de 2050 (IEA, 2010). Em todo mundo,

aproximadamente 15% do consumo de energia elétrica se origina do setor da refrigeração (LANDYMORE, 2007).

Atualmente é possível encontrar sistemas de refrigeração mais eficientes do que aqueles fabricados no passado. Entretanto, os fluidos refrigerantes utilizados na maioria destes sistemas referem-se a substâncias halogenadas, que contribuem para a degradação do meio-ambiente. As Fig. 2.1 e 2.2 ilustram este cenário mundial. Os gráficos publicados pela *Green Cooling Technologies* (GIZ) em 2014 demonstram uma tendência de crescimento mundial no setor de condicionamento de ar residencial.

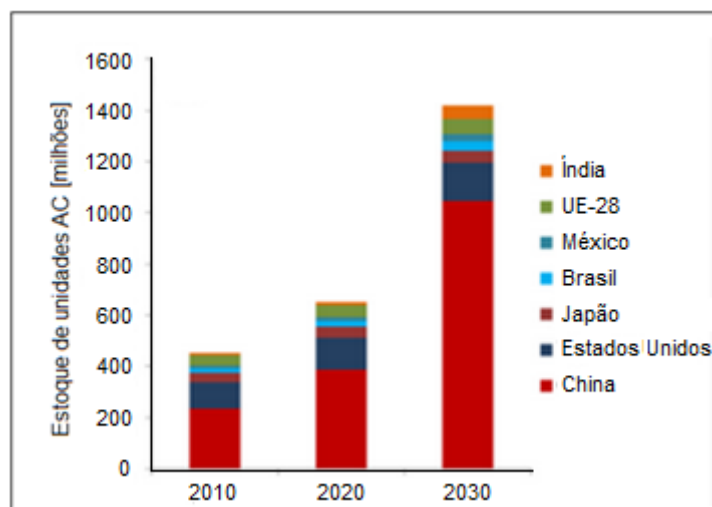


Figura 2.1 – Unidades de ar condicionado comercializadas em 2010 e previsão em diversos países (GIZ, 2014).

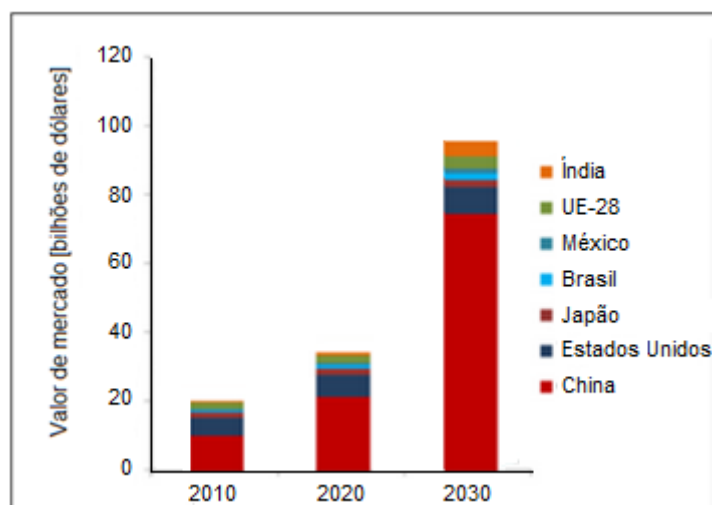


Figura 2.2 – Valor de mercado referente ao setor de climatização residencial em 2010 e previsão em diversos países, (GIZ, 2014).

O setor de refrigeração e ar condicionado é responsável por 7% das emissões de gases de efeito estufa (GEE), este número equivale a 3,7 Gton de CO₂ por ano. Esta emissão anual equivalente poderá ultrapassar 8,1 Gton em 2030, ano em que o setor HVACR contribuirá com cerca de 13% para as 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 (GIZ, 2014).

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 garantia da boa performance energética de um sistema de refrigeração. O grau de toxicidade, o nível de inflamabilidade e o custo do fluido são, também, parâmetros preponderantes nesta escolha.

Os protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997) são dois acordos ambientais globais com o objetivo comum de proteger o meio ambiente dos efeitos negativos das ações humanas. Estes propõem várias medidas com o objetivo de eliminar ou reduzir a emissão de gases poluentes na atmosfera.

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).

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 especificado. 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 uma lista dos refrigerantes mais utilizados mundialmente, suas aplicações e suas características depredadoras, Tab. 2.3. Os fluidos refrigerantes em destaque foram testados nesta tese.

Conforme o Protocolo de Montreal, o ano de 2010 foi marcado pela proibição mundial da CFCs. A utilização de HCFCs, inicialmente utilizados como substitutos dos CFCs, foi drasticamente reduzida na maioria dos países "desenvolvidos" (referenciados pelo Artigo 2) desde 2010, com previsão de mais um corte em 2015 e proibição total em 2030. Países "em desenvolvimento" (referenciados pelo Artigo 5) aderiram um plano de eliminação de HCFCs mais flexível, o qual prevê a total eliminação até 2040, com cortes expressivos em 2030.

Os HFCs não são controlados pelo Protocolo de Montreal, estes estão listados no âmbito do Protocolo de Kyoto (1997). Em 2005, a Convenção UNFCCC (*United Nations Framework Convention on Climate Change*) iniciou um plano de metas para estas substâncias cujas emissões devem ser limitadas ou reduzidas.

Os HFCs são considerados fluidos alternativos de longo prazo no que diz respeito à destruição do ozônio. Como gases de efeito estufa, HFCs são controlados pelo Protocolo de Kyoto, e um número considerável de países estão implementando regulamentações para controlar sua utilização (*UNITED NATIONS INDUSTRIAL DEVELOPMENT ORGANIZATION*, 2009).

A legislação na Comunidade Europeia (*The European Parliament and the Council of the European Union*, 2006) exigiu 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. Entretanto, devido a diversas demandas dos fabricantes, essas datas foram postergadas. Os HFCs insaturados são sinteticamente produzidos para cumprir os regulamentos que proíbem HFCs com valores de GWP superiores a 150.

Os EUA através da EPA/SNAP (*United States Environmental Protection Agency/Significant New Alternative Policy*) buscam por meio de fluidos alternativos, uma eliminação de HFCs e uma redução, até 2050, 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(an os)
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, Espuma expansível, Propelente aerossol.	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, transporte refrigerado.	1774	-
CO ₂	Refrigerante, Espuma expansível.	1	-
HCs	Refrigerante, Espuma expansível.	<3	-
Amônia	Refrigerante, Espuma expansível.	0	-

FONTE: IPCC (2007).

A recente publicação da UNEP (*United Nations Environment Programme*) em 2014 divulgou as aplicações dos principais refrigerantes alternativos aos HCFCs. As principais aplicações foram resumidas dentro dos respectivos setores do HVACR, este

resumo pode ser observado na Tab. 2.4. Os refrigerantes em destaque foram testados nesta tese.

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	L	F	L	C	F	C	F	C
Transporte refrigerado		C	C		F	F	F	F	F	F	F	F	F	C	F	F	C	C
Refrigeração grande escala	C	C	L		F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	C	C	C	C
Ar conds e Bombas de calor																		
— 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	F	C	F	F	C	F	C	F
— <i>Multi-split</i>		L					F	L	F	F	F	L	F	F	C	F	C	F
— <i>Split</i> (dutado)		F	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	F	L	F	C	C	F	C	F
— Bombas de calor, aquecimento ambientes	C	C	C	L	F	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	L	F	C	C	F	C	C
— Centrífugo			L		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: UNEP (2014).

2.2. Fluidos Refrigerantes Utilizados

A escolha do refrigerante a operar um ciclo de compressão de vapor em uma determinada aplicação deve ser realizada em função de vários fatores, alguns baseados em propriedades termodinâmicas e outros influenciados por questões de mercado. Entre estes fatores, destacam-se: ODP, GWP, inflamabilidade, toxicidade, estabilidade química e compatibilidade de materiais, eficiência (propriedades termo-físicas), 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.

Os oito fluidos refrigerantes escolhidos e estudados nesta pesquisa foram: R22, R290, R1270, R438A, R404A, R134a, R410A e R32. Características e aplicações dos mesmos serão descritas em sequência.

R22

Conhecido como Clorodifluorometano pela IUPAC (*International Union of Pure and Applied Chemistry*), pertence à família dos HCFCs, os quais possuem a molécula de cloro que degrada a camada de ozônio. Segundo Calm e Domanski (2004), desde seu reconhecimento em 1928 e comercialização em 1936, o R22 tem sido aplicado desde pequenos aparelhos de ar condicionado de janela até enormes *chillers* e bombas de calor. Equipamentos individuais utilizam este versátil refrigerante para capacidades frigoríficas que vão de 2 kW a 33 MW. Este fluido pode ser empregado em equipamentos com diversos tipos de compressores. Comercialmente, nenhum outro refrigerante atingiu tão vasto campo de aplicações.

Este é atualmente o refrigerante mais utilizado nos sistemas de refrigeração dos países em desenvolvimento como o Brasil, China, Índia, entre outros, principalmente em supermercados. Desde os protocolos de Montreal e Kyoto muitos esforços foram realizados para avaliar candidatos para substituir o R22 (GWP=1810) em suas diversas aplicações. Muitos motivos foram relatados como barreiras para a busca de um novo substituto, já que o novo candidato deve ser ambientalmente amigável, compatível com óleo mineral e suas propriedades refrigerantes devem ser próximas às características do R22, evitando assim, maiores mudanças nas instalações. Devido ao último acordo (referente ao Protocolo de Montreal) sobre a eliminação do R22, seu preço vem aumentando gradativamente e as indústrias químicas estão oferecendo uma ampla lista de possíveis substitutos, porém muitas dessas opções possuem maiores valores de GWP e rendimentos inferiores ao R22.

R290 e R1270

Propano, R290,(GWP=3) e propileno, R1270,(GWP=1,8) são hidrocarbonetos com características bem similares em vários aspectos. Apresentam-se normalmente como gás incolor e altamente inflamável. O R290 é inodoro, enquanto o R1270 não. São produzidos durante o craqueamento do petróleo e na gaseificação do carvão, considerados importantes matérias-primas da indústria petroquímica.

Ambos são utilizados para aplicações de refrigeração de média e baixa temperatura. Se comparados ao R22, as propriedades do R290 e do R1270 resultam em algumas vantagens, como valores reduzidos de massa específica dos HCs e sua consequente carga de refrigerante reduzida. Park e Jung (2007) concluíram que para todos os fluidos HCs testados a carga foi reduzida em até 55%, em comparação com a carga do R22.

R438A

Uma mistura não azeotrópica composta de R32, R125, R134a, R600 e R601a. Em uma mudança de estado (condensação ou evaporação), a temperatura varia para cada componente. A banda de temperatura (do inglês, *glide*) varia de acordo com as diferentes misturas, e este fator elevado dificulta possíveis substitutos para o R22. Os HCs existentes nesta mistura apresentam-se em tão pouca quantidade, 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 a 100 anos para este refrigerante é superior ao R22 e equivale a 2264, calculado de acordo com o AR4 (Assessment Relatório 4) do IPCC (Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas).

R404A e R410A

São misturas quase-azeotrópicas de refrigerantes HFCs destinadas a serem substitutos de longo prazo para o R22. O R404A apresenta um GWP de 3922, enquanto o R410A de 2088. Bem como o R22, estas misturas são classificadas pela ASHRAE 34(2010) como A1, isto significa que estas substâncias não propagam chama. Os óleos de refrigeração padrão para uso com R410A e R404A são o polyolester (POE) e éter de polivinila (PVE). Segundo Ota e Araki(2010), estes lubrificantes apresentam miscibilidade insuficiente com R32. Quando a relação entre a miscibilidade óleo/refrigerante for baixa, o óleo tende a permanecer nos trocadores de calor e não retorna ao compressor. Isto pode causar uma diminuição no desempenho do sistema, e o problema do retorno do óleo pode levar a uma fraca lubrificação do compressor. Okido *et al.*(2012) conseguiram desenvolver novos óleos POE que eliminar este problema.

R32

O R32 foi produzido e patenteado em 1956 por Ruh e Davis. McLinden (1988) foi um dos primeiros autores a exaltar as ótimas características refrigerantes deste fluido.

Pertence à classe HFC, possui ODP nulo e GWPequivalente a 675, um valor reduzido se comparado aoutros HFCs comumente utilizados no setor. É considerado um refrigerante com pouca flamabilidade, recebendo designação A2 de segurança pela ASHRAE 34.

Em 2013, a empresa DAIKIN apresentou o primeiro sistema de bomba calor europeu a ser comercializado, que utiliza R32. Os produtos contendo R32 conseguem maiores níveis de eficiência, tanto em condições de carga parcial como condições de carga total.

Atualmente, é comumente utilizado como um componente de misturas como o R407C e o R410A, (YU *et al.*, 2010).

R134a

Um dos primeiros trabalhos referenciando o refrigerante R134a, McLinden (1988), enfatiza que o R134a é o candidato ideal para substituir o R12. Isto 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.

A Fig. 2.3 mostra, de forma sobreposta, as diferenças nas propriedades termodinâmicas dos refrigerantes estudados em um diagrama pressão-entalpia. Tais curvas foram construídas no software EES (*Engineering Equation Solver*), todas as propriedades possuem comofonte as referências de Instituto Internacional de Refrigeração, em que o valor da entalpia específica equivale a 200 kJ/kg e o valor da entropia específica equivale a 1,0 kJ/kgK, ambas as propriedades relativas ao estado de líquido saturado a 0°C (273.15 K). As cores representantes de cada refrigerante foram adotadas conforme as cores dos cilindros tipicamente comercializados.

De maneira semelhante, a Fig. 2.4 ilustra o diagrama temperatura vs. entropia, para os 8 refrigerantes estudados. Este diagrama complementa o anterior e segue as mesmas fontes de referência do Instituto Internacional de Refrigeração.

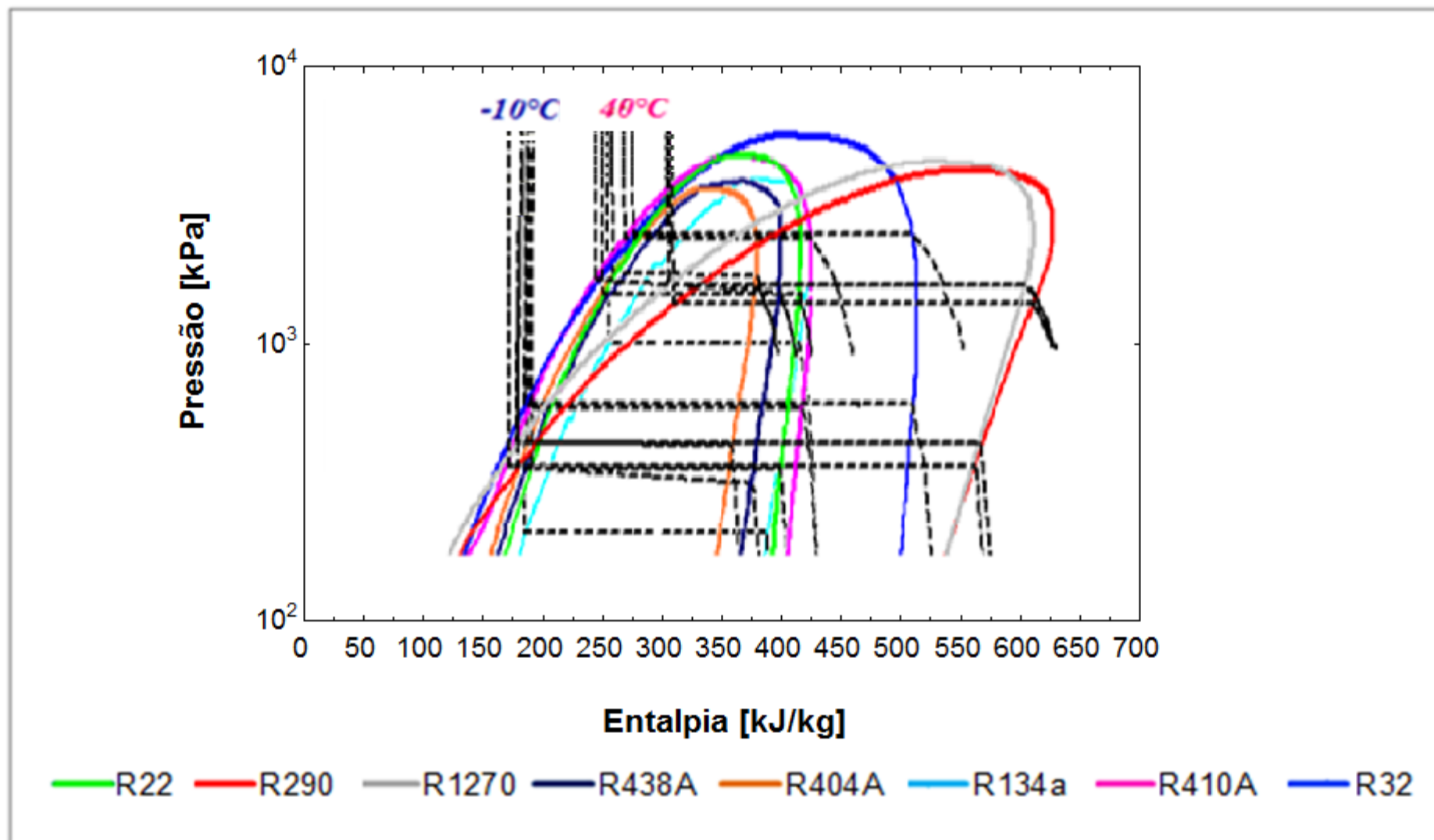


Figura 2.3 – Diagrama pressão vs. entalpia para comparação dos refrigerantes estudados.

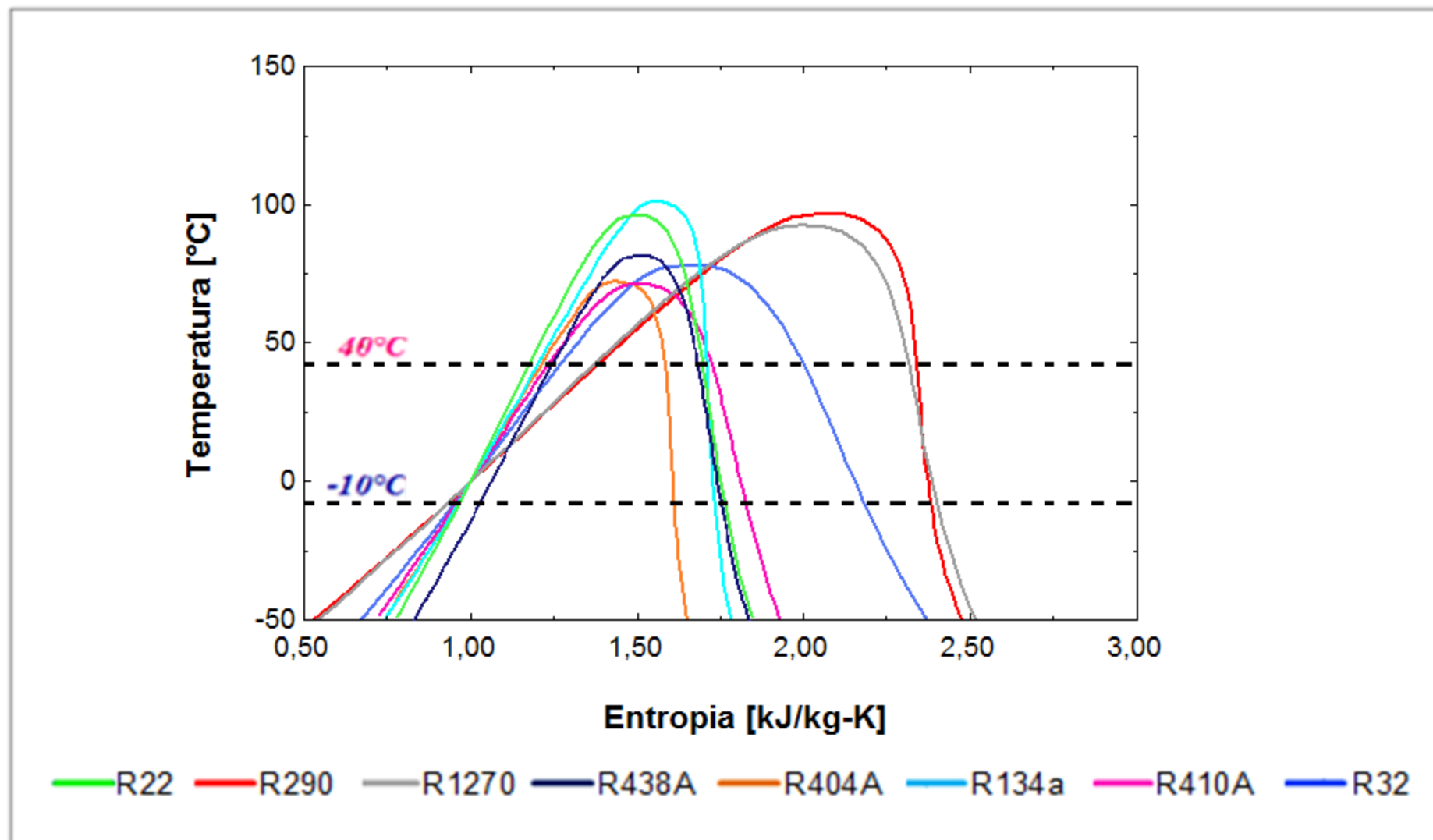


Figura 2.4 – Diagrama temperatura vs. entropia para comparação dos refrigerantes estudados.

Os domos bifásicos mostrados são extremamente diferentes, o primeiro ponto a observar-se são as distâncias entre cada ponto crítico, os valores das temperaturas críticas influenciam as condições de pressão e densidade de vapor dos fluidos. A temperatura de saturação (40°C) foi usada para exemplificar a faixa de pressões de descarga de trabalho do compressor. É importante destacar que os valores de pressões de descarga do R410A e do R32, dependendo das condições de testes, irão aumentar o consumo de energia do compressor alternativo. As curvas isotérmicas (-10°C) apontam as diferenças entre as condições de temperatura de evaporação. Os valores do calor latente de evaporação dos hidrocarbonetos são muito maiores se comparados aos outros refrigerantes, esta diferença influencia diretamente os valores de vazão mássica para cada sistema.

2.3. Aplicações do *Drop-in*

Segundo Peixoto (2007), o processo de seleção do refrigerante para um ciclo de compressão de vapor é complexo, envolvendo a investigação de um grande número de parâmetros, incluindo: propriedades termodinâmicas e de transporte, faixas de temperatura, relações de pressão e temperatura, requisitos para o processo de compressão, compatibilidade com materiais e óleo, aspectos de saúde, segurança e flamabilidade, além de parâmetros ambientais. O objetivo do fluido refrigerante é transportar energia na forma de calor sem implicar em perdas de carga elevadas.

Pesquisas recentes mostram que os HCFCs e HFCs estão gradualmente sendo substituídos por misturas de HFCs ou por refrigerantes naturais (MOHANRAJ *et al.*, 2009). Em geral, fluidos naturais como água (R718), amônia (R717) e CO₂ (R744) apresentam valor de ODP zero e reduzido valor de GWP. Além disso, essas substâncias naturais são encontradas em abundância na natureza, entretanto hidrocarbonetos tendem a ser menos disponíveis.

Granryd (2001) comparou o desempenho de HCs como o R600a e R290 e suas misturas com os fluidos refrigerantes R12, R22 e R134a. Misturas de R290/R600a alcançaram pressões de vapor próximas ao R134a e, portanto, foi considerado um substituto adequado. O R290 teve uma maior capacidade de refrigeração volumétrica, enquanto o R600a e as misturas de HCs tiveram uma menor capacidade de refrigeração volumétrica em relação ao R134a. Os resultados mostram que as misturas de HCs e o R600a têm maiores COPs em relação ao R134a. Todos os HCs tiveram uma melhor transferência de calor no evaporador em comparação com o R22.

Colbourne (2000) resumiu mais de 50 publicações que comparavam o desempenho dos refrigerantes fluorados e HCs. Um número significativamente maior de ensaios mostrou um aumento no desempenho do sistema ao utilizar HCs em relação ao uso de fluidos refrigerantes fluorados. As melhorias na utilização dos HCs foram de 6% para aplicações de refrigeração doméstica, 15% para aplicações de refrigeração comercial, 8,8% de ar condicionado e 9,6% para bombas de calor.

Colbourne e Suen (2004) apresentaram um modelo quantitativo de avaliação de risco sobre flamabilidade e perigos do R290. Os dados de massa de refrigerante, vazamento, falha de hardware, fontes de ignição, tamanho do local, altura de instalação e a taxa de ventilação foram usados para demonstrar o modelo. Os autores mostraram que a frequência anual de ignição é inferior a $2,23 \times 10^{-5}$.

Colbourne e Ritter (2000) investigaram a compatibilidade dos materiais não metálicos com HCs. Os experimentos foram realizados em conformidade com as normas europeias de ensaio de materiais elastoméricos e conforme a norma ASHRAE sobre testes de compatibilidade de materiais padrões. A mistura de HCs R290/R600a em combinação com vários lubrificantes como o óleo mineral VG32, o óleo mineral VG100 e o óleo VG46, tipo Polyol Ester, foram testados. Os elastômeros escolhidos para os testes foram Buna N, HNBR, EPDM, Viton e Neoprene.

Resultados para Buna N, HNBR, Viton e Neoprene indicaram que as dilatações linear e volumétrica foram mínimas e aceitáveis. Buna N, HNBR, Neoprene e silicone mostraram uma quantidade mínima de mudança de massa. Considerando a variação de dureza, Buna N, Viton, Neoprene obtido os melhores resultados, enquanto HNBR mostraram diferentes comportamentos dependendo das combinações de refrigerantes/lubrificantes. Para EPDM, silicone e borracha natural, mudanças consideráveis na dureza foram observadas. Para a resistência à tração, os resultados dos testes mostraram variação considerável para todos os materiais. Os mesmos autores concluíram que Buna N, Viton, Neoprene e HNBR, bem como Mylar plástica, foram adequados para uso com refrigerantes HCs. No entanto, borracha natural, silicone e EPDM devem ser evitados na maioria dos casos.

Os hidrocarbonetos possuem total compatibilidade química com quase todos os lubrificantes de uso comum em refrigeração. Contudo, lubrificantes aditivados com silicone e silicatos não são compatíveis com hidrocarbonetos (LOMMERS, 2003).

Exemplos de materiais não compatíveis com HCs são: borracha natural, polietileno, PVC e EPDM (ACRIB, 2001).

Maclaine-cross e Leonardi (1996) compararam o desempenho de refrigerantes HCs com base nas propriedades dos refrigerantes e concluíram que as melhorias nos COPs, relatados na literatura, foram consistentes com melhores propriedades termodinâmicas do

HCs. No sistema de refrigeração, o evaporador tem de resistir a pressões semelhantes às do condensador. Uma vez que as pressões de condensação típicas da R600a foram de cerca de 50% menores do que o R134a e outros refrigerantes, a espessura do material construtivo do trocador de calor pode ser reduzida. Isso melhora a transferência de calor devido à redução da resistência térmica e, portanto, reduz os custos iniciais da instalação e os impactos ambientais. Além disso, a baixa temperatura de descarga do compressor com R600a permite um projeto mais barato e mais eficiente do motor elétrico.

Ghodbane (1999) investigou o uso de R152a e HCs em sistemas de ar condicionado automotivos. Com base nas propriedades, mostradas na Tab. 2.5, uma análise quantitativa de sistemas de ar condicionado automotivos com refrigerantes inflamáveis foi proposta. Os refrigerantes em destaque foram testados também nesta tese.

Tabela 2.5 – Propriedades de refrigerantes inflamáveis e do R134a.

Refrigerantes	R134a	R290	R600a	R152a	R1234yf
Potencial de aquecimento global (-)	1400	11	8	140	4
Potencial de depleção do ozônio (-)	0	0	0	0	0
Tempo de vida atmosférico (anos)	14	<1	<1	2	<0,05
Nível de exposição toxicidade aguda (ppm)	50000	50000	25000	50000	101000
Limite inferior de flamabilidade (% vol.)	-	2,2	1,7	3,9	6,5
Energia mínima de ignição (mJ)	-	0,25	0,25	0,38	>1000
Classificação ASHRAE Standard 34	A1	A3	A3	A2	A2L
Massa molar (kg/kmol)	102,0	44,09	58,12	66,05	?
Densidade de vapor a 25°C (kg/m³)	32,35	20,65	9,12	18,47	?
Temperatura crítica (°C)	101,1	96,8	135	113,3	?
Pressão crítica (kPa)	4061	4247	3647	4522	?
Ponto normal de ebulição (°C)	-26,1	-42,1	-11,7	-24,0	?
Calor específico de vapor a 25°C (kJ/kgK)	1,031	2,072	1,818	1,253	1,0

FONTE: GHODBANE (1999).

O R290 possui o ponto normal de ebulição mais baixo e deve ter a pressão de operação mais elevada, enquanto R600a é deve ter a menor pressão de funcionamento. O

R152a deve ter uma pressão de operação semelhante ao R134a, seu ponto normal de ebulição é o mais próximo R134a. As temperaturas críticas do R152a, R290 e R600a são todas superiores a 93,3°C. Uma comparação do desempenho ideal com relação ao R134a foi realizada através de uma vasta gama de temperaturas de evaporação e condensação. A capacidade de refrigeração do sistema foi mantida a 3,7 kW. A queda de pressão foi desprezível e a eficiência isentrópica do compressor foi ajustada para 100%.

Os resultados mostraram que, ao longo de toda a gama de temperaturas de evaporação, o R152a teve o maior COP na faixa de 37,8°C a 54,4°C de temperatura de condensação, que é o intervalo desejado para os sistemas de ar condicionado automotivo.

O COP do R152a foi elevado de 6% a 19% em comparação ao R134a, dependendo da temperatura de condensação. O R152a apresentou a maior temperatura de descarga dentre outros refrigerantes, resultando em temperaturas de 6,6°C a 14,1°C mais elevadas do que o R134a. Apesar da temperatura mais alta, R152a foi escolhido pelo autor como o refrigerante mais adequado para substituir o R134a em sistemas de ar condicionado automotivos, num primeiro instante.

Park e Jung (2007) analisaram o desempenho térmico de dois hidrocarbonetos (R290 e R1270) numa tentativa de substituir o R22. Eles usaram uma bancada experimental, com compressor hermético rotativo, representando um sistema de ar condicionado ou bomba de calor com capacidade de 3,5 kW.

Estes fluidos possuem excelentes propriedades termodinâmicas, mas são inflamáveis. Este problema requer esforços adicionais no projeto, fabricação e serviços no equipamento.

Os testes mostraram que o coeficiente de performance dos hidrocarbonetos foi 11,5% superior ao R22 em todas as condições. Demais resultados podem ser vistos na Tab. 2.6.

Tabela 2.6 – Resultados experimentais para R290, R1270 e R22.

Condição de teste	Refrigerante & Carga [kg]	COP	Potência consumida [kW]	Relação de pressão	Capacidade frigorífica [kW]	Temperatura de descarga [°C]
1 ^a	R22/1,30	3,41	1,09	2,74	3,73	84,8
	R290/0,55	3,80	0,90	2,37	3,42	62,3
	R1270/0,58	3,41	1,11	2,53	3,81	70,7
2 ^a	R22/1,35	2,42	0,94	3,96	2,28	94,1
	R290/0,58	2,57	0,83	3,39	2,14	63,2
	R1270/0,60	2,45	1,01	3,63	2,48	75,4
3 ^a	R22/1,35	2,05	0,69	4,78	1,43	93,8
	R290/0,62	2,28	0,66	4,16	1,50	65,8
	R1270/0,65	2,08	0,76	4,62	1,59	75,2

FONTE: PARK; JUNG(2007).

Os testes foram realizados em três condições de temperaturas de saturação (evaporador/condensador) do R22 diferentes: a primeira a 7°C/45°C, a segunda a -7°C/41°C e a terceira a -21°C/28°C. Esta metodologia contribuiu diretamente na elaboração dos testes propostos nesta tese.

Bandarra Filho *et al.* (2012) estudaram um ciclo de compressão de vapor em uma aplicação específica de condicionamento de ar para conforto térmico, com capacidade de refrigeração de 9 kW à altas temperaturas de evaporação. Neste trabalho considerou-se o efeito da abertura da VEE, da rotação do compressor de velocidade variável (CVV), da carga e classe de refrigerante de forma conjunta. Testes comparativos mostraram que sistemas automatizados são sempre mais eficientes do que sistemas convencionais, dotados de compressor com velocidade fixa e válvula de expansão termostática. Além disso, a utilização da classe HC (R1270) possibilitou um valor de COP superior ao fluido da classe HCFC (R22).

Schultz (2014) comparou a performance de diversos refrigerantes em um sistema semelhante à bancada experimental do presente trabalho. A Tab. 2.7 informa os refrigerantes utilizados. O equipamento testado foi um resfriador de líquido *chiller* com condensação a ar, que também pode operar como bomba de calor. Este sistema possui capacidade nominal de 15,6 kW e foi projetado para promover o aquecimento de água em nível residencial, bem como comercial. A metodologia adotada para a realização dos testes segue a normativa AHRI Standard 550/590-2011.

A primeira etapa de testes avaliou o R32 e misturas de refrigerantes com capacidades e pressões semelhantes ao R410A. Na sequência, houve a mudança do compressor e da válvula de expansão termostática, um segundo conjunto de testes avaliou *blends* com capacidades e as pressões mais semelhantes ao R22. Em geral, os resultados experimentais concordaram com as previsões de um simples modelo termodinâmico do sistema.

Os *blends* DR-5, L-41a e L-41b foram os candidatos mais aceitáveis em substituir o R410A, "*near drop-in*". O R32 produziu um aumento modesto na capacidade, eficiência semelhante e aumentos significativos na temperatura de descarga do compressor.

Capacidades semelhantes à capacidade do R22 foram alcançadas pelas misturas G-20, LTR4X, e ARM-32. Entretanto, todos sofrem alguma degradação de eficiência. Elevadas temperaturas de descarga foram observadas apenas para o *blend* DR-4 (maior capacidade) e para o LTR6A (elevada temperatura *glide*).

Tabela 2.7 – Refrigerantes propostos para operação de *drop-in*.

Refrigerante Original	Drop-in	Composição (% em massa)	GWP	Classificação
R410A	R32	R32 (100)	675	A2L
	DR-5	R32/R1234yf (72,5/27,5)	490	A2L
	DR-4	R32/R1234yf (43,5/56,5)	295	A2L
	ARM-70	R32/R134a/R1234yf (50/10/40)	480	A2L
	L-41a	R32/R1234yf/R1234ze(E) (73/15/12)	495	A2L
	L-41b	R32/R1234ze(E) (73/27)	495	A2L
	HPR1D	R32/R744/R1234ze(E) (60/6/34)	405	A2L
R22	DR-7	R32/R1234yf (36/64)	245	A2L
	ARM-32	R32/R125/R134a/R1234yf (25/30/25/20)	1575	A1
	L-20	R32/R152a/R1234ze(E) (45/20/35)	330	A2L
	LTR4X	R32/R125/R134a/R1234ze(E) (28/25/16/31)	1295	A1
	LTR6A	R32/R744/R1234ze(E) (30/7/63)	205	A2L
	DR-4	R32/R1234yf (43,5/56,5)	295	A2L
	D52Y	R32/R125/R1234yf (15/25/60)	980	A2L

FONTE: SCHULTZ(2014).

Allgood e Lawson (2010) realizaram vários testes com R438A e os seus resultados mostraram boa aplicabilidade desta mistura como uma alternativa para o R22. Yunho *et al.* (2007) compararam o desempenho de R290, R404A e R410A para um sistema de refrigeração. Os valores do COP para as misturas R404A e R410A foram 11-12% e 4-9% inferiores se comparadas ao R290, é relevante mencionar que todos os fluidos operaram sob mesmas capacidades de refrigeração. Da Silva *et al.* (2012) avaliaram a eficiência energética e os impactos ambientais de três diferentes sistemas utilizados em aplicações de supermercados. Um ciclo de cascata (CO₂/R404A) e também R404A e R22 com sistemas de expansão direta. O impacto na atmosfera do sistema em cascata foi consideravelmente menor do que os dois sistemas de expansão direta.

Domanski *et al.* (2013) exploraram os limites de performance do ciclo de compressão de vapor. A análise da eficiência deste ciclo baseou-se não só na análise do COP, mas também nos índices de capacidade volumétrica que cada diferente refrigerante operando o ciclo retornava. Segundo os autores, existe uma tendência de comportamento fundamental do ciclo que relaciona ao mesmo tempo COP e capacidade volumétrica. Tal efeito fora comprovado por meio de uma simulação, onde o ciclo básico de compressão de vapor teve sua eficiência otimizada (metodologia “PARETO FRONTS”). Os refrigerantes utilizados com referência foram o R290 e o R32, outros fluidos também foram estudados, tais como: R22, R134a, R125, R410A, R717, R600a, R1234ze e R1234yf. As propriedades de cada fluido possibilitaram a comparação dos mesmos entre si, tendo como limite de eficiência o COP de Carnot. A temperatura crítica de cada refrigerante foi o parâmetro mais preponderante no comportamento dos resultados.

Padalkar *et al.* (2014) aplicaram a metodologia *drop-in* do R22 por R290 a um condicionador de ar de 5,1 kW com compressor rotativo originalmente projetado para o R22. Durante as simulações e os ensaios experimentais, vários parâmetros foram alternados, entre eles: a geometria construtiva dos trocadores de calor, o comprimento do tubo capilar e a carga do R290. Os testes foram realizados segundo a norma indiana IS 1391 (1992), sendo assim, câmaras psicrométricas mantiveram constantes as condições (temperaturas de bulbo seco e úmido) do ar responsável por condensar e evaporar o refrigerante. Os resultados mostraram que a capacidade de refrigeração foi 6% menor com o uso do R290 se comparada ao R22. O consumo pelo sistema com HC foi 15,4% menor e a temperatura de descarga foi reduzida em quase 20°C. Por fim, a razão de eficiência energética (EER) do propano foi 14% maior e carga de refrigerante do novo sistema reduziu-se à metade se comparada ao R22.

2.4. Critérios de Segurança

A publicação da New Zealand Fire Service (2008) faz referencia ao Inquérito sobre a explosão e incêndio em câmaras frias da empresa *cepak*, na cidade de Tamahere, em 05 de abril de 2008.

A descrição dos bombeiros feridos confirmou que a origem da atmosfera inflamável na sala de planta era vazamento de refrigerante. O evento ignição provavelmente tenha sido de origem elétrica. O incêndio subsequente à explosão espalhou-se muito rapidamente. As primeiras testemunhas descreveram queda de peças de poliestireno e aço.

O relato de caso acima se refere a uma aplicação comercial com elevada carga de refrigerante (400 kg). O erro ocorrido é motivacional do ponto de vista que a segurança é o aspecto mais importante observado desde o projeto, instalação, operação e manutenção de qualquer instalação, principalmente no que diz respeito à aplicação de refrigerantes naturais.

Os custos de investimento para instalações usando refrigerantes naturais são normalmente 20% mais altos que para instalações usando fluidos sintéticos, dependendo da aplicação e capacidade do sistema de refrigeração.

A toxicidade de um fluido refrigerante é avaliada por “níveis de exposição” que indicam o quanto um individuo pode ser exposto regularmente ao refrigerante, sem apresentar nenhum efeito adverso. Segundo a norma ASHRAE 34(2010), os diferentes refrigerantes são divididos em duas classes de toxidade (classe A: baixa toxidade e classe B: alta toxidade). A Tab. 2.8 retrata a classificação dos refrigerantes quanto à segurança de acordo com a norma EN378 de 2008.

Tabela 2.8 – Classificação dos refrigerantes quanto à segurança.

Característica	Baixa toxicidade	Alta toxicidade
Sem propagação de chama	A1, ex.: R744, R404A, R134a e R410A.	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).

A normativa técnica ASHRAE Standard 34 (2010) classifica esses hidrocarbonetos como Classe 3 (baixa toxicidade e alta inflamabilidade). De acordo com as normas EN 378 de 2008 e DIS ISO 5149 partes 1 a 4 de 2014, que abrangem a segurança e exigências ambientais para sistemas de refrigeração e bombas de calor, os HCs são classificados como fluidos de trabalho A3. As normas técnicas brasileiras relacionadas à segurança em instalações do setor estão dispostas abaixo:

- 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. Possui como função, observar a classificação do fluido utilizado quanto a segurança. 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 de amônia e o acionamento automático de sistemas de ventilação, e eventualmente 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.

Corberán *et al.* (2008) resumiram em seu trabalho as principais normas de segurança adotadas quanto ao uso de refrigerantes hidrocarbonetos. A maioria das normas compreende a seguinte série de tópicos: classificação do tipo de refrigerante (toxicidade e inflamabilidade); locais autorizados; quantidades máximas de refrigerante; requisitos de construção para o sistema mecânico e recursos externos associados com a instalação (como ventilação e de detecção de HCs).

Limitar a quantidade de carga de refrigerante dentro de um circuito refrigerante é uma abordagem para atingir certo nível de segurança. As normas EN 378, IEC 60335-2-40 e DIS ISO 5149 procuram incorporar essa metodologia. No presente trabalho, a norma EN 378 (2008) foi utilizada como referência para o cálculo da carga máxima de refrigerante. As condições descritas na Tab. 2.9 foram suficientes para a adequação da bancada experimental.

O sistema de refrigeração com expansão direta encontra-se instalado em uma sala do laboratório ocupada por pessoas, a qual não caracteriza uma sala de máquinas. Além disso, o tipo de ocupação é supervisionado e restrito a certo número de pessoas, as quais estão cientes de que o sistema é carregado com um HC. A carga máxima equivale a 2,5 kg, enquanto a massa de refrigerante admissível deve representar o produto PLV , onde: V é o volume da sala (aproximadamente 180 m³) e PL representa o limite prático do fluido.

O valor do limite inferior de inflamabilidade (L) para o R1270 é 0,043 kg/m³, enquanto que para o R290 este limite equivale a 0,038 kg/m³. A energia mínima de ignição (MIE), necessária é de 0,25 mJ. O parâmetro PL (0,0086 kg/m³) representa o limite prático para evitar concentrações perigosas, tipicamente equivale a 20% de L . Portanto a carga admissível equivale a 1,548 kg de HC para a bancada experimental.

Termos genéricos de ventilação mecânica são oferecidos e a vazão mínima para ventilação de emergência em função da carga de refrigerante é calculada pela Eq. 2.1.

$$\dot{V} = 0,0014m^{2/3} \quad (2.1)$$

Onde:

\dot{V} : Vazão mínima para ventilação, [m³/s];

m : Carga de refrigerante calculada, [kg].

A vazão da ventilação da sala do laboratório deve ser superior a 0,002 m³/s. Um ventilador axial instalado proporciona 20 renovações do ar interior por hora, ou seja, este

insufla um volume de ar equivalente $0,85 \text{ m}^3$ a cada segundo dentro da sala, logo, a condição de segurança no local é satisfeita conforme as exigências das normas.

Tabela 2.9 – Limites para utilização dos fluidos refrigerantes hidrocarbonetos.

Localização das partes do sistema contendo refrigerante	Tipo de expansão do sistema	Tipo de ocupação (RHPAC supervisionada)
Espaço ocupado por humanos, o qual não caracteriza uma sala de máquinas.	Direta	- Massa admissível: PLV_{sala} - Massa máxima: 2,5 kg ou 1 kg (subsolo)
Compressor e tanque separador de fases em sala de máquinas não ocupada ou ao ar livre.	Direta	- Massa admissível: PLV_{sala} - Massa máxima: 2,5 kg ou 1 kg (subsolo)
Todas as partes contendo refrigerante em sala de máquinas não ocupada ou ao ar livre.	Indireta	- Massa admissível igual à massa máxima: 10 kg ou 1 kg (subsolo)

FONTE: EN378(2008).

Mesmo que não obrigatórias para a presente pesquisa, uma seleção de requisitos para um projeto seguro e construção da bancada é descrita em sequência.

No que diz respeito ao compressor, existem poucas referências nas normas para o uso de refrigerantes inflamáveis. As normas de segurança EN e IEC 60335-2-34 foram prorrogadas para inflamáveis em 1996, considerando alterações desnecessárias em qualquer uso de refrigerantes hidrocarbonetos desde que as exigências já estejam especificadas nas normas para aparelhos ou produtos finais que incluem compressores com acionamento por motor elétrico.

Os materiais devem ser escolhidos para que suportem esforços mecânicos, condições térmicas e químicas. A tubulação não deve possuir juntas não-permanentes em espaços ocupados para evitar qualquer risco de ignição, exceto para juntas do tipo *site-made* conectando a unidade interior à tubulação. A tubulação de refrigerante deve ser protegida ou fechada para evitar danos mecânicos e o sistema não deve ser utilizado durante a manipulação ou o transporte.

Indicadores de pressão devem ser instalados no sistema para cargas de refrigerante acima de 2,5 kg. Com mais de 1 kg de carga de refrigerante, deve haver conexões para os indicadores de pressão (instalação opcional de indicadores de pressão permanentes).

Acumuladores de refrigerante em sistemas com taxas acima de 2,5 kg que podem ser isolados do sistema devem ser instalados com um indicador de nível, que visivelmente indica, pelo menos, o nível máximo admissível. Detectores de refrigerantes devem funcionar a um nível não superior 20% do limite inferior de inflamabilidade do HC. Quando acionado, deve ativar automaticamente um alarme, iniciar a ventilação mecânica e parar o sistema.

Em situações onde algum equipamento elétrico esteja instalado na mesma sala de um circuito frigorífico com carga de refrigerante superior a 2,5 kg, os requisitos sobre ATEX (zona de risco por atmosfera explosiva) devem ser respeitados. Todos os componentes elétricos que podem ser uma fonte de ignição sejam funcionando em condições normais ou em condições de vazamento devem cumprir com a norma IEC 60079-15 de 2001, cláusulas de 26-09, para gases do grupo IIA ou cumprir com alguma norma aplicável que satisfaça a condição segura. Uma alternativa é instalar o equipamento em uma área onde gases inflamáveis não podem se acumular.

Superfícies que se encontram constantemente a temperaturas elevadas também representam riscos. A temperatura limite de segurança não deve exceder a uma temperatura de autoignição do refrigerante reduzida de 100°C. No caso dos HCs esta temperatura de autoignição corresponde a 350°C.

Sistemas de refrigeração devem ser construídos de modo que qualquer vazamento de refrigerante não se direcione ou estagne em áreas com componentes elétricos instalados, o que poderia ser uma fonte de ignição, tornando os riscos de incêndios ou explosões ainda maiores. Todos os equipamentos devem ser carregados com refrigerante em fábrica ou carregados no local seguindo recomendações do fabricante. Qualquer parte de um aparelho que é carregado no local de instalação ou que requer brasagem e soldagem na instalação não devem ser expedidos com a carga de HC. As normas incluem também um conjunto de exigências relativas à marcação dos equipamentos e instruções que devem ser fornecidas para utilização.

Testes de segurança em refrigeradores domésticos foram realizados por Gigiel (2004) baseados na norma internacional EN / IEC 60335-2-24 de 2001. A norma de segurança é baseada no princípio de que um vazamento de refrigerante não vai resultar em uma concentração de mais de 75% do limite inferior de inflamabilidade do refrigerante. O autor testou uma geladeira de 218 litros, com duas portas, operando com R600a, ele realizou vários testes de segurança para avaliar se a norma prevê medidas de segurança razoáveis. As recomendações incluíam a utilização de aparelhos elétricos que não produzam faíscas para o baixo nível de utilização de compressores e forro contínuo sem furos no compartimento de alimentos refrigerados. Além disso, orientar os clientes ao instalar os refrigeradores em local ventilado e afastado das fontes de ignição.

CAPÍTULO III

EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL

A bancada experimental original foi composta por um compressor semi-hermético alternativo a pistões, dois trocadores de calor de tubos concêntricos (refrigerante/água), uma válvula de expansão eletrônica e instrumentação apropriada. Em complemento aos resultados da pesquisa, realizou-se a substituição do compressor original alternativo por um orbital do tipo *Scroll*. O sistema de refrigeração é condensado a água e sua evaporação é realizada por meio de um circuito auxiliar com bombeamento de água. Este opera de forma semelhante a um resfriador de líquido.

3.1. Bancada Experimental

Com a intenção de desenvolver pesquisas na área de refrigeração, voltadas para atender as necessidades do setor referentes à eficiência e preservação do meio-ambiente, foi desenvolvida uma bancada experimental no Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos (LEST) da Universidade Federal de Uberlândia.

Entre 2009 e 2011, realizaram-se diversos testes e atividades que culminaram em diversos trabalhos científicos, entre estes a dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, (ANTUNES, 2011). A partir desta data, o sistema passou por diversos procedimentos de manutenção e reestruturação.

A bancada foi construída com a intenção de se observar, em vários pontos do sistema, as propriedades do fluido de trabalho. O refrigerante escoa pelos quatro componentes básicos do ciclo de compressão de vapor. A condensação ocorre por meio da passagem de água em uma torre de resfriamento. Por outro lado, o calor transferido ao refrigerante em seu processo de evaporação é gerado propositalmente em um reservatório de armazenamento térmico que simula a carga térmica por meio de uma resistência elétrica, a qual possui a função de manter estável a temperatura desejada na entrada do evaporador.

Os sinais analógicos de temperatura, pressão e vazão foram convertidos em digitais por meio de um controlador lógico programável (CLP). Os dados foram monitorados e gerenciados por intermédio de uma interface criada com o programa LABVIEW. A Fig. 3.1 ilustra de forma esquemática a bancada experimental e a Fig. 3.2 é uma representação real.

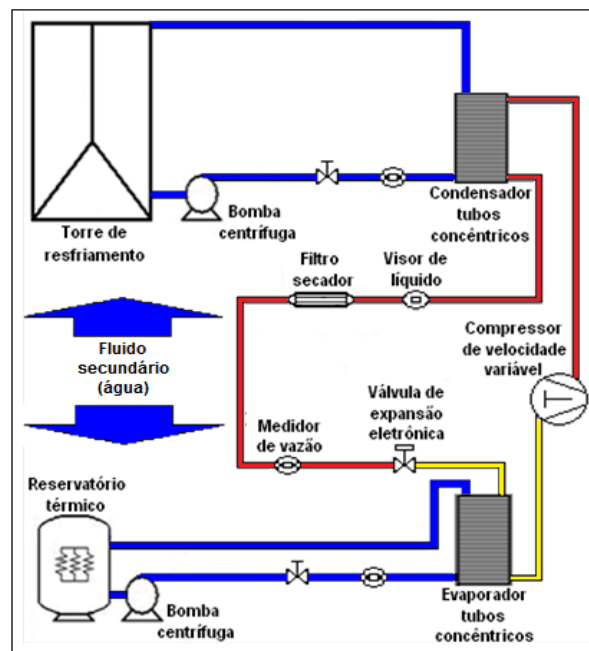


Figura 3.1 – Representação esquemática do sistema de refrigeração utilizada neste estudo.

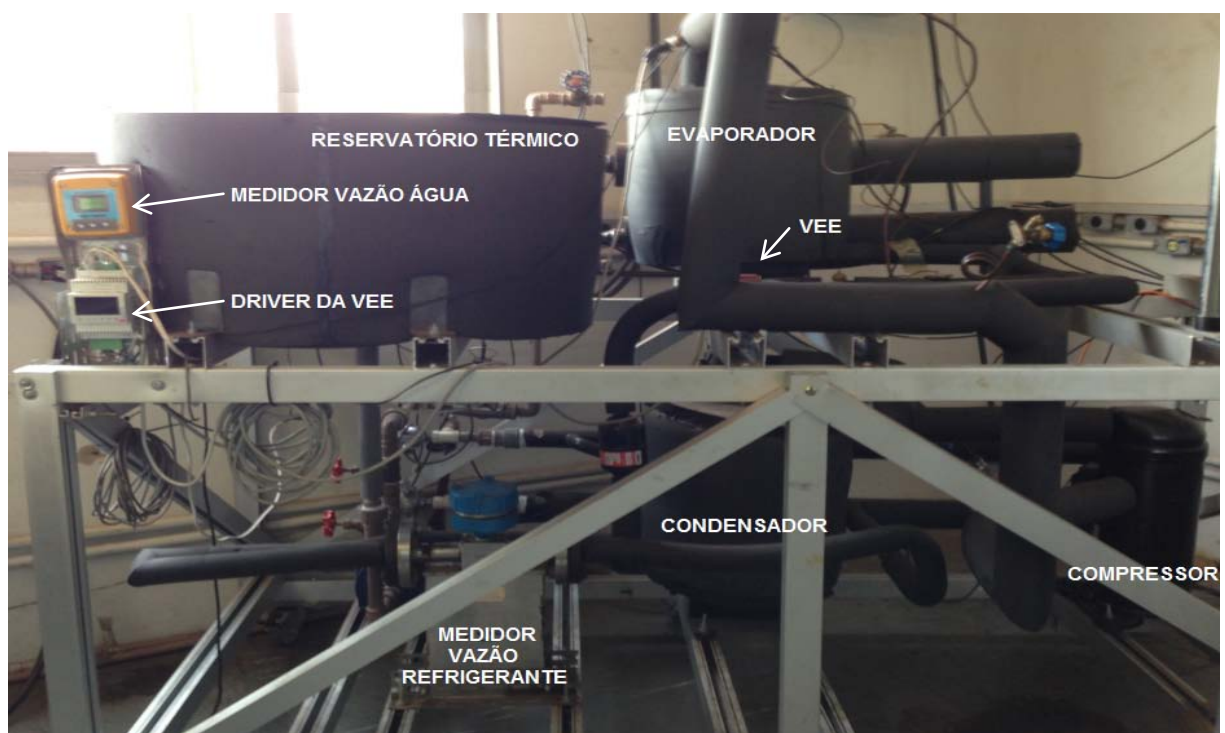


Figura 3.2 – Fotografia da bancada experimental utilizada neste estudo.

Componentes Básicos da Bancada Experimental

O compressor originalmente utilizado neste trabalho corresponde ao modelo Octagon 2DC-3.2. Este compressor é classificado como semi-hermético. 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. A Fig. 3.3 ilustra os principais componentes deste compressor.

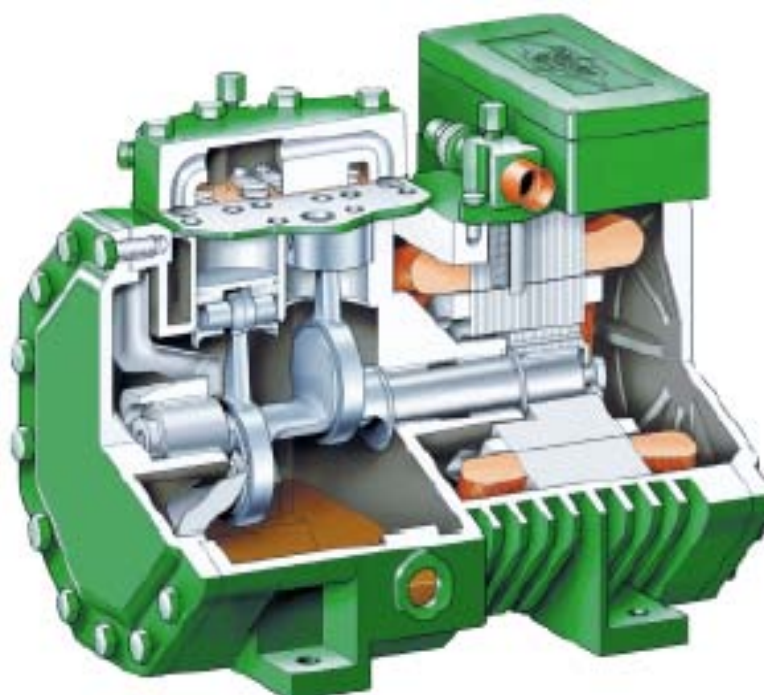


Figura 3.3 – Vista em corte do primeiro compressor utilizado na bancada experimental.

O variador de frequência utilizado no sistema original, fabricado pela empresa Yaskawa, correspondente ao modelo V7AM23P7. Este equipamento consegue controlar a velocidade de motores AC de até 3,7kW.

O segundo compressor testado nesta pesquisa refere-se ao MLZ048T2LC9, a Fig. 3.4 ilustra os principais componentes deste equipamento. O mecanismo de compressão e o motor elétrico são montados em um mesmo conjunto. O fluido refrigerante tem sua pressão elevada devido ao movimento relativo entre uma voluta fixa e uma voluta móvel. Outro inversor de frequência foi utilizado para operar este segundo compressor. Este correspondente ao modelo V1000, Yaskawa. Este equipamento trabalha até 7,50kW.

A potência consumida pelos compressores foi medida e os dados possuem uma incerteza média de 3 W.

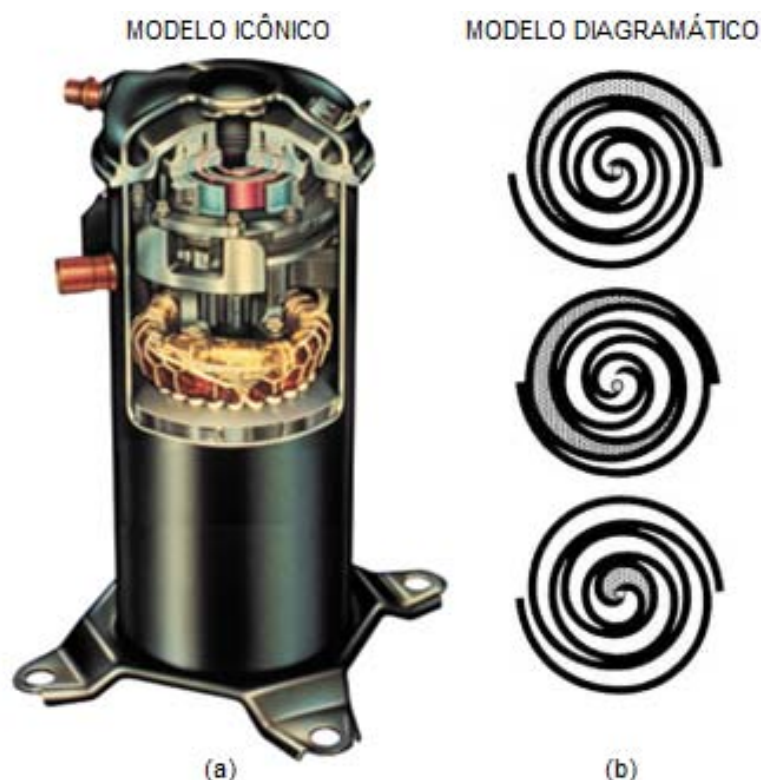


Figura 3.4 – Vista em corte do compressor *Scroll*(a) e movimento relativo das volutas (b).

As características técnicas de ambos os compressores são apresentadas na Tab. 3.1. Os dados foram extraídos dos catálogos técnicos dos respectivos fabricantes. As condições seguem as normas ARI 540 e EN12900: $T_{EV} = -10^{\circ}\text{C}$, $T_{CD} = 45^{\circ}\text{C}$, $T_1 = 20^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{SR} = 0\text{K}$.

Tabela 3.1 – Características técnicas dos compressores.

Características do equipamento	Alternativo/Pistões	Scroll/Voluta
Marca	Bitzer	Danfoss
Modelo	Octagon 2DC-3.2	MLZ048T2LC9
Refrigerante	R22	R22
Alimentação Elétrica	Trifásica 220 V	Trifásica 220 V
Operação	60 Hz / 1750 RPM	60 Hz / 3500 RPM
Vazão Volumétrica [m^3/h]	16,2	22,6
Capacidade de Refrigeração Nominal [kW]	7,6	12,9
Consumo Nominal [kW]	3,1	5,4
COP[-]	2,4	2,4

Os compressores não apresentam a mesma capacidade de refrigeração, no entanto, a manipulação da frequência de operação e da VEE permite o alcance de capacidades variáveis.

Os trocadores de calor utilizados neste trabalho correspondem ao tipo tubos concêntricos. São compostos por um tubo interno, fabricado em cobre, com diâmetro de

15,6 mm por onde circula o refrigerante. O fluido secundário escoa em contracorrente pelo tubo externo, que é confeccionado em aço carbono e possui diâmetro de 22,2 mm. O evaporador e o condensador utilizados na bancada apresentam capacidades nominais de 17,50kW e 26,25 kW, respectivamente. A Fig. 3.5 ilustra o modelo dos trocadores de calor utilizados nesta pesquisa.



Figura 3.5 – Trocadores de calor do tipo tubos concêntricos utilizados na tese.

A válvula de expansão eletrônica utilizada neste trabalho, corresponde ao modelo E²V18BRB00, a Fig. 3.6 ilustra o modelo da VEE utilizada nesta pesquisa.



Figura 3.6 – Trocadores de calor do tipo tubos concêntricos(a) e VEE (b) utilizados na tese.

As características técnicas desta válvula de controle são apresentadas na Tab. 3.2. Os dados são referentes a 100% de abertura e 5°C de sub-resfriamento.

Tabela 3.2 – Operação da VEE conforme as condições de evaporação, referência R22.

Capacidade de Refrigeração [kW]					
T_{CD} [°C]	T_{EV} [°C]				
	-10	-5	0	10	
28	10,70	11,50	12,20	13,00	
36	12,30	12,90	13,40	13,90	
40	13,00	13,50	13,80	14,30	
44	13,50	13,90	14,20	14,60	

A modulação do fluxo de refrigerante é efetuada através de um orifício calibrado no interior do qual é posicionado um obturador cônico, movimentado por um motor de passo. O mecanismo interno de movimento é montado em suspensão sobre molas calibradas com rolamentos de esferas.

O reservatório térmico, utilizado neste trabalho, possui uma resistência elétrica com potência de 15 kW imersa em água. O fluido secundário aquecido circula pelo evaporador, simulando a carga térmica para o sistema do fluido primário. Duas bombas hidráulicas, fabricadas pela empresa KSB, modelo Hydrobloc CN 750 de vazão volumétrica máxima correspondente a 8 m³/h (vazão mássica de 2,2 kg/s) são utilizadas na movimentação do fluido secundário. Uma instalada junto à torre de resfriamento e outra na linha do reservatório térmico.

A torre de resfriamento utilizada neste trabalho, fabricada pela empresa Semco BAC, corresponde ao modelo VXI-9-1. O fluido a ser resfriado circula internamente aos tubos do trocador de calor da unidade da torre. Este fluido não se evapora e nem sofre contaminação do ar ambiente. O calor do fluido do processo passa através das paredes da serpentina para água de recirculação, que é levada para baixo em cascatas sobre as paredes da mesma. O ar é forçado para cima através da serpentina, evaporando uma pequena porcentagem de água de recirculação, absorvendo o calor latente de vaporização, lançando o calor na atmosfera. A água de recirculação remanescente cai no tanque, enquanto que a água arrastada pela corrente de ar é separada nos eliminadores de gotas, retornando também ao tanque para ser recirculada pela bomba.

O sensor de vazão mássica para o refrigerante utilizado neste trabalho, fabricado pela empresa Metroval, corresponde ao modelo RHM06-4FS1PN. Este possui uma faixa de operação que varia de 0,0098 a 0,1686 kg/s. O princípio de funcionamento se baseia no efeito Coriolis. Este apresenta incerteza média de medição de 0,0015 kg/s.

Três sensores de pressão foram utilizados neste trabalho. Um deles refere-se ao controle da abertura ou fechamento da VEE. Os outros dois sensores para a medição das pressões, fabricados pela empresa IFM, correspondem ao modelo PA3023, com faixa de operação de 0 a 25 bar. A incerteza média de medição de 25 kPa. Para o condicionamento dos sinais de pressões, medidos pelos transdutores PA3023 utilizou-se o circuito integrado INA111, com amplificador de instrumentação de entrada de alto e excelente rendimento. Para entradas diferenciais de precisão, a voltagem de referência foi ajustada por uma fonte externa DC de +10 V e -10 V.

Dez sensores de temperatura foram utilizados neste trabalho. Dois deles referem-se ao controle da abertura ou fechamento da VEE. Os demais sensores estão instalados em 8 pontos da linha de fluido primário e secundário. Os oito sensores para a medição das temperaturas são dispositivos do tipo RTD de 3 fios, modelo PT100, construídos com uma resistência de platina. Estes possuem incerteza média de medição de 0,15°C. Para o condicionamento dos sinais de temperaturas medidos pelos sensores PT100, foi utilizado o circuito integrado INA125AP, caracterizando-se por ser um amplificador de instrumentação de alta qualidade, que utiliza uma ponte de excitação.

Todas as curvas de calibração dos sensores, assim como a análise de incertezas, podem ser visualizadas no ANEXO IV.

As principais variáveis deste sistema de refrigeração são: pressões, temperaturas, vazões mássicas dos fluidos e a frequência de operação do compressor. Tais parâmetros devem ser monitorados e controlados de forma a oferecer as melhores condições de operação do sistema. Na Fig. 3.7 se observa o diagrama geral do sistema base de aquisição, controle e monitoramento utilizado neste trabalho.

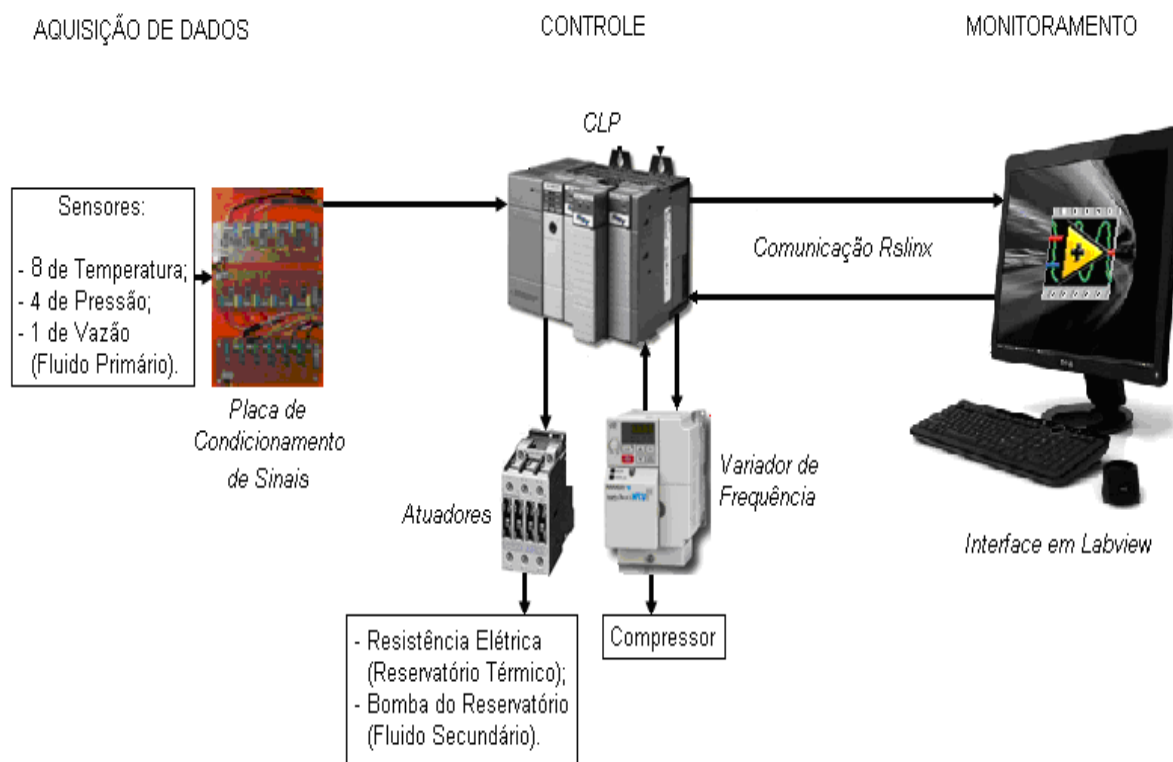


Figura 3.7 – Diagrama referente à automatização do sistema (ANTUNES, 2011).

O comando dos outros equipamentos constituintes da bancada experimental foi realizado de forma independente do sistema base, ou seja, nem todos os parâmetros preponderantes do sistema foram monitorados pela interface amigável do computador.

A válvula de expansão eletrônica foi comandada e monitorada por meio do componente externo de controle. A vazão do fluido secundário proveniente do reservatório térmico é controlada manualmente através de uma válvula de gaveta e monitorada pelo conversor próprio.

Os comandos para os atuadores e para o variador de frequência são gerenciados pelo CLP. O CLP utilizado neste trabalho, fabricado pela empresa Allan Bradley, corresponde ao modelo SCL5/03. A ferramenta RSLINX permite a comunicação do computador com o CLP.

O procedimento experimental utilizado para a execução de cada teste experimental está disposto na Tab. 3.3. O monitoramento possibilita estabelecer avisos que indicam falhas ou até mesmo realizar alterações nas variáveis do sistema em tempo real. A Fig. 3.8 representa a tela do microcomputador, referente à interface amigável.

Tabela 3.3 – Sequencia de operação e descrição do procedimento para os ensaios utilizados neste estudo.

Etapa	Sequencia de operação	Descrição do procedimento
1	Acionamento do painel elétrico principal	O CLP, os condicionadores e outros equipamentos são alimentados.
2	Acionamento da central de monitoramento e controle	Inicia-se a comunicação serial dos pacotes de dados entre o CLP e o computador.
3	Acionamento das bombas centrífugas	Uma das máquinas de fluxo inicia a circulação de água entre o condensador e a torre de resfriamento, enquanto a outra promove a circulação de água entre o evaporador e o reservatório térmico.
4	Realização de vácuo na linha de refrigerante e carregamento com o fluido específico.	Por meio de um <i>manifold</i> , conecta-se simultaneamente a bomba de vácuo e o tanque de refrigerante à linha de sucção da bancada experimental, que é evacuada. Logo após utiliza-se nitrogênio para total remoção de gases, realiza-se novamente o vácuo e por fim carrega-se com refrigerante.
5	Fixar as condições do fluido secundário	A água circulante na tubulação entre o evaporador e o reservatório térmico deve ser ajustada com vazão de 0,35 kg/s e temperatura na entrada do trocador igual a 20°C.
6	Ajustar a válvula de expansão eletrônica	O dispositivo de controle da VEE deve ser configurado na opção “controle principal” do menu e posteriormente adota-se a operação manual, o número de passos deve ser fixado no valor referente à abertura de cada teste.
7	Acionamento do compressor	Quando o fluxo de água nos trocadores apresenta estabilidade e a temperatura da água na entrada do evaporador atinge o valor pré-estabelecido, procede-se com o acionamento do compressor no valor da frequência correspondente a cada teste.
8	Coletar as respostas do teste	Após o sistema atingir o regime permanente, os dados devem ser coletados, para posteriormente, receber um tratamento estatístico.

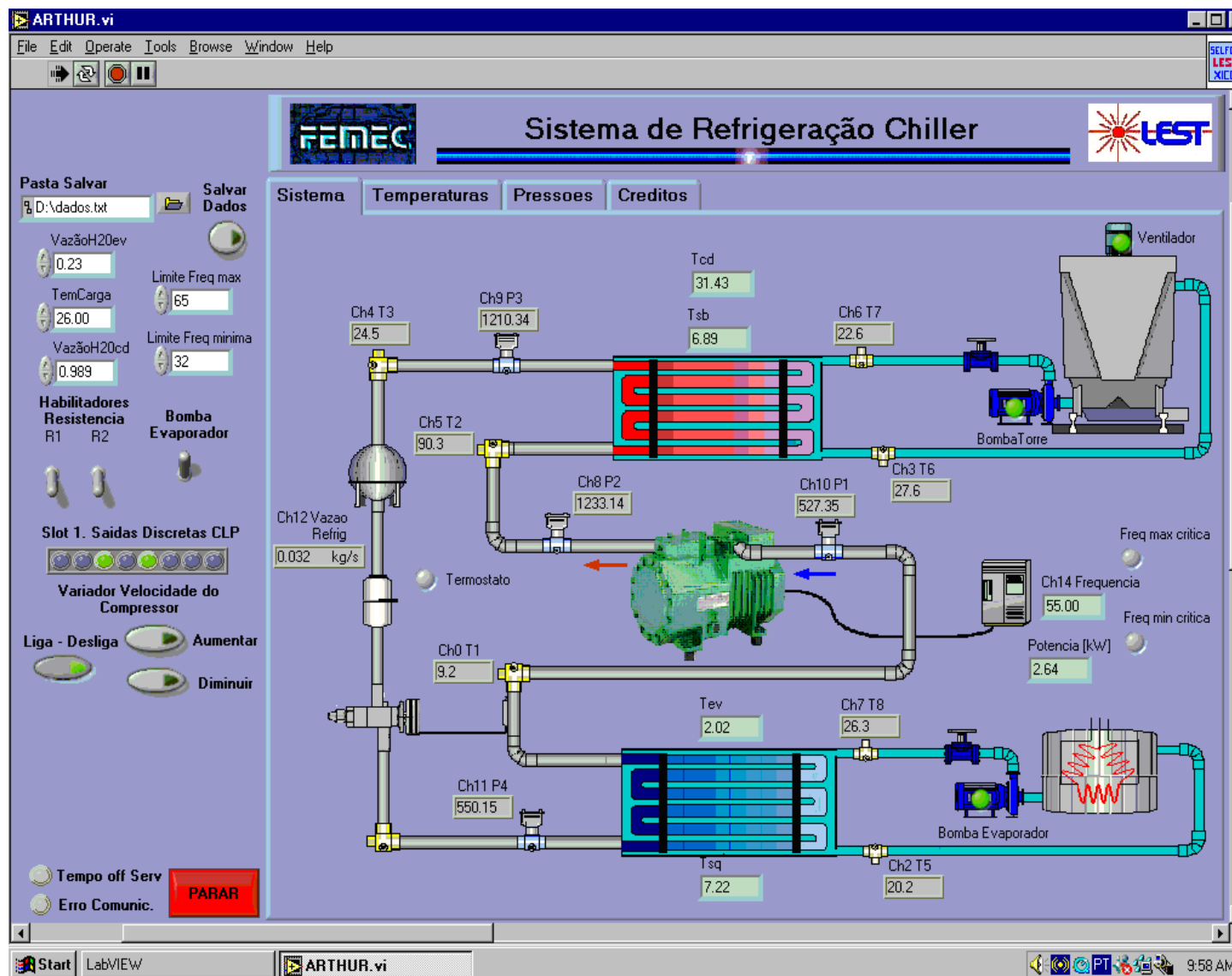


Figura 3.8 – Interface de monitoramento da bancada experimental (ANTUNES,2011).

Condição de Regime Permanente

A condição de regime permanente é uma consideração que o sistema encontra-se em operação estável, o tempo médio para atingir tal condição é de aproximadamente 1 hora.

A condição 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 do ensaio. O efeito da mistura óleo/refrigerante, a presença de bolhas no medidor de vazão e ruídos relacionados ao sistema de aquisição são barreiras à estabilidade do sistema.

Os pontos experimentais são obtidos através das médias dos valores em um intervalo de dez minutos após a bancada entrar em regime permanente. A Fig. 3.9 ilustra a tela de aquisições de temperaturas no tempo.

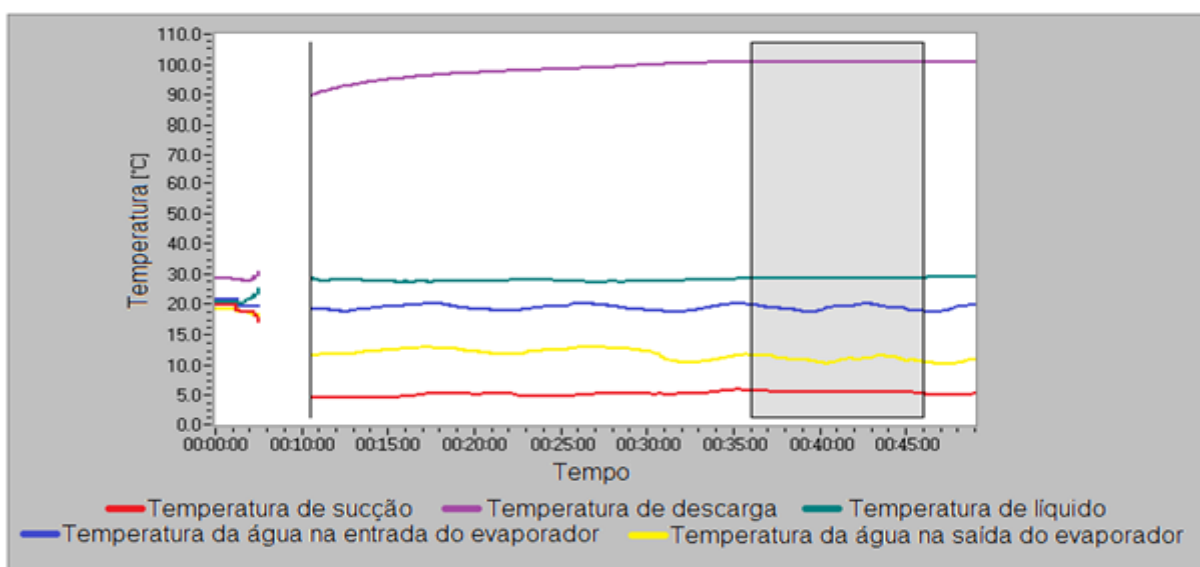


Figura 3.9 – Monitoramento das temperaturas, exemplo de condição de regime permanente.

Visualmente, é possível perceber a oscilação 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 a dez minutos de ensaio. A região delimitada pelo retângulo cinza indica a região de regime, os dados contidos aí podem ser tratados estatisticamente e em seguida validados.

A temperatura de descarga do compressor, °C, é o último parâmetro a estabilizar-se. É importante destacar que as temperaturas da água à saída e à entrada do evaporador apresentam oscilações superiores ao limite (3σ) na região demarcada. Tal comportamento se deve ao controle tipo liga-desliga que atua junto à resistência elétrica do reservatório térmico. Tais temperaturas da água não são utilizadas nos cálculos desta tese.

3.2. Metodologia de Projeto e Análise dos Experimentos

A fim de analisar a importância de cada parâmetro no comportamento global do circuito frigorífico em questão, submeteu-se o sistema de refrigeração à planeamentos experimentais.

Esta é uma das metodologias adotadas nesta tese, por ser pouco utilizada em sistemas térmicos, encontra-se bem detalhada.

Um problema típico no desenvolvimento de um produto é encontrar um conjunto de condições, ou níveis das variáveis de entrada capazes de produzir o produto mais desejável, otimizado, em termos das suas características, ou respostas sobre as variáveis de saída. Os procedimentos utilizados para resolver este tipo de problema geralmente envolvem duas etapas:

- Previsão de respostas das variáveis dependentes através de ajuste das respostas observadas utilizando uma equação baseada nos níveis das variáveis independentes;
- Encontrar os níveis das variáveis independentes que produzam as respostas previstas mais desejáveis sobre as variáveis dependentes.

A grande dificuldade 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.

A metodologia de projeto e análise de experimentos é utilizada como ferramenta eficiente na redução de erros em projetos.

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 (Y) e as variáveis independentes (x_1 e x_2). Se o modelo de menor grau ajustar

bem a resposta, então a função será dada por um modelo de primeira ordem, referente à Eq. 3.1.

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \varepsilon \quad (3.1)$$

Se houver curvatura no sistema, então o modelo de segunda ordem deve ser utilizado, conforme a Eq. 3.2.

$$Y = \beta_0 + \sum_{j=1}^k \beta_j x_j + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{j=1}^k \beta_{jj} x_j^2 + \varepsilon \quad (3.2)$$

O arranjo de experimentos utilizado foi o planejamento composto central. Segundo Calado e Montgomery (2003), este deve ser utilizado quando se quer verificar a curvatura de um plano no modelo de regressão. 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, à abertura da VEE.

O planejamento composto central pode testar sequencialmente quatro modelos: somente termos lineares e efeitos principais, termos lineares e quadráticos e efeitos principais, termos lineares dos efeitos principais e interações de segunda ordem, e por último, termos lineares e quadráticos dos efeitos principais e interações de segunda ordem.

Dois parâmetros devem ser especificados: a distância α (rotabilidade) a partir do centro do planejamento até os pontos axiais e o número de pontos centrais. A rotabilidade é necessária para o modelo de segunda ordem fornecer previsões, através da região de interesse, que tenham uma variância razoavelmente consistente e estável nos pontos de interesse das variáveis independentes. Quando a região de interesse é uma esfera, α deve equivaler a $K^{1/2}$ e pontos centrais devem ser incluídos, geralmente três.

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, este teste é a análise de variância (ANOVA).

Calculando-se a razão entre a média quadrática dos termos de regressão e a média quadrática do erro, encontra-se o fator F , que comparado ao valor crítico de F para um dado nível de significância, permite avaliar a significância do modelo. Se F for maior que F crítico, então o modelo é adequado (MONTGOMERY; RUNGER, 2003).

O autor ainda complementa dizendo que o teste individual de cada coeficiente pode conduzir à melhoria do modelo através da eliminação ou da adição de termos. Se o valor de p , do teste individual para os termos, for inferior ao nível de significância, então, o termo é adequado ao modelo e, portanto, deve ser mantido. Ao contrário, o termo deve ser excluído se tal procedimento conduzir a um aumento do coeficiente de determinação (R^2) e do valor de p . Além disso, a retirada de qualquer termo deve obedecer ao princípio da Hierarquia. Este princípio postula que quando um termo de ordem alta é mantido no modelo, o de ordem baixa, que o compõe, também deve ser conservado.

O coeficiente de determinação (R^2) representa o percentual de variação na resposta, que é explicada pelo modelo construído. Associado a este 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 este motivo, que o valor do coeficiente de determinação ajustado é mais apropriado para se comparar modelos com diferentes quantidades de termos.

Limites e Potencialidades do Aparato Experimental

Segundo Domanski e Yashar (2006), durante os últimos anos, estudos 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.

Previamente ao capítulo de resultados, um conjunto inicial de experimentos foi planejado e analisado por superfícies de respostas. Oito planejamentos experimentais foram criados através do software STATISTICA, totalizando 104 testes realizados em regime permanente. O objetivo desta seção é fundamentar o aparato experimental e conhecer os limites operacionais do sistema de refrigeração, para cada refrigerante adotado. Para tanto, são apresentadas 64 superfícies de respostas e seus respectivos metamodelos, os quais representam o comportamento de oito parâmetros (T_{EV} , T_{CD} , T_{SA} , T_{DC} , \dot{m} , \dot{W}_{CP} , \dot{Q}_{EV} e COP) referentes aos refrigerantes estudados.

O efeito incremental de abertura do dispositivo de expansão, a velocidade de operação do compressor, a operação da torre de resfriamento, a carga térmica imposta e a carga de refrigerante 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, [Hz], e o grau de abertura da VEE, [%].

O primeiro fator foi escolhido com o objetivo de explorar toda a faixa de frequência de operação do compressor. O sistema operou entre frequências de 35 Hz e 65 Hz, ou seja, velocidades abaixo e acima da referente à frequência nominal, 1750 rpm a 60 Hz.

O segundo fator manipulado foi o efeito da modulação da VEE. 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.

A carga de refrigerante presente no sistema é outro parâmetro de igual importância para a substituição do R22. Os valores das cargas de cada fluido, assim como, os níveis dos dois fatores foram adotados como observado na Tab. 3.4.

Tabela 3.4– Valores dos níveis da frequência de operação e da abertura da VEE utilizados nos oito planejamentos experimentais.

Planejamento Experimental	Refrigerante e Carga [kg]	Fatores do planejamento					
		F_{cp} [Hz]			A_{VEE} [%]		
		<i>Inferior</i>	<i>Central</i>	<i>Superior</i>	<i>Inferior</i>	<i>Central</i>	<i>Superior</i>
1	R22 / 3,2	40	50	60	50	70	90
2	R290 / 1,5	40	50	60	50	70	90
3	R1270 / 1,5	40	50	60	50	70	90
4	R438A / 3,0	40	50	60	50	70	90
5	R404A / 2,4	40	50	60	50	70	90
6	R134a / 3,2	40	50	60	45	55	65
7	R410A / 3,0	35	40	45	35	45	55
8	R32 / 1,9	35	40	45	35	45	55

Nota-se que para alguns fluidos (R134a, R410A e R32), os valores dos níveis não são os mesmos valores adotados para o R22. Esta conduta representa uma medida de segurança de operação do sistema, respeitando a potência máxima administrada pelo inversor de frequência e o grau de superaquecimento mínimo necessário.

A Tab.3.5 ilustra a matriz do primeiro planejamento experimental, referente ao refrigerante R22.

Tabela 3.5 – Resultados encontrados nos testes aleatórios, segundo os fatores F_{cp} e A_{VEE} , referente ao primeiro planejamento experimental, R22.

Testes aleatórios	Fatores				Resultados										
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
3 ^f	60	90	3,27±0,07	11,27±0,26	-3,1	39,1	8,5	6,2	5,4	66,9	32,9	450,9	1500,0	0,0665	3,45
7 ^a	64	70	2,65±0,09	8,48±0,28	-11,2	37,1	27,3	8,6	16,1	92,2	28,5	340,6	1428,6	0,0459	3,20
12 ^c	50	70	3,28±0,12	7,88±0,28	-7,3	34,4	24,3	7,2	17,0	85,4	27,2	390,3	1335,1	0,0423	2,40
8 ^a	36	70	4,09±0,15	7,31±0,27	-0,5	33,8	16,3	4,6	15,8	72,0	29,2	490,0	1314,6	0,0404	1,79
10 ^c	50	70	3,16±0,12	7,58±0,28	-6,3	34,5	23,4	6,0	17,1	79,8	28,5	403,0	1338,0	0,0411	2,40
1 ^f	40	90	4,71±0,12	9,90±0,25	4,2	35,8	4,2	0,9	8,4	54,6	34,9	570,0	1383,5	0,0594	2,10
4 ^f	40	50	3,06±0,17	5,20±0,29	-11,2	30,2	30,6	5,1	19,4	91,0	25,1	340,1	1199,8	0,0272	1,70
13 ^c	50	70	3,26±0,11	8,14±0,28	-6,6	35,3	23,6	7,6	17,0	85,2	27,7	400,8	1365,3	0,0439	2,50
9 ^c	50	70	3,29±0,11	8,06±0,28	-7,3	35,3	24,5	7,3	17,2	83,5	28,0	390,2	1364,0	0,0435	2,45
5 ^a	50	98	4,08±0,09	11,01±0,25	0,7	36,6	6,4	1,6	7,1	52,9	35,0	510,5	1410,2	0,0660	2,70
2 ^f	60	50	2,32±0,12	5,56±0,29	-19,5	32,1	38,8	6,3	19,3	102,0	25,8	250,7	1260,4	0,0290	2,40
11 ^c	50	70	3,28±0,11	8,03±0,28	-6,6	35,8	24,1	7,5	17,5	85,4	28,3	400,0	1383,3	0,0434	2,45
6 ^a	50	42	2,39±0,16	4,30±0,29	-20,6	28,0	40,6	3,1	20,0	102,0	24,9	240,0	1130,0	0,0222	1,80

LEGENDA:

F_{cp} : frequência de operação do compressor; T_{EV} : temperatura de evaporação; T_1 : temperatura na linha de sucção; P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;
 A_{VEE} : grau de abertura da VEE; T_{CD} : temperatura de condensação; T_2 : temperatura na linha de descarga; P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;
COP : coeficiente de eficácia; T_{SA} : grau de superaquecimento; T_3 : temperatura na linha de líquido. \dot{m} : vazão mássica;
 \dot{Q}_{EV} : capacidade de refrigeração; T_{SR} : grau de sub-resfriamento.
 \dot{W}_{CP} : potência consumida.

^f: corrida fatorial;
^a: corrida axial;
^c: corrida central.

Durante a realização dos ensaios, os parâmetros responsáveis pela simulação da carga térmica foram controlados, ou seja, a temperatura da água e a vazão mássica na entrada do evaporador foram mantidas a 20°C e a 0,35 kg/s, respectivamente. Além disso, os testes foram realizados em condição de regime permanente e as análises termodinâmicas basearam-se em parâmetros como: capacidade de refrigeração (estimada pela primeira lei da termodinâmica), consumo de potência (medida), vazão mássica (medida) e COP.

Os testes 6^a e 2^f ocorreram a baixas temperaturas no evaporador. Estes dois testes tiveram em comum uma condição de elevado grau de superaquecimento, acima de 35°C, consequentemente a vazão mássica foi reduzida, que é uma característica da condição de mínima abertura do mecanismo de expansão. Em contrapartida, os testes 5^a e 3^f possuem em comum, valores do grau de superaquecimento abaixo de 10°C e frequências superiores a 50 Hz. Consequentemente, estas duas últimas corridas apresentaram os maiores valores de capacidade de refrigeração e operaram em temperaturas de evaporação próximas a 0°C.

Desenvolveu-se o planejamento composto central a dois fatores. Foram planejados 10 testes, sendo 4 fatoriais, 4 axiais e 2 testes centrais. O α para rotabilidade foi de 1,4. Três pontos centrais foram adicionados, totalizando 13 testes.

A Fig. 3.10 refere-se à condição de evaporação do R22, nota-se que este parâmetro estabilizou-se em diferentes valores durante os testes, representando uma faixa de evaporação de -20,6°C a 4,2°C.

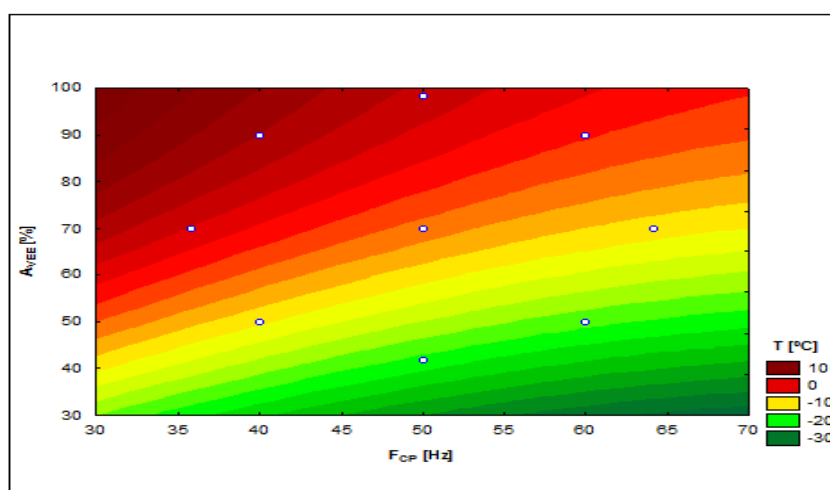


Figura 3.10 – Superfície de resposta referente ao comportamento da temperatura de evaporação, R22.

Ao se observar qualquer superfície de resposta desta seção, uma característica em comum pode ser notada: A distribuição dos pontos experimentais. Dentre 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.

A Eq. 3.3 refere-se ao metamodelo experimental para este parâmetro, obtido também por meio do software STATISTICA.

$$T_{EV} = 0,006F_{CP}^2 - 0,99F_{CP} - 0,004A_{VEE}^2 + 0,88A_{VEE} - 12,08 \quad (3.3)$$

Ao se observar ainda a Fig. 3.10 e a Eq.3.3, a principal conclusão é que a temperatura de evaporação é extremamente sensível às mudanças do grau de abertura da VEE linear. A análise PARETO, representada pela Fig. 3.11, foi construída para um intervalo de confiança de 95% e representa os efeitos e coeficientes referentes à temperatura de evaporação do sistema original com R22. 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 A_{VEE} é superior aos demais coeficientes.

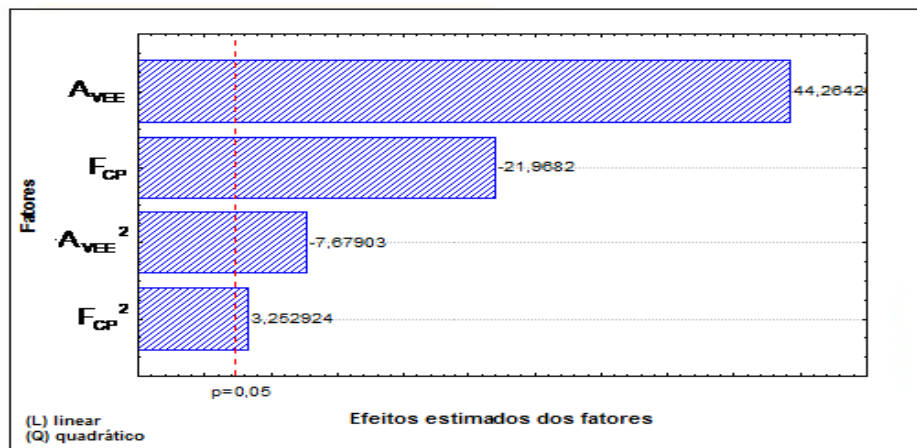


Figura 3.11 – Análise PARETO dos efeitos referentes aos fatores do metamodelo representativo do comportamento da temperatura de evaporação do sistema com R22.

O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,9968. Logo, não houve falta de ajuste, o que reduz o valor do erro experimental. Em adição, a Fig. 3.12 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. 3.12, 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.

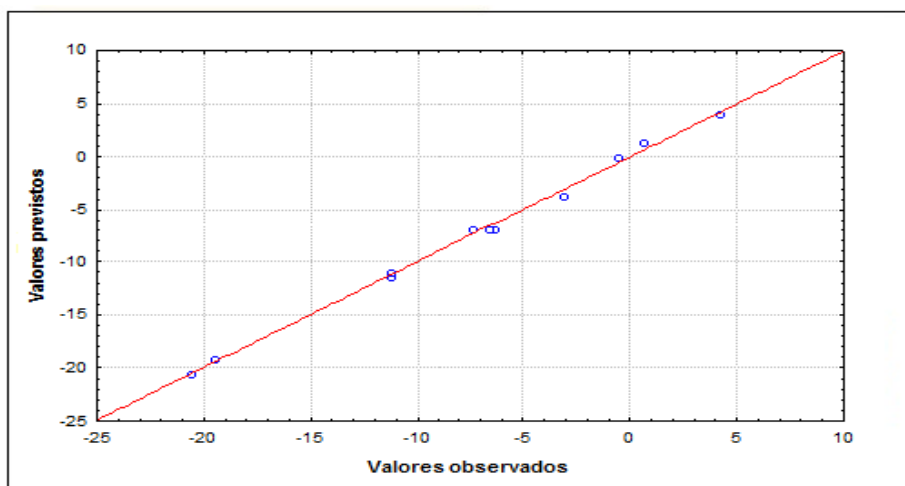


Figura 3.12 – Confirmação de normalidade dos dados experimentais, valores observados e previstos referentes à temperatura de evaporação[°C] do sistema com R22.

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

Os demais planejamentos experimentais, referentes aos refrigerantes alternativos, receberam o mesmo tratamento estatístico. Porém, devido ao elevado volume de informações, estas análises não se encontram nesta tese.

Como mencionado anteriormente, oito parâmetros termodinâmicos são abordados para cada refrigerante estudado. A Fig. 3.10 serviu como exemplo de análise de um parâmetro específico do sistema com R22. Nas análises subsequentes, cada parâmetro termodinâmico será estudado individualmente, no entanto, as figuras trarão em questão todos os refrigerantes de uma só vez.

As superfícies de respostas, visualizadas nas Fig. 3.13a Fig. 3.20 ilustram o comportamento de oito parâmetros segundo a variação dos dois fatores para os refrigerantes estudados. A construção destas figuras exigiu a execução de 104 ensaios, dos quais 13 já foram apresentados na Tab. 3.5. Os demais testes, referentes a sete planejamentos experimentais encontram-se no Anexo 2.

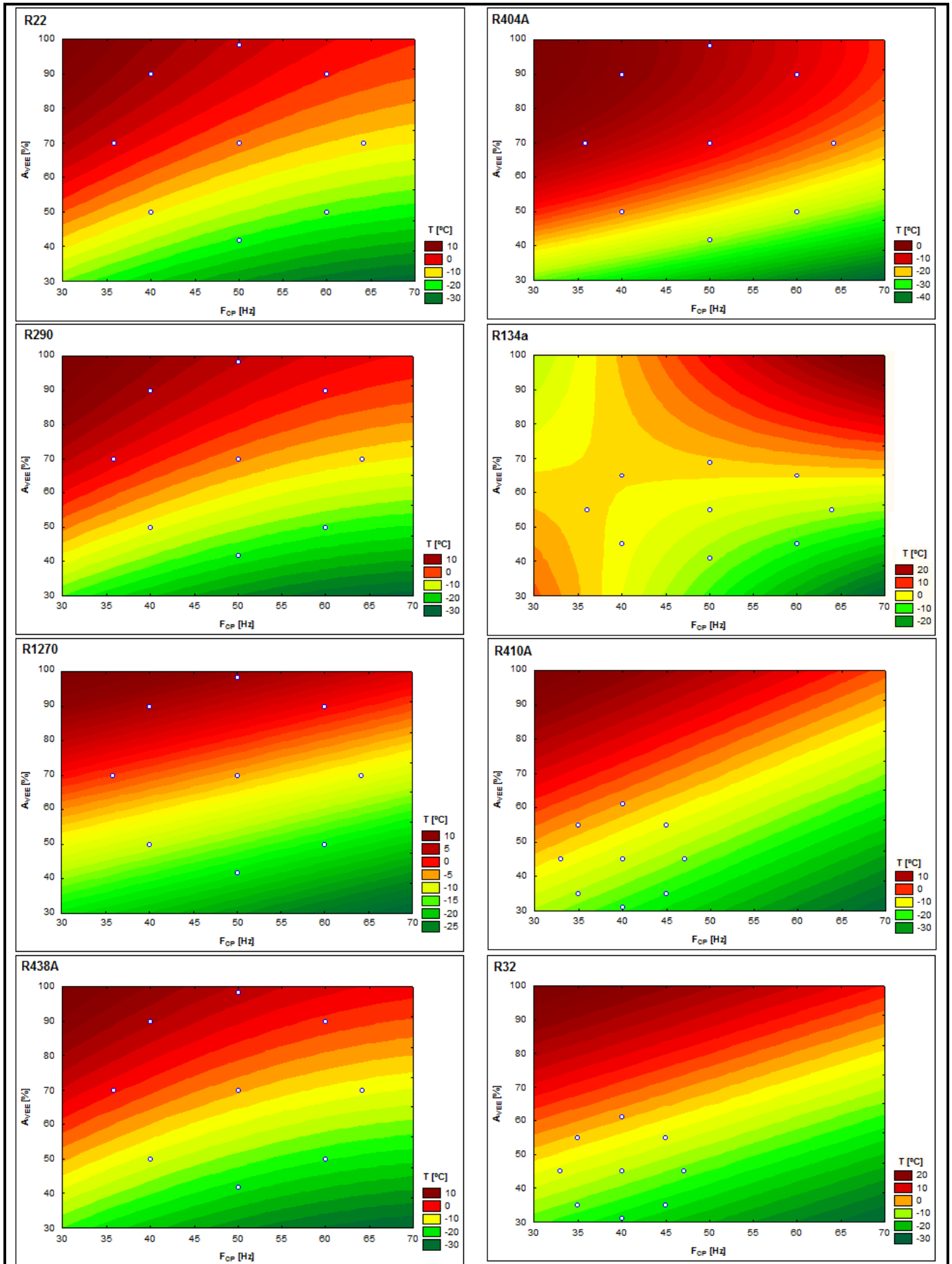


Figura 3.13 – Superfícies referentes ao comportamento da temperatura de evaporação para os oito refrigerantes estudados.

Iniciando-se as análises comparativas destes sistemas de refrigeração pela Fig. 3.13, nota-se (por meio das legendas individuais) que a condição de evaporação é diversificada entre os refrigerantes. As equações abaixo se referem aos metamodelos experimentais para este parâmetro:

$$\text{R22: } T_{EV} = 0,006F_{CP}^2 - 0,99F_{CP} - 0,004A_{VEE}^2 + 0,88A_{VEE} - 12,08 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.4)$$

$$\text{R290: } T_{EV} = 0,006F_{CP}^2 - 1,03F_{CP} - 0,0033A_{VEE}^2 + 0,90A_{VEE} - 14,90 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.5)$$

$$\text{R1270: } T_{EV} = -0,27F_{CP} + 0,45A_{VEE} - 23,69 \quad R^2 = 0,92 \quad (3.6)$$

$$\text{R438A: } T_{EV} = 0,0058F_{CP}^2 - 0,93F_{CP} - 0,0016A_{VEE}^2 + 0,66A_{VEE} - 13,61 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.7)$$

$$\text{R404A: } T_{EV} = -0,4F_{CP} - 0,006A_{VEE}^2 + 1,2A_{VEE} - 48,6 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.8)$$

$$\text{R134a: } T_{EV} = -1,6F_{CP} - 0,93A_{VEE} + 0,025F_{CP}A_{VEE} + 60,9 \quad R^2 = 0,86 \quad (3.9)$$

$$\text{R410A: } T_{EV} = -0,54F_{CP} + 0,50A_{VEE} - 15,2 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.10)$$

$$\text{R32: } T_{EV} = -0,42F_{CP} + 0,51A_{VEE} - 15,2 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.11)$$

As equações comprovam que o comportamento da temperatura de evaporação é influenciado por ambos os fatores. Os referentes valores do coeficiente de Pearson agregam elevada confiabilidade aos modelos.

Nota-se na Fig. 3.13, especificamente os sistemas contendo R410A e R32, que os 13 pontos experimentais estão localizados na porção inferior esquerda da superfície. Esta região é considerada uma zona de segurança para o compressor. Operações fora destas faixas de frequência e abertura podem causar danos ao sistema, contendo tais HFCs.

Todos os testes referentes aos HFCs R410A, R32 e R404A responderam com temperaturas de evaporação negativas. Logo, estes fluidos se aplicam especificamente à conservação de produtos. Deve-se destacar que as condições de evaporação do R410A e R32 foram semelhantes, e que o R404A apresentou o mínimo valor de evaporação (-26,8°C) entre os oito fluidos.

Os HCs apresentaram condições de trabalho referentes à conservação de produtos, bem como a possibilidade de aplicação ao condicionamento de ar. O R290 proporcionou a mais alta temperatura de evaporação, 8°C, entre os oito fluidos estudados.

Os 13 pontos experimentais referentes ao sistema com R134a estão dispersos em uma forma diferente dos demais refrigerantes. Esta condição se deve aos níveis adotados para os fatores durante a realização do sexto planejamento experimental, Tab. 3.4. O R134a teve abertura para expansão restringida em 69%, evitando assim, a entrada de líquido no

compressor. O R134a operou na mais estreita faixa de evaporação (-10,1°C a 3,3°C), enquanto o R438A operou próximo à faixa do sistema original com R22, -21°C a 4,5°C.

A condição de condensação pode ser confrontada por meio da Fig. 3.14. E as equações abaixo se referem aos metamodelos experimentais para este parâmetro:

$$\text{R22: } T_{CD} = 0,12F_{CP} - 0,003A_{VEE}^2 + 0,61A_{VEE} + 2,18 \quad R^2 = 0,97 \quad (3.12)$$

$$\text{R290: } T_{CD} = 0,125F_{CP} - 0,005A_{VEE}^2 + 0,82A_{VEE} - 0,09 \quad R^2 = 0,83 \quad (3.13)$$

$$\text{R1270: } T_{CD} = 0,14F_{CP} - 0,0037A_{VEE}^2 + 0,61A_{VEE} + 5,06 \quad R^2 = 0,80 \quad (3.14)$$

$$\text{R438A: } T_{CD} = -0,005F_{CP}^2 + 0,4F_{CP} - 0,002A_{VEE}^2 + 0,3A_{VEE} + 0,003F_{CP}A_{VEE} + 6,98 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.15)$$

$$\text{R404A: } T_{CD} = 0,04F_{CP} - 0,002A_{VEE}^2 + 0,44A_{VEE} + 16,5 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.16)$$

$$\text{R134a: } T_{CD} = 0,06F_{CP} + 0,15A_{VEE} + 34,7 \quad R^2 = 0,81 \quad (3.17)$$

$$\text{R410A: } T_{CD} = -0,0034A_{VEE}^2 + 0,23A_{VEE} + 23,1 \quad R^2 = 0,68 \quad (3.18)$$

$$\text{R32: } T_{CD} = -0,0029A_{VEE}^2 + 0,30A_{VEE} + 24,1 \quad R^2 = 0,65 \quad (3.19)$$

Observando-se o R22, a condensação estabilizou-se em diferentes valores durante os testes, 28°C a 39,1°C. Tal condição é semelhante para o R438A (28,9°C a 37,7°C).

As condições de condensação do R410A e R32 se destacam, visualmente, dos demais fluidos. Ambos refrigerantes condensaram-se a aproximadamente 32°C, o efeito da variação da frequência do compressor não foi expressivo, confirmado por meio das Eq. 4.18 e Eq. 4.19. Os outros metamodelos são influenciados por ambos os fatores.

O R22 apresentou o mínimo valor de temperatura de condensação (28°C) e o R134a proporcionou o mais elevado valor (49,3°C) entre os oito fluidos estudados. O R404A e os HCs operaram de forma semelhante quanto a este parâmetro.

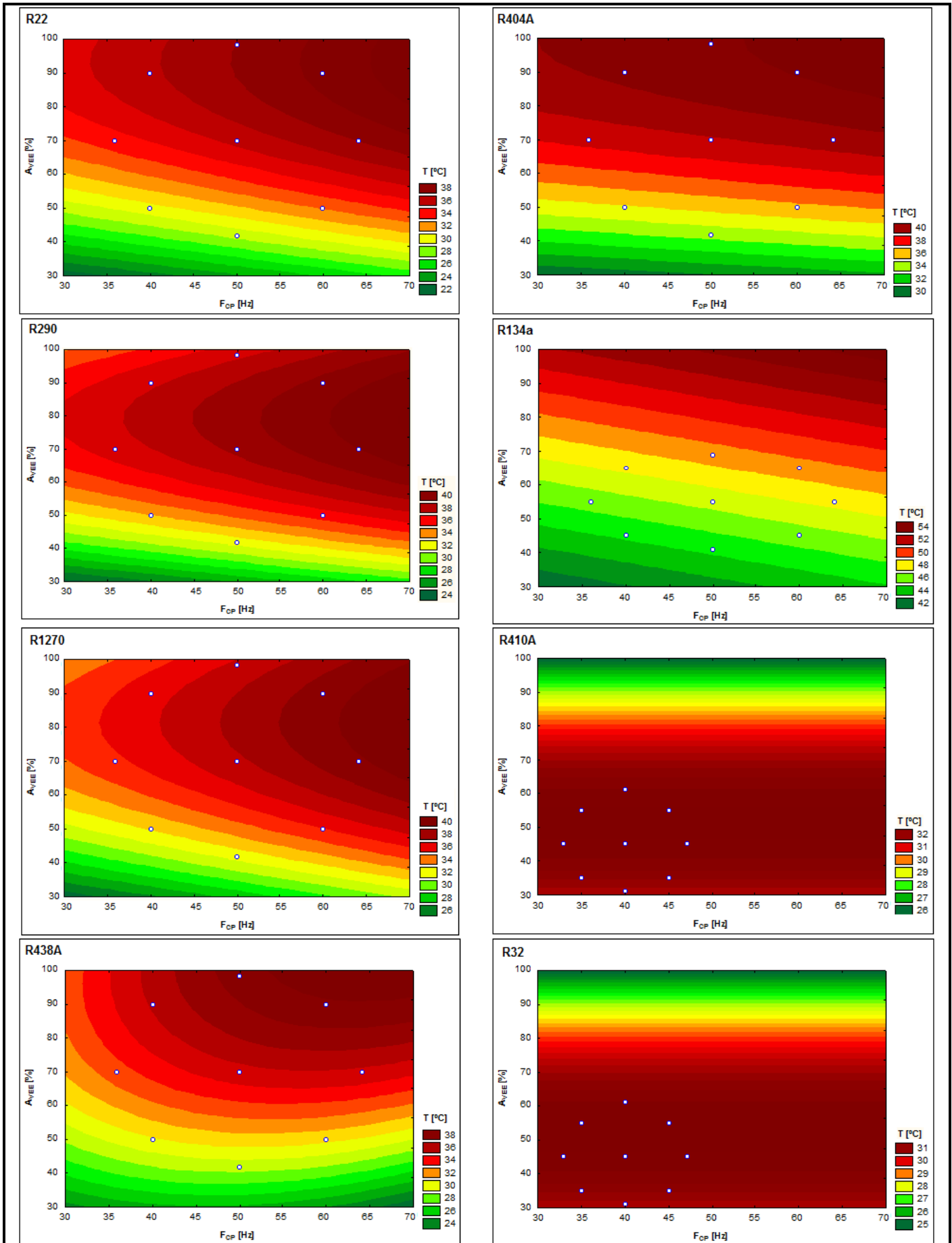


Figura 3.14 – Superfícies referentes ao comportamento da temperatura de condensação para os oito refrigerantes estudados.

O comportamento do grau de superaquecimento corrobora a análise no volume de controle do evaporador. A Fig. 3.15 mostra os valores deste parâmetro de acordo com diferentes condições de operação. As equações abaixo se referem aos metamodelos experimentais para este parâmetro:

$$\text{R22: } T_{SA} = -0,014F_{CP}^2 + 1,86F_{CP} - 0,66A_{VEE} + 13,86 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.20)$$

$$\text{R290: } T_{SA} = -0,013F_{CP}^2 + 1,6F_{CP} - 0,71A_{VEE} + 20,92 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.21)$$

$$\text{R1270: } T_{SA} = 0,20F_{CP} - 0,68A_{VEE} + 55,08 \quad R^2 = 0,97 \quad (3.22)$$

$$\text{R438A: } T_{SA} = 0,24F_{CP} - 0,69A_{VEE} + 54,15 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.23)$$

$$\text{R404A: } T_{SA} = 0,33F_{CP} + 0,006A_{VEE}^2 - 1,4A_{VEE} + 77,2 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.24)$$

$$\text{R134a: } T_{SA} = 0,25F_{CP} - 0,6A_{VEE} + 38,4 \quad R^2 = 0,79 \quad (3.25)$$

$$\text{R410A: } T_{SA} = 0,95F_{CP} - 0,30A_{VEE} - 0,009F_{CP}A_{VEE} + 25,4 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.26)$$

$$\text{R32: } T_{SA} = 0,4F_{CP} - 0,75A_{VEE} + 46,5 \quad R^2 = 0,91 \quad (3.27)$$

O grau de superaquecimento interno, promovido no domínio físico do evaporador, implica em aumento no efeito refrigerante sensível, mas promove o aumento do volume específico na entrada do compressor. Sendo assim, a capacidade volumétrica e o consumo de energia são afetados por este parâmetro.

Todos os sistemas operaram com o devido grau de superaquecimento positivo. Em alguns casos, tais valores foram muito próximos de zero, situações estas que resultaram em elevados valores de capacidade e COP.

O driver controlador da VEE possui, entre suas funções programáveis, a opção de regular o valor do grau de superaquecimento segundo um *setpoint* pré-determinado. Este controle PID permite que o sistema opere dentro de uma faixa segura e eficiente, porém tal função específica não foi aplicada neste estágio de resultados.

A VEE operou em configuração manual de abertura e alguns resultados mostram valores elevados para o grau de superaquecimento, superando 40°C. A consequência é uma relação de pressões elevada e reduzidos valores de capacidade de refrigeração e COP.

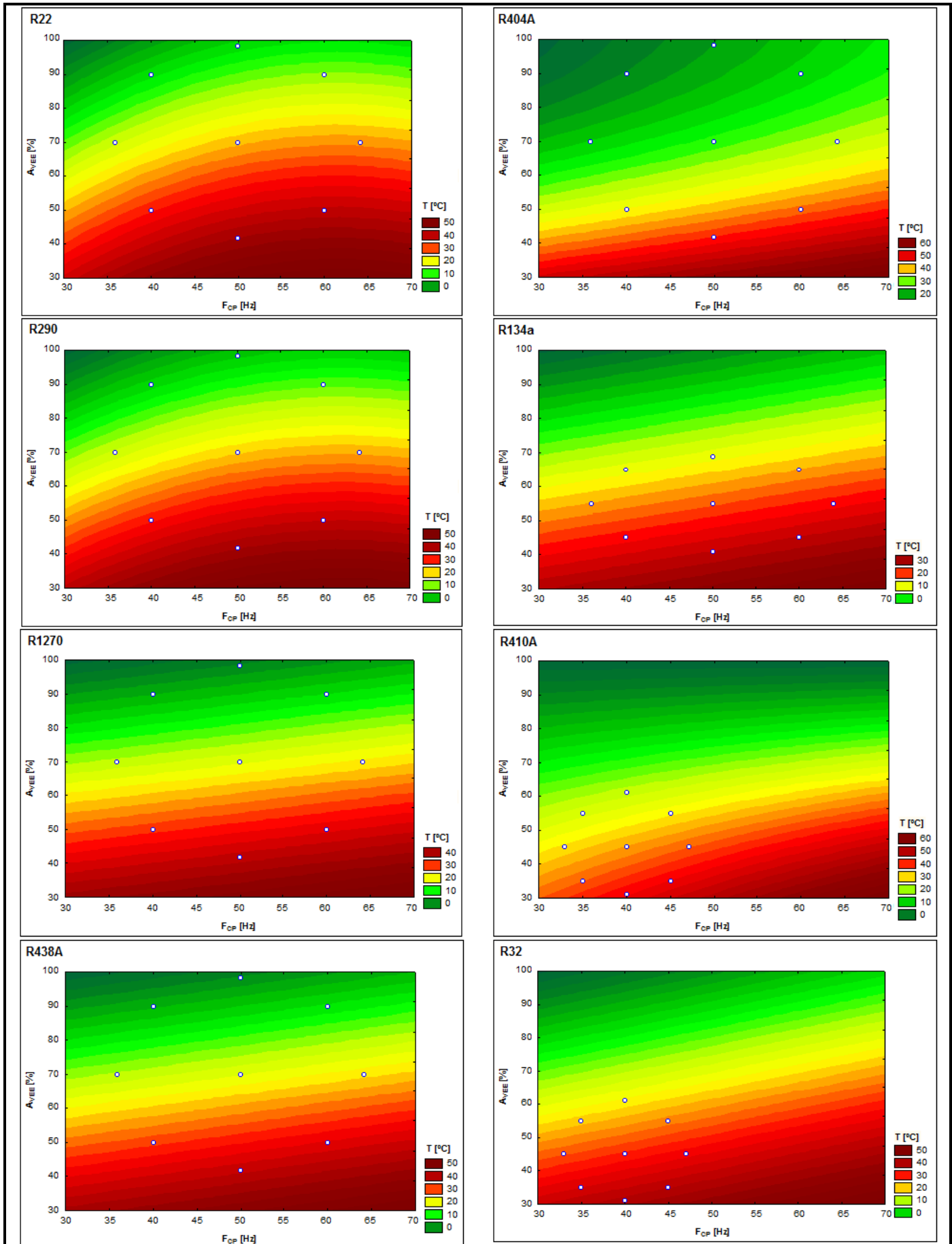


Figura 3.15 – Superfícies referentes ao comportamento do grau de superaquecimento para os oito refrigerantes estudados.

Outro importante parâmetro de operação é a temperatura de descarga do compressor, Fig. 3.16. O incremento desta variável pode promover uma condição de lubrificação insuficiente e consequente desgaste das partes móveis do compressor. A relação de pressões alcançadas pelos ciclos depende também deste parâmetro. As equações abaixo se referem aos metamodelos experimentais para a temperatura de descarga:

$$\text{R22: } T_{DC} = 0,65F_{CP} - 0,008A_{VEE}^2 + 0,29A_{VEE} + 71,36 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.28)$$

$$\text{R290: } T_{DC} = 0,49F_{CP} - 0,0085A_{VEE}^2 + 0,59A_{VEE} + 41,4 \quad R^2 = 0,97 \quad (3.29)$$

$$\text{R1270: } T_{DC} = 0,58F_{CP} - 0,0099A_{VEE}^2 + 0,57A_{VEE} + 52,86 \quad R^2 = 0,93 \quad (3.30)$$

$$\text{R438A: } T_{DC} = 0,86F_{CP} + 0,002A_{VEE} - 0,005F_{CP}A_{VEE} + 49,5 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.31)$$

$$\text{R404A: } T_{DC} = 0,58F_{CP} + 0,003A_{VEE}^2 - 0,69A_{VEE} + 83,4 \quad R^2 = 0,97 \quad (3.32)$$

$$\text{R134a: } T_{DC} = 0,5F_{CP} - 0,6A_{VEE} + 90,1 \quad R^2 = 0,93 \quad (3.33)$$

$$\text{R410A: } T_{DC} = 1,9F_{CP} + 0,60A_{VEE} - 0,03F_{CP}A_{VEE} + 54,1 \quad R^2 = 0,9 \quad (3.34)$$

$$\text{R32: } T_{DC} = 0,83F_{CP} - 0,62A_{VEE} + 106,4 \quad R^2 = 0,95 \quad (3.35)$$

Os valores para a temperatura de descarga do refrigerante (T_{DC} ou T_2) atendem ao limite em que o óleo inicia seu processo de carbonização (125°C). O sistema com R32 apresentou o maior valor para este parâmetro, $120,8^\circ\text{C}$. O R290 retornou valores mais baixos do que os outros sistemas. O propano tem temperaturas de descarga consideravelmente mais baixas que o R22, permitindo assim, que o sistema opere à temperaturas de condensação mais elevadas.

Conforme se observa nas Fig. 3.15 e 3.16, elevadas frequências de operação aliadas aos mínimos valores de abertura, resultam em elevados valores do grau de superaquecimento e da temperatura de descarga dos fluidos refrigerantes estudados.

A vazão mássica do sistema é um parâmetro importante a ser estudado. A densidade de líquido de HCs é de aproximadamente metade da densidade do R22. Uma vez que a maior parte da carga está em forma líquida no sistema, a carga necessária para os sistemas com HCs deve ser metade do exigido com o R22. O mesmo princípio explica a diferença de carga entre os fluidos R410A e R32.

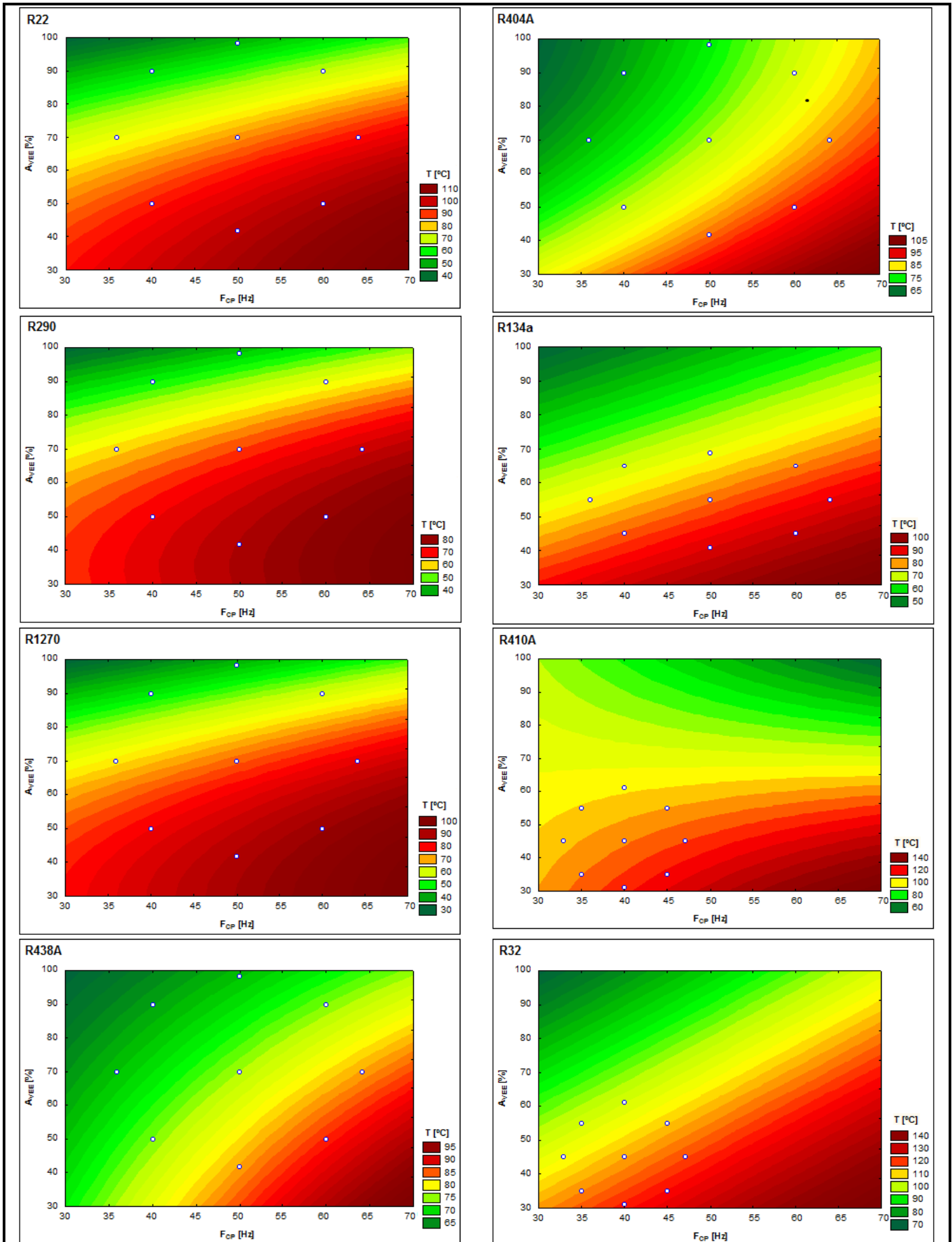


Figura 3.16 – Superfícies referentes ao comportamento da temperatura de descarga para os oito refrigerantes estudados.

A menor densidade de HCs também é importante em outros aspectos da unidade de refrigeração, por exemplo: minimizam a perda de carga nos trocadores de calor, reduzem custos de tubulações e válvulas.

As equações abaixo se referem aos metamodelos experimentais que descrevem o comportamento da vazão mássica para os oito fluidos estudados:

$$\text{R22: } \dot{m} = 0,0002F_{CP} + 0,0008A_{VEE} - 0,02 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.36)$$

$$\text{R290: } \dot{m} = -0,00016 F_{CP} + 0,000003 A_{VEE}^2 - 0,0001 A_{VEE} + 0,000005 F_{CP} A_{VEE} + 0,012 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.37)$$

$$\text{R1270: } \dot{m} = -0,00012 F_{CP} + 0,00027 A_{VEE} + 0,0000047 F_{CP} A_{VEE} + 0,002 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.38)$$

$$\text{R438A: } \dot{m} = -0,00001 F_{CP}^2 + 0,001 F_{CP} + 0,00001 A_{VEE}^2 - 0,0001 A_{VEE} + 0,00001 F_{CP} A_{VEE} - 0,01 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.39)$$

$$\text{R404A: } \dot{m} = -0,0006 F_{CP} - 0,000008 A_{VEE}^2 + 0,001 A_{VEE} + 0,00001 F_{CP} A_{VEE} - 0,007 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.40)$$

$$\text{R134a: } \dot{m} = -0,0002 F_{CP} + 0,000007 A_{VEE}^2 - 0,0004 A_{VEE} + 0,000005 F_{CP} A_{VEE} + 0,03 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.41)$$

$$\text{R410A: } \dot{m} = 0,0001 F_{CP} + 0,00001 A_{VEE}^2 + 0,00005 A_{VEE} + 0,003 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.42)$$

$$\text{R32: } \dot{m} = 0,0002 F_{CP} + 0,00072 A_{VEE} - 0,01 \quad R^2 = 0,96 \quad (3.43)$$

As superfícies de resposta da Fig.3.17 representam o comportamento da vazão mássica para os oito refrigerantes. Nota-se que o comportamento da vazão é mais influenciado pela condição do mecanismo de expansão do que pela velocidade de operação do compressor. Visualmente as faixas de cores são praticamente paralelas ao eixo da frequência, com exceção dos HCs, os quais operam com vazões reduzidas.

A vazão mássica do R290 apresenta-se com a metade do valor correspondente ao R22, devido à sua densidade muito inferior. Esta diferença é compensada pelo elevado valor do calor latente de evaporação característico do R290, praticamente o dobro. No final do balanço energético do evaporador, os valores da capacidade de refrigeração são semelhantes entre o R22 e os HCs.

Em relação aos HFCs, houve uma redução do fluxo de massa do R32 em relação ao R410A. Porém, nas condições testadas, os valores do calor latente de evaporação são praticamente 40% maiores a favor do R32.

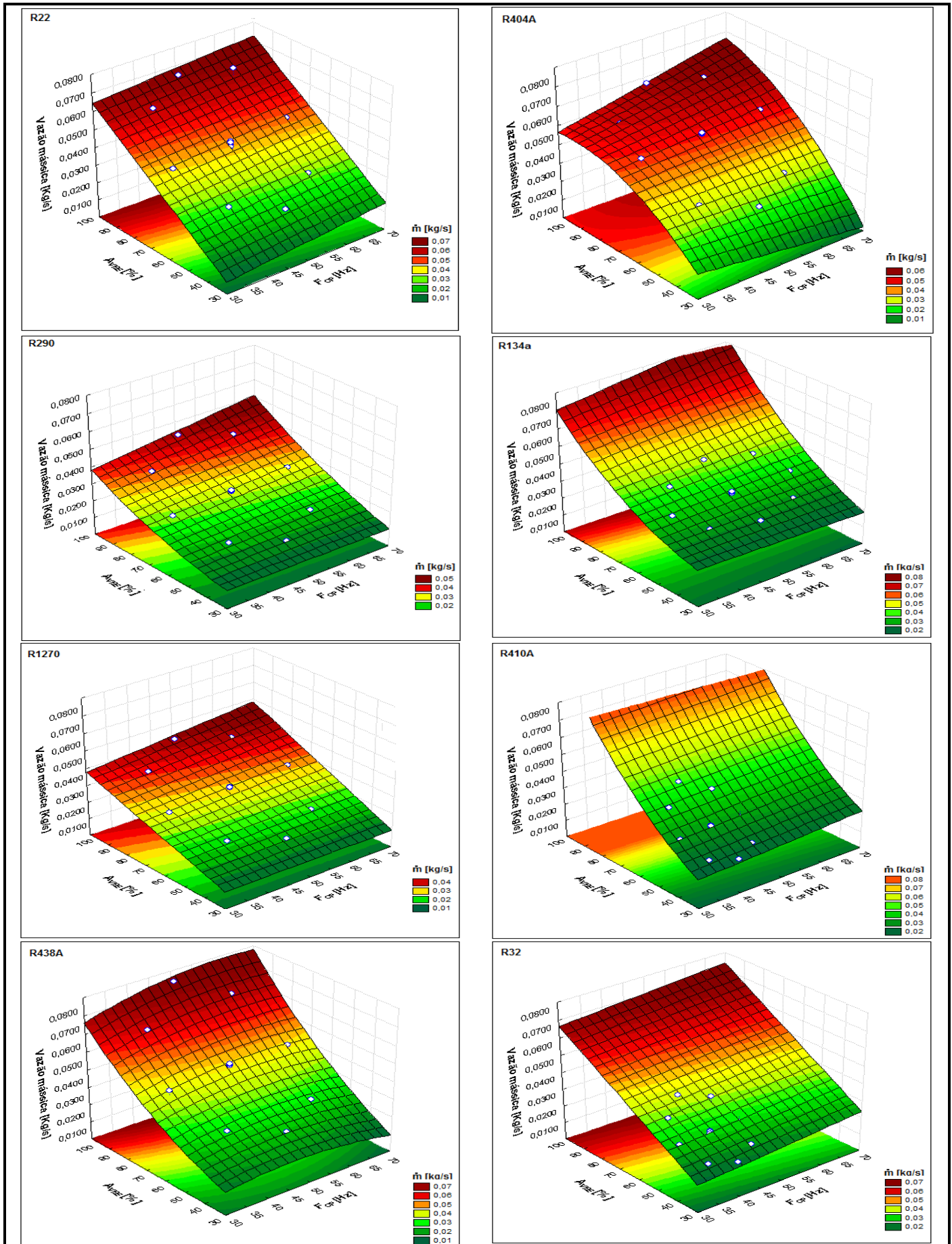


Figura 3.17 – Superfícies referentes ao comportamento da vazão mássica para os oito refrigerantes estudados.

O comportamento da capacidade de refrigeração é apresentado na Fig. 3.18. As equações abaixo se referem aos metamodelos experimentais para este parâmetro:

$$\text{R22: } \dot{Q}_{EV} = 0,042F_{CP} + 0,12A_{VEE} - 2,92 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.44)$$

$$\text{R290: } \dot{Q}_{EV} = -0,0013F_{CP}^2 + 0,11F_{CP} + 0,08A_{VEE} + 0,001F_{CP}A_{VEE} - 3,01 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.45)$$

$$\text{R1270: } \dot{Q}_{EV} = 0,047F_{CP} - 0,0008A_{VEE}^2 + 0,25A_{VEE} - 5,86 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.46)$$

$$\text{R438A: } \dot{Q}_{EV} = -0,0016F_{CP}^2 + 0,2F_{CP} + 0,11A_{VEE} - 6,2 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.47)$$

$$\text{R404A: } \dot{Q}_{EV} = -0,07F_{CP} - 0,001A_{VEE}^2 + 0,2A_{VEE} + 0,0014F_{CP}A_{VEE} - 0,9 \quad R^2 = 0,97 \quad (3.48)$$

$$\text{R134a: } \dot{Q}_{EV} = 0,015F_{CP} + 0,1A_{VEE} - 0,73 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.49)$$

$$\text{R410A: } \dot{Q}_{EV} = 0,03F_{CP} + 0,001A_{VEE}^2 + 0,05A_{VEE} + 0,01 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.50)$$

$$\text{R32: } \dot{Q}_{EV} = 0,055F_{CP} + 0,18A_{VEE} - 2,4 \quad R^2 = 0,96 \quad (3.51)$$

Observa-se que os sistemas em geral não retornam valores elevados de capacidade, quando operando em baixas velocidades e pequenas aberturas de VEE. Apesar de ambos os fatores terem influência na capacidade, a abertura da válvula ainda é mais preponderante no comportamento desta resposta.

A maior capacidade de refrigeração entre todos refrigerantes equivale a 12,92 kW, valor este referente ao R290 operando a 50Hz e 98% de abertura da VEE. Outros parâmetros relativos a este teste indicam a possível operação de condicionamento de ar ($T_{EV}=6,4^{\circ}\text{C}$) com baixo superaquecimento e elevado COP, 5,50. O R1270 operou com valores semelhantes ao R290, superando também o R22 em todas as condições do planejamento experimental.

Os demais fluidos foram inferiores ao R22 em termos de capacidade. Os refrigerantes R404A e R134a operaram em precárias capacidades de refrigeração, ambos não ultrapassaram 7,50 kW.

Os sistemas com R410A e R32 mesmo operando na zona de segurança, responderam com valores significativos para a taxa de transferência de calor no evaporador. O R32 superou o R410A em todas as condições de testes, os valores foram em média 25% maiores.

O R438A, apesar de apresentar as melhores condições de *drop-in* direto ao R22, não respondeu com capacidades próximas ao HCFC. Uma das maiores diferenças (19%) ocorreu quando ambos os sistemas operaram à condição plena (60Hz e 90% de abertura), condição na qual os dois fluidos evaporaram à $-3,1^{\circ}\text{C}$.

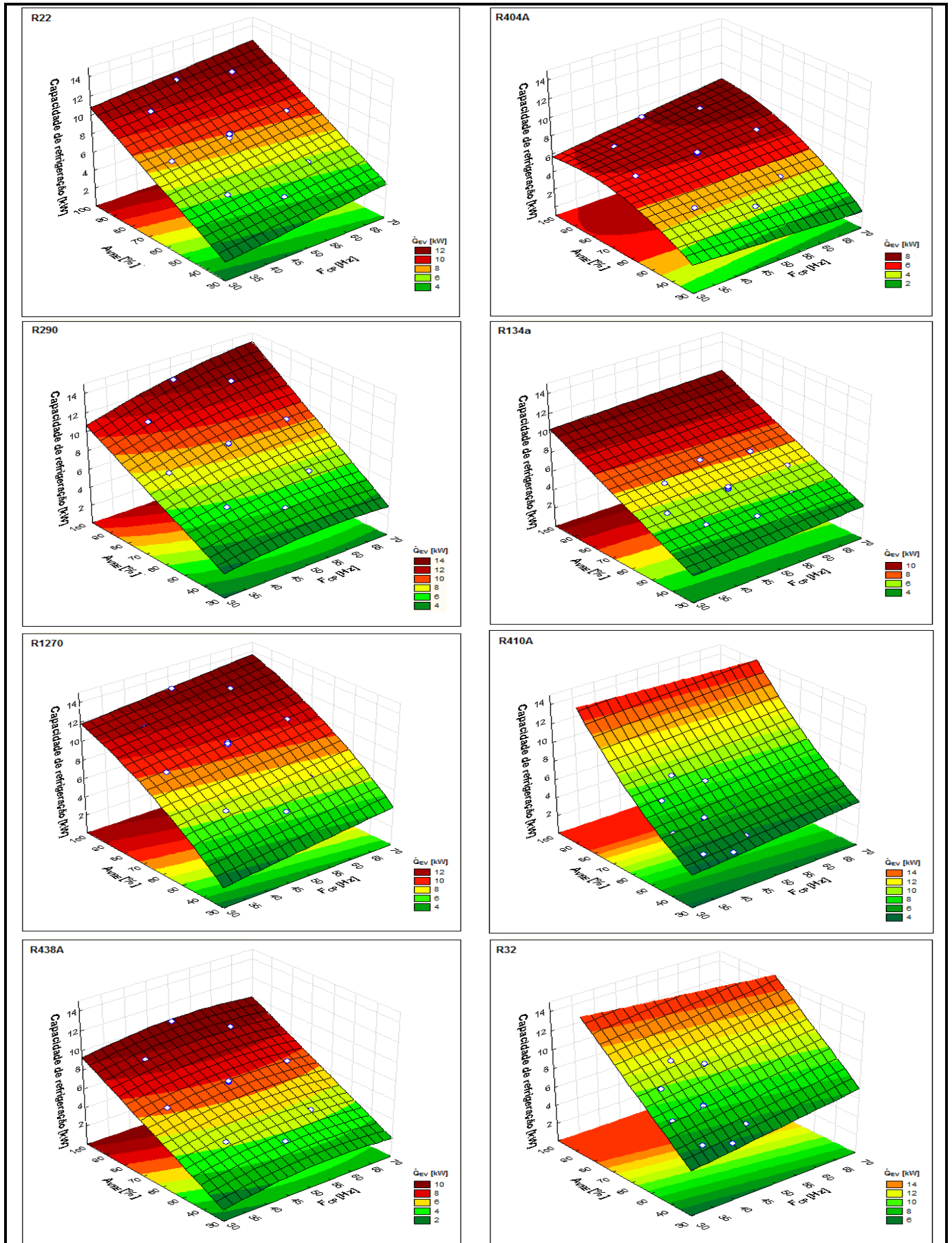


Figura 3.18 – Superfícies referentes ao comportamento da capacidade de refrigeração para os oito refrigerantes estudados.

O comportamento da potência consumida pelos sistemas, em diferentes condições de funcionamento, pode ser visualizado na Fig. 3.19. As equações se referem aos metamodelos experimentais para este parâmetro:

$$\text{R22: } \dot{W}_{CP} = -0,006F_{CP} - 0,0002A_{VEE}^2 + 0,008A_{VEE} + 0,0008F_{CP}A_{VEE} + 0,49 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.52)$$

$$\text{R290: } \dot{W}_{CP} = 0,002F_{CP} - 0,0003A_{VEE}^2 + 0,02A_{VEE} + 0,0006F_{CP}A_{VEE} + 0,04 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.53)$$

$$\text{R1270: } \dot{W}_{CP} = 0,046F_{CP} - 0,00038A_{VEE}^2 + 0,06A_{VEE} - 2,22 \quad R^2 = 0,89 \quad (3.54)$$

$$\text{R438A: } \dot{W}_{CP} = -0,0003F_{CP}^2 + 0,01F_{CP} - 0,0001A_{VEE}^2 - 0,0001A_{VEE} + 0,001F_{CP}A_{VEE} + 0,3 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.55)$$

$$\text{R404A: } \dot{W}_{CP} = 0,003F_{CP} - 0,0003A_{VEE}^2 + 0,04A_{VEE} + 0,0004F_{CP}A_{VEE} - 0,4 \quad R^2 = 0,98 \quad (3.56)$$

$$\text{R134a: } \dot{W}_{CP} = -0,008F_{CP} - 0,02A_{VEE} + 0,0007F_{CP}A_{VEE} + 1,3 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.57)$$

$$\text{R410A: } \dot{W}_{CP} = 0,034F_{CP} + 0,033A_{VEE} - 0,06 \quad R^2 = 0,97 \quad (3.58)$$

$$\text{R32: } \dot{W}_{CP} = 0,004F_{CP}^2 - 0,3F_{CP} + 0,03A_{VEE} + 6,5 \quad R^2 = 0,94 \quad (3.59)$$

Os oito parâmetros termodinâmicos de todos os sistemas em questão são fortemente influenciados pela modulação da VEE. Porém, a análise estatística por meio do diagrama PARETO permite concluir que a frequência é o fator mais preponderante sobre a potência consumida. Especificamente para o R22, a Fig. A.1.11, encontrada no Anexo 1, comprova este efeito.

As superfícies de respostas dos fluidos R22 e R438A são visualmente muito parecidas. No entanto, a Eq. 4.52 se difere da Eq. 4.55, por não apresentar o termo quadrático de frequência. O R438A obteve um consumo 7,5% menor se comparado ao R22, este é um valor que representa a média referente aos 13 testes do planejamento experimental.

Os sistemas com R410A e R32 operaram com consumo inferior a 3,7 kW, respeitando a zona de segurança do inversor de frequência. O sistema com R32 consumiu em média 8,6% a mais se comparado ao R410A. Esta diferença ultrapassou 13% na condição em que ambos operaram à máxima frequência, 47 Hz. Apesar de consumir 0,47 kW a menos, o sistema com R410A operou à uma relação de pressão superior, o que resultou em menor capacidade de refrigeração e COP se comparado ao R32.

Os hidrocarbonetos apresentaram comportamentos semelhantes ao R22 no que se refere ao consumo de potência do compressor.

O sistema com R404A operou com consumo médio levemente superior ao sistema original, R22.

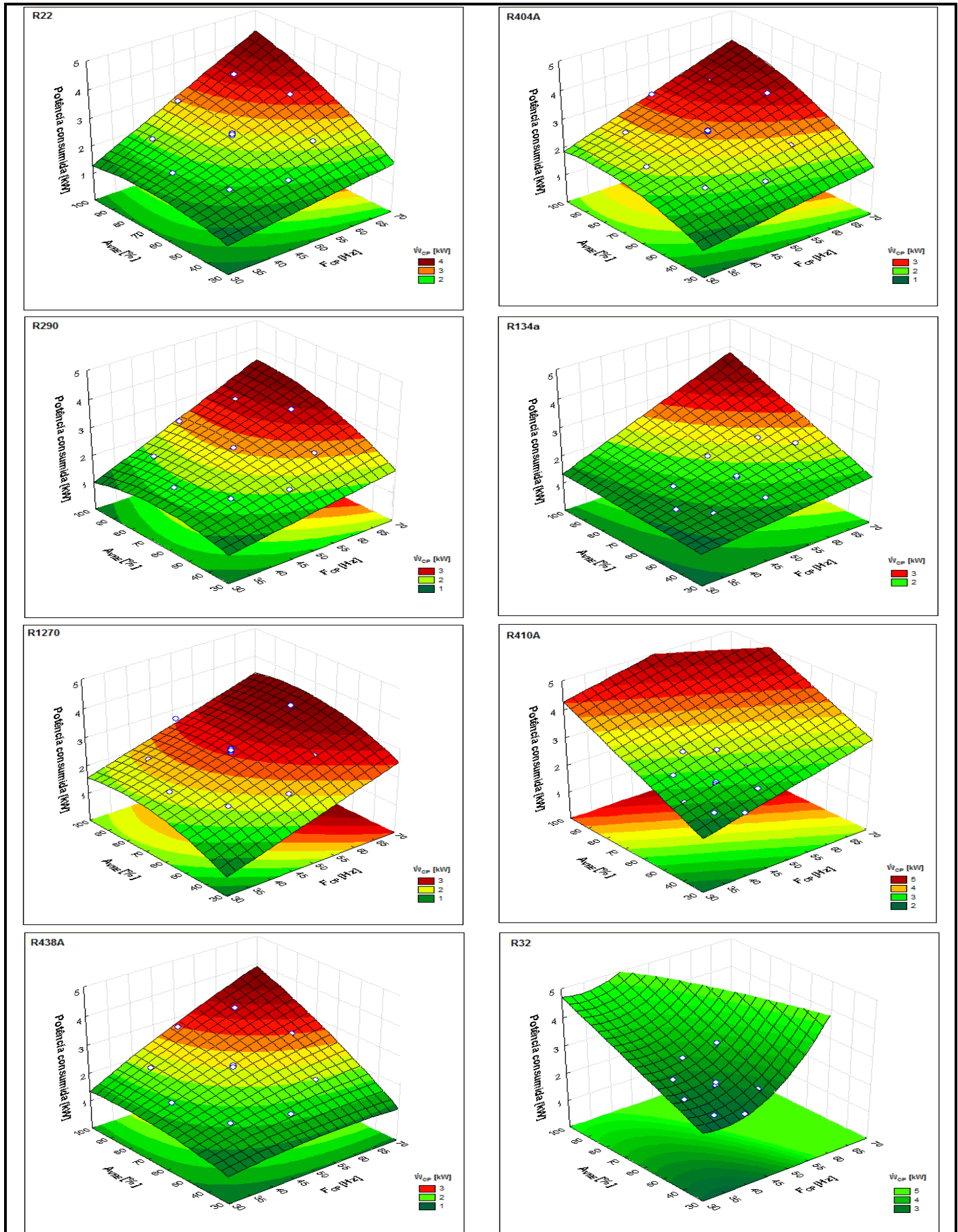


Figura 3.19 – Superfícies referentes ao comportamento da potência consumida para os oito refrigerantes estudados.

Por fim, a Fig. 3.20 ilustra o comportamento do COP para todos os sistemas de acordo com a frequência de operação do compressor e com a modulação da VEE. As equações abaixo se referem aos metamodelos experimentais para este parâmetro:

$$\text{R22:} \quad \text{COP} = -0,06F_{\text{CP}} + 0,0007F_{\text{CP}}^2 + 0,07A_{\text{VEE}} - 0,0009F_{\text{CP}}A_{\text{VEE}} + 2,32 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.60)$$

$$\text{R290:} \quad \text{COP} = 0,0007F_{\text{CP}}^2 - 0,04F_{\text{CP}} + 0,0004A_{\text{VEE}}^2 + 0,06A_{\text{VEE}} - 0,001F_{\text{CP}}A_{\text{VEE}} + 2,4 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.61)$$

$$\text{R1270:} \quad \text{COP} = -0,05F_{\text{CP}} + 0,04A_{\text{VEE}} + 3,67 \quad R^2 = 0,95 \quad (3.62)$$

$$\text{R438A:} \quad \text{COP} = 0,0004F_{\text{CP}}^2 - 0,02F_{\text{CP}} + 0,07A_{\text{VEE}} - 0,0009F_{\text{CP}}A_{\text{VEE}} + 1,2 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.63)$$

$$\text{R404A:} \quad \text{COP} = -0,026F_{\text{CP}} - 0,0003A_{\text{VEE}}^2 + 0,05A_{\text{VEE}} + 1,4 \quad R^2 = 0,95 \quad (3.64)$$

$$\text{R134a:} \quad \text{COP} = 0,01F_{\text{CP}} + 0,08A_{\text{VEE}} - 0,001F_{\text{CP}}A_{\text{VEE}} + 1,1 \quad R^2 = 0,99 \quad (3.65)$$

$$\text{R410A:} \quad \text{COP} = -0,015F_{\text{CP}} + 0,034A_{\text{VEE}} + 1,3 \quad R^2 = 0,94 \quad (3.66)$$

$$\text{R32:} \quad \text{COP} = -0,0037F_{\text{CP}}^2 + 0,3F_{\text{CP}} + 0,032A_{\text{VEE}} - 3,7 \quad R^2 = 0,91 \quad (3.67)$$

Todas as equações acima ilustram que o comportamento do COP é influenciado por ambos os fatores.

O R290 proporcionou o maior COP entre todos refrigerantes, 5,86. Este valor refere-se a uma frequência de 40 Hz e abertura de 90%. Neste caso, o sistema operou com 10,94 kW de capacidade, superaquecimento mínimo e temperatura de evaporação de 8°C. Em condições semelhantes, o R1270 garantiu um COP equivalente a 5,31, no entanto a temperatura de evaporação foi levemente inferior, 4,6°C.

O R22, operando também a 40 Hz e 90%, atingiu COP igual a 4,71. Porém, o sistema original estabilizou-se em condições de evaporação (4,2°C) e capacidade (9,90 kW) inferiores aos HCs. O R438A a 40 Hz e 90%, atingiu COP igual a 4,21. Este HFC teve como temperatura de evaporação 4,5°C e capacidade de 8,59 kW. As piores condições de eficiência foram estabelecidas pelo R404A, este resultou em COP de 2,64 a 40 Hz e 90%.

Os 13 testes do planejamento experimental correspondente ao R134a apresentaram um valor de COP médio equivalente a 3,24, no entanto as capacidades de refrigeração foram inexpressivas.

Os refrigerantes R404A e R410a não atingiram valores de COP superiores a 3. O R32 superou o R410A em todas as 13 condições de testes, os valores do COP foram em média 18% maiores.

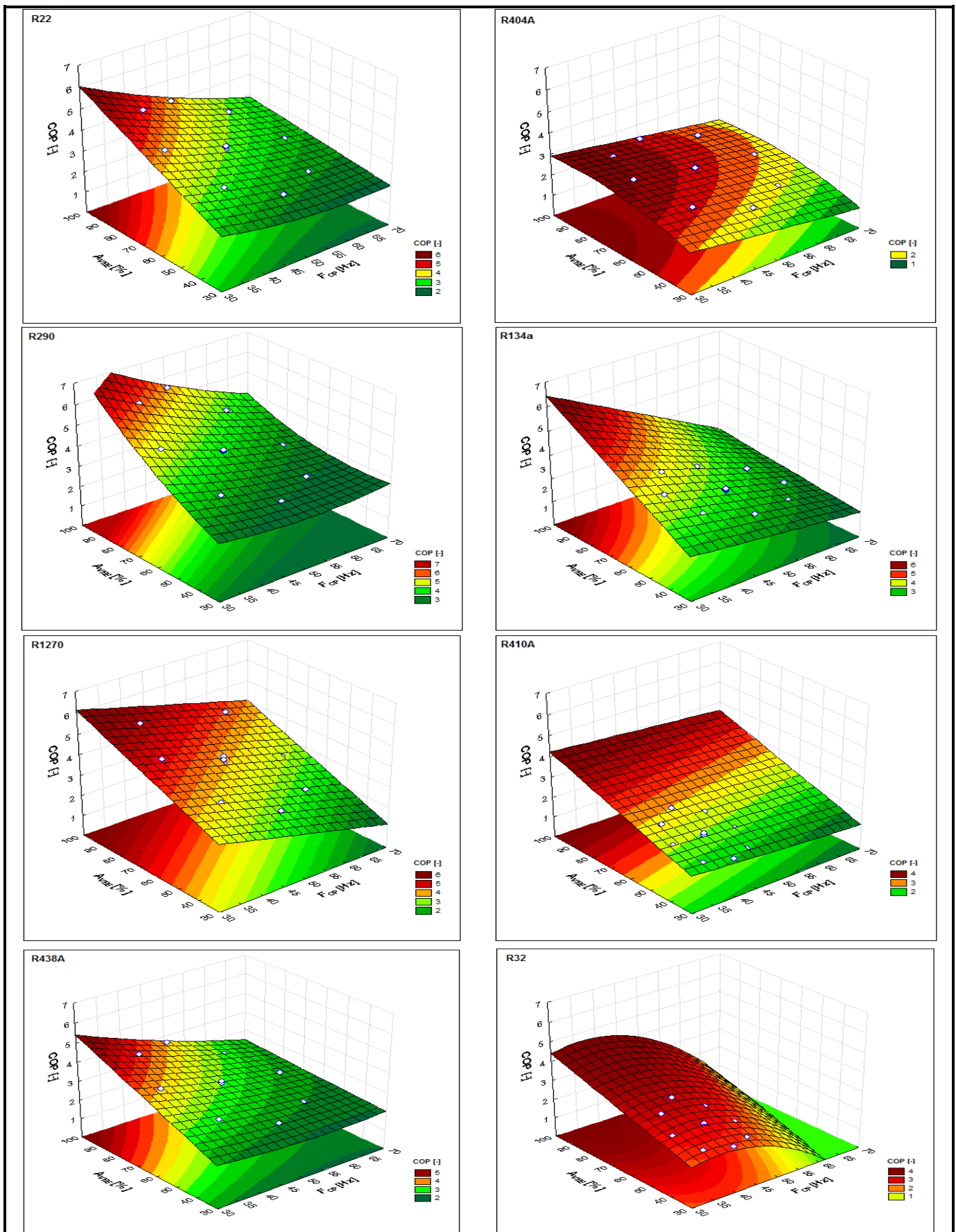


Figura 3.20 – Superfícies referentes ao comportamento do COP para os oito refrigerantes.

3.3. Metodologia TEWI

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.

Este método considera os impactos diretos e indiretos associados ao uso de fluidos refrigerantes em aplicações no setor de HVACR. A Eq. 3.68 torna possível estimar o impacto total.

$$TEWI = CO_2eq_{DIRETO} + CO_2eq_{INDIRETO} \quad (3.68)$$

A parcela associada com o efeito direto pode ser calculada pela Eq. 3.69.

$$CO_2eq_{DIRETO} = M_{REF} L_{RATE} L_{TIME} GWP + M_{REF} (1 - \alpha) GWP \quad (3.69)$$

Onde:

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). Este valor representa um sistema com carga de fluido inferior a 100kg.

A parcela do impacto indireto no aquecimento global pode ser calculada pela Eq. 3.70.

$$CO_2eq_{INDIRETO} = \beta E_{ANNUAL} L_{TIME} \quad (3.70)$$

Onde:

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

β : Emissão de CO_2 para geração de eletricidade, [kg CO_2 /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 E DISCUSSÕES

O caminho a ser tomado por um projetista durante a conversão de uma planta de refrigeração deve contemplar três etapas prioritárias:

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

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.

A realização dos testes seguintes ocorreu em condição de regime permanente. Além disso, a bancada experimental permaneceu com as mesmas configurações técnicas (temperatura e vazão de água na entrada do evaporador, componentes e carga de refrigerante) utilizadas na análise do Capítulo 3.

A capacidade de refrigeração do sistema foi estimada por intermédio da primeira lei da termodinâmica, Eq. 4.1, considerando uma condição em que o refrigerante seja a única substância presente no volume de controle delimitado pelo evaporador.

$$\dot{Q}_{REF} = \dot{m}(\Delta h_{EVAP}) \quad (4.1)$$

Δh_{EVAP} é a diferença de entalpia entre a saída e a entrada do evaporador. As estimativas de incertezas para a capacidade de refrigeração, \dot{Q}_{REF} , e para o COP podem ser encontrados nas tabelas de resultados. O erro relativo máximo é inferior a 2% para os resultados.

4.1. Processos de *Drop-in*

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, mencionado anteriormente, ou de maneira indireta, quando houver a necessidade de substituição do óleo lubrificante.

Em ambos os 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 400mmHg 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.

A bancada experimental operou originalmente com o R22 em aplicações normais de refrigeração. Devido à faixa de capacidade de refrigeração alcançada (7 kW a 11 kW) e às condições de evaporação trabalhadas (-15°C a 0°C) esta aplicação pode ser interpretada como um equipamento comercial destinado à conservação de produtos resfriados em escala comercial.

A condição pré-estabelecida neste primeiro estágio de resultados refere-se a um sistema de refrigeração simples, ou seja, o compressor operou com rotação constante e o orifício de expansão permaneceu com área de seção transversal constante durante a realização dos ensaios. A Tab. 4.1 ilustra os resultados obtidos para o sistema original e para os sete refrigerantes alternativos.

Os valores definidos para a carga de refrigerante representam condições onde 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. Nota-se, ainda, na Tab. 4.1 que o compressor operou à frequência de 60 Hz e a VEE manteve a uma abertura de 90%.

O sistema original, assim como os três primeiros (R290, R1270 e R438A) processos diretos de *drop-in*, operaram com óleo lubrificante mineral, em uma quantidade de 2 litros, respeitando o nível indicado no próprio compressor alternativo. Os demais refrigerantes (R404A, R134a, R410A e R32) caracterizam um processo indireto de *drop-in*, pois houve a necessidade da substituição da carga de óleo original por uma carga de óleo do tipo polioéster compatível com tais refrigerantes.

Tabela 4.1 – Resultados iniciais referentes ao sistema original e aos sete processos de *drop-in*.

Refrigerante e Carga [kg]	Fatores			Resultados											
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
R22 / 3,2	60	90	3,27±0,07	11,27±0,26	-3,1	39,1	8,5	6,2	5,4	66,9	32,9	450,9	1500,0	0,0665	3,45
R290 / 1,5	60	90	4,09±0,15	11,93±0,44	1,1	36,9	2,8	3,9	3,9	54,3	33,0	490,4	1273,1	0,0407	2,92
R1270 / 1,5	60	90	4,52±0,17	12,30±0,46	5,6	35,9	0,9	5,4	6,5	49,0	30,5	690,0	1502,0	0,0402	2,72
R438A / 3,0	60	90	2,85±0,26	9,11±0,19	-3,1	37,5	2,1	7,9	-1,0	74,0	29,6	400,5	1541,8	0,0654	3,20
R404A / 2,4	60	90	2,28±0,06	7,36±0,19	-11,4	40,8	23,1	4,6	11,7	82,7	36,2	410,0	1867,0	0,0578	3,23
R134a / 3,2	60	90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
R410A / 3,0	60	90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
R32 / 1,9	60	90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

LEGENDA:

F_{cp} : frequência de operação do compressor; T_{EV} : temperatura de evaporação; T_1 : temperatura na linha de sucção; P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;
 A_{VEE} : grau de abertura da VEE; T_{CD} : temperatura de condensação; T_2 : temperatura na linha de descarga; P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;
COP : coeficiente de eficácia; T_{SA} : grau de superaquecimento; T_3 : temperatura na linha de líquido. \dot{m} : vazão mássica.
 \dot{Q}_{EV} : capacidade de refrigeração; T_{SR} : grau de sub-resfriamento.
 \dot{W}_{CP} : potência consumida.

O R134a, o R32 e a mistura R410A não atingiram uma condição de operação estável a 60 Hz e 90% de abertura. A tentativa realizada com o R134a foi interrompida, pois, apesar do consumo de potência ter sido respeitado, o grau de superaquecimento retornou valores negativos. Os fluidos R32 e R410A apresentaram características técnicas semelhantes durante a tentativa de *drop-in*, entre elas destacam-se:

- O consumo de potência pelo compressor superou o valor de 7 kW, valor este excedente ao limite operacional do inversor de frequência, 3,7 kW;
- A condição de regime transiente referente desde o momento da partida, até o instante do auto desligamento do inversor de frequência, não totalizou mais de quatro minutos;
- Os valores das temperaturas de descarga rapidamente alcançaram 145°C e os níveis de ruídos foram preocupantes;
- Os valores de vazão mássica medidos foram superiores aos demais refrigerantes. Observando, ainda, a Tab. 4.1, os valores da capacidade de refrigeração são mais elevados para os hidrocarbonetos, porém representam valores ainda menores que a capacidade nominal, fornecida pelo fabricante do compressor.

A operação de *drop-in* realizada com o R438A foi aquela em que o refrigerante alternativo retornou as mesmas temperaturas de saturação nos trocadores de calor. Apesar das temperaturas de condensação semelhantes nos cinco sistemas, nenhuma outra comparação concreta pôde ser realizada, uma vez que os valores da temperatura de evaporação foram bem distintos de -3,1°C. Sendo assim, o R438A é o substituto imediato para a aplicação original, ou seja, este pode ser considerado o "*near drop-in*" ao R22.

Os hidrocarbonetos responderam ao *drop-in* com valores positivos de temperatura de evaporação. O R1270 apresentou uma condição que se aproxima das aplicações de condicionamento de ar. Por outro lado, o R404A evaporou à -11,4°C, comprovando a tendência de aplicações em conservação de produtos.

Operacionalmente, a temperatura de evaporação representa uma aplicação específica do sistema para a finalidade do projeto. Iniciativas de controle sobre o ciclo de compressão de vapor podem adequar/ajustar um sistema convencional de refrigeração a um projeto de demandas de cargas térmicas flexíveis, técnicas estas que priorizam a eficiência energética. Esta proposta de melhoria e modernização é conhecida pelo termo *retrofit*. A economia de energia elétrica está diretamente relacionada ao desempenho de cada equipamento constituinte do sistema. A utilização racional da energia elétrica aliada às técnicas de

controle condiciona sistemas de refrigeração automatizados a operarem de forma contínua por várias horas de forma inteligente.

Assim, a operação de *drop-in* por si só não é a solução para substituir o R22 em sua ampla gama de aplicações. Uma operação do tipo *drop-in/retrofit* é necessária para estabelecerem-se as bases comparativas e os limites e potencialidades de cada refrigerante alternativo ao HCFC.

4.2. Comprovação de Desempenho do Ciclo

Esta seção de resultados refere-se ao desempenho individual dos oito refrigerantes operando em uma faixa específica de temperatura de evaporação.

Referente à aplicação do processo de *drop-in/retrofit* do sistema de refrigeração original, contou-se com a possibilidade de alteração nos fatores F_{cp} e A_{VEE} , ou seja, explorou-se funcionalidade do par VEE/CVV, que é a ferramenta fundamental para a adaptação de um fluido refrigerante alternativo ao ciclo de compressão de vapor original.

A realização dos testes seguintes ocorreu em condição de regime permanente. Além disso, a bancada experimental permaneceu com as mesmas configurações técnicas (temperatura e vazão de água na entrada do evaporador, componentes e carga de refrigerante) utilizadas nas análises anteriores. As variáveis de interesse foram: a frequência de operação do compressor, [Hz], e a temperatura de evaporação, [°C].

O inversor de frequência permitiu que os sistemas operassem em condições distintas de frequência. O controle da pressão na saída do evaporador, realizado por meio da modulação da VEE, permitiu o alcance de 3 diferentes condições de temperatura de evaporação: -15°C, -10°C e -5°C, em cada frequência de operação adotada.

A Tab.4.2 refere-se ao desempenho do sistema de refrigeração original. É importante destacar que, apesar da faixa de evaporação ser constante em cada frequência, o mesmo não acontece com a faixa de temperaturas de condensação. Na medida em que se eleva o nível da frequência de operação, o consumo de potência por parte do compressor, assim como a pressão de descarga, sofrem incrementos. Consequentemente, o valor da temperatura de condensação aumenta.

Tabela 4.2 – Resultados referentes ao desempenho termodinâmico do R22 em função da temperatura de evaporação e da frequência de operação.

Fatores				Resultados										
Testes	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
1	35	-15	3,27±0,25	3,82±0,29	26,8	31,8	2,5	16,7	88,0	24,3	295,4	1095,6	0,0200	1,17
2	35	-10	3,47±0,20	4,93±0,28	28,0	23,8	3,0	13,8	86,0	25,0	355,0	1130,3	0,0263	1,42
3	35	-5	3,49±0,17	5,76±0,28	30,3	17,2	4,6	12,1	68,0	25,7	420,3	1201,0	0,0313	1,65
4	40	-15	3,17±0,20	4,53±0,28	28,5	27,4	4,1	12,3	90,0	24,4	295,2	1145,1	0,0241	1,43
5	40	-10	3,45±0,18	5,48±0,28	29,6	21,7	4,6	11,7	85,2	25,0	355,5	1180,0	0,0295	1,59
6	40	-5	3,47±0,14	6,59±0,27	31,9	15,1	5,7	10,0	71,0	26,2	420,0	1253,2	0,0362	1,90
7	45	-15	2,96±0,17	5,04±0,28	29,5	28,2	4,6	13,1	90,7	24,9	295,8	1178,0	0,0268	1,70
8	45	-10	3,35±0,15	6,26±0,28	31,2	20,9	5,2	10,9	86,1	26,0	355,0	1230,0	0,0340	1,87
9	45	-5	3,38±0,13	7,21±0,27	33,4	14,9	5,6	9,8	72,2	27,8	420,9	1300,9	0,0401	2,13
10	50	-15	2,88±0,14	5,76±0,28	30,9	27,4	5,6	12,3	91,5	25,3	295,0	1222,8	0,0308	2,00
11	50	-10	3,10±0,12	7,16±0,28	33,1	20,2	6,8	10,2	87,5	26,3	355,2	1290,8	0,0391	2,31
12	50	-5	3,34±0,11	8,41±0,27	34,5	14,1	6,4	9,0	74,3	28,1	420,2	1339,0	0,0470	2,52
13	55	-15	2,63±0,12	6,17±0,28	32,7	30,9	6,5	15,8	95,1	26,2	295,4	1277,2	0,0328	2,35
14	55	-10	2,93±0,11	7,53±0,28	34,0	24,8	7,3	14,8	88,8	26,7	355,0	1320,3	0,0405	2,57
15	55	-5	3,12±0,09	9,04±0,27	36,7	13,6	7,7	8,5	75,6	29,0	420,2	1413,2	0,0510	2,90
16	60	-15	2,50±0,11	6,65±0,28	34,0	32,0	7,4	16,9	96,3	26,6	295,0	1320,1	0,0353	2,66
17	60	-10	2,65±0,09	8,11±0,28	38,3	25,3	9,5	15,3	91,0	28,8	355,6	1470,5	0,0442	3,06
18	60	-5	3,00±0,08	9,99±0,27	38,8	14,6	8,6	9,5	77,0	30,2	420,7	1490,3	0,0566	3,33
19	65	-15	2,41±0,10	7,24±0,29	34,6	35,1	7,6	20,0	100,1	27,0	295,3	1340,0	0,0381	3,00
20	65	-10	2,54±0,08	8,43±0,28	39,1	27,5	10,1	17,5	94,0	29,0	355,1	1500,4	0,0456	3,32
21	65	-5	2,81±0,07	10,35±0,27	39,9	15,6	8,3	10,5	89,0	31,6	420,0	1532,0	0,0590	3,68

LEGENDA:

F_{cp} : frequência de operação do compressor; T_{EV} : temperatura de evaporação; T_1 : temperatura na linha de sucção; P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;
 COP : coeficiente de eficácia; T_{CD} : temperatura de condensação; T_2 : temperatura na linha de descarga; P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;
 \dot{Q}_{EV} : capacidade de refrigeração; T_{SA} : grau de superaquecimento; T_3 : temperatura na linha de líquido. \dot{m} : vazão mássica.
 \dot{W}_{CP} : potência consumida. T_{SR} : grau de sub-resfriamento.

O sistema mostrou-se mais eficiente operando em baixas frequências, no entanto, a capacidade de refrigeração foi penalizada. A capacidade de refrigeração máxima alcançada durante o segundo estágio de resultados foi de 10,6 kW, teste 21. Neste, as condições de saturação nos trocadores de calor foram semelhantes ao teste 18, porém, o valor do COP diminuiu devido, basicamente, à elevação do consumo de potência, que é consequência de uma operação a 65 Hz.

O teste 17 reflete uma condição coerente com a condição de operação indicada pelo fabricante do compressor, Tab. 3.1. No entanto, alguns parâmetros termodinâmicos estabilizaram-se em valores diferentes, como é o caso da discrepância de 6,7°C na temperatura de condensação. Com o objetivo de comprovar a qualidade da bancada experimental e dos procedimentos adotados, a Tab. 4.3 compara o teste 17 com dados do fabricante, disponíveis no material técnico do fabricante *Semi-hermetic reciprocating compressor KP-105-4*.

Tabela 4.3 – Comparação dos resultados encontrados no Teste 17 com os dados de desempenho apresentados pelo fabricante do compressor.

Características	Fabricante	Teste 17
Refrigerante	R22	R22
Operação	60 Hz / 1750 RPM	60 Hz / 1750 RPM
Capacidade de Refrigeração [kW]	8,26	8,11
Consumo [kW]	2,96	3,06
COP [-]	2,78	2,65
Temperatura de evaporação [°C]	-10	-10
Temperatura de condensação [°C]	38,3	38,3
Temperatura de sucção do compressor [°C]	20,0	15,3
Grau de superaquecimento [°C]	30,0	25,3
Grau de subresfriamento [°C]	0,0	9,5

O fabricante seguiu as diretrizes da norma ARI 540 e o teste 17 não. Ambos operaram a 60 Hz, às mesmas temperaturas de saturação nos trocadores de calor e consequentemente, com as mesmas relações de pressões, 4,14.

Os valores comparativos referentes à capacidade, consumo e COP comprovam a correta utilização do compressor, bem como o exato dimensionamento dos demais componentes utilizados.

As diferenças entre os valores de capacidade e consumo se devem aos graus de subresfriamento e superaquecimento utilizados, bem como ao fato de se tratar de um compressor com 10 anos de uso, que foi, ainda, remanufaturado anteriormente à execução dos testes desta tese.

Os 21 ensaios referentes ao sistema original são analisados na Fig. 4.1, em que ilustra o comportamento da capacidade de refrigeração e do COP relacionados às 7 frequências de

operação do compressor, para três condições distintas de evaporação. As linhas de tendência foram adicionadas aos 42 pontos experimentais.

Optou-se por representar todos os 21 testes na mesma figura, com o objetivo de sustentar, mesmo que de forma tendenciosa, os seguintes tópicos: a consistência física do comportamento geral do sistema e a confiabilidade da aquisição dos sinais, somente após a estabilidade total do sistema no domínio do tempo.

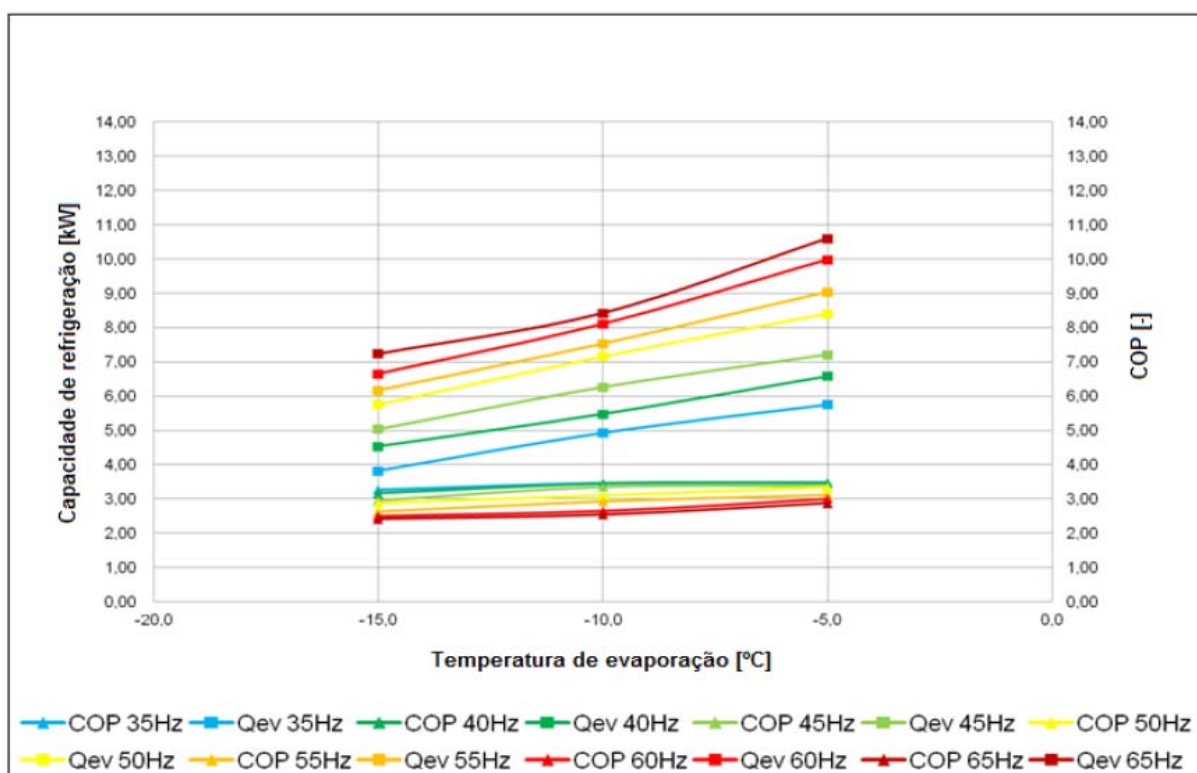


Figura 4.1 – Sistema de refrigeração com R22 – Comportamento da Capacidade de refrigeração e do COP em função da velocidade de rotação do compressor para três condições distintas de evaporação.

Nessas condições, verifica-se que com o aumento da frequência de operação, maiores capacidades de refrigeração são alcançadas. Ao contrário dos valores do COP, que se tornam menores com o aumento da rotação do compressor.

O incremento da temperatura de evaporação promove o comportamento ascendente de ambos os parâmetros.

É importante comparar estes resultados de comprovação de performance (Tab. 4.2) com os resultados anteriores, referentes aos processos de *drop-in* (Tab. 4.1). A Tab. 4.4 contempla esta comparação.

Tabela 4.4– Comparação dos resultados obtidos nos diferentes estágios de testes.

Testes	Fatores		Resultados				
	F_{cp}	A_{VEE}	T_{CD}	T_{EV}	T_{SA}	\dot{Q}_{EV}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]
Condição limite	60	98,2	40,4	-2,0	10,3	11,40	3,72
1, (Tab. 4.1)	60	90,0	39,1	-3,1	8,5	11,27	3,45
18, (Tab. 4.2)	60	80,0	38,8	-5,0	14,6	9,99	3,33

A denominada condição limite, refere-se a uma suposta operação do sistema original, em que a frequência seja 60 Hz e o consumo seja equivalente ao máximo suportado pelo inversor de frequência, 3,72 kW. Os demais resultados (em destaque na Tab. 4.4), desta condição, foram calculados por intermédio dos metamodelos. Estes resultados referem-se aos valores máximos possíveis da abertura (98,2% estimada pela Eq. 3.52), da temperatura de condensação (40,4°C estimada pela Eq. 3.12), da temperatura de evaporação (-2°C estimada pela Eq. 3.4), do grau de superaquecimento (10,3°C estimada pela Eq. 3.20) e da capacidade de refrigeração (11,40 kW estimada pela Eq. 3.44).

O teste 1 apresenta a capacidade de refrigeração máxima obtida pelo sistema original quando submetido ao planejamento composto central. Nota-se que este teste foi realizado em 60 Hz e condensação próxima a 40°C. A modulação da VEE é o fator que explica o fato do valor da capacidade de refrigeração do teste 1 ser 0,13 kW inferior à condição limite e 1,28 kW superior ao teste 18, o qual operou a 80% de abertura, estimada pela Eq. 3.52.

A breve análise acima comprova que a utilização dos metamodelos experimentais é uma opção coerente na previsão do comportamento do sistema de refrigeração. Tais metamodelos podem também ser utilizados como funções de transferência em uma lógica de controle aplicada ao sistema de refrigeração. As análises subsequentes referem-se à verificação do desempenho termodinâmico dos refrigerantes alternativos ao R22.

O comportamento da capacidade de refrigeração e do COP alcançados com o uso dos fluidos alternativos podem ser visualizados nas Figs. 4.2a a 4.8. A construção destes gráficos exigiu a execução de 147 ensaios, em regime permanente, onde as planilhas referentes a estes resultados encontram-se no Anexo 3, Tabs. A.3.1 a A.3.7.

O primeiro fluido alternativo analisado é o R290. Na Fig. 4.2 observa-se que a consistência física do comportamento da capacidade de refrigeração e do COP são verificados, assim como foram para o sistema original.

O aumento da frequência promove maiores capacidades e menores COPs. A maior temperatura de evaporação (-5°C) promove COPs e capacidades de refrigeração elevados, independente da frequência.

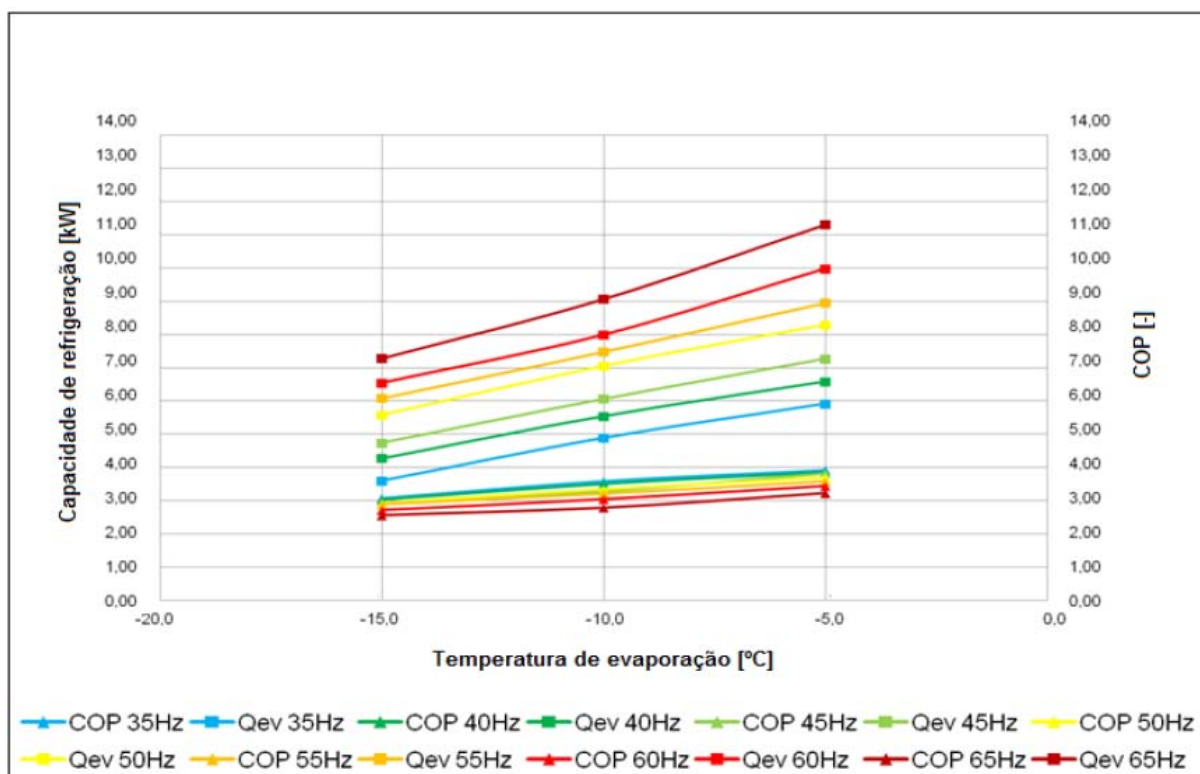


Figura 4.2 – Sistema de refrigeração com R290 – Comportamento da Capacidade de refrigeração e do COP em função da velocidade de rotação do compressor para três condições distintas de evaporação.

O desempenho individual do R1270 pode ser analisado pela Fig. 4.3. Este HC mostrou ser a melhor opção a substituir o R22.

Os valores de capacidade e COP foram superiores aos demais refrigerantes em toda faixa de temperatura de evaporação. A capacidade de refrigeração máxima alcançada foi de 12,32 kW, e mesmo operando a 65 Hz, o COP foi superior a 3 (Teste 21 da Tab. A.3.2).

Os estágios de resultados anteriores indicaram que o R438A pode ser considerado o "near drop-in" ao R22. Este refrigerante retornou as mesmas condições de saturação nos trocadores de calor apenas devido ao *drop-in*, ou seja, rotação e expansão fixas.

Nas presentes análises, o par VEE/CVV permite explorar as potencialidades de cada fluido. E, como se observa na Fig. 4.4, a máxima capacidade de refrigeração atingida pelo R438A não ultrapassou 9kW. Este valor representa uma capacidade 13,5% menor se comparada ao R22 operando a -5°C e 65 Hz.

O sistema original pode operar em -5°C e apenas 55 Hz que alcança o mesmo valor de 9kW, e ainda, consumindo 10% menos (Teste 15 da Tab. 4.2).

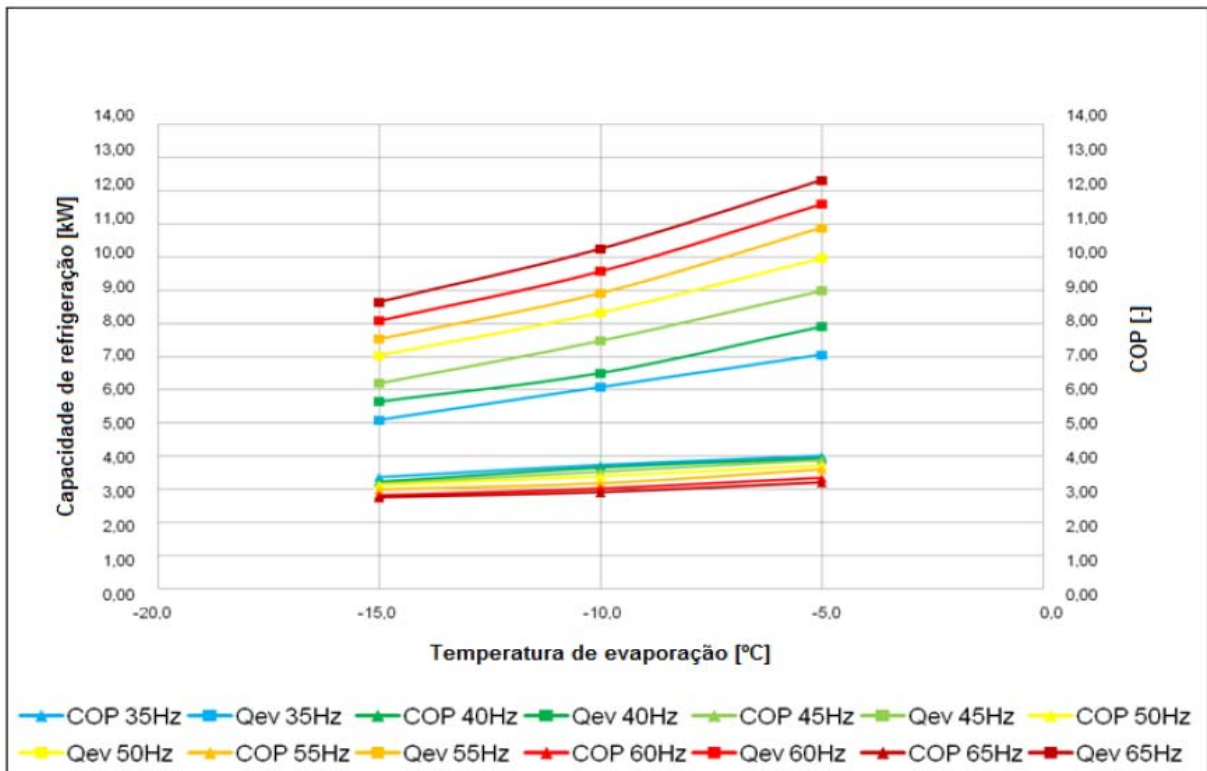


Figura 4.3 – Sistema de refrigeração com R1270 – Comportamento da Capacidade e do COP em função da rotação do compressor para três condições distintas de evaporação.

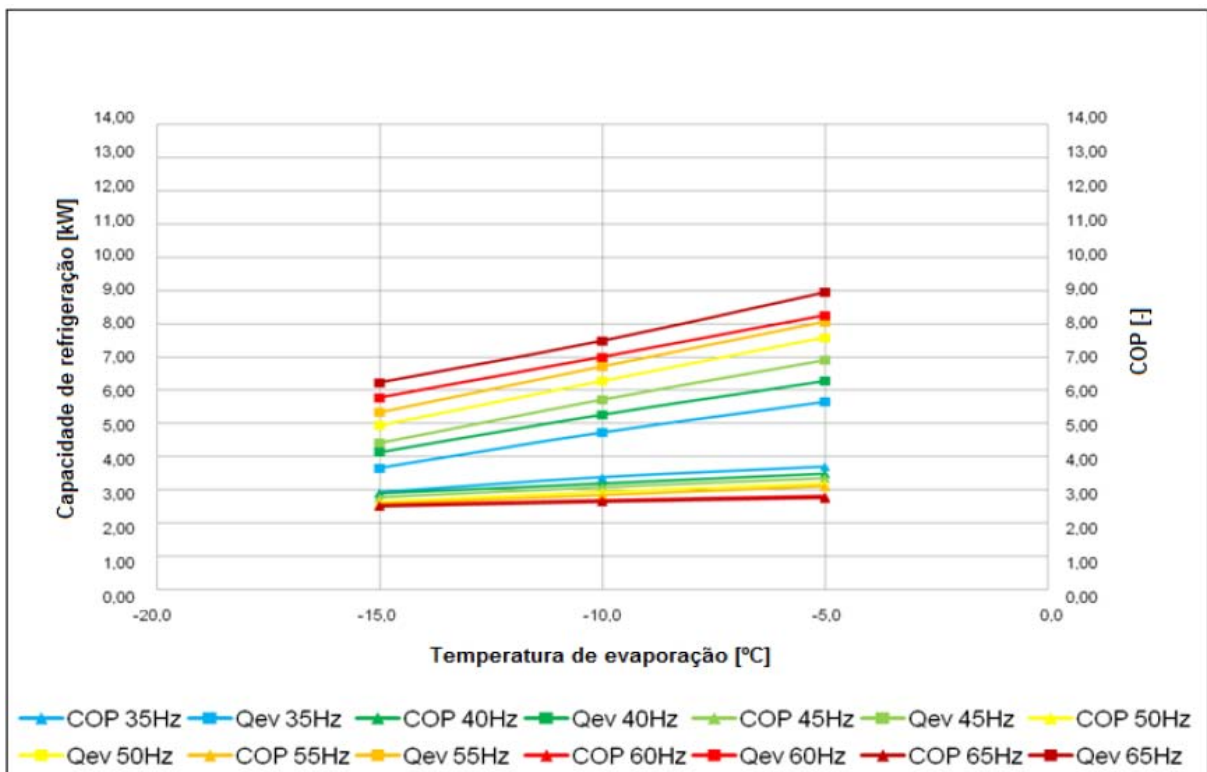


Figura 4.4 – Sistema de refrigeração com R438A – Comportamento da Capacidade e do COP em função da rotação do compressor para três condições distintas de evaporação.

Fig. 4.5 ilustra o comportamento da capacidade de refrigeração e do COP referentes ao sistema contendo R404A.

O refrigerante R404A superou o R438A, o R134a e o R410A em termos de capacidade em todas as 3 condições de evaporação avaliadas, com exceção do R410A a -5°C .

Apesar da mistura R404A apresentar maiores capacidades de evaporação, seus resultados de COP são inferiores aos demais. Além disso, este HFC apresenta um GWP de 3922, o valor mais elevado entre os refrigerantes analisados.

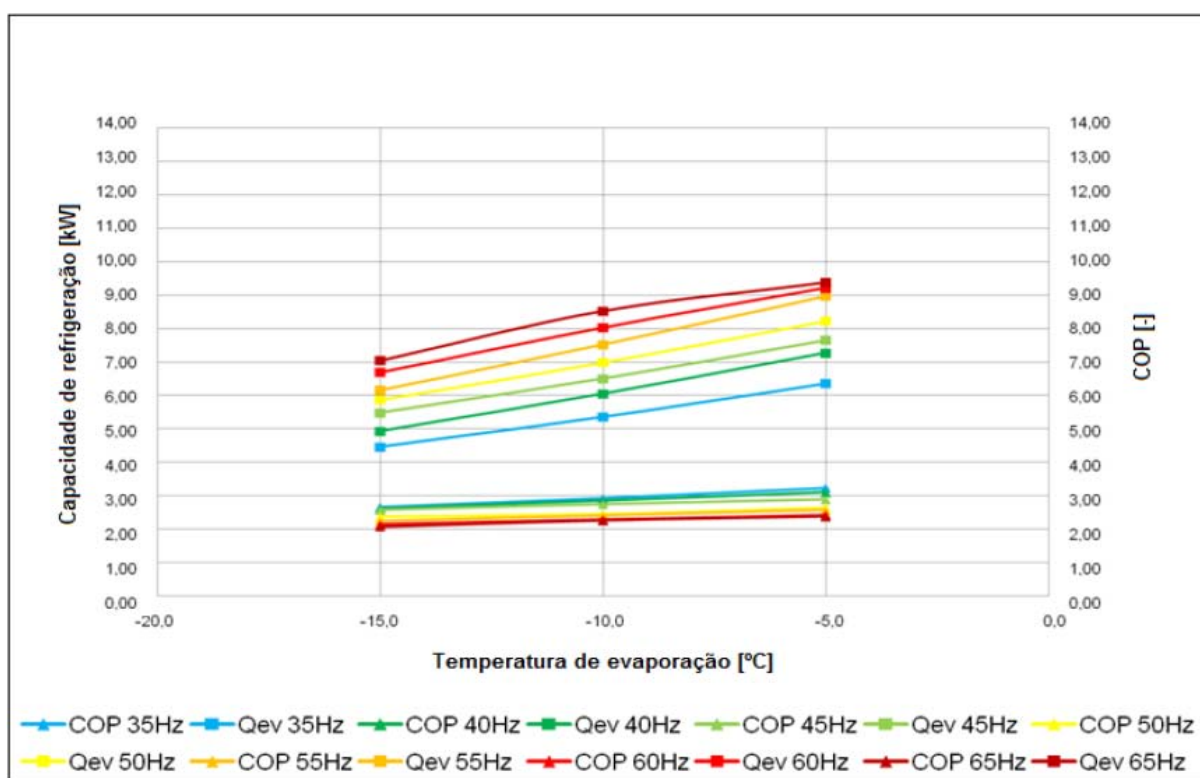


Figura 4.5 – Sistema de refrigeração com R404A – Comportamento da Capacidade e do COP em função da rotação do compressor para três condições distintas de evaporação.

A Fig. 4.6 ilustra o comportamento da capacidade de refrigeração e do COP referentes ao sistema contendo R134a. Este HFC mostrou ser a pior opção a substituir o R22. A máxima capacidade de refrigeração atingida não ultrapassou 6,5 kW. Este valor representa uma capacidade 38% menor se comparada ao R22 operando a -5°C .

Entre todos os resultados da presente análise, o refrigerante R134a apresentou a pior condição de capacidade de refrigeração, apenas 2,45 kW (Teste 1 da Tab. A.3.5). Este teste foi realizado na frequência de 35 Hz com COP equivalente a 2,58.

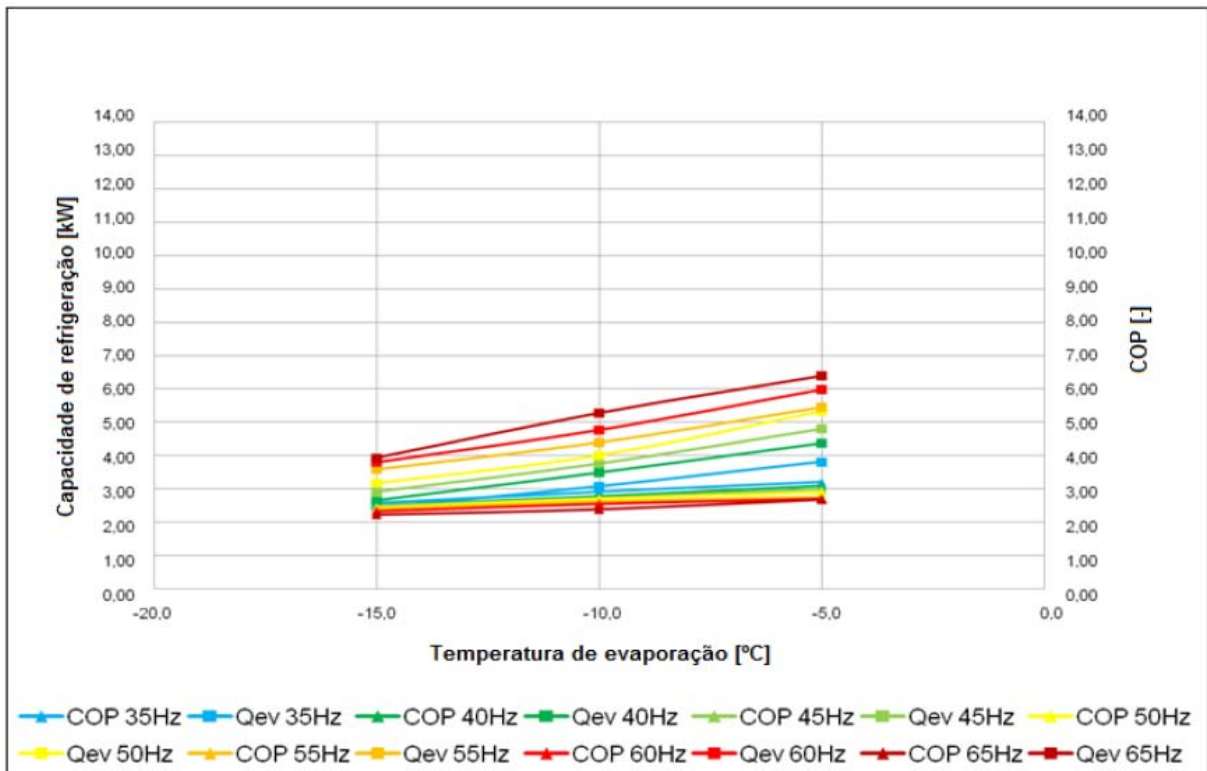


Figura 4.6 – Sistema de refrigeração com R134a – Comportamento da Capacidade e do COP em função da rotação do compressor para três condições distintas de evaporação.

O comportamento da capacidade de refrigeração e do COP referentes ao sistema contendo R410A pode ser observado na Fig. 4.7. Em sequência, a Fig. 4.8 ilustra a mesma análise para o refrigerante R32.

Os valores de COP pouco variaram com a frequência para ambos os HFCs. Visualmente, as linhas de tendência deste parâmetro permanecem próximas. Já os valores de capacidades variaram expressivamente. O R32 superou o R410A em todas as condições de testes, tanto em termos de capacidade, como em COP.

Ambos os sistemas operaram até 45 Hz, respeitando a zona de segurança do inversor de frequência. Diferentemente dos demais fluidos que estenderam sua faixa de trabalho a 65 Hz.

Se os valores máximos de capacidade de refrigeração e COP forem considerados em uma comparação, nota-se que o refrigerante R32 a 45 Hz supera o R22 a 65 Hz. Esta análise é válida para as 3 condições de evaporação avaliadas. No entanto, deve ser evidenciado que as faixas de temperaturas de condensação são diferentes entre estes fluidos.

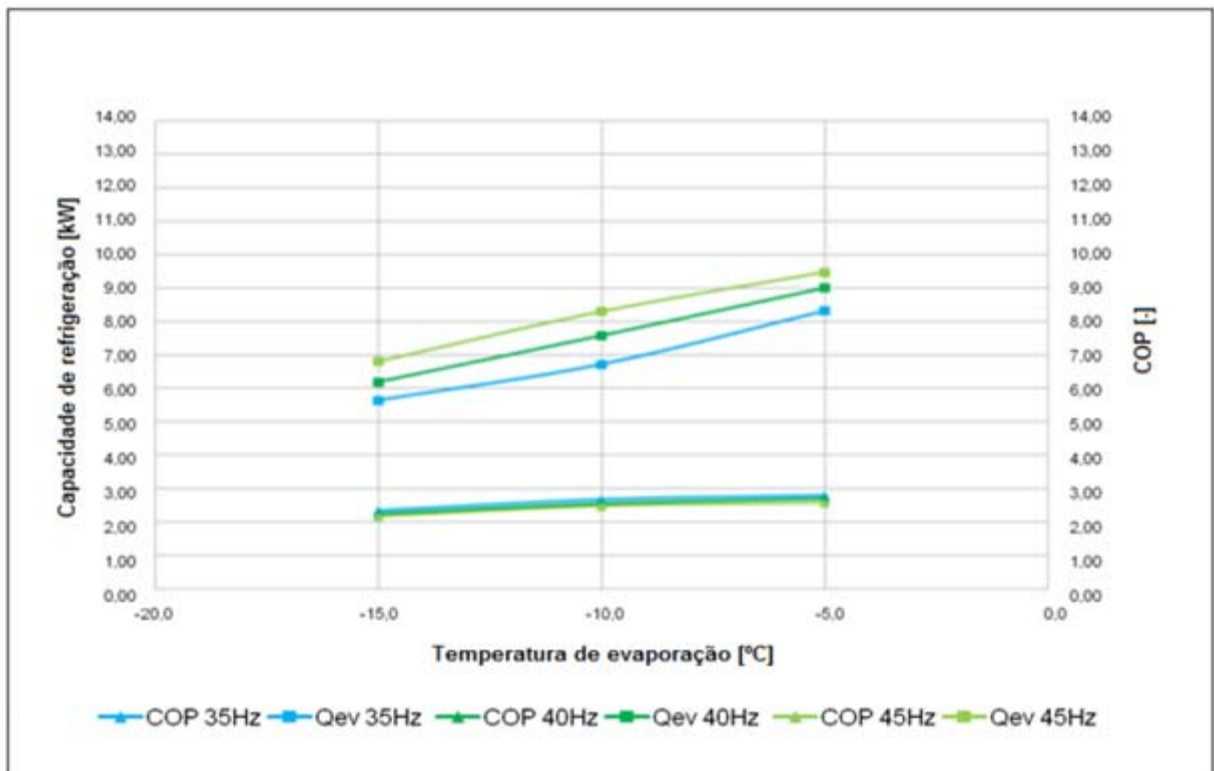


Figura 4.7 – Sistema de refrigeração com R410A – Comportamento da Capacidade e do COP em função da rotação do compressor para três condições distintas de evaporação.

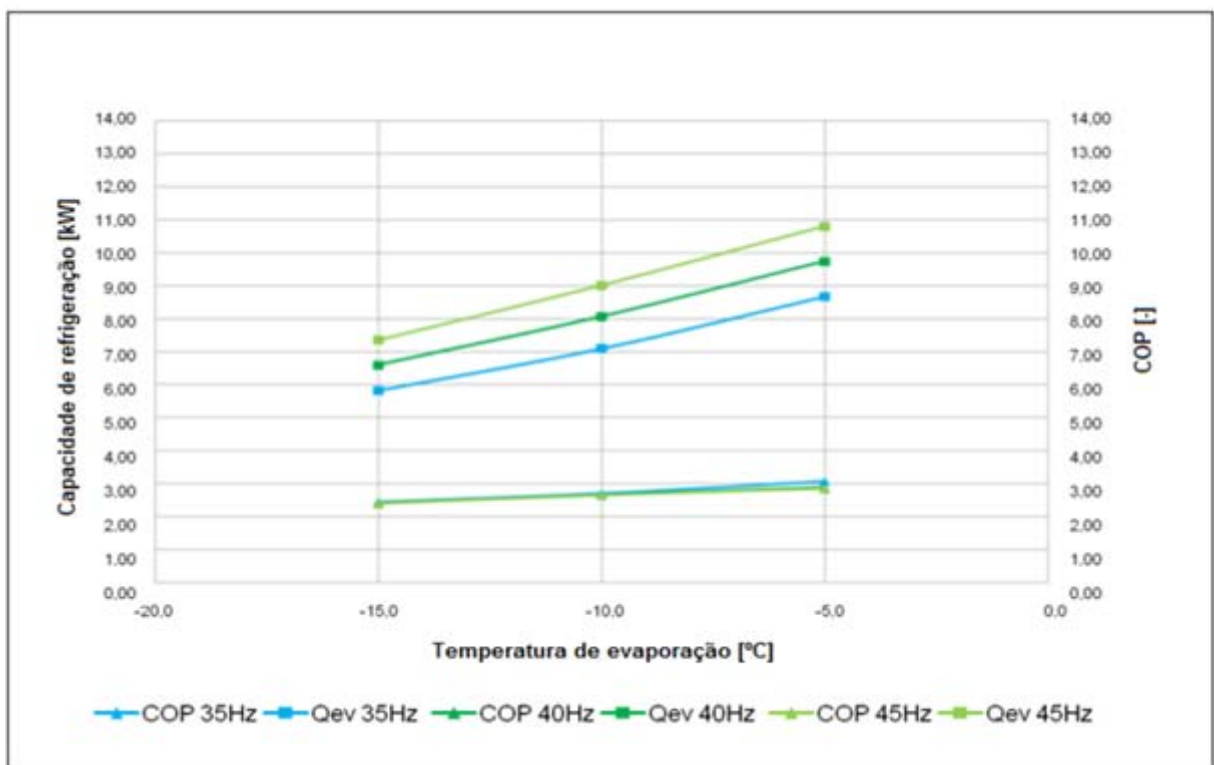


Figura 4.8 – Sistema de refrigeração com R32 – Comportamento da Capacidade e do COP em função da rotação do compressor para três condições distintas de evaporação.

Após as análises individuais de cada refrigerante, todos os fluidos são, finalmente, confrontados. As Figs. 4.9, 4.10 e 4.11 ilustram comparações entre todos os refrigerantes, considerando o sistema original como referência.

Os dados experimentais utilizados na presente análise comparativa, Tab. 4.5, foram retirados da Tab. 4.2 e das tabelas do anexo 3, Tabs. A.3.1 a A.3.7. Os valores de capacidade de refrigeração aqui utilizados foram os máximos alcançados pelos refrigerantes, independente da frequência de operação.

Valores referentes aos COPs relativos e às capacidades máximas relativas podem ser visualizados na Fig. 4.9. Cada refrigerante apresenta dados referentes a três temperaturas de evaporação distintas.

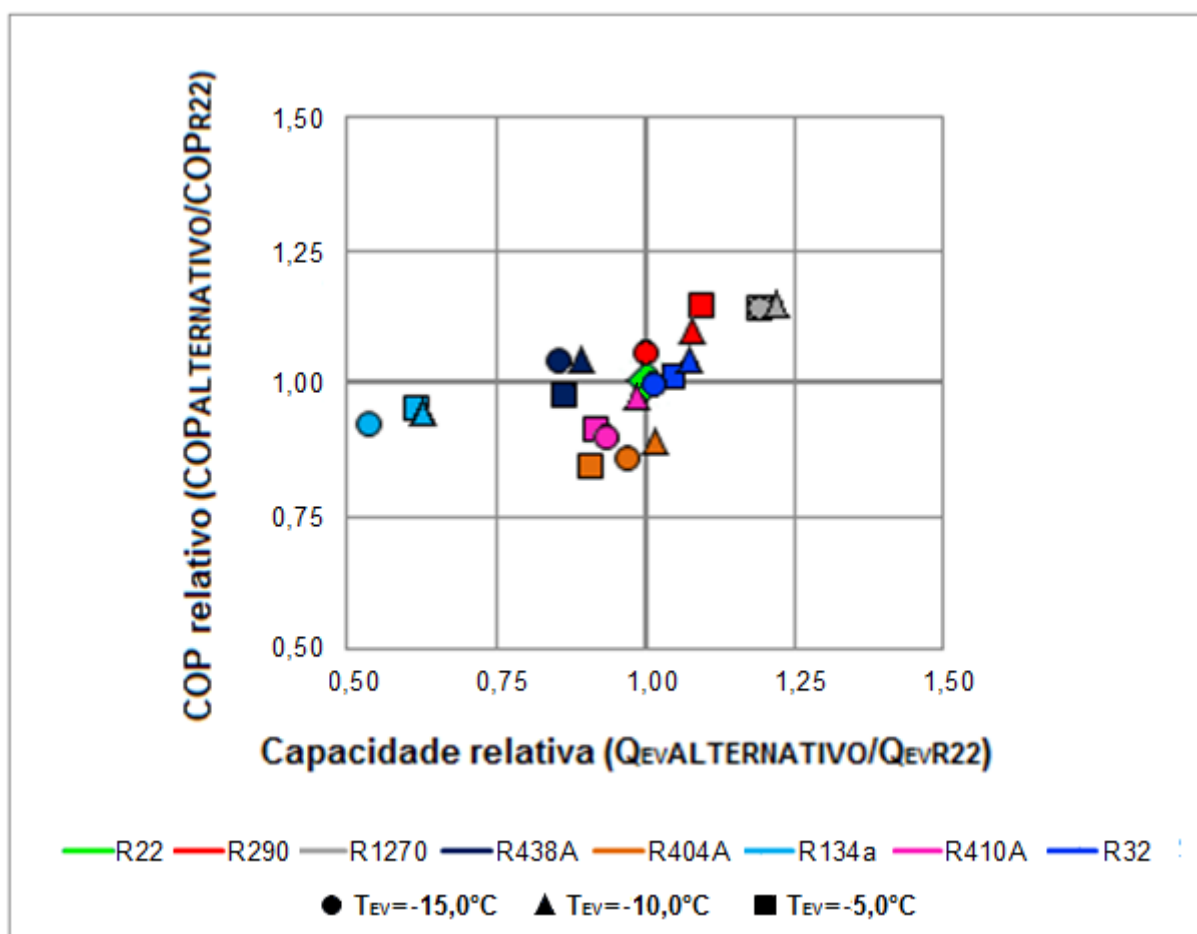


Figura 4.9 – Capacidade de refrigeração vs. COP. Valores relativos ao R22, em diferentes temperaturas de evaporação.

Referente ao COP dos sistemas, diversos fatores conduzem à escolha dos HCs como as melhores opções para substituir o R22. Tais refrigerantes superam os demais até mesmo em termos de capacidade de refrigeração.

Tabela 4.5 – Resultados referentes à capacidade de refrigeração máxima atingida por cada refrigerante a diferentes temperaturas de evaporação.

Refrigerantes	Fatores			Resultados										
	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
R22	65	-15	2,41±0,10	7,24±0,29	34,6	35,1	7,6	20,0	100,1	27,0	295,3	1340,0	0,0381	3,00
R290	65		2,55±0,18	7,28±0,52	38,5	32,8	12,1	17,8	87,0	26,4	292,0	1324,0	0,0212	2,85
R1270	65		2,75±0,16	8,65±0,51	38,5	27,7	11,7	12,7	101,0	26,8	364,0	1597,8	0,0256	3,15
R438A	65		2,51±0,23	6,23±0,26	31,8	35,3	8,8	20,3	89,8	23,0	255,1	1336,0	0,0365	2,48
R404A	65		2,07±0,06	7,05±0,21	40,9	26,8	10,6	11,7	83,3	30,3	360,5	1870,5	0,0512	3,40
R134a	65		2,23±0,16	3,93±0,28	42,1	33,0	19,1	18,0	99,9	23,0	164,0	1076,8	0,0212	1,77
R410A	45		2,17±0,10	6,81±0,30	32,7	31,8	3,8	16,8	110,7	28,9	480,1	2026,1	0,0341	3,13
R32	45		2,40±0,31	7,36±0,31	32,0	33,2	1,4	18,3	117,0	30,6	490,0	2031,8	0,0255	3,06
R22	65	-10	2,54±0,08	8,43±0,28	39,1	27,5	10,1	17,5	94,0	29,0	355,1	1500,4	0,0456	3,32
R290	65		2,78±0,15	9,07±0,50	41,0	26,2	12,2	16,2	82,1	28,8	345,0	1400,0	0,0273	3,26
R1270	65		2,91±0,14	10,25±0,49	41,0	20,3	12,6	10,3	96,0	28,4	430,0	1691,0	0,0313	3,52
R438A	65		2,64±0,39	7,49±0,32	34,7	23,4	9,9	13,4	80,8	24,8	310,2	1438,1	0,0465	2,84
R404A	65		2,26±0,05	8,53±0,20	42,3	17,1	11,7	7,1	78,0	30,6	430,7	1932,2	0,0648	3,78
R134a	65		2,39±0,12	5,28±0,28	44,7	27,0	21,3	17,0	95,5	23,4	201,5	1153,5	0,0288	2,21
R410A	45		2,47±0,09	8,30±0,29	32,8	25,9	2,3	15,8	103,0	30,5	570,0	2030,4	0,0428	3,36
R32	45		2,65±0,34	9,02±0,14	32,2	25,1	1,0	15,0	113,3	31,2	580,1	2042,2	0,0320	3,40
R22	65	-5	2,81±0,07	10,35±0,27	39,9	15,6	8,3	10,5	89,0	31,6	420,0	1532,0	0,0590	3,68
R290	65		3,22±0,14	11,31±0,49	42,0	18,2	13,0	13,2	78,1	29,0	406,0	1434,1	0,0349	3,51
R1270	65		3,20±0,12	12,32±0,47	42,6	8,7	13,0	3,7	77,0	29,6	503,0	1752,0	0,0396	3,85
R438A	65		2,75±0,20	8,95±0,23	37,2	13,0	10,6	8,0	76,4	26,6	373,0	1530,5	0,0587	3,25
R404A	65		2,38±0,05	9,38±0,19	43,1	8,0	12,1	3,0	68,3	31,0	510,0	1970,0	0,0748	3,95
R134a	65		2,68±0,11	6,40±0,27	47,4	20,1	23,7	15,1	88,3	23,7	243,7	1234,0	0,0355	2,39
R410A	45		2,57±0,08	9,47±0,28	33,0	15,6	0,5	10,7	99,0	32,5	680,5	2037,0	0,0517	3,69
R32	45		2,85±0,13	10,81±0,33	32,3	16,5	0,4	11,5	111,0	31,9	690,3	2047,0	0,0395	3,79

LEGENDA:

F_{cp} : frequência de operação do compressor;

COP : coeficiente de eficácia;

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

\dot{W}_{CP} : potência consumida.

T_{EV} : temperatura de evaporação;

T_{CD} : temperatura de condensação;

T_{SA} : grau de superaquecimento;

T_{SR} : grau de sub-resfriamento.

T_1 : temperatura na linha de sucção;

T_2 : temperatura na linha de descarga;

T_3 : temperatura na linha de líquido.

P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;

P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;

\dot{m} : vazão mássica.

Entre os HFCs, o R32 é o único que retorna capacidades de refrigeração superiores ao sistema original, em toda faixa de evaporação analisada. Este fluido merece destaque, pois também supera o R22 em termos de COP.

O R438A apresenta valores de COP superiores ao R22, principalmente às temperaturas de -15°C e -10°C , porém, este HFCs afasta-se dos valores de capacidade referente ao sistema com R22.

Nota-se na Fig. 4.9, que o R134a afasta-se negativamente à referência em termos de capacidade. Este fato torna o HFC impróprio para operar à mesma rotação do sistema original. No entanto, se o sistema com R134a operasse acima das velocidades estudadas, possivelmente a capacidade de refrigeração tornar-se-ia próxima ao sistema original. Tais ensaios não foram realizados devido à limitação na faixa de operação do compressor utilizado. Esta limitação quanto à frequência de rotação deve atender, segundo o fabricante, os limites 30 e 70 Hz. Acima de 70 Hz seu funcionamento é comprometido devido, principalmente, ao elevado nível de vibração e ruído, além da perda da eficiência volumétrica.

Todos os refrigerantes, com exceção do R134a, podem substituir o R22 nestas aplicações específicas. Ambos HCs oferecem capacidades superiores ao sistema original, o R1270 opera com uma capacidade 20% superior em toda faixa. Estes resultados podem ser visualizados, também, na Fig. 4.10.

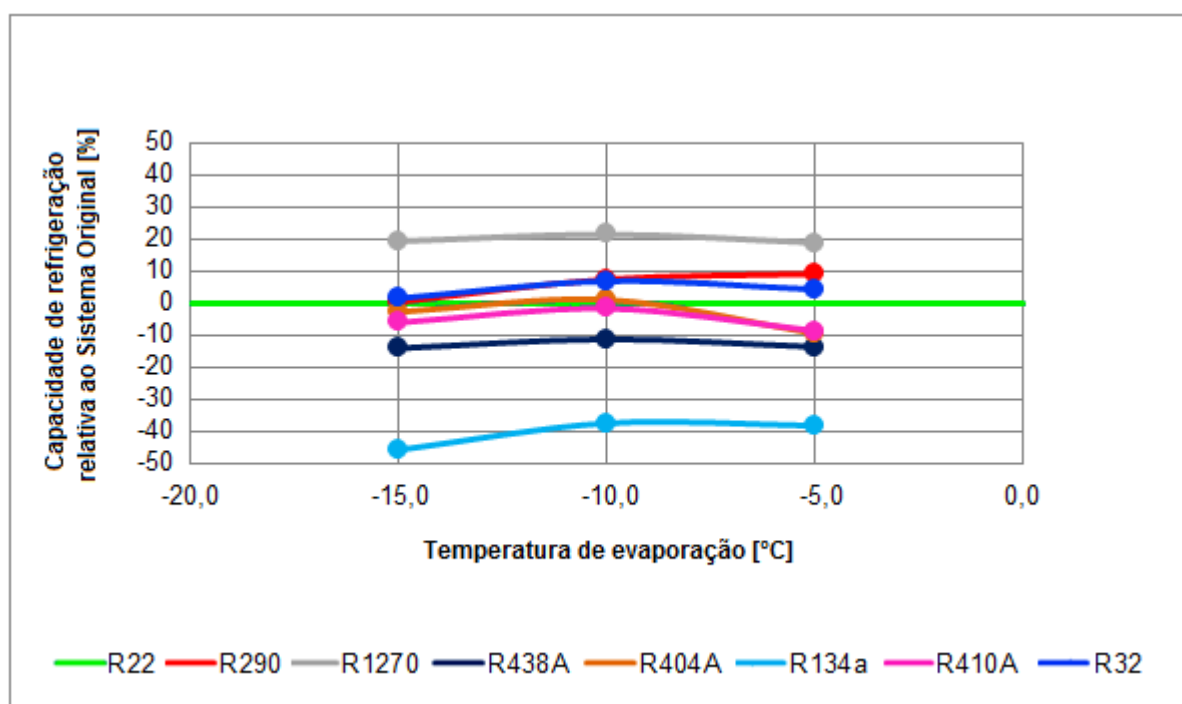


Figura 4.10 – Capacidade de refrigeração dos diferentes refrigerantes utilizados nesta pesquisa. Valores percentuais relativos ao sistema original.

O R32 e o R410A operaram com 45 Hz de frequência, ou seja, praticamente 40% a menos que o sistema original e os demais. Tal redução tomou-se necessária para evitar consumos abusivos e, assim, preservar o compressor. Fisicamente, este comportamento está relacionado ao parâmetro denominado: capacidade de refrigeração volumétrica, que representa o produto entre a densidade do vapor na sucção do compressor e a diferença de entalpia entre entrada e saída do evaporador.

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. A Fig.4.11 mostra a variação da capacidade de refrigeração volumétrica com a temperatura de evaporação para os fluidos estudados.

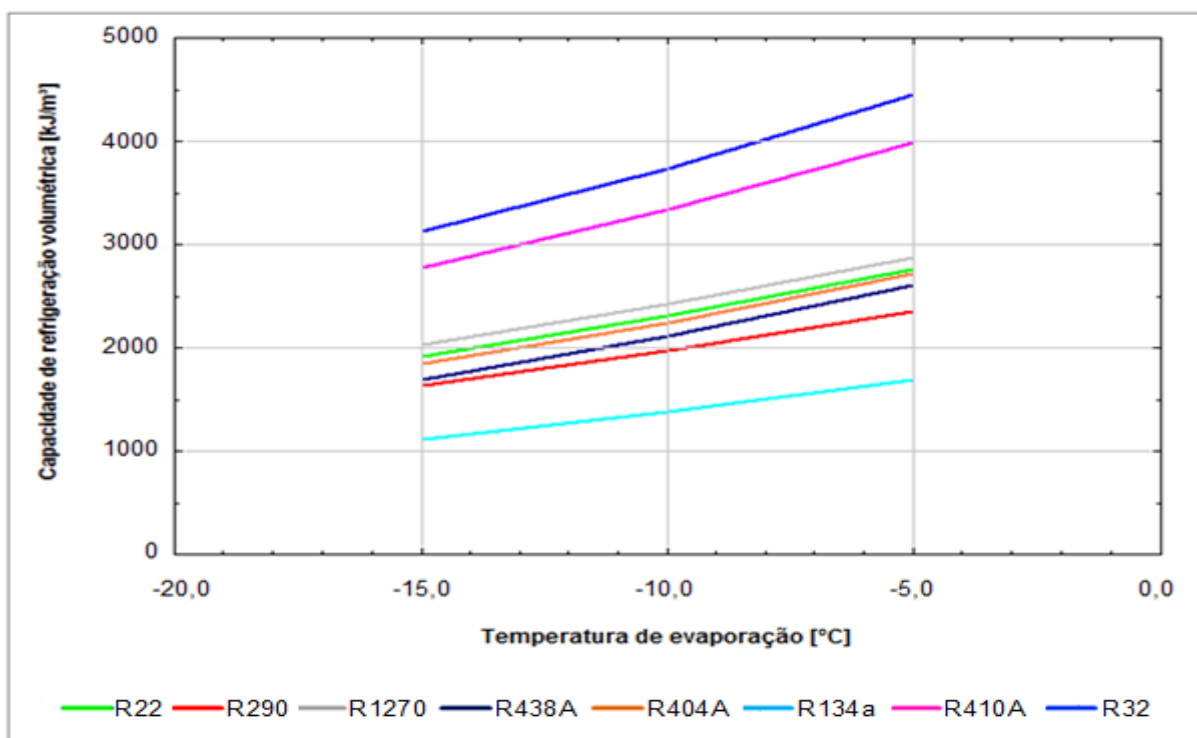


Figura 4.11 – Capacidade de refrigeração volumétrica relativa aos refrigerantes estudados. Valores estimados a 40°C de temperatura de condensação, 0°C de subresfriamento e 5°C de superaquecimento.

Como pode ser observado, 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. Este parâmetro permite a previsão das dimensões dos mecanismos de deslocamento necessários de um compressor, para um determinado refrigerante e em uma específica condição de operação.

A partir da Fig.4.11, é facilmente entendido o motivo do tamanho de compressores para aplicações de baixa temperatura ser maiores do que o necessário para temperaturas elevadas. Além disso, os compressores necessários para um sistema operando com R32, R410A ou mesmo R1270 deverão ser sempre menores do que o compressor necessário para R22 em rotação fixa. Os demais fluidos possuem menores capacidades volumétricas, sendo assim, demandam compressores maiores.

Os resultados experimentais mostrados na Fig. 4.10 comprovam a tendência teórica da Fig. 4.11. Nota-se na Fig. 4.11, que os fluidos R290, R1270, R438A e R404A encontram-se agrupados ao R22. O R32, assim como, o R410A encontram-se destacados acima do R22, uma vez que possuem maiores capacidades volumétricas.

4.3. Impacto Total de Aquecimento Equivalente (TEWI)

Os danos causados ao meio-ambiente são calculados com base no impacto total de aquecimento equivalente (*total equivalent warming impact* - 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 de evaporação. Estas condições ilustram que todos os refrigerantes realizam exatamente as mesmas funções no que se refere à troca de calor no evaporador.

Tal comparação só pôde ser efetivada, graças ao processo de *drop-in/retrofit* do sistema de refrigeração original. É por meio do par VEE/CVV, que se torna possível a operação dos sete fluidos refrigerantes alternativos de forma efetiva e flexível.

Observou-se nos estágios de resultados anteriores, que os oito fluidos refrigerantes operaram sob diferentes condições de evaporação. Entre estes ensaios, alguns resultados foram novamente relacionados para a estimativa do TEWI, Tab. 4.6.

De acordo com a Tab. 4.6, os valores de capacidade de refrigeração a -15°C estabilizaram-se a aproximadamente 6,2 kW, para todos os refrigerantes. Quando o sistema operou a -10°C , a capacidade aumentou para 7,5 kW. Finalmente, a capacidade de refrigeração alcançou 9 kW para uma temperatura de evaporação de -5°C .

Nota-se a ausência do fluido R134a nesta tabela, uma vez que o mesmo não apresentou condições de evaporação condizentes com a análise comparativa a seguir. Todas as capacidades de refrigeração para este HFC mostraram-se inferiores aos valores dos demais fluidos. Observa-se que os testes referentes ao R32 não foram mencionados anteriormente no corpo do texto. Os mesmos foram realizados à frequência (intermediária) de 37 Hz.

Tabela 4.6 – Resultados referentes ao desempenho termodinâmico dos diferentes refrigerantes em condições fixas de capacidade e temperatura de evaporação.

Refrigerantes	Fatores		Resultados											
	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
R22	55	-15	2,63±0,12	6,17±0,28	32,7	30,9	6,5	15,8	95,1	26,2	295,4	1277,2	0,0328	2,35
R290	55		2,89±0,25	6,08±0,52	34,7	34,1	9,7	19,1	82,6	25,0	292,0	1210,6	0,0174	2,10
R1270	45		3,16±0,27	6,20±0,52	32,1	31,1	6,5	16,1	96,0	25,6	364,0	1376,0	0,0179	1,96
R438A	65		2,51±0,23	6,23±0,26	31,8	35,3	8,8	20,3	89,8	23,0	255,1	1336,0	0,0365	2,48
R404A	55		2,25±0,08	6,16±0,21	42,1	29,2	10,2	14,1	84,0	31,9	360,3	1922,0	0,0448	2,73
R410A	40		2,25±0,11	6,19±0,30	32,6	32,8	3,6	17,8	108,0	29,0	480,7	2020,0	0,0309	2,75
R32	37		2,46±0,22	6,24±0,28	31,3	33,6	2,8	18,7	116,2	28,5	490,0	1991,3	0,0213	2,54
R22	55	-10	2,93±0,11	7,53±0,28	34,0	24,8	7,3	14,8	88,8	26,7	355,0	1320,3	0,0405	2,57
R290	55		3,21±0,22	7,48±0,51	37,8	27,8	10,9	17,8	76,8	26,9	345,0	1300,8	0,0220	2,33
R1270	45		3,53±0,24	7,48±0,51	33,9	25,1	7,9	15,1	92,0	26,0	430,0	1434,0	0,0219	2,12
R438A	65		2,64±0,39	7,49±0,32	34,7	23,4	9,9	13,4	80,8	24,8	310,2	1438,1	0,0465	2,84
R404A	55		2,41±0,06	7,53±0,20	43,5	20,6	10,3	10,6	78,3	33,2	430,7	1989,4	0,0576	3,12
R410A	40		2,56±0,10	7,58±0,29	32,7	27,2	2,0	17,1	106,3	30,7	570,9	2023,1	0,0389	2,96
R32	37		2,71±0,19	7,61±0,27	31,6	27,7	1,8	17,6	113,8	29,8	580,0	2007,6	0,0265	2,81
R22	55	-5	3,12±0,09	9,04±0,27	36,7	13,6	7,7	8,5	75,6	29,0	420,2	1413,2	0,0510	2,90
R290	55		3,58±0,20	8,95±0,50	39,5	20,7	11,5	15,7	73,0	28,0	406,0	1355,3	0,0270	2,50
R1270	45		3,88±0,22	8,99±0,50	35,9	17,9	9,4	12,9	81,0	26,5	503,0	1502,0	0,0269	2,32
R438A	65		2,75±0,20	8,95±0,23	37,2	13,0	10,6	8,0	76,4	26,6	373,0	1530,5	0,0587	3,25
R404A	55		2,57±0,05	8,97±0,19	43,9	9,4	9,6	4,4	66,3	34,3	510,0	2008,1	0,0738	3,49
R410A	40		2,70±0,09	9,01±0,29	32,8	19,4	2,1	14,5	101,5	30,7	680,2	2031,0	0,0474	3,33
R32	37		2,89±0,12	8,86±0,31	31,7	19,7	0,7	14,7	106,0	31,0	690,0	2013,4	0,0318	3,07

LEGENDA:

F_{cp} : frequência de operação do compressor;

COP : coeficiente de eficácia;

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

\dot{W}_{CP} : potência consumida.

T_{EV} : temperatura de evaporação;

T_{CD} : temperatura de condensação;

T_{SA} : grau de superaquecimento;

T_{SR} : grau de sub-resfriamento.

T_1 : temperatura na linha de sucção;

T_2 : temperatura na linha de descarga;

T_3 : temperatura na linha de líquido.

P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;

P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;

\dot{m} : vazão mássica.

É importante destacar que, apesar da faixa de evaporação ser constante em cada capacidade de refrigeração, o mesmo não acontece com a faixa de temperaturas de condensação.

Previamente ao cálculo do TEWI, uma completa análise termodinâmica dos dados presentes na Tab. 4.6 é apresentada. Entre os parâmetros analisados encontram-se: as faixas de condensação, o COP, o consumo de potência, o grau de superaquecimento, o grau de subresfriamento, a temperatura de descarga e a temperatura de sucção do compressor.

A Fig. 4.12 ilustra a condição de condensação para os diferentes refrigerantes. Os valores estimados para a temperatura de condensação apresentam grande similaridade para os sistemas contendo R22, R1270, R438A, R410A e R32. Note que as condições de temperatura de evaporação e capacidade de refrigeração são fixas.

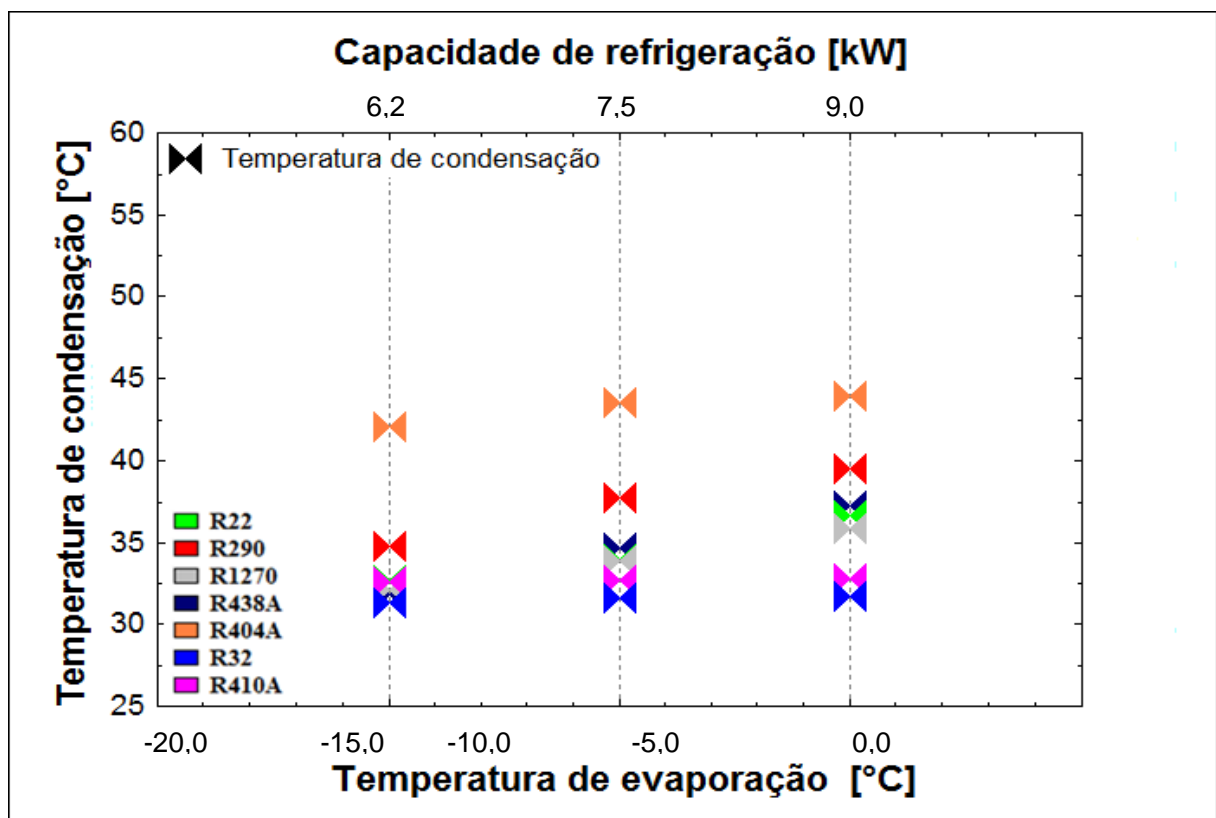


Figura 4.12 - Resultados experimentais dos diferentes refrigerantes referentes aos valores das temperaturas de condensação em condições fixas de capacidade e temperatura de evaporação.

É interessante observar, ainda, que a temperatura de condensação, ao utilizar-se o R290 e o R404A, apresenta valores superiores aos demais fluidos. De forma geral, o controle realizado nos trocadores de calor por meio do par VEE/CVV, possibilitou a realização de uma comparação termodinâmica acerca dos sete refrigerantes operando praticamente entre os mesmos reservatórios térmicos.

Os experimentos com R438A foram realizados a 65Hz (1900 RPM). Esta condição resulta na máxima capacidade de refrigeração para este fluido operando no sistema. Os refrigerantes R22 e R290 operaram a 55 Hz, sendo esta condição suficiente para atingirem-se os mesmos limites de capacidade do R438A. Por fim, o propileno trabalhou com 45Hz e satisfaz as condições comparativas desta metodologia.

O comportamento do COP e da potência consumida pelo compressor são representados na Fig. 4.13. Estes evidenciam que os sistemas contendo HCs possuem uma excelente aplicabilidade na faixa de temperaturas de evaporação analisadas, excedendo assim os valores do COP alcançados no sistema original.

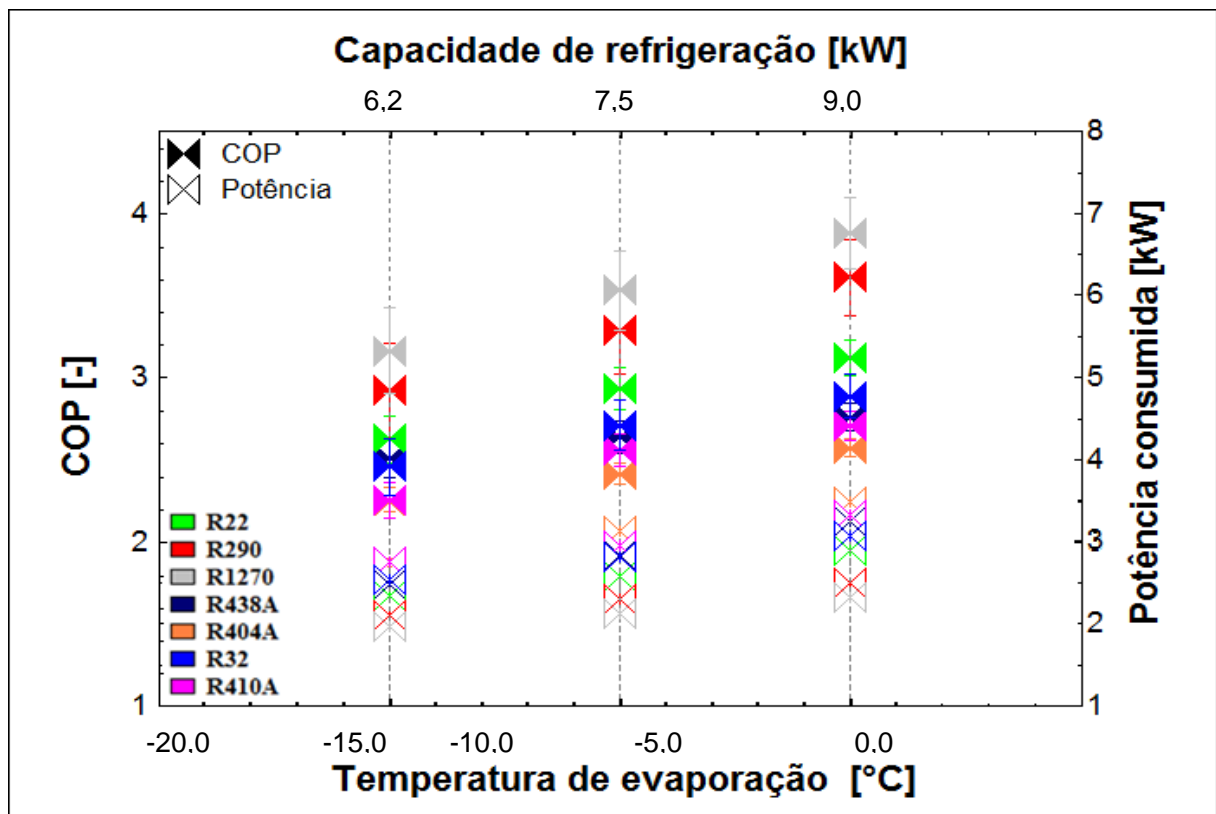


Figura 4.13 -Resultados experimentais dos diferentes refrigerantes referentes aos valores de COP e consumo em condições fixas de capacidade e temperatura de evaporação.

Os valores de COP do sistema com R32 superam os valores do R410A em toda faixa de aplicação. O R32 obteve melhor desempenho que o R438A para -10°C e -5°C . O R404A apresentou-se como o pioresubstituto ao R22, para a faixa de temperatura ensaiada.

Os comportamentos do grau de superaquecimento e de subresfriamento dos sete refrigerantessão ilustrados na Fig. 4.14. É importante observar que os valores de superaquecimento e subresfriamento são distintos para todos os sistemas. Os experimentos não seguiram uma norma técnica específica de testes de refrigerantes e/ou componentes. A metodologia adotada nesta etapa da pesquisa baseia-se na obtenção das mesmas condições de evaporação e condensação para, a partir deste ponto, comparar o sistema operando com diferentes fluidos refrigerantes.

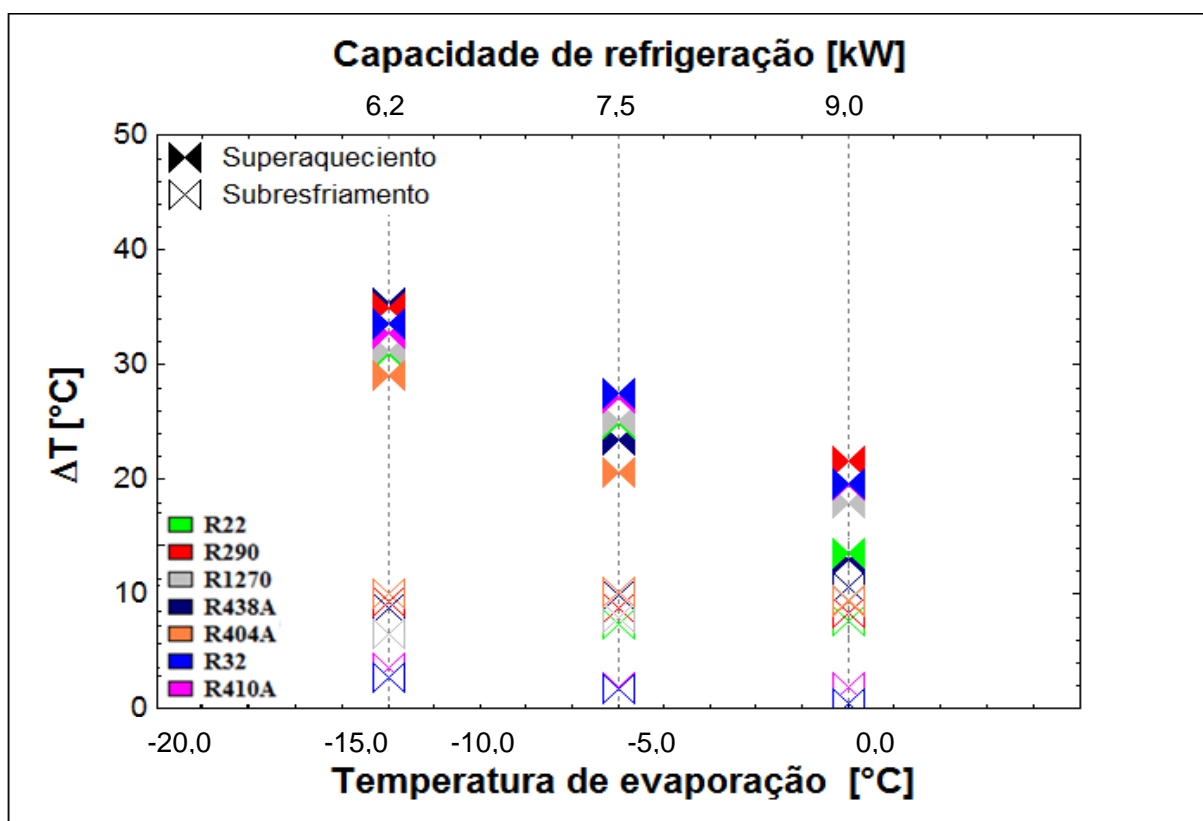


Figura 4.14– Resultados experimentais dos diferentes refrigerantes referentes aos valores do grau de superaquecimento e do grau de subresfriamento em condições fixas de capacidade e temperatura de evaporação.

Claramente, os valores de superaquecimento encontram-se acima do necessário, tal parâmetro poderia ser minimizado modificando-se as condições de entrada da água no evaporador, ou mesmo, variando a carga de refrigerante no sistema. Nenhuma destas

opções foi adotada, pois a condição original do sistema de refrigeração operando com R22 (Tab. 4.1) apresentou um superaquecimento adequado de 8,5°C, e este foi o ponto de partida para os demais estágios de resultados.

Os níveis superiores de superaquecimento são consequências das condições de evaporação mais baixas, condições estas em que a modulação da VEE encontrava-se com a abertura do orifício reduzida. Observando a Tab. 4.6, a vazão mássica na condição referente a -15°C de evaporação apresenta-se reduzida se comparada à condição de -5°C.

O comportamento da vazão mássica para o sistema com R22 é similar ao comportamento no sistema com R438A. Os sistemas com R1270 e R290 também apresentaram um aumento nos valores da vazão mássica com o incremento de 5°C na temperatura de evaporação.

A Fig. 4.15 complementa as análises dos trocadores de calor, uma vez que é possível comparar as temperaturas de sucção e descarga do compressor para cada sistema e condição de teste.

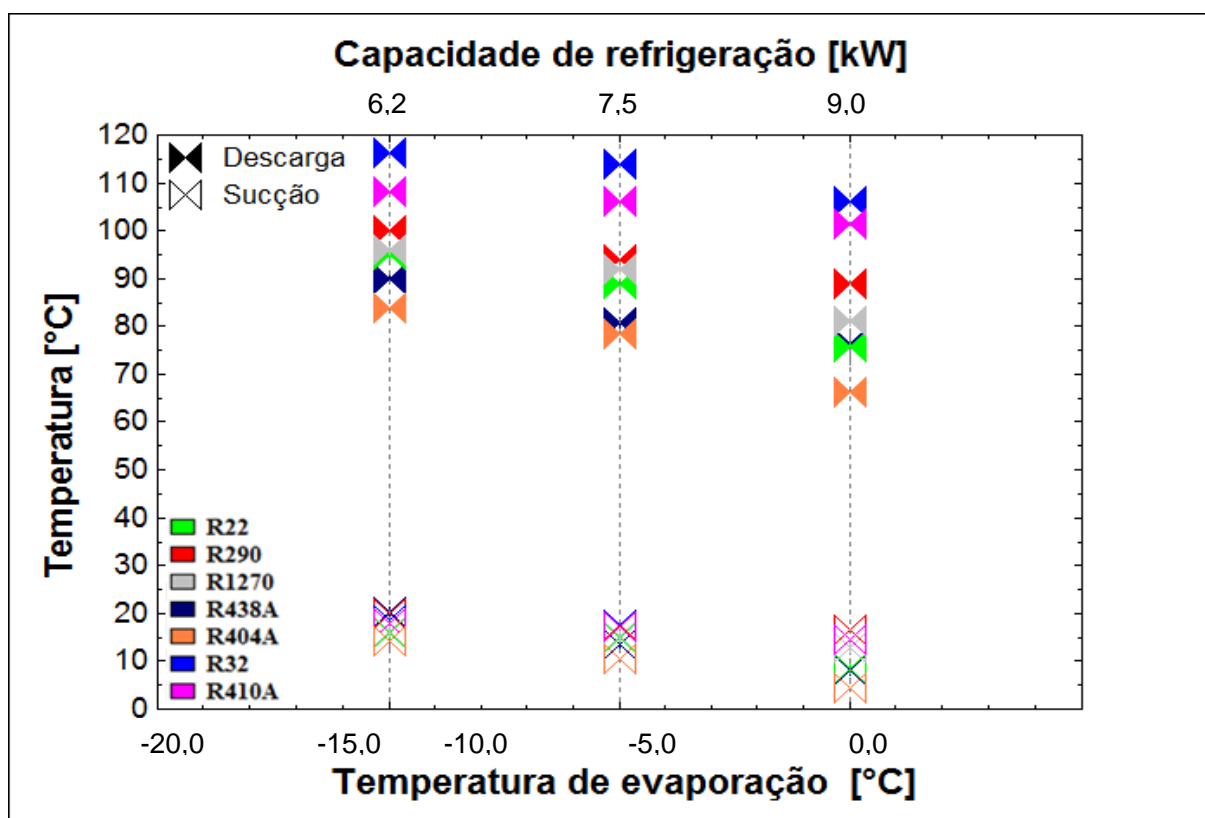


Figura 4.15 – Resultados experimentais dos diferentes refrigerantes referentes aos valores de temperatura de descarga e temperatura de sucção do compressor em condições fixas de capacidade e temperatura de evaporação.

Conforme mencionado anteriormente, a metodologia de ensaios não seguiu uma norma específica, sendo assim, a temperatura de sucção não foi igual para todos os fluidos.

A temperatura do fluido na saída do compressor mostrou-se mais elevada para o sistema contendo R32 em todas as faixas de evaporação.

Especificamente, para a condição de capacidade de refrigeração de 6,2 kW à uma temperatura de evaporação de -15°C , pode-se destacar as mais elevadas temperaturas de descarga, independente do tipo de refrigerante. Isso se deve ao fato de que a VEE permite a passagem de uma vazão mássica reduzida e, além disso, o vapor superaquecido à baixa pressão, proveniente do evaporador, segue para o compressor com um elevado grau de superaquecimento, valores estes, superiores aos 20°C sugeridos pelo fabricante do compressor.

Após a análise térmica dos dados de 7 refrigerantes presentes na Tabela 4.6 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.

A potência elétrica do equipamento foi medida e apresentada na Tab.4.6. O total de horas em operação foi admitido como sendo a mesma para todas as fases de ensaios.

A análise do impacto de aquecimento global equivalente para cada configuração da bancada experimental é apresentada na Fig. 4.16.

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 R290 e R1270 comparados ao sistema com R22.

É importante destacar o parâmetro das emissões de CO_2 para geração de energia elétrica. Alguns países, como os EUA ($0,531 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$), têm valores elevados para emissões por consequência de sua matriz energética. Os valores das emissões de CO_2 para União Europeia e Brasil são, respectivamente, $0,356 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$ e $0,075 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$. Independente da localidade, o uso de um fluido refrigerante com baixo GWP reduz os danos de impacto direto. Este fato é observado quando se compara o valor de TEWI para o sistema com R404A ($\text{GWP} = 3922$) para o sistema com R1270 ($\text{GWP} = 1,8$).

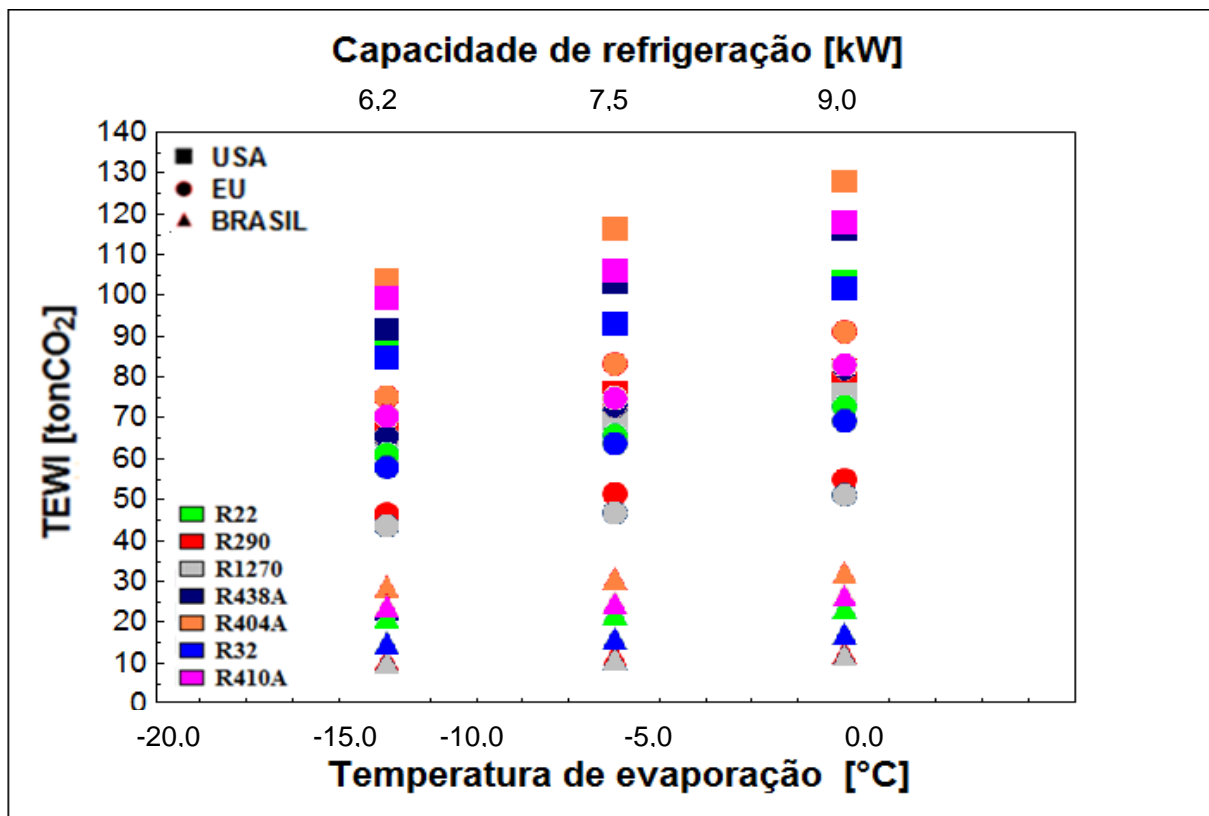


Figura 4.16 – Valores estimados do TEWI para os sete sistemas em diferentes localidades e em condições fixas de capacidade e temperatura de evaporação.

4.4. Compressor Scroll

Por fim, uma análise termodinâmica adicional foi realizada no presente trabalho. Os ensaios referem-se ao estudo experimental do sistema de refrigeração operando com o compressor *Scroll*.

O objetivo da presente etapa é detalhar os sete processos de *drop-in* aplicados ao sistema com compressor *Scroll*. As análises termodinâmicas entre os refrigerantes iniciam-se com uma condição inicial padrão de funcionamento do sistema com R22, este HCFC foi ensaiado nas mesmas condições do sistema original com compressor alternativo a pistões. Foram utilizados 3,2 kg de R22 e óleo mineral para lubrificação. Além disso, a bancada experimental permaneceu com as mesmas configurações técnicas utilizadas durante os anteriores estágios de resultados. A temperatura da água e a vazão mássica na entrada do evaporador foram mantidas a 20°C e 0,35 kg/s, respectivamente.

Os refrigerantes alternativos ao R22 foram ensaiados seguindo uma operação do tipo *drop-in*. Os refrigerantes escolhidos e suas respectivas cargas foram os mesmos utilizados

no sistema original com compressor alternativo. Inicialmente, os oito testes foram realizados a 60 Hz de frequência no compressor e a uma abertura fixa de 100% no mecanismo de expansão. Os resultados iniciais encontram-se na Tab. 4.7.

Os refrigerantes alternativos caracterizam um processo indireto de *drop-in*, pois houve a necessidade da substituição da carga de óleo mineral original por uma carga de óleo do tipo polioéster, em uma quantidade de aproximadamente 1,6 litros, respeitando o nível indicado no próprio compressor *Scroll*.

Nota-se na Tab. 4.7, que o valor de capacidade de refrigeração mais elevado foi alcançado para o R22, a segunda melhor capacidade ocorreu para o R1270, no entanto, seu consumo foi elevado em relação ao sistema original. O R290 operou com o pior COP entre os refrigerantes. Os valores de temperatura de condensação para ambos HCs excederam às expectativas, além disso, estes HCs apresentaram valores para a temperatura na linha de líquido (T_3) acima dos demais fluidos. Tal comportamento se deve às elevadas pressões de descarga e às diferenças significativas entre volumes específicos quando comparados aos HFCs, ou mesmo ao R22. Estas propriedades termodinâmicas podem ser comparadas por meio da Fig. 4.17.

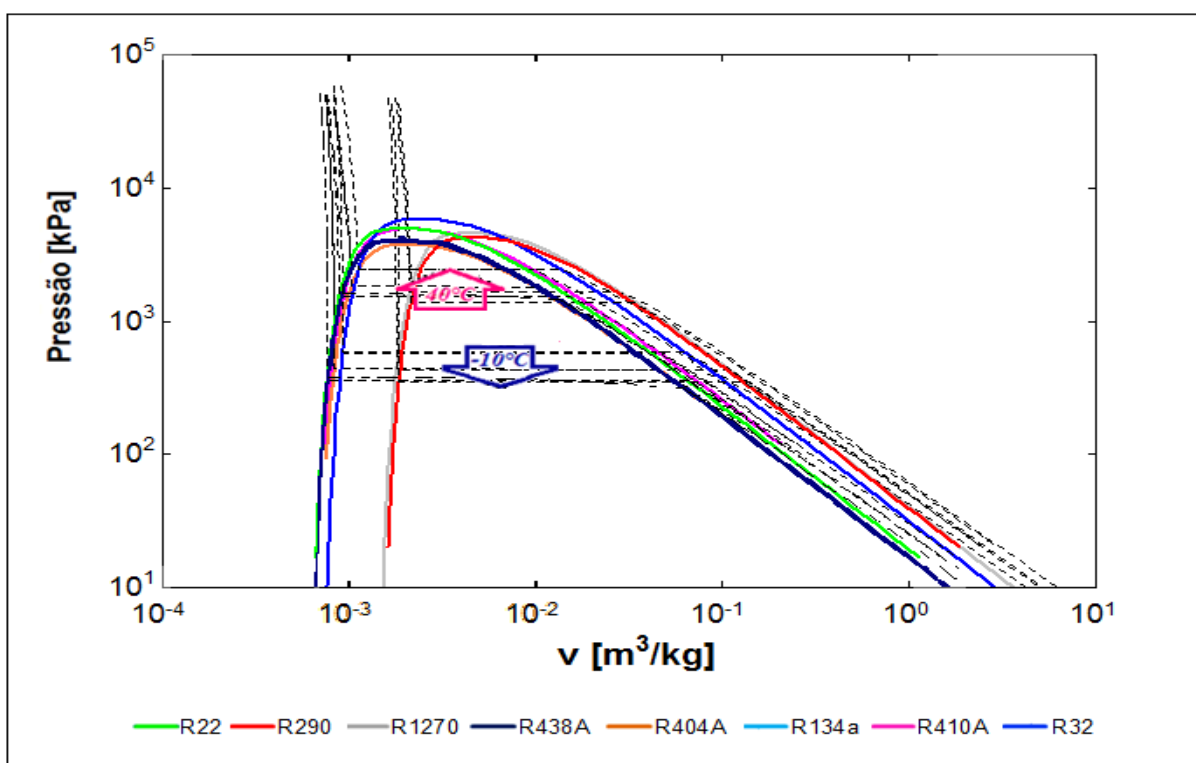


Figura 4.17 – Diagrama pressão vs. volume específico para comparação dos oito refrigerantes estudados.

Tabela 4.7 – Resultados iniciais do processo de *drop-in* de sete fluidos alternativos ao R22, compressor *Scroll*.

Refrigerante e Carga [kg]	Fatores			Resultados											
	F_{cp} [Hz]	A_{VEE} [%]	COP [-]	\dot{Q}_{EV} [kW]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	\dot{W}_{CP} [kW]
R22 / 3,2	60	100	2,13±0,04	12,58±0,25	-7,3	47,2	5,9	12,1	-1,4	72,1	35,1	390,2	1823,4	0,0771	5,90
R290 / 1,5	60	100	1,38±0,08	10,42±0,62	-2,3	51,1	5,2	9,8	2,9	71,3	41,3	442,3	1755,8	0,0378	7,55
R1270 / 1,5	60	100	1,67±0,06	12,37±0,41	-5,0	50,5	7,1	7,4	2,1	67,1	43,1	503,0	2078,0	0,0456	7,41
R438A / 3,0	60	100	1,99±0,04	11,10±0,20	-6,0	42,3	2,9	8,1	-3,1	67,3	34,2	360,0	1733,0	0,0844	5,57
R404A / 2,4	60	100	1,59±0,03	9,82±0,18	-14,0	41,8	6,5	8,4	-7,5	77,0	33,4	374,7	1908,0	0,0854	6,18
R134a / 3,2	60	100	2,01±0,11	10,07±0,61	-1,6	53,0	3,0	23,6	1,4	76,0	29,4	276,0	1421,5	0,0631	5,01
R410A / 3,0	60	100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
R32 / 1,9	60	100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

F_{cp} : frequência de operação do compressor;

T_{EV} : temperatura de evaporação;

T_1 : temperatura na linha de sucção;

P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;

A_{VEE} : grau de abertura da VEE;

T_{CD} : temperatura de condensação;

T_2 : temperatura na linha de descarga;

P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;

COP : coeficiente de eficácia;

T_{SA} : grau de superaquecimento;

T_3 : temperatura na linha de líquido.

\dot{m} : vazão mássica.

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

T_{SR} : grau de sub-resfriamento.

\dot{W}_{CP} : potência consumida.

Observando, ainda, a Tab. 4.7, oR32 e o R410A não atingiram uma condição de operação estável a 60 Hz e 100% de abertura. Estes fluidos apresentaram características técnicas semelhantes durante a tentativa de *drop-in*, entre elas: os valores das temperaturas de descarga rapidamente alcançaram 145°C, os níveis de ruídos foram preocupantes e o consumo de potência pelo compressor superou o valor de 10kW, excedente ao limite operacional do novo inversor de frequência, 7 kW.

Os valores da temperatura de evaporação foram bem distintos entre si. O R438A aproximou-se ao R22 em termos de temperatura de evaporação. O R404A evaporou a uma temperatura de -14°C, comprovando a tendência de aplicações deste *blend* em conservação de produtos. As condições de saturação nos trocadores de calor podem ser confrontadas por meio da Fig. 4.18.

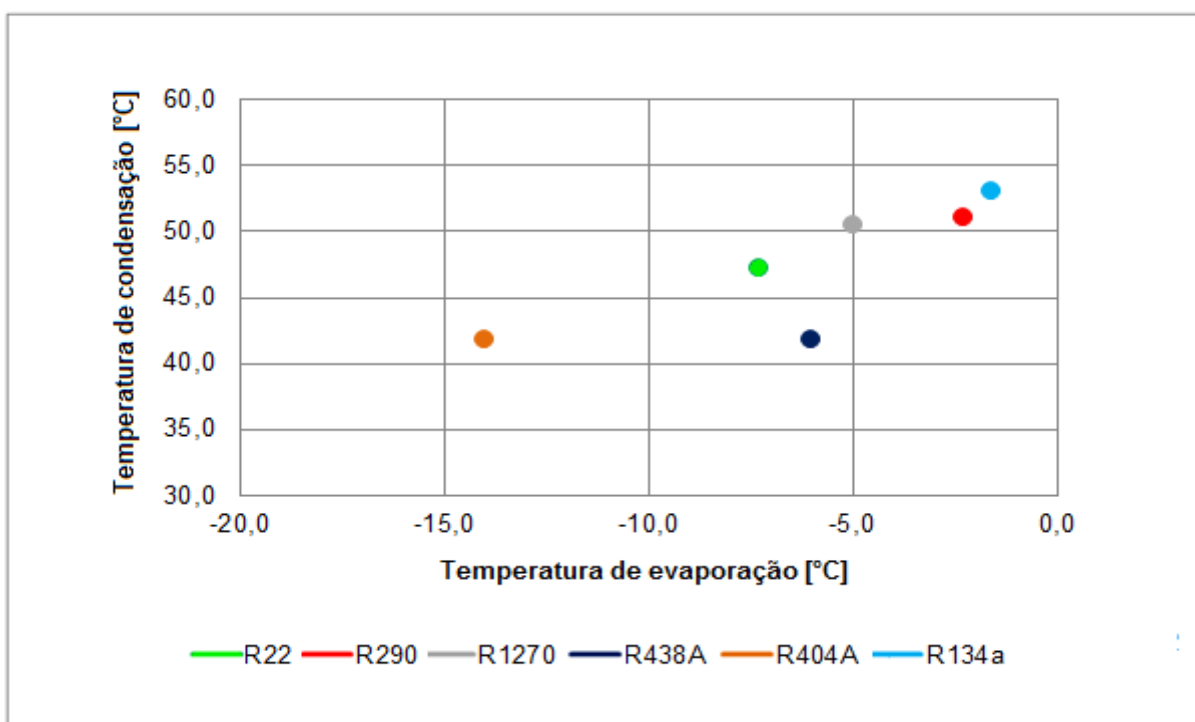


Figura 4.18 – Temperatura de evaporação vs. temperatura de condensação para os seis refrigerantes, operando com o compressor *Scroll* em 60 Hz e 100% de abertura da VEE.

Os distintos valores de temperatura de condensação são resultantes, unicamente, das propriedades de cada refrigerante. As condições do fluido secundário (água) no condensador foram mantidas constantes, ou seja, nenhuma alteração na torre de resfriamento foi realizada.

A Fig. 4.18 tem a importante função de estabelecer o envelope operacional do sistema. Porém, os resultados até então, pouco podem contribuir com a descrição do comportamento

do compressor *Scroll*. Sendo assim, mais uma vez, a metodologia adotada para explorar os limites destes sistemas de refrigeração recai sobre o par VEE/CVV, que permite a realização de ajustes (*retrofit*) do ciclo de compressão de vapor.

Drop-in/Retrofit

Os limites de operação para o processo de *drop-in/retrofit* foram estipulados seguindo uma conduta segura de funcionamento do sistema. De forma geral, os sistemas operaram próximos às condições nominais da Tab. 4.7. O inversor de frequência comandou o compressor, desde sua frequência nominal de trabalho até frequências inferiores. Paralelamente, a VEE foi fechada de forma gradativa.

A Tab. 4.8 ilustra os resultados obtidos com o uso do compressor *Scroll*, inclusive os resultados mencionados na Tab. 4.7.

Os HFCs R32 e R410A não fazem parte dos dados apresentados, pois não atingiram condições de regime permanente. Os HCs operaram em condições restritas, somente com a VEE totalmente aberta e em frequências de 50 Hz e 60 Hz.

As condições de saturação nos trocadores de calor podem ser confrontadas por meio da Fig. 4.19. Os pontos experimentais referem-se aos 41 testes da Tab. 4.8.

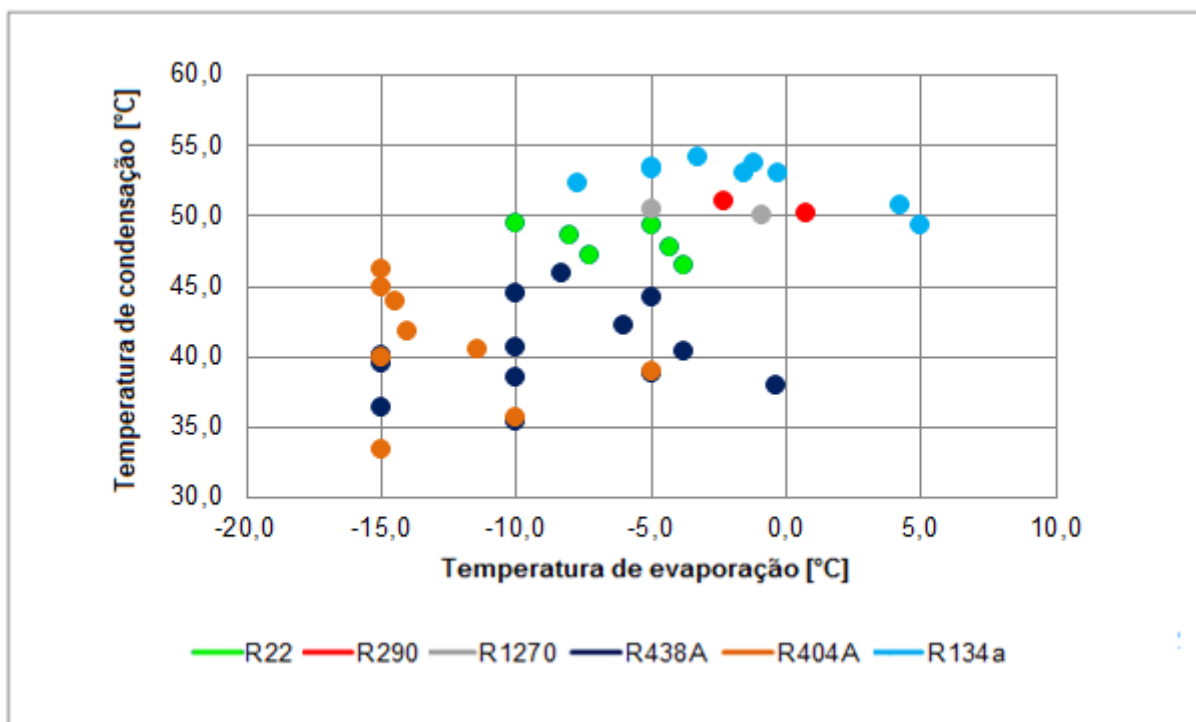


Figura 4.19 – Temperatura de evaporação vs. temperatura de condensação para os seis refrigerantes, operando com o compressor *Scroll* sob diversas condições de operação.

Tabela 4.8 – Resultados em função da frequência e da abertura da VEE para todos os refrigerantes alternativos ao R22, compressor *Scroll*.

Refrigerante e Carga [kg]	Fatores			Resultados											
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
R22 / 3,2	60	100	2,13±0,04	12,58±0,25	-7,3	47,2	5,9	12,1	-1,4	72,1	35,1	390,2	1823,4	0,0771	5,90
R22 / 3,2	60	95	1,90±0,04	11,89±0,25	-8,0	48,6	6,3	13,1	-1,7	79,7	35,5	380,8	1880,1	0,0731	6,27
R22 / 3,2	60	88	1,72±0,04	11,02±0,25	-10,0	49,5	8,1	14,0	-1,9	105,6	35,5	355,0	1920,2	0,0676	6,41
R22 / 3,2	50	100	2,49±0,05	12,03±0,25	-3,8	46,5	5,1	9,2	1,3	62,9	37,3	440,0	1790,2	0,0747	4,83
R22 / 3,2	50	95	2,25±0,05	11,49±0,25	-4,3	47,8	5,7	11,0	1,4	75,4	36,8	432,4	1847,5	0,0709	5,11
R22 / 3,2	50	90	1,99±0,05	10,79±0,25	-5,0	49,3	6,1	13,2	1,1	92,5	36,1	422,0	1912,0	0,0662	5,42
R290 / 1,5	60	100	1,38±0,08	10,42±0,62	-2,3	51,1	5,2	9,8	2,9	71,3	41,3	442,3	1755,8	0,0378	7,55
R290 / 1,5	50	100	1,55±0,08	9,94±0,54	0,7	50,2	5,3	9,2	6,0	65,4	41,0	485,3	1722,3	0,0355	6,38
R1270 / 1,5	60	100	1,67±0,06	12,37±0,41	-5,0	50,5	7,1	7,4	2,1	67,1	43,1	503,0	2078,0	0,0456	7,41
R1270 / 1,5	50	100	1,90±0,07	11,69±0,41	-0,9	50,1	6,1	6,2	5,2	60,7	43,9	570,6	2064,2	0,0431	6,15
R438A / 3,0	40	100	2,97±0,06	10,49±0,20	-0,4	38,0	2,7	5,0	2,3	55,8	33,0	439,4	1561,0	0,0770	3,53
R438A / 3,0	40	69	1,67±0,06	6,92±0,23	-5,0	38,9	19,3	9,6	14,3	108,0	29,3	373,1	1596,0	0,0449	4,14
R438A / 3,0	40	58	1,40±0,06	5,60±0,24	-10,0	35,4	26,0	7,3	16,0	122,0	28,1	310,0	1464,0	0,0353	3,99
R438A / 3,0	50	100	2,48±0,05	10,84±0,20	-3,8	40,4	2,8	6,4	-1,0	60,2	34,0	390,0	1657,0	0,0816	4,38
R438A / 3,0	50	85	1,82±0,04	9,15±0,20	-5,0	44,3	5,1	11,8	0,1	89,8	32,5	373,1	1821,0	0,0670	5,04
R438A / 3,0	50	74	1,84±0,05	8,17±0,23	-10,0	38,5	20,9	8,5	10,9	107,7	30,0	310,0	1582,0	0,0540	4,45
R438A / 3,0	50	65	1,65±0,06	6,89±0,24	-15,0	36,4	28,7	9,3	13,7	116,7	27,1	255,5	1499,0	0,0433	4,17
R438A / 3,0	60	100	1,99±0,04	11,10±0,20	-6,0	42,3	2,9	8,1	-3,1	67,3	34,2	360,0	1733,0	0,0844	5,57
R438A / 3,0	60	83	1,56±0,04	9,03±0,21	-10,0	40,7	10,9	8,7	0,9	103,0	32,0	310,0	1793,0	0,0647	5,80
R438A / 3,0	60	71	1,48±0,04	7,81±0,23	-15,0	39,5	26,3	10,4	11,3	118,9	29,1	255,5	1619,0	0,0507	5,27
R438A / 3,0	70	100	1,75±0,03	11,97±0,20	-8,3	45,9	4,4	13,0	-3,9	76,0	32,9	330,0	1891,0	0,0896	6,84
R438A / 3,0	70	88	1,46±0,03	10,15±0,20	-10,0	44,5	5,3	12,9	-4,7	97,9	31,6	310,0	1826,0	0,0750	6,94
R438A / 3,0	70	75	1,41±0,04	8,51±0,23	-15,0	40,1	23,4	11,3	8,4	116,7	28,8	255,5	1643,0	0,0560	6,05
R404A / 2,4	40	100	2,07±0,04	9,27±0,18	-5,0	39,0	4,4	4,6	-0,6	63,5	34,4	510,0	1784,0	0,0796	4,48
R404A / 2,4	40	78	1,58±0,05	7,24±0,21	-10,0	35,7	22,1	5,5	12,1	101,7	30,2	430,0	1649,0	0,0529	4,58
R404A / 2,4	40	66	1,33±0,05	5,82±0,21	-15,0	33,5	29,2	4,5	14,2	118,3	29,0	361,0	1562,0	0,0410	4,37
R404A / 2,4	50	100	1,75±0,03	9,30±0,18	-11,4	40,5	5,4	4,3	-6,0	66,9	36,2	410,0	1851,0	0,0838	5,32
R404A / 2,4	50	84	1,57±0,04	7,98±0,19	-15,0	40,0	16,7	8,5	1,7	92,0	31,5	361,0	1831,0	0,0630	5,08
R404A / 2,4	60	91	1,26±0,03	8,82±0,18	-15,0	44,9	15,1	8,9	0,1	101,1	36,0	361,0	2057,0	0,0747	6,98
R404A / 2,4	60	100	1,59±0,03	9,82±0,18	-14,0	41,8	6,5	8,4	-7,5	77,0	33,4	374,0	1908,0	0,0854	6,18
R404A / 2,4	70	94	1,02±0,02	8,79±0,18	-15,0	46,2	12,6	9,2	-2,4	107,0	37,0	361,0	2116,0	0,0770	8,65
R404A / 2,4	70	100	1,27±0,02	10,02±0,18	-14,5	44,0	6,4	9,6	-8,1	88,3	34,4	368,0	2012,0	0,0886	7,89
R134a / 3,2	70	70	1,57±0,05	8,12±0,25	-7,7	52,3	15,2	24,5	7,5	116,0	27,8	220,0	1396,0	0,0482	5,18
R134a / 3,2	70	80	1,77±0,05	9,48±0,24	-5,0	53,5	4,0	25,4	-1,0	95,3	28,1	243,5	1440,0	0,0592	5,37
R134a / 3,2	60	70	1,58±0,05	7,66±0,25	-5,0	53,3	15,4	24,3	10,4	122,0	29,0	243,5	1430,0	0,0454	4,85
R134a / 3,2	60	80	1,84±0,05	9,07±0,24	-3,3	54,2	4,1	25,4	0,8	96,0	28,8	260,0	1462,0	0,0566	4,94
R134a / 3,2	60	100	2,01±0,11	10,07±0,61	-1,6	53,0	3,0	23,6	1,4	76,0	29,4	276,0	1421,5	0,0631	5,01
R134a / 3,2	50	70	1,86±0,06	8,28±0,25	-1,2	53,8	9,1	24,8	7,9	109,8	29,0	280,0	1449,0	0,0500	4,47
R134a / 3,2	50	80	2,28±0,06	9,11±0,24	-0,3	53,1	3,8	22,9	3,5	80,5	30,2	290,0	1425,0	0,0570	3,99
R134a / 3,2	40	70	2,12±0,07	7,65±0,25	4,2	50,8	2,6	22,8	6,8	95,5	28,0	340,0	1347,0	0,0465	3,61
R134a / 3,2	40	80	2,87±0,08	9,00±0,25	5,0	49,3	1,9	22,0	6,9	71,0	27,3	350,0	1294,0	0,0544	3,14

A Fig. 4.19 tem o importante papel de mostrar as possibilidades de aplicação de todos os refrigerantes que atingiram a condição de regime com o compressor *Scroll*. A amplitude dos valores referentes à temperatura de evaporação corresponde a 20°C, sendo que o menor valor para este parâmetro é -15°C e o maior 5°C. Os menores valores de temperatura de condensação correspondem àqueles em que os sistemas operaram abaixas frequências, por exemplo, 40 Hz. Operações nestas velocidades reduzidas promovem, também, os menores valores de temperatura de descarga e capacidade de refrigeração.

O R22 e os HCs totalizam 10 pontos experimentais, os quais se apresentam agrupados na Fig. 4.19. A pouca dispersão existente entre estes pontos, reflete restrições em aplicar tais fluidos em baixas temperaturas de evaporação, por exemplo: -15°C. Em contrapartida, os HFCs comportaram-se de forma mais flexível, ou seja, os outros 31 pontos experimentais encontram-se mais espalhados na Fig. 4.19.

Os refrigerantes R22, R404A e R134a apresentaram desempenhos coerentes aos dados disponíveis no material técnico do fabricante, *Compressores Scroll de refrigeração MLZ - FRCCPC015A328*.

Uma vez consolidada, experimentalmente, a vantagem em se utilizar os HCs com o compressor alternativo, esperávasse um comportamento semelhante com o compressor *Scroll*. No entanto, tanto o R290, como o R1270, não apresentaram COPs superiores ao R22. Os fluidos R410A e R32 também não se adaptaram ao modelo de compressor utilizado (MLZ048T2LC9).

Os motivos para o não funcionamento deste compressor com tais HFCs estão relacionados a diversos parâmetros como: pressões elevadas, diferenças de propriedades termo-físicas e, principalmente, mecanismos de deslocamento necessários para o processo de compressão volumétrica.

Justificativas

De forma geral, o fato do compressor *Scroll* possuir uma razão de volumes fixa é a causa principal relacionada ao funcionamento restrito deste equipamento. As justificativas dividem-se em duas frentes: a primeira relacionada ao mecanismo de compressão perder eficiência ao trabalhar com velocidades reduzidas e a segunda referente às diferenças entre propriedades termodinâmicas dos refrigerantes utilizados.

A primeira justificativa para o não funcionamento do *Scroll* às baixas velocidades está relacionada ao processo de compressão realizado entre as volutas orbitais. Este processo ocorre à relação de volumes fixa que é definida por sua geometria e pela localização do orifício de descarga. A relação de volumes (λ) é representada pela Eq. 4.2.

$$\lambda = \frac{V_1}{V_2} \quad (4.2)$$

A configuração de razão de volumes fixa compromete o funcionamento do compressor *Scroll* em condições diferentes das condições originais de projeto. Segundo Baolong An *et al.* (2013), a degradação da eficiência do compressor *Scroll* é acentuada quando a razão de compressão interna – RCI (imposta por uma condição alternativa) afasta-se da razão de compressão do sistema – RCS (indicada pelo fabricante). Os principais problemas e perdas são relacionados à pressurização excessiva do fluido e/ou pressurização duplicada, em situações de reduzidas pressões de sucção.

Em geral, os compressores orbitais de voluta, *Scroll*, não possuem válvulas ou palhetas. No lugar das palhetas, o mecanismo responsável por estabelecer uma razão de compressão fixa deste compressor é o orifício de descarga, situado no centro da voluta fixa. Este orifício de descarga não se conecta de maneira direta ao lado de baixa pressão, assim, quando o virabrequim gira, o gás é aspirado da periferia, retido nas cavidades e comprimido, ao mesmo tempo em que se desloca em direção ao centro da espiral. Em adição, informações do ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment (2008) confirmam que compressores *Scroll* apresentam características de desempenho distintas dos compressores alternativos e rotativos.

O compressor alternativo ensaiado operou de forma mais flexível com todos os fluidos estudados, até mesmo em baixas rotações. Em um compressor alternativo de pistões não há eixo de comando de válvulas para abrir ou fechar as válvulas em determinados pontos no curso e, por isto, estabelece uma razão de pressão mínima por meio de palhetas ou molas. Durante os testes com os refrigerantes R410A e R32 a 35Hz, os valores de razão de pressão alcançados foram, suficientemente, superiores à razão de pressão fixa deste compressor. Assim, as válvulas de descarga abriram-se quando o curso de compressão elevou a pressão do cilindro acima da pressão da linha de descarga.

As operações de *drop-in/retrofit* realizadas com o compressor alternativo foram possíveis devido ao par VEE/CVV. Já no compressor *Scroll*, mesmo a modulação da VEE e a variação de frequência não foram suficientes para a adequação dos fluidos alternativos ao ciclo de compressão de vapor original.

Ao utilizar-se o R410A e o R32 em 60Hz era de se esperar uma capacidade de refrigeração duas vezes superior se comparada ao R22. Pois, estes HFCs apresentam níveis superiores de capacidade de refrigeração volumétrica, em relação ao R22.

As tentativas iniciaram-se com ambos os fluidos HFCs operando a 60Hz e posteriormente a 30Hz. A condição de abertura da VEE foi ajustada em todas as opções

possíveis para que o sistema operasse de forma estável. Porém, o primeiro teste (60Hz) não alcançou regime permanente. Este resultou em um elevado consumo, uma temperatura de descarga também elevada (140°C), uma reduzida vazão mássica e um elevado grau de superaquecimento.

O segundo teste (30 Hz) foi uma tentativa baseada no estudo de caso do compressor alternativo. O compressor alternativo a pistões operou com frequências reduzidas, consequentemente, a rotação e o volume deslocado foram menores eo efeito calorífico foi semelhante à capacidade deste compressor operando com R22 a 60 Hz. No entanto, tal iniciativa não funcionou para o compressor *Scroll*.

Segundo informações de ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment (2008), compressores *Scroll* de velocidade variável devem respeitar os limites de frequência estipulados pelo fabricante. Além disso, ganhos significativos em termos de capacidade de refrigeração são alcançados com o aumento das velocidades de rotação, e isto se deve ao aumento da vazão mássica de refrigerante, que tem por consequência reduções de perdas no processo de compressão.

As perdas no processo de compressão do *Scroll* são basicamente classificadas como radiais e axiais. Ambas se elevam devido à redução da velocidade de operação do compressor.

A Fig. 4.20 mostra o comportamento da razão de volumes específicos à descarga e à sucção do compressor *Scroll* em função da frequência de rotação. Os pontos experimentais referem-se aos dados da Tab. 4.8.

Como mencionado anteriormente, o compressor *Scroll* opera com razão de volumes fixa. No entanto, se houverem reduções significativas de vazão mássica devido às perdas, o volume específico, tanto na entrada como na saída do compressor, podem variar consideravelmente. Este comportamento é observado na Fig. 4.20, todos os refrigerantes apresentam relações inferiores (próximo de 3) quando operam a baixas velocidades. O aumento da frequência de operação, contrubui para a redução das perdas e consequente elevação da razão de volumes específicos. Nota-se, também, que os seis refrigerantes apresentam condições muito próximas de compressão, ou seja, as linhas de tendência se agrupam.

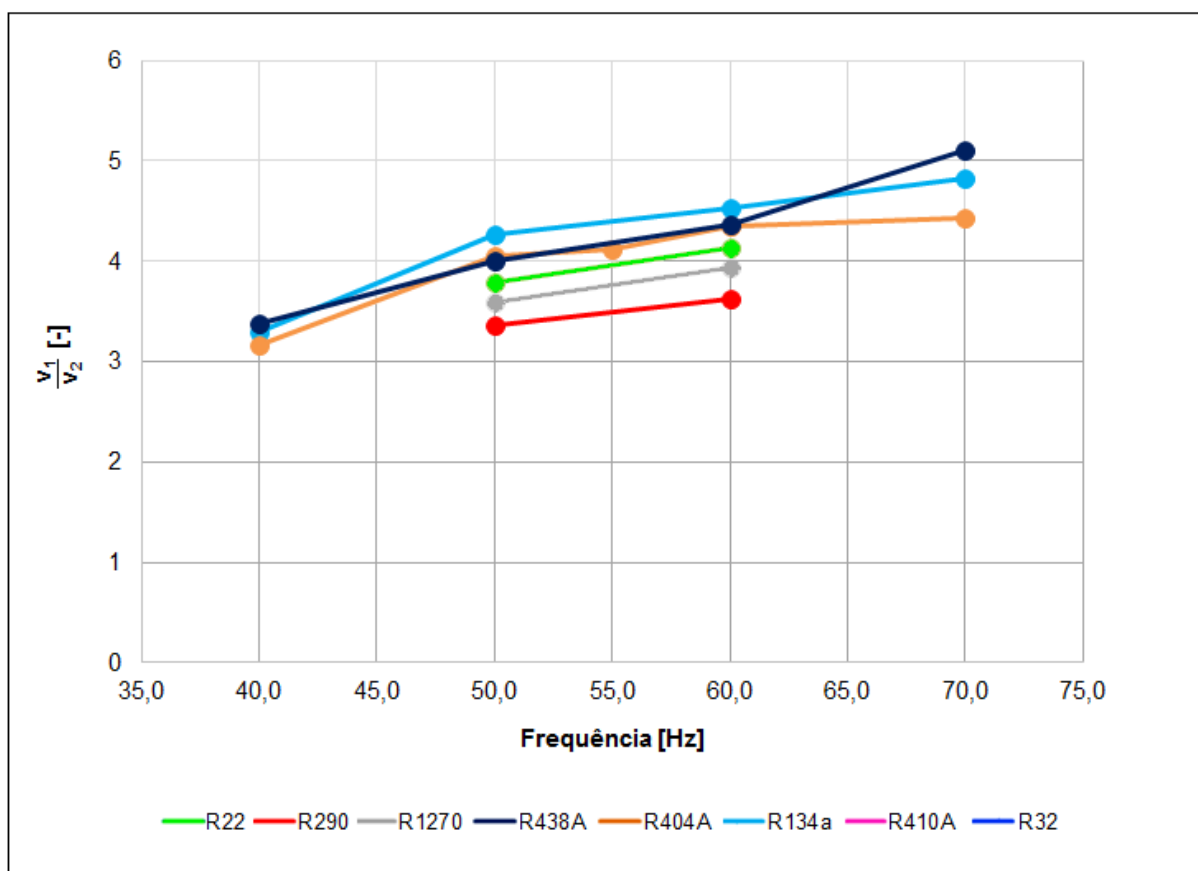


Figura 4.20 – Razão de volumes específicos para os seis refrigerantes, operando com o compressor *Scroll* em diferentes frequências.

Diferentes fluidos refrigerantes requerem modificações no processo de compressão do *Scroll*. O compressor *Scroll* ensaiado neste trabalho refere-se a um modelo restrito a certos refrigerantes e faixas de operação, este pode ser considerado um modelo simples se comparado a outros disponíveis. Alguns componentes são oferecidos por fabricantes com o objetivo de reduzir as perdas do processo. Tais componentes referem-se a válvulas reguladoras de pressão na sucção, válvulas reguladoras de descarga, ou até mesmo, ajustes automáticos das volutas e injeção de fluido refrigerante no processo de compressão. Tecnologias como estas, se exploradas, seriam capazes de possibilitar a operação de *drop-in* a esta classe de compressores.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES

Foi apresentada nesta tese uma contribuição com 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*. O R438A, mesmo que menos eficiente, apresentou-se como o substituinte imediato. Isto ocorreu devido às suas semelhanças ao R22 no que se refere às condições de saturação nos trocadores de calor.

A modulação da VEE e a variação de frequência foram ferramentas implementadas em sequência, tal iniciativa foi denominada: metodologia *drop-in/retrofit*. 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 então era 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 constatarem que o uso do R1270 e do R290 resultou nos maiores valores no COP.

Testes de desempenho comprovaram que todos os sistemas mostraram-se mais eficientes operando em baixas frequências. A metodologia adotada teve como objetivo, sustentar a consistência física do comportamento geral dos sete sistemas. Ambos HCs ofereceram capacidades superiores ao sistema original, o R1270 operou com uma capacidade 20% superior em toda faixa.

Entre os HFCs, o R32 é o único que apresentou capacidades de refrigeração superiores ao sistema original, em toda faixa de evaporação analisada, ou seja, entre -15°C e -5°C. Este fluido merece destaque, pois também superou o R22 em termos de COP.

O R438A apresentou valores de COP superiores ao R22, principalmente às temperaturas de -15°C e -10°C, porém, este HFCs afastou-se dos valores de capacidade referente ao sistema com R22.

O R134a afastou-se negativamente à referência em relação à capacidade de refrigeração. Este fato torna esse fluido impróprio para operar à mesma rotação do compressor alternativo utilizado. No entanto, se o sistema com R134a operasse acima das velocidades estudadas, possivelmente a capacidade de refrigeração tornar-se-ia próxima ao sistema original.

O comportamento dos refrigerantes (para a mesma capacidade de refrigeração) mostrou que o sistema com R1270 possui o COP superior para toda a faixa de evaporação explorada na presente pesquisa. As vantagens adicionais observadas para o uso dos HCs incluem: Redução no consumo de energia elétrica; Redução da carga de refrigerante; Custo reduzido dos HCs; Índices GWP consideravelmente menores e reduções nas taxas de carbono.

A comparação do TEWI mostrou que desempenho superior e processos amigáveis ao meio-ambiente podem ser aplicados simultaneamente, a fim de reduzir efeitos diretos e indiretos ao aquecimento global. A utilização de um refrigerante com valor reduzido de GWP reduz os impactos diretos ao meio ambiente. Este fato pode ser observado pelos sistemas com R290 e R1270 comparados ao sistema com R22.

O parâmetro das emissões de CO₂ para geração de energia elétrica, em alguns países, como os EUA (0,531 kgCO₂/kWh), têm valores elevados por consequência de sua matriz energética. Esta condição proporciona elevados valores da parcela indireta dos impactos, os quais podem ser reduzidos ao elevar-se a eficiência dos sistemas de refrigeração. Neste cenário, o uso do refrigerante com baixo GWP, pouco contribui para a redução do impacto total. Em contrapartida no cenário brasileiro, em que as emissões de CO₂ por kWh são inferiores, as parcelas diretas e indiretas apresentam pesos semelhantes no valor final do TEWI. Sendo assim, o uso dos HCs, ou mesmo do R32, deve ser considerado na escolha do substituto ideal ao R22.

A utilização do compressor *Scroll* mostrou-se inferior em termos de adaptação e flexibilidade operacional do sistema em relação ao compressor alternativo. As desvantagens em se utilizar o compressor orbital foram comprovadas por meio das seguintes observações: O R32 e a mistura R410A não atingiram uma condição de operação estável neste compressor. O valor de capacidade de refrigeração mais elevado foi alcançado com o R22,

e não coma utilização de HCs. Além disso, ambos HCs apresentaram valores para a temperatura de líquido acima dos demais. Os valores de temperatura de condensação também excederam às expectativas, tal comportamento se deve às elevadas pressões de descarga resultantes do uso destes HCs.

O fato do compressor *Scroll* operar a uma relação de volumes internos fixa é a causa principal relacionada ao funcionamento restrito deste equipamento. As justificativas dividem-se em duas frentes: a primeira relacionada ao mecanismo de compressão perder eficiência ao operar com velocidades reduzidas e, a segunda, referente às diferenças entre propriedades termodinâmicas dos refrigerantes utilizados.

Como maior contribuição técnica aos sistemas de refrigeração, o presente trabalho comprovou que, independentemente da carga de refrigerante ou capacidade da instalação, 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.

Entre os sete refrigerantes alternativos estudados, o R1270 pode ser considerado o melhor substituto do R22, para operar em um sistema de refrigeração comercial automatizado. Em instalações que utilizam carga de refrigerante elevada, os custos relacionados à segurança, podem inviabilizar o uso dos HCs, sendo assim, o R32 seria a opção.

No Brasil, a comercialização de HCs é mínima para o setor de refrigeração. O R32 é desconhecido, este é comercializado apenas como componente de misturas (ex: R410).

Por fim, o setor como um todo, 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 de longo termo;
- Adequar-se, de uma só vez, aos protocolos de Montreal e Kyoto. Sendo, para tanto, necessária a utilização de refrigerantes naturais, ou mesmo, aqueles que apresetam valores de GWP reduzidos.

Trabalhos futuros serão realizados nesta mesma bancada experimental. O primeiro passo é explorar componentes auxiliares ao compressor *Scroll*, bem como, aplicar o processo de *drop-in* a compressores originalmente projetados para R410A. Em seguida, diferentes válvulas de expansão e até mesmo, trocadores de calor, serão ensaiados.

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, por exemplo: refrigerantes aplicados a condicionamento de ar.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

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

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 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 15960**:Fluidos frigoríficos — Recolhimento, reciclagem e regeneração (3R) — Procedimento, Brasil, 2011.

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

AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION INDUSTRY BOARD (ACRIB). **Guidelines for the use of hydrocarbon refrigerants in static refrigeration and air conditioning systems**.ISBN 1872719139, UK, 2001.

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

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 Equipaments**, USA, 2008.

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. In: The 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, 2012, Delft, **Proceedings**.

BAOLONG, W.; AN, J.; WENXING, S.; XIANTING, L. Effect of inner compression ratio adjustment on seasonal energy performance of inverter air conditioner. In: 13th Conference of International Building Performance Simulation Association, 2013, Chambéry, **Proceedings**, p. 1515-1522.

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

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

CALM, M. J.; DOMANSKI, A. P. R22 replacement status. **ASHRAE Journal**. v. 48, n. 8, p. 29-39, 2004.

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.

COLBOURNE, D.; RITTER, T. J. Compatibility of Non-Metallic Materials with Hydrocarbon Refrigerant and Lubricant Mixtures. In: IIF-IIR - COMMISSION B1, B2, E1 AND E2. 2000, Purdue, **Proceedings**.

COLBOURNE, D.; SUEN, K. O. Appraising the flammability hazards of hydrocarbon refrigerants using quantitative risk assessment model. Part II. Model evaluation and analysis. **International Journal of Refrigeration**. v. 27, p. 784-793, 2004.

CORBERÁN, M. J.; SEGURADO, J.; COLBOURNE, D.; GONZÁLVEZ, J. Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment. **International Journal of Refrigeration**.v. 31, n. 1, p. 748-756, 2008.

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

DA 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.

DAIKIN, Properties of Future Candidate Refrigerants. Available from: <http://www.daikin.com/csr/information/influence/03.html> (accessed June 2013).

DOMANSKY, A. P.; BROWN, J. S.; HEO, J.; WOJTUSIAK, J.; MCLINDEN, M. O.A thermodynamic analysis of refrigerants: Performance limits of the vapor compression cycle. **International Journal of Refrigeration**.v. 88, p. 71-79, 2014.

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

GHODBANE, M. An investigation of R152a and hydrocarbon refrigerants in mobile air conditioning. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, SAE, 1999, Warrendale,**Proceedings**.

GIGIEL, A. Safety testing of domestic refrigerators using flammable refrigerants.**Int. Journal of Refrigeration**.v. 27, p. 621-628, 2004.

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

GRANRYD, E. Hydrocarbons as refrigerants - an overview. **International Journal of Refrigeration**.v. 24, n. 1, p. 15-24, 2001.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **TECHNOLOGY ROADMAPS**: Executive Summary, 2010, p.45-60.

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

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO).**ISO 5149**:Parts 1 to 4, under the general title Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements; 2014.

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.

LOMMERS, C. A. **Air conditioning and refrigeration industry refrigerant selection guide – 2003**. ISBN 0-949436-41-0, The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating Inc (AIRAH), Seventh Edition, Australia, 2003.

MACLAINE-CROSS, I. L.; LEONARDI, E. Comparative performance of hydrocarbon refrigerants. In: IIF-IIR - COMMISSION B1, B2, E1 AND E2.1996, Melbourne,**Proceedings**.

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

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

MOHANRAJ, M.; JAYARAJ, S.; MURALEEDHARAN, C. Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants-a review, **International Journal of Greenhouse Gas Control**.v. 3, p. 108–119, 2009.

NEW ZEALAND FIRE SERVICE. Inquiry into the Explosion and Fire at Icepak Coolstores, Tamahere, on 5 April 2008: Incident Number F128045. 2008.

OTA, R.; ARAKI, K. Properties of refrigerant / oil mixtures for low GWP refrigerants. In: The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology, 2010, **Proceedings**, p. 51-55.

OKIDO, T.; TAKIGAWA, K.; SAITO, M. Development of Refrigeration Oil for Use with R32. In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012, Purdue, **Proceedings**, p. 1-7.

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.

PALM, B., Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems—a review, **International Journal of Refrigeration**.v. 31, p. 552–563, 2008.

PARK, K. J.; JUNG, D. Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. **Applied Energy**.v. 84, p. 985-991, 2007.

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

SCHULTZ, K. Performance of R410A and R22 alternative lower GWP refrigerants in a small (~5 RT) water chiller. **ASHRAE Transactions** 120.1 (2014).Academic OneFile.Web. 1 Oct. 2014.

YU, J.; XU, Z.; TIAN, G.A thermodynamic analysis of a transcritical cycle with refrigerant mixture R32/R290 for a small heat pump water heater, **Energy and Buildings**.v. 42,p. 2431–2436, 2010.

YUNHO, H., DAE-HYUN, J., REINHARD, R., Comparison of R-290 and two HFC blends for walk-in refrigeration systems, **International Journal of Refrigeration**. v. 30, p. 633-641, 2007.

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

UNITED NATIONS INDUSTRIAL DEVELOPMENT ORGANIZATION (UNIDO).**PREPARING FOR HCFC PHASE-OUT**: Fundamentals of uses, alternatives, implications and funding for Article 5 countries. Vienna, 2009.

ANEXO I

Análises estatísticas – Primeiro Planejamento Composto Central

A primeira análise refere-se ao comportamento da temperatura de condensação do sistema com R22. O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,9715. A Fig. A.1.1 representa a análise PARETO e a Fig. A.1.2 ilustra a probabilidade normal dos resíduos.

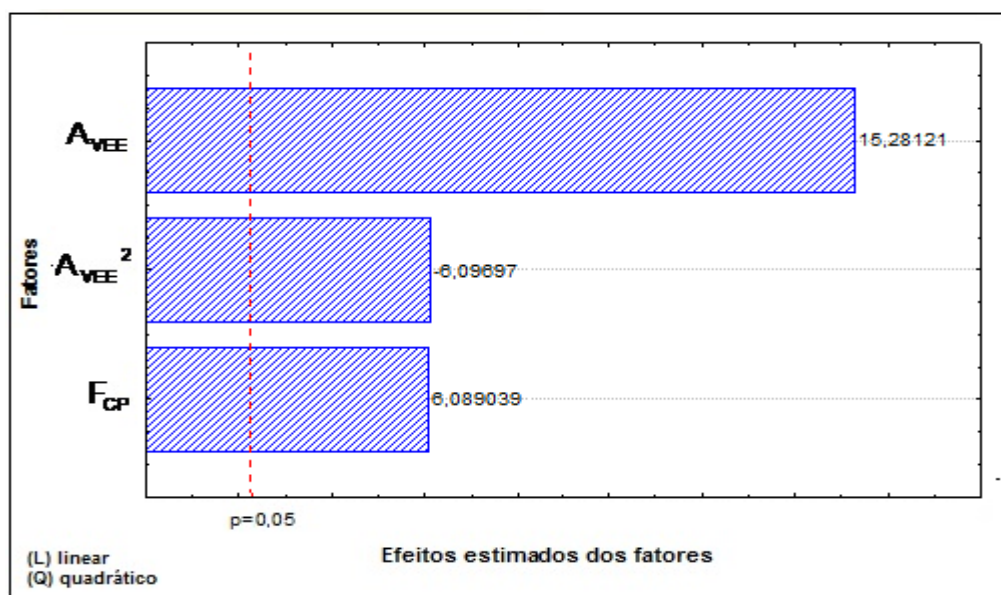


Figura A.1.1 – Análise PARETO dos efeitos referente à temperatura de condensação, R22.

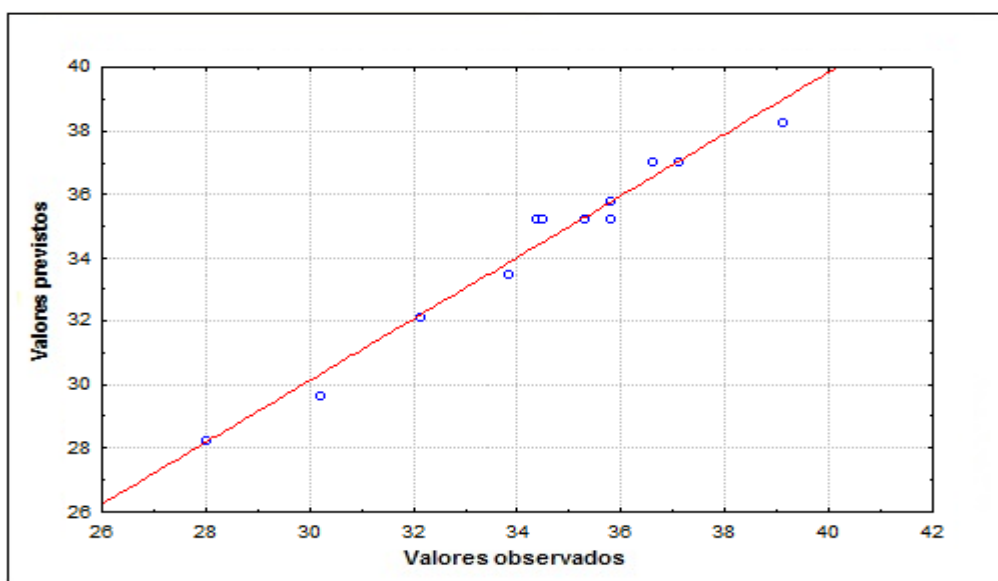


Figura A.1.2 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à temperatura de condensação, R22.

A segunda análise refere-se ao comportamento do grau de superaquecimento do sistema com R22. O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,9818. A Fig. A.1.3 representa a análise PARETO e a Fig. A.1.4 ilustra a probabilidade normal dos resíduos.

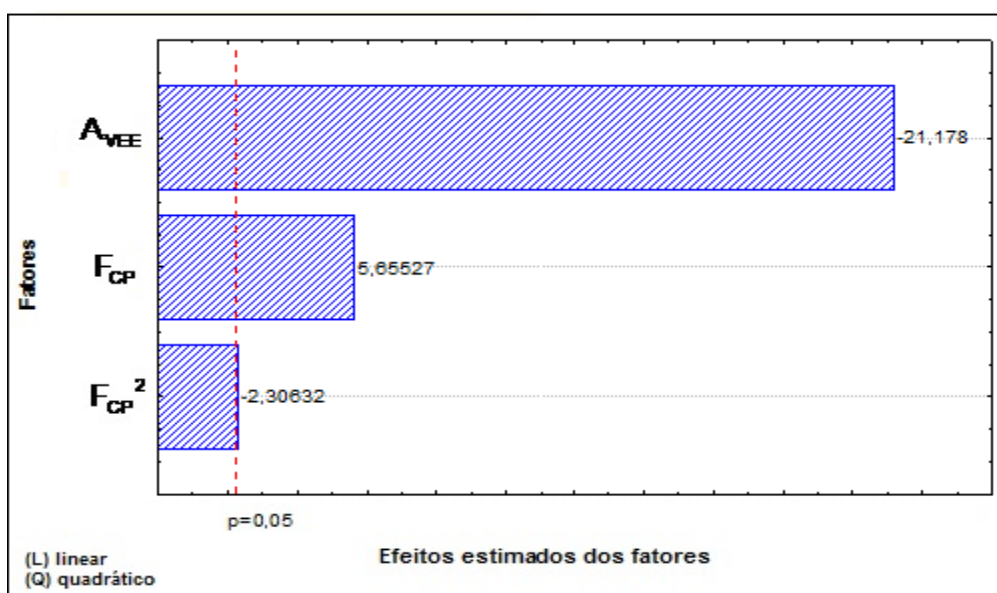


Figura A.1.3 – Análise PARETO dos efeitos referente ao grau de superaquecimento, R22.

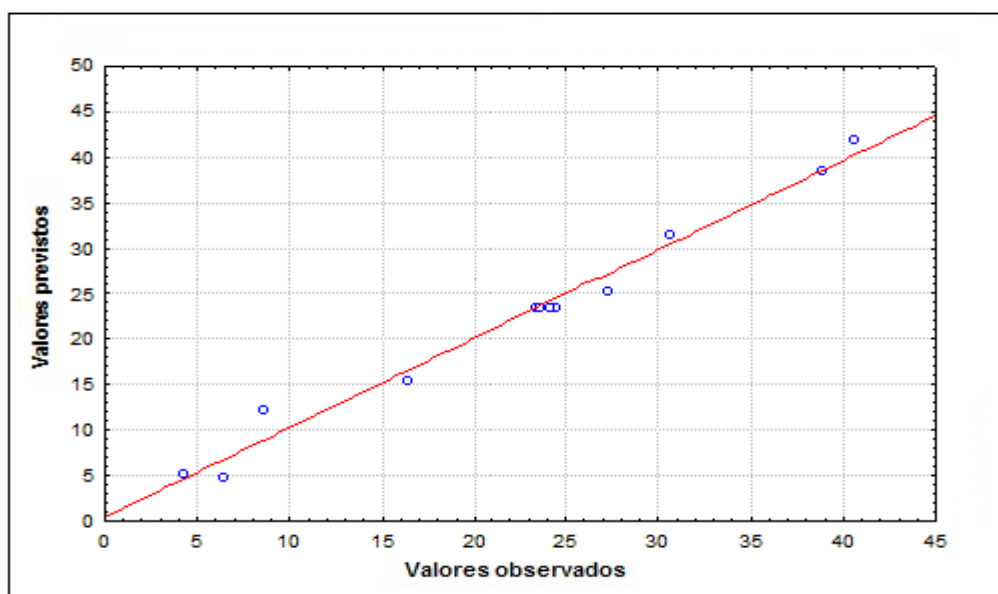


Figura A.1.4 – Probabilidade normal dos resíduos referentes ao grau de superaquecimento, R22.

A terceira análise refere-se ao comportamento da temperatura de descarga do compressor do sistema com R22. O coeficiente (R^2) foi de 0,9864. A Fig. A.1.5 representa a análise PARETO e a Fig. A.1.6 ilustra a probabilidade normal dos resíduos.

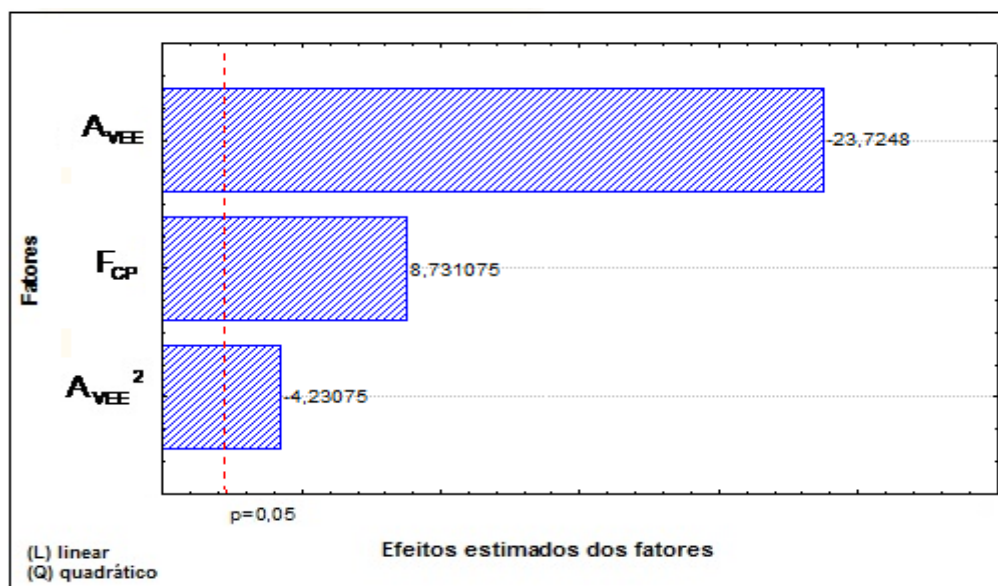


Figura A.1.5 – Análise PARETO dos efeitos referente à temperatura de descarga, R22.

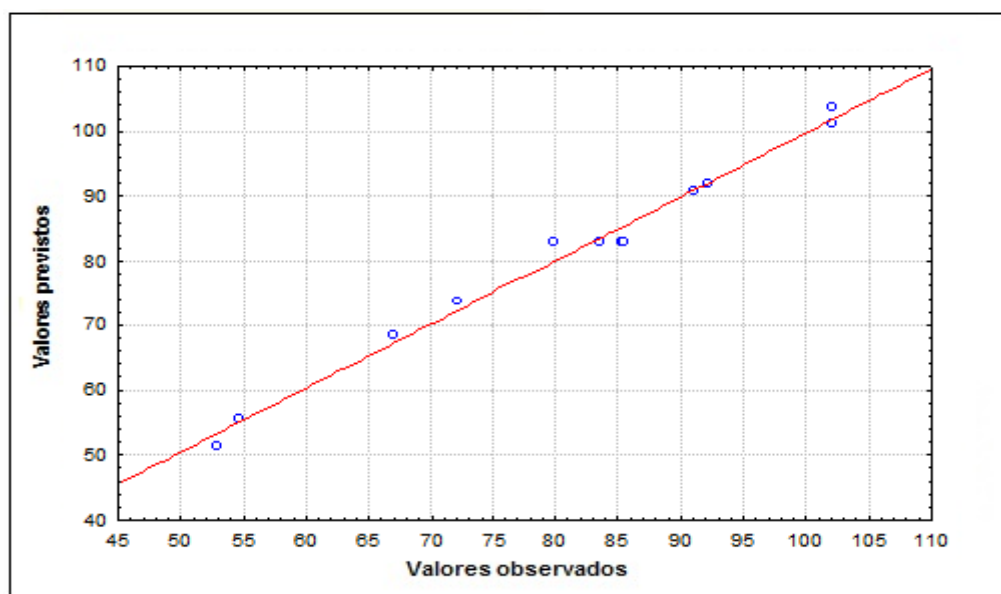


Figura A.1.6 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à temperatura de descarga, R22.

A quarta análise refere-se ao comportamento da vazão mássica de refrigerante do sistema com R22. O coeficiente (R^2) foi de 0,9833. A Fig. A.1.7 representa a análise PARETO e a Fig. A.1.8 ilustra a probabilidade normal dos resíduos.

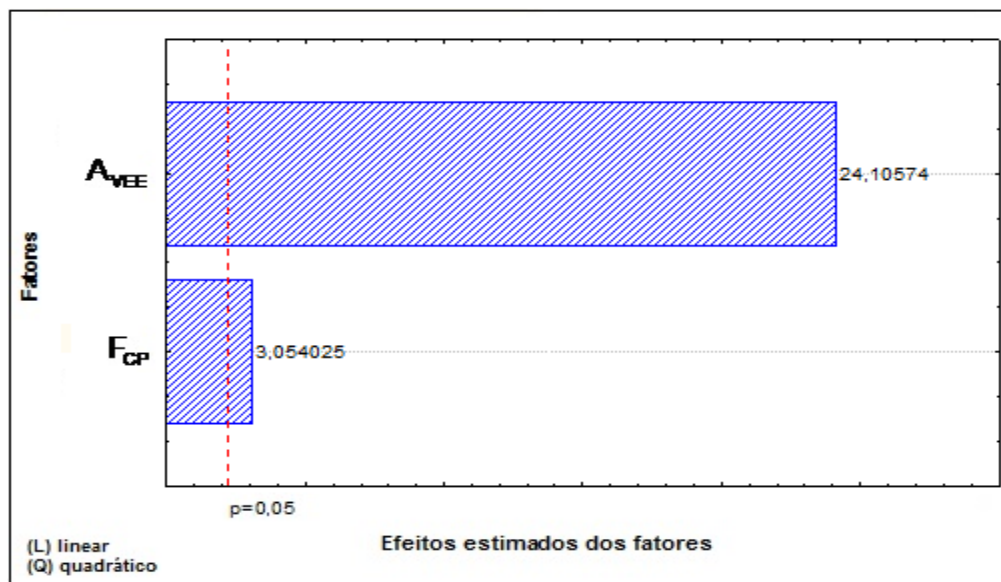


Figura A.1.7 – Análise PARETO dos efeitos referente à vazão mássica de refrigerante, R22.

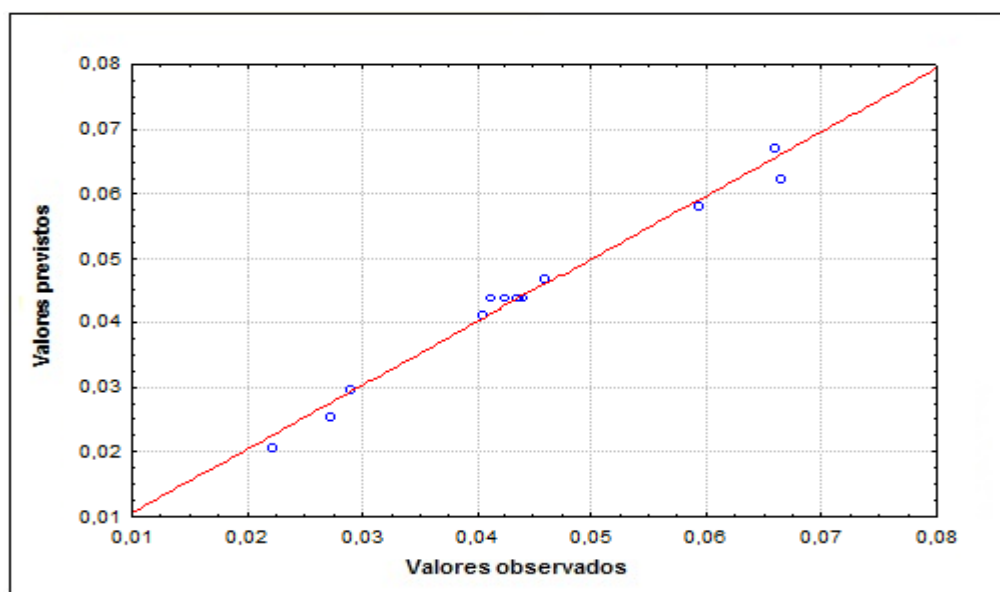


Figura A.1.8 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à vazão mássica de refrigerante, R22.

A quinta análise refere-se ao comportamento da capacidade de refrigeração do sistema com R22. O coeficiente (R^2) foi de 0,9862. A Fig. A.1.9 representa a análise PARETO e a Fig. A.1.10 ilustra a probabilidade normal dos resíduos.

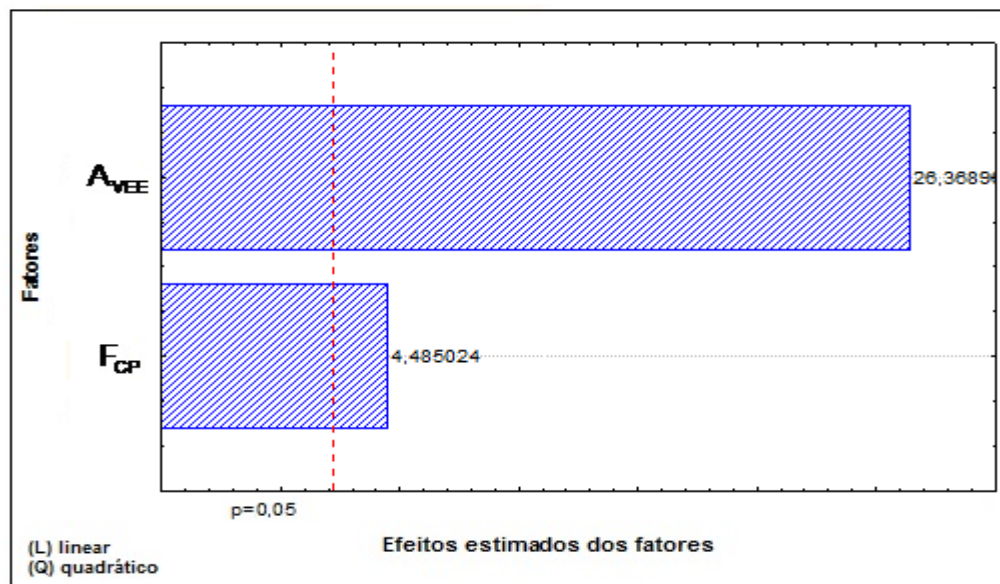


Figura A.1.9 – Análise PARETO dos efeitos referente à capacidade de refrigeração, R22.

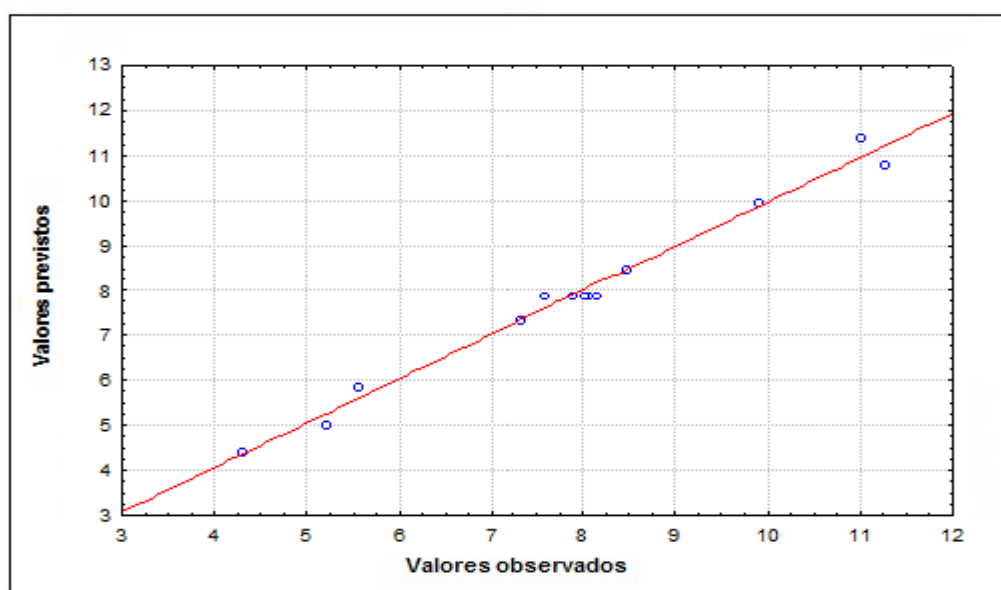


Figura A.1.10 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à capacidade de refrigeração, R22.

A sexta análise refere-se ao comportamento da potência consumida pelo compressor do sistema com R22. O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,9923. A Fig. A.1.10 representa a análise PARETO e a Fig. A.1.11 ilustra a probabilidade normal dos resíduos.

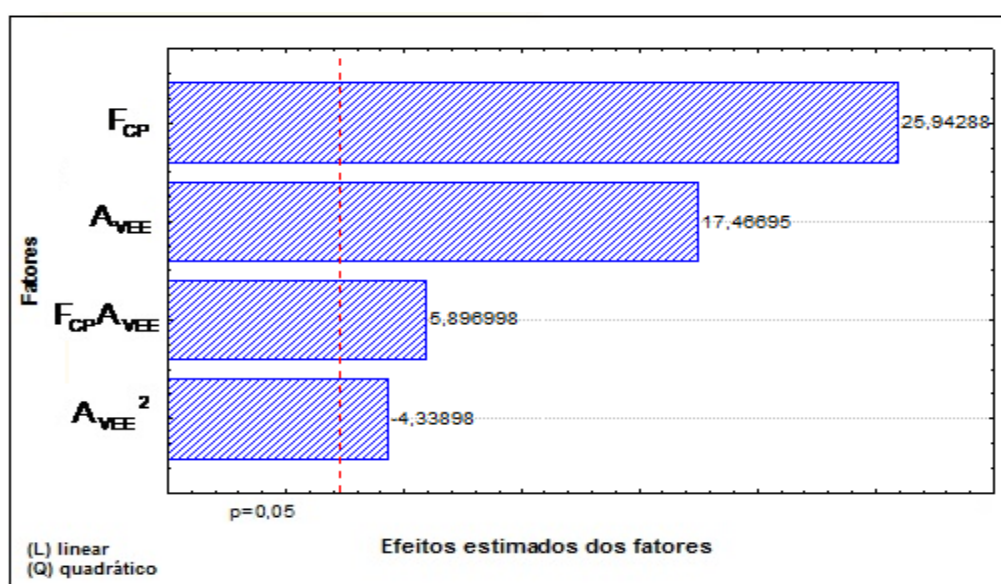


Figura A.1.11 – Análise PARETO dos efeitos referente à potência consumida, R22.

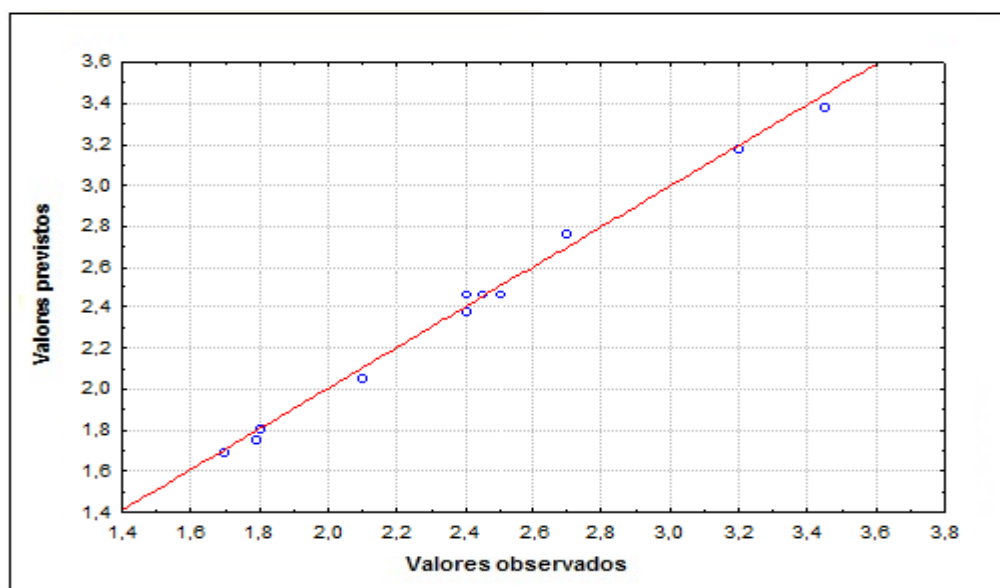


Figura A.1.12 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à potência consumida, R22.

A sétima análise refere-se ao comportamento do COP do sistema com R22. O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,9957. A Fig. A.1.13 representa a análise PARETO e a Fig. A.1.14 ilustra a probabilidade normal dos resíduos.

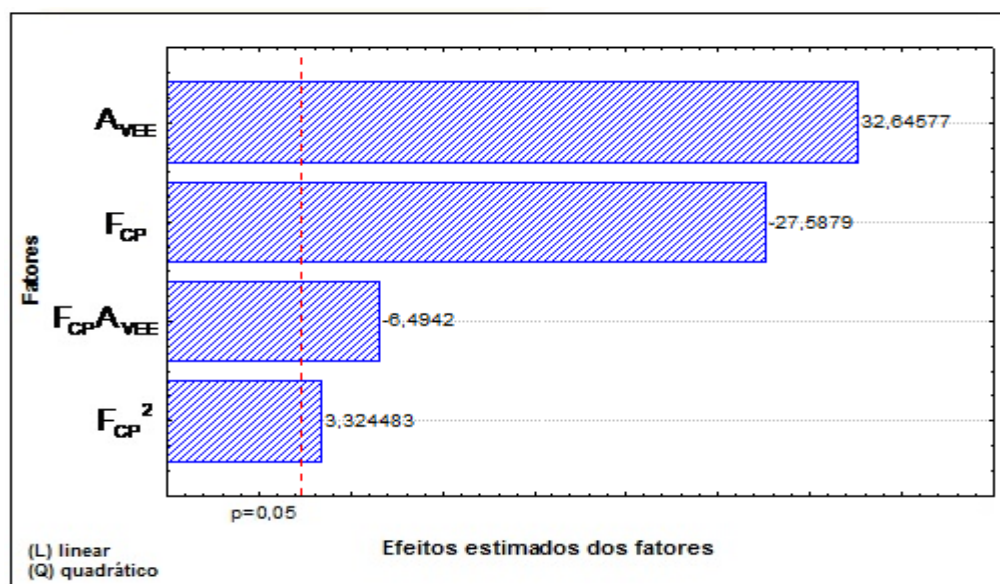


Figura A.1.13 – Análise PARETO dos efeitos referente ao COP, R22.

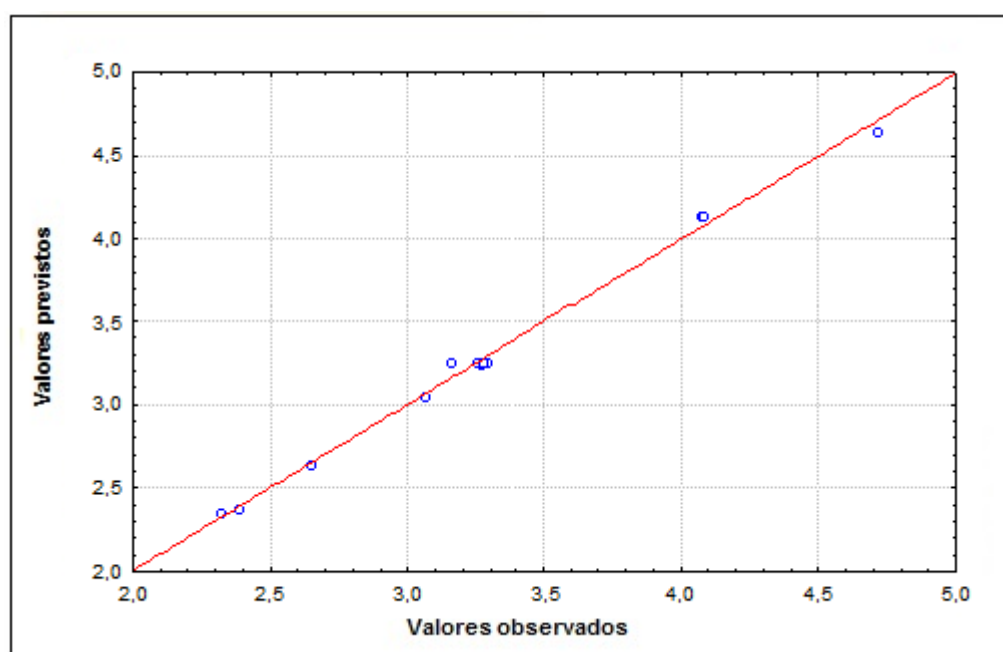


Figura A.1.14 – Probabilidade normal dos resíduos referentes ao COP, R22.

ANEXO II

Planilhas de Resultados – Superfícies de Respostas

Tabela A.2.1 – Resultados encontrados nos testes aleatórios, segundo os fatores F_{cp} e A_{VEE} , referente ao segundo planejamento experimental, R290.

Testes aleatórios	Fatores		Resultados												
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
3 ^f	60	90	4,09±0,15	11,93±0,44	1,1	36,9	2,8	3,9	3,9	54,3	33,0	490,4	1273,1	0,0407	2,92
7 ^a	64	70	3,03±0,16	9,21±0,49	-7,9	41,7	21,4	12,1	13,5	71,8	29,6	370,0	1425,0	0,0284	3,04
12 ^c	50	70	3,74±0,21	8,71±0,49	-3,2	39,3	17,8	10,5	14,6	67,0	28,8	430,5	1346,0	0,0267	2,33
8 ^a	36	70	4,78±0,30	7,74±0,49	3,9	36,3	10,9	8,4	14,8	59,0	27,9	533,1	1255,8	0,0238	1,62
10 ^c	50	70	3,71±0,21	8,67±0,49	-3,0	38,4	17,7	10,4	14,7	68,1	28,0	432,7	1320,0	0,0264	2,34
1 ^f	40	90	5,86±0,25	10,61±0,46	8,0	36,8	1,0	6,4	9,0	45,0	30,4	601,2	1272,2	0,0348	1,81
4 ^f	40	50	3,28±0,30	5,67±0,52	-9,5	32,8	26,9	7,6	17,4	66,0	25,2	350,5	1155,8	0,0165	1,73
13 ^c	50	70	3,70±0,21	8,65±0,50	-3,7	36,9	18,4	10,3	14,7	67,0	26,6	423,5	1275,0	0,0260	2,34
9 ^c	50	70	3,76±0,21	8,73±0,50	-3,9	38,2	18,3	11,0	14,4	65,5	27,2	420,0	1312,3	0,0264	2,32
5 ^a	50	98	5,50±0,19	12,92±0,45	6,4	38,2	0,9	6,2	7,3	43,0	32,0	573,8	1312,5	0,0433	2,35
2 ^f	60	50	2,74±0,22	6,37±0,52	-15,8	34,9	32,6	9,5	16,8	78,3	25,4	284,1	1215,6	0,0185	2,33
11 ^c	50	70	3,72±0,21	8,77±0,50	-3,0	38,7	18,3	10,7	15,3	67,6	28,0	432,2	1328,0	0,0266	2,36
6 ^a	50	42	2,67±0,29	4,91±0,53	-18,0	31,6	36,7	8,0	18,7	79,0	23,6	263,0	1122,3	0,0139	1,84

LEGENDA:

F_{cp} : frequência de operação do compressor;

T_{EV} : temperatura de evaporação;

T_1 : temperatura na linha de sucção;

P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;

A_{VEE} : grau de abertura da VEE;

T_{CD} : temperatura de condensação;

T_2 : temperatura na linha de descarga;

P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;

COP : coeficiente de eficácia;

T_{SA} : grau de superaquecimento;

T_3 : temperatura na linha de líquido.

\dot{m} : vazão mássica;

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

T_{SR} : grau de sub-resfriamento.

^f: corrida fatorial;

^a: corrida axial;

^c: corrida central.

\dot{W}_{CP} : potência consumida.

Tabela A.2.2 – Resultados encontrados nos testes aleatórios, segundo os fatores F_{cp} e A_{VEE} , referente ao terceiro planejamento experimental, R1270.

Testes aleatórios	Fatores			Resultados											
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
3 ^f	60	90	4,52±0,17	12,30±0,46	5,6	35,9	0,9	5,4	6,5	49,0	30,5	690,0	1502,0	0,0402	2,72
7 ^a	64	70	2,97±0,14	10,32±0,50	-10,0	40,0	21,0	12,8	11,0	83,4	27,2	430,0	1650,0	0,0311	3,47
12 ^c	50	70	3,65±0,19	9,70±0,50	-5,2	37,8	17,9	11,4	12,7	75,0	26,4	500,0	1571,0	0,0290	2,66
8 ^a	36	70	4,84±0,27	8,91±0,50	0,3	33,9	13,9	8,4	14,2	63,1	25,5	590,0	1436,0	0,0265	1,84
10 ^c	50	70	3,77±0,19	9,92±0,50	-5,8	37,3	18,1	10,9	12,3	73,0	26,4	490,0	1551,0	0,0297	2,63
1 ^f	40	90	5,31±0,22	10,94±0,46	4,6	35,3	1,5	5,0	6,1	46,5	30,3	670,0	1484,0	0,0357	2,06
4 ^f	40	50	3,46±0,29	6,34±0,52	-11,4	31,6	27,8	7,1	16,4	78,0	24,5	410,0	1357,0	0,0182	1,83
13 ^c	50	70	3,96±0,20	9,94±0,50	-5,7	36,8	17,5	10,5	11,8	75,1	26,3	492,0	1535,0	0,0298	2,51
9 ^c	50	70	3,79±0,20	9,70±0,50	-5,8	36,9	17,8	10,9	12,0	74,1	26,0	490,0	1540,0	0,0290	2,56
5 ^a	50	98	4,70±0,17	12,87±0,46	1,9	37,8	2,6	6,6	4,5	48,5	31,2	620,0	1569,0	0,0424	2,74
2 ^f	60	50	2,64±0,20	6,79±0,52	-19,7	33,9	34,9	8,9	15,2	93,4	25,0	310,0	1433,0	0,0195	2,57
11 ^c	50	70	3,80±0,19	9,85±0,50	-6,2	37,1	18,1	11,3	11,9	74,8	25,8	485,0	1545,0	0,0294	2,59
6 ^a	50	42	2,75±0,26	5,62±0,53	-19,7	32,0	37,2	7,5	17,5	87,5	24,5	310,0	1371,0	0,0159	2,04

Tabela A.2.3 – Resultados encontrados nos testes aleatórios, segundo os fatores F_{cp} e A_{VEE} , referente ao quarto planejamento experimental, R438A.

Testes aleatórios	Fatores			Resultados											
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
3 ^f	60	90	2,85±0,26	9,11±0,19	-3,1	37,5	2,1	7,9	-1,0	74,0	29,6	400,5	1541,8	0,0654	3,20
7 ^a	64	70	2,51±0,16	6,87±0,12	-10,9	35,2	23,1	8,6	12,2	82,7	26,6	300,0	1455,0	0,0436	2,74
12 ^c	50	70	3,01±0,29	6,85±0,46	-7,5	34,7	17,8	8,5	10,3	74,2	26,2	340,0	1438,3	0,0440	2,28
8 ^a	36	70	3,68±0,17	6,30±0,20	-1,7	32,8	14,9	5,8	13,2	66,8	27,0	420,0	1372,8	0,0405	1,71
10 ^c	50	70	2,96±0,26	6,74±0,46	-7,5	34,4	18,9	7,7	11,4	75,0	26,7	340,1	1426,1	0,0432	2,28
1 ^f	40	90	4,21±0,19	8,59±0,17	4,5	34,9	0,7	5,8	5,2	67,0	29,1	520,3	1446,6	0,0602	2,04
4 ^f	40	50	2,82±0,46	4,29±0,19	-12,7	29,5	28,5	4,7	15,8	75,3	24,8	280,8	1258,2	0,0262	1,52
13 ^c	50	70	2,97±0,13	6,82±0,13	-7,5	34,9	18,1	8,5	10,6	74,0	26,4	341,7	1444,2	0,0438	2,30
9 ^c	50	70	2,96±0,20	6,87±0,26	-7,7	34,4	18,2	7,8	10,5	75,0	26,6	338,1	1429,0	0,0442	2,32
5 ^a	50	98	3,76±0,20	10,26±0,29	3,4	37,7	1,0	4,7	4,4	68,0	33,0	500,5	1550,0	0,0751	2,73
2 ^f	60	50	2,22±0,19	4,42±0,46	-19,9	29,8	35,0	5,0	15,1	86,4	24,8	210,3	1267,4	0,0269	1,99
11 ^c	50	70	3,04±0,29	6,88±0,17	-7,8	34,7	17,7	8,6	9,9	74,9	26,1	337,0	1440,1	0,0442	2,26
6 ^a	50	42	2,27±0,17	3,63±0,20	-21,0	28,9	36,4	4,1	15,4	82,1	24,8	200,3	1240,0	0,0220	1,60

Tabela A.2.4 – Resultados encontrados nos testes aleatórios, segundo os fatores F_{cp} e A_{VEE} , referente ao quinto planejamento experimental, R404A.

Testes aleatórios	Fatores		Resultados												
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
3 ^f	60	90	2,28±0,06	7,36±0,19	-11,4	40,8	23,1	4,6	11,7	82,7	36,2	410,0	1867,0	0,0578	3,23
7 ^a	64	70	2,00±0,06	6,50±0,20	-16,6	39,3	30,9	5,9	14,3	86,1	33,4	340,0	1797,0	0,0480	3,25
12 ^c	50	70	2,37±0,08	6,29±0,20	-12,8	38,6	27,3	5,2	14,5	78,7	33,4	390,0	1768,0	0,0467	2,65
8 ^a	36	70	2,87±0,10	5,98±0,20	-5,6	37,7	21,0	4,1	15,4	70,8	33,6	500,0	1732,0	0,0449	2,08
10 ^c	50	70	2,41±0,08	6,22±0,20	-12,3	39,3	26,5	5,5	14,2	78,0	33,8	398,0	1798,0	0,0465	2,58
1 ^f	40	90	2,64±0,08	6,24±0,19	-4,4	39,9	17,9	4,4	13,5	70,6	35,5	520,0	1823,0	0,0488	2,36
4 ^f	40	50	2,27±0,12	4,15±0,22	-18,3	35,3	36,5	5,6	18,2	80,6	29,7	320,0	1630,0	0,0286	1,83
13 ^c	50	70	2,39±0,08	6,22±0,20	-12,1	39,3	26,7	5,3	14,6	79,4	34,0	400,0	1800,0	0,0465	2,60
9 ^c	50	70	2,34±0,08	6,11±0,20	-12,0	38,8	26,3	4,6	14,3	80,0	34,2	402,0	1777,0	0,0459	2,61
5 ^a	50	98	2,40±0,06	7,12±0,19	-6,8	41,2	17,0	4,2	10,2	73,2	37,0	480,0	1884,0	0,0578	2,97
2 ^f	60	50	1,80±0,09	4,15±0,22	-25,8	35,5	43,9	5,0	18,1	93,6	30,5	240,0	1640,0	0,0286	2,31
11 ^c	50	70	2,39±0,08	6,29±0,20	-13,0	39,4	27,4	5,8	14,4	78,8	33,6	388,0	1804,0	0,0468	2,63
6 ^a	50	42	1,92±0,12	3,55±0,22	-26,8	33,2	45,4	4,7	18,6	87,5	28,5	230,0	1547,0	0,0238	1,85

Tabela A.2.5 – Resultados encontrados nos testes aleatórios, segundo os fatores F_{cp} e A_{VEE} , referente ao sexto planejamento experimental, R134a.

Testes aleatórios	Fatores		Resultados												
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
10 ^c	50	55	3,20±0,15	5,85±0,27	-2,2	47,1	17,4	21,2	15,2	81,0	25,9	270,0	1226,0	0,0331	1,83
12 ^c	50	55	3,25±0,15	5,81±0,27	-2,5	45,1	18,8	21,0	16,3	80,9	24,1	267,0	1164,0	0,0322	1,79
3 ^f	60	65	3,05±0,11	7,14±0,26	-1,2	49,3	13,3	22,8	12,1	82,1	26,5	280,0	1295,0	0,0413	2,34
8 ^a	36	55	3,92±0,19	5,49±0,26	3,3	45,3	11,3	19,8	14,6	71,1	25,5	330,0	1169,0	0,0313	1,40
2 ^f	60	45	2,59±0,15	4,80±0,27	-10,1	44,9	26,0	19,5	15,9	89,8	25,4	200,0	1158,0	0,0267	1,85
9 ^c	50	55	3,17±0,15	5,73±0,27	-2,2	46,5	16,8	21,1	14,6	81,5	25,4	270,0	1207,0	0,0324	1,81
6 ^a	50	41	2,82±0,17	4,48±0,27	-8,9	44,0	26,6	19,8	17,7	91,7	24,2	210,0	1132,0	0,0245	1,59
4 ^f	40	45	3,31±0,19	4,74±0,27	-2,2	44,8	19,3	20,1	17,1	84,8	24,7	270,0	1154,0	0,0263	1,43
5 ^a	50	69	3,59±0,12	7,33±0,25	3,3	48,0	3,9	21,8	7,2	72,4	26,2	330,0	1253,0	0,0437	2,04
7 ^a	64	55	2,64±0,12	6,08±0,27	-6,5	47,2	22,5	23,4	16,0	87,7	23,8	230,0	1229,0	0,0335	2,30
11 ^c	50	55	3,27±0,15	6,02±0,27	-2,2	46,6	18,4	23,2	16,2	81,8	23,4	270,0	1211,0	0,0332	1,84
13 ^c	50	55	3,23±0,15	5,98±0,27	-2,2	47,2	18,7	23,5	16,5	81,1	23,7	270,0	1229,0	0,0330	1,85
1 ^f	40	65	4,18±0,16	6,85±0,27	-3,3	46,8	15,9	22,9	12,6	70,8	23,9	260,0	1215,0	0,0386	1,64

Tabela A.2.6 – Resultados encontrados nos testes aleatórios, segundo os fatores F_{cp} e A_{VEE} , referente ao sétimo planejamento experimental, R410A.

Testes aleatórios	Fatores			Resultados											
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
7 ^a	47	45	2,03±0,10	6,06±0,30	-18,0	32,8	35,9	3,9	17,9	111,7	28,9	430,2	2028,0	0,0301	2,99
3 ^f	45	55	2,48±0,09	8,32±0,29	-11,1	32,6	26,9	2,1	15,8	103,0	30,5	550,4	2017,9	0,0428	3,36
8 ^a	33	45	2,30±0,12	5,77±0,30	-10,6	32,8	28,7	3,9	18,1	102,4	28,9	560,6	2030,2	0,0290	2,51
6 ^a	40	31	1,82±0,14	4,14±0,31	-22,0	32,1	41,4	5,0	19,4	114,2	27,1	370,0	1991,1	0,0200	2,27
4 ^f	35	35	1,82±0,13	4,37±0,31	-15,5	32,2	35,8	5,2	20,3	107,0	27,0	470,8	2000,0	0,0212	2,40
2 ^f	45	35	1,73±0,12	4,67±0,31	-22,0	32,6	42,1	5,8	20,1	116,2	26,8	370,4	2018,3	0,0224	2,70
5 ^a	40	61	2,72±0,09	9,05±0,29	-6,7	32,6	21,2	1,9	14,5	99,0	30,7	640,0	2021,0	0,0474	3,33
9 ^c	40	45	2,24±0,11	6,29±0,30	-14,4	32,4	32,6	3,6	18,2	107,1	28,8	490,0	2009,2	0,0313	2,80
13 ^c	40	45	2,25±0,11	6,18±0,30	-14,4	32,6	32,2	3,6	17,8	108,0	29,0	490,1	2020,0	0,0309	2,75
10 ^c	40	45	2,14±0,11	6,07±0,30	-14,4	32,4	32,4	3,1	18,0	108,2	29,3	490,4	2008,9	0,0304	2,84
1 ^f	35	55	2,62±0,10	7,78±0,29	-6,3	31,7	22,7	1,9	16,4	99,4	29,8	650,5	1974,8	0,0401	2,97
12 ^c	40	45	2,23±0,11	6,20±0,30	-14,4	32,4	32,4	4,0	18,0	110,0	28,4	490,3	2010,2	0,0308	2,78
11 ^c	40	45	2,31±0,11	6,26±0,30	-14,4	32,7	32,1	4,8	17,7	108,4	27,9	490,0	2022,4	0,0310	2,71

Tabela A.2.7 – Resultados encontrados nos testes aleatórios, segundo os fatores F_{cp} e A_{VEE} , referente ao oitavo planejamento experimental, R32.

Testes aleatórios	Fatores			Resultados											
	F_{cp}	A_{VEE}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[%]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
7 ^a	47	45	2,37±0,13	8,21±0,43	-13,2	31,7	32,5	1,2	19,3	119,0	30,5	520,1	2015,0	0,0284	3,46
3 ^f	45	55	2,79±0,11	10,90±0,42	-5,9	31,6	19,5	0,9	13,6	111,0	30,7	670,3	2007,4	0,0391	3,90
8 ^a	33	45	2,72±0,15	7,87±0,43	-5,9	31,6	24,3	1,6	18,4	105,2	30,0	670,9	2007,1	0,0276	2,89
6 ^a	40	31	2,38±0,18	5,99±0,45	-17,2	30,2	38,9	3,1	21,7	118,0	27,1	450,0	1935,2	0,0200	2,52
4 ^f	35	35	2,35±0,17	6,09±0,44	-13,2	31,5	33,2	1,8	20,0	116,8	29,7	520,2	2003,0	0,0209	2,59
2 ^f	45	35	2,25±0,15	6,72±0,44	-16,6	31,4	36,4	0,8	19,8	120,8	30,6	460,1	2000,3	0,0231	2,99
5 ^a	40	61	3,33±0,12	11,35±0,42	-2,1	31,8	17,4	1,9	15,3	100,0	29,9	760,0	2020,1	0,0406	3,41
9 ^c	40	45	2,81±0,14	8,40±0,43	-9,1	31,9	28,7	1,6	19,6	112,9	30,3	600,5	2025,3	0,0292	2,99
13 ^c	40	45	2,82±0,15	8,33±0,43	-9,6	31,8	29,6	2,0	20,0	111,5	29,8	590,6	2020,8	0,0288	2,95
10 ^c	40	45	2,64±0,14	7,87±0,43	-10,6	31,6	29,6	0,5	19,0	112,4	31,1	570,9	2007,0	0,0275	2,98
1 ^f	35	55	3,15±0,14	9,80±0,42	-2,5	31,6	18,7	1,3	16,2	101,0	30,3	750,0	2006,7	0,0350	3,11
12 ^c	40	45	2,66±0,14	8,02±0,43	-10,6	31,6	29,8	1,6	19,2	111,5	30,0	570,2	2010,4	0,0278	3,01
11 ^c	40	45	2,63±0,14	8,09±0,43	-10,2	31,7	29,7	1,9	19,5	113,0	29,8	578,1	2012,2	0,0280	3,08

ANEXO III

Planilhas de Resultados – Comprovação de Desempenho

Tabela A.3.1 – Desempenho termodinâmico do R290 em função da temperatura de evaporação e da frequência de operação do compressor.

Testes	Fatores							Resultados						
	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
1	35	-15	3,08±0,45	3,60±0,53	29,2	35,7	4,6	20,7	73,0	24,6	292,0	1057,2	0,0102	1,17
2	35	-10	3,59±0,38	4,89±0,52	31,2	30,1	6,1	20,1	68,4	25,1	345,2	1111,4	0,0140	1,36
3	35	-5	3,92±0,34	5,92±0,51	33,7	23,0	8,3	18,0	62,3	25,4	406,2	1181,0	0,0173	1,51
4	40	-15	3,03±0,38	4,27±0,53	31,2	34,9	7,0	19,9	78,0	24,2	292,0	1110,6	0,0121	1,41
5	40	-10	3,50±0,33	5,54±0,52	33,2	29,0	8,5	19,0	72,1	24,7	345,0	1165,3	0,0159	1,58
6	40	-5	3,85±0,30	6,58±0,52	34,4	24,0	9,1	19,0	68,7	25,3	406,0	1200,8	0,0191	1,71
7	45	-15	2,92±0,33	4,74±0,53	32,7	35,0	7,7	20,0	79,4	25,0	292,0	1153,9	0,0135	1,62
8	45	-10	3,29±0,28	6,06±0,52	35,1	29,5	9,3	19,5	74,5	25,8	345,0	1220,2	0,0175	1,84
9	45	-5	3,82±0,27	7,27±0,51	35,8	23,2	9,8	18,2	69,3	26,0	406,0	1240,0	0,0213	1,90
10	50	-15	2,93±0,28	5,58±0,53	34,1	34,3	9,5	19,3	81,5	24,6	292,0	1190,7	0,0159	1,90
11	50	-10	3,34±0,25	7,05±0,52	36,3	30,6	10,3	20,6	75,3	26,0	345,0	1255,1	0,0203	2,11
12	50	-5	3,69±0,22	8,29±0,50	38,2	22,1	10,9	17,1	71,2	27,3	406,0	1312,0	0,0247	2,25
13	55	-15	2,89±0,25	6,08±0,52	34,7	34,1	9,7	19,1	82,6	25,0	292,0	1210,6	0,0174	2,10
14	55	-10	3,21±0,22	7,48±0,51	37,8	27,8	10,9	17,8	76,8	26,9	345,0	1300,8	0,0220	2,33
15	55	-5	3,58±0,20	8,95±0,50	39,5	20,7	11,5	15,7	73,0	28,0	406,0	1355,3	0,0270	2,50
16	60	-15	2,71±0,22	6,54±0,52	37,2	33,4	12,1	18,4	84,0	25,1	292,0	1282,0	0,0188	2,41
17	60	-10	3,04±0,19	7,99±0,51	38,8	27,3	11,6	17,3	78,0	27,2	345,0	1330,7	0,0236	2,63
18	60	-5	3,44±0,17	9,98±0,49	40,7	19,2	12,2	14,2	75,8	28,5	406,0	1390,5	0,0305	2,90
19	65	-15	2,55±0,18	7,28±0,52	38,5	32,8	12,1	17,8	87,0	26,4	292,0	1324,0	0,0212	2,85
20	65	-10	2,78±0,15	9,07±0,50	41,0	26,2	12,2	16,2	82,1	28,8	345,0	1400,0	0,0273	3,26
21	65	-5	3,22±0,14	11,31±0,49	42,0	18,2	13,0	13,2	78,1	29,0	406,0	1434,1	0,0349	3,51

F_{cp} : frequência de operação do compressor;

T_{EV} : temperatura de evaporação;

T_1 : temperatura na linha de sucção;

P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;

COP : coeficiente de eficácia;

T_{CD} : temperatura de condensação;

T_2 : temperatura na linha de descarga;

P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;

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

T_{SA} : grau de superaquecimento;

T_3 : temperatura na linha de líquido.

\dot{m} : vazão mássica.

\dot{W}_{CP} : potência consumida.

T_{SR} : grau de sub-resfriamento.

Tabela A.3.2 – Desempenho termodinâmico do R1270 em função da temperatura de evaporação e da frequência de operação do compressor.

Testes	Fatores			Resultados										
	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
1	35	-15	3,37±0,35	5,09±0,53	28,3	32,9	5,1	17,9	92,0	23,2	364,0	1256,0	0,0143	1,51
2	35	-10	3,73±0,32	6,08±0,52	31,3	27,3	6,8	17,3	89,0	24,5	430,0	1348,0	0,0174	1,63
3	35	-5	4,01±0,29	7,06±0,51	33,3	21,7	7,6	16,7	83,0	25,7	503,0	1416,0	0,0206	1,76
4	40	-15	3,23±0,30	5,65±0,52	31,6	32,1	6,3	17,1	94,0	25,3	364,0	1360,0	0,0162	1,75
5	40	-10	3,66±0,29	6,51±0,52	33,2	26,4	7,4	16,4	91,0	25,8	430,0	1410,0	0,0189	1,78
6	40	-5	3,94±0,25	7,91±0,51	34,5	20,1	8,1	15,1	82,0	26,4	503,0	1454,0	0,0234	2,01
7	45	-15	3,16±0,27	6,20±0,52	32,1	31,1	6,5	16,1	96,0	25,6	364,0	1376,0	0,0179	1,96
8	45	-10	3,53±0,24	7,48±0,51	33,9	25,1	7,9	15,1	92,0	26,0	430,0	1434,0	0,0219	2,12
9	45	-5	3,88±0,22	8,99±0,50	35,9	17,9	9,4	12,9	81,0	26,5	503,0	1502,0	0,0269	2,32
10	50	-15	3,13±0,23	7,04±0,52	33,7	30,3	8,1	15,3	97,0	25,6	364,0	1427,0	0,0204	2,25
11	50	-10	3,40±0,21	8,33±0,51	35,6	23,6	9,3	13,6	93,0	26,3	430,0	1494,0	0,0246	2,45
12	50	-5	3,72±0,19	9,97±0,50	38,3	17,4	11,0	12,4	80,0	27,3	503,0	1588,0	0,0301	2,68
13	55	-15	2,99±0,21	7,54±0,52	35,7	30,2	10,5	15,2	99,0	25,2	364,0	1497,0	0,0218	2,52
14	55	-10	3,18±0,18	8,92±0,51	38,1	23,5	11,1	13,5	94,0	27,0	430,0	1581,0	0,0265	2,80
15	55	-5	3,61±0,16	10,89±0,49	40,2	15,6	12,4	10,6	79,0	27,8	503,0	1660,0	0,0333	3,02
16	60	-15	2,82±0,18	8,09±0,51	37,9	28,7	10,7	13,7	100,0	27,2	364,0	1573,0	0,0239	2,87
17	60	-10	3,02±0,16	9,58±0,50	39,9	21,6	11,8	11,6	95,0	28,1	430,0	1647,7	0,0290	3,17
18	60	-5	3,34±0,14	11,61±0,48	41,7	10,9	13,7	5,9	78,0	28,0	503,0	1715,8	0,0364	3,48
19	65	-15	2,75±0,16	8,65±0,51	38,5	27,7	11,7	12,7	101,0	26,8	364,0	1597,8	0,0256	3,15
20	65	-10	2,91±0,14	10,25±0,49	41,0	20,3	12,6	10,3	96,0	28,4	430,0	1691,0	0,0313	3,52
21	65	-5	3,20±0,12	12,32±0,47	42,6	8,7	13,0	3,7	77,0	29,6	503,0	1752,0	0,0396	3,85

Tabela A.3.3 – Desempenho termodinâmico do R438A em função da temperatura de evaporação e da frequência de operação do compressor.

Testes	Fatores			Resultados										
	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
1	35	-15	2,93±0,32	3,66±0,26	27,1	32,4	8,9	17,4	81,9	18,2	255,5	1183,3	0,0209	1,25
2	35	-10	3,38±0,39	4,73±0,29	28,5	26,7	10,5	16,7	78,6	18,0	310,2	1227,2	0,0272	1,40
3	35	-5	3,70±0,42	5,65±0,32	30,2	21,2	11,2	16,2	75,4	19,0	373,1	1282,0	0,0331	1,53
4	40	-15	2,89±0,29	4,14±0,21	28,0	31,9	9,2	16,9	82,1	18,8	255,4	1211,1	0,0238	1,43
5	40	-10	3,19±0,32	5,27±0,42	30,7	25,4	10,8	15,4	76,9	19,9	310,0	1300,6	0,0310	1,65
6	40	-5	3,49±0,42	6,28±0,26	32,0	19,5	11,4	14,5	75,8	20,6	373,2	1344,8	0,0376	1,80
7	45	-15	2,77±0,29	4,41±0,32	29,8	31,7	9,9	16,7	86,3	19,9	255,9	1270,9	0,0256	1,59
8	45	-10	3,08±0,39	5,72±0,23	32,3	25,5	10,8	15,5	79,3	21,5	310,2	1354,0	0,0341	1,86
9	45	-5	3,35±0,23	6,91±0,34	34,7	18,4	11,7	13,4	75,4	23,0	373,0	1440,2	0,0425	2,06
10	50	-15	2,63±0,21	4,94±0,39	31,4	31,4	10,4	16,4	85,9	21,0	255,6	1322,6	0,0290	1,88
11	50	-10	2,93±0,29	6,28±0,42	34,1	24,5	11,4	14,5	79,4	22,7	310,1	1415,1	0,0380	2,14
12	50	-5	3,18±0,32	7,59±0,21	36,0	17,0	12,0	12,0	75,1	24,0	373,0	1485,0	0,0475	2,39
13	55	-15	2,58±0,34	5,34±0,20	31,4	32,3	7,6	17,3	89,2	23,8	255,5	1321,4	0,0320	2,07
14	55	-10	2,84±0,44	6,72±0,32	33,9	25,7	8,9	15,7	79,9	25,0	310,3	1408,3	0,0413	2,37
15	55	-5	3,11±0,23	8,06±0,26	35,3	18,2	9,6	13,2	76,0	25,7	373,1	1460,0	0,0509	2,59
16	60	-15	2,54±0,32	5,78±0,39	32,1	32,2	8,0	17,2	88,2	24,1	255,5	1346,3	0,0347	2,27
17	60	-10	2,68±0,34	7,00±0,34	34,8	25,3	9,2	15,3	85,3	25,6	310,6	1441,2	0,0433	2,61
18	60	-5	2,81±0,26	8,25±0,44	36,3	16,2	10,1	11,2	77,6	26,2	373,2	1499,1	0,0529	2,93
19	65	-15	2,51±0,23	6,23±0,26	31,8	35,3	8,8	20,3	89,8	23,0	255,1	1336,0	0,0365	2,48
20	65	-10	2,64±0,39	7,49±0,32	34,7	23,4	9,9	13,4	80,8	24,8	310,2	1438,1	0,0465	2,84
21	65	-5	2,75±0,20	8,95±0,23	37,2	13,0	10,6	8,0	76,4	26,6	373,0	1530,5	0,0587	3,25

Tabela A.3.4 – Desempenho termodinâmico do R404A em função da temperatura de evaporação e da frequência de operação do compressor.

Testes	Fatores			Resultados										
	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
1	35	-15	2,66±0,13	4,46±0,23	39,0	31,4	13,7	16,3	76,5	25,3	360,4	1788,9	0,0298	1,68
2	35	-10	2,93±0,12	5,36±0,22	40,2	25,6	13,5	15,6	72,8	26,7	430,0	1840,0	0,0368	1,83
3	35	-5	3,23±0,11	6,36±0,21	41,8	18,8	12,2	13,8	68,6	29,6	510,2	1910,1	0,0461	1,97
4	40	-15	2,61±0,12	4,93±0,22	40,0	30,9	13,4	15,8	76,8	26,6	360,0	1828,0	0,0335	1,89
5	40	-10	2,85±0,10	6,05±0,21	40,9	25,0	12,0	15,0	73,0	28,9	430,3	1868,7	0,0427	2,12
6	40	-5	3,11±0,09	7,27±0,21	41,6	17,6	12,3	12,6	67,0	29,3	510,0	1900,5	0,0530	2,34
7	45	-15	2,57±0,10	5,48±0,22	40,5	30,3	13,5	15,2	78,0	27,0	360,2	1850,0	0,0375	2,13
8	45	-10	2,74±0,09	6,51±0,21	41,3	19,5	13,3	9,5	76,0	28,0	430,1	1888,6	0,0472	2,38
9	45	-5	2,89±0,08	7,66±0,20	42,3	13,4	13,3	8,4	70,0	29,0	510,0	1934,5	0,0573	2,65
10	50	-15	2,38±0,09	5,87±0,22	39,3	29,9	10,3	14,8	82,1	29,0	360,4	1800,0	0,0412	2,47
11	50	-10	2,45±0,07	6,99±0,21	42,0	22,0	11,1	12,0	77,8	30,9	430,5	1920,7	0,0515	2,85
12	50	-5	2,64±0,06	8,23±0,19	43,1	11,2	9,7	6,2	66,1	33,4	510,6	1970,3	0,0660	3,12
13	55	-15	2,25±0,08	6,16±0,21	42,1	29,2	10,2	14,1	84,0	31,9	360,3	1922,0	0,0448	2,73
14	55	-10	2,41±0,06	7,53±0,20	43,5	20,6	10,3	10,6	78,3	33,2	430,7	1989,4	0,0576	3,12
15	55	-5	2,57±0,05	8,97±0,19	43,9	9,4	9,6	4,4	66,3	34,3	510,0	2008,1	0,0738	3,49
16	60	-15	2,14±0,07	6,69±0,21	41,6	27,6	10,2	12,5	84,8	31,4	360,0	1903,8	0,0489	3,13
17	60	-10	2,29±0,06	8,03±0,20	42,0	17,6	10,3	7,6	76,0	31,7	430,1	1918,7	0,0616	3,51
18	60	-5	2,43±0,05	9,22±0,19	42,7	8,7	10,1	3,7	64,8	32,6	510,4	1950,1	0,0746	3,80
19	65	-15	2,07±0,06	7,05±0,21	40,9	26,8	10,6	11,7	83,3	30,3	360,5	1870,5	0,0512	3,40
20	65	-10	2,26±0,05	8,53±0,20	42,3	17,1	11,7	7,1	78,0	30,6	430,7	1932,2	0,0648	3,78
21	65	-5	2,38±0,05	9,38±0,19	43,1	8,0	12,1	3,0	68,3	31,0	510,0	1970,0	0,0748	3,95

Tabela A.3.5 – Desempenho termodinâmico do R134a em função da temperatura de evaporação e da frequência de operação do compressor.

Testes	Fatores			Resultados										
	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
1	35	-15	2,58±0,30	2,45±0,28	41,3	34,6	19,4	19,6	86,0	21,9	164,2	1053,1	0,0130	0,95
2	35	-10	2,91±0,27	3,08±0,28	42,3	29,3	20,6	19,3	84,2	21,7	201,0	1080,0	0,0164	1,06
3	35	-5	3,20±0,23	3,81±0,28	43,1	23,7	19,6	18,7	79,2	23,5	243,5	1103,3	0,0207	1,19
4	40	-15	2,51±0,27	2,66±0,28	42,4	34,4	20,0	19,4	89,6	22,4	164,4	1084,7	0,0142	1,06
5	40	-10	2,79±0,22	3,49±0,28	42,8	29,1	19,8	19,1	87,0	23,0	201,0	1097,8	0,0188	1,25
6	40	-5	3,10±0,20	4,37±0,28	44,0	23,5	21,1	18,5	81,2	22,9	243,5	1130,0	0,0237	1,41
7	45	-15	2,48±0,24	2,91±0,28	43,6	34,8	20,0	19,8	94,1	23,6	164,2	1119,3	0,0156	1,17
8	45	-10	2,73±0,20	3,76±0,28	44,4	29,2	21,0	19,2	88,4	23,4	201,1	1143,0	0,0203	1,38
9	45	-5	2,99±0,17	4,81±0,27	44,5	22,5	20,2	17,5	83,5	24,3	243,5	1147,2	0,0265	1,61
10	50	-15	2,44±0,22	3,17±0,28	43,8	34,6	20,4	19,6	98,7	23,4	164,0	1124,4	0,0170	1,30
11	50	-10	2,70±0,19	4,01±0,28	45,3	29,1	21,5	19,1	89,0	23,8	201,7	1171,1	0,0217	1,48
12	50	-5	2,89±0,15	5,34±0,27	47,0	22,8	22,5	17,8	84,1	24,5	243,5	1221,0	0,0294	1,85
13	55	-15	2,41±0,19	3,59±0,28	44,7	34,1	20,7	19,1	96,3	24,0	164,3	1153,6	0,0194	1,49
14	55	-10	2,62±0,16	4,40±0,28	46,2	28,6	21,9	18,6	90,0	24,3	201,4	1197,2	0,0240	1,68
15	55	-5	2,75±0,14	5,45±0,27	48,2	22,2	23,3	17,2	85,5	24,9	243,6	1259,0	0,0302	1,99
16	60	-15	2,33±0,17	3,80±0,28	45,0	33,6	20,3	18,6	95,5	24,7	164,0	1160,0	0,0207	1,63
17	60	-10	2,55±0,15	4,77±0,28	46,4	27,7	22,7	17,7	91,2	23,7	201,2	1204,3	0,0260	1,87
18	60	-5	2,70±0,12	5,98±0,27	47,1	21,0	23,5	16,0	87,1	23,6	243,8	1224,3	0,0330	2,22
19	65	-15	2,23±0,16	3,93±0,28	42,1	33,0	19,1	18,0	99,9	23,0	164,0	1076,8	0,0212	1,77
20	65	-10	2,39±0,12	5,28±0,28	44,7	27,0	21,3	17,0	95,5	23,4	201,5	1153,5	0,0288	2,21
21	65	-5	2,68±0,11	6,40±0,27	47,4	20,1	23,7	15,1	88,3	23,7	243,7	1234,0	0,0355	2,39

Tabela A.3.6 – Desempenho termodinâmico do R410A em função da temperatura de evaporação e da frequência de operação do compressor.

Testes	Fatores			Resultados										
	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
1	35	-15	2,35±0,13	5,64±0,31	32,2	35,3	5,2	20,3	107,0	27,0	480,3	2000,0	0,0274	2,40
2	35	-10	2,68±0,12	6,72±0,30	32,5	28,2	3,6	18,1	102,4	28,9	570,1	2015,0	0,0338	2,51
3	35	-5	2,80±0,10	8,32±0,29	32,7	21,3	2,9	16,4	99,4	29,8	680,0	2025,3	0,0430	2,97
4	40	-15	2,25±0,11	6,19±0,30	32,6	32,8	3,6	17,8	108,0	29,0	480,7	2020,0	0,0309	2,75
5	40	-10	2,56±0,10	7,58±0,29	32,7	27,2	2,0	17,1	106,3	30,7	570,9	2023,1	0,0389	2,96
6	40	-5	2,70±0,09	9,01±0,29	32,8	19,4	2,1	14,5	101,5	30,7	680,2	2031,0	0,0474	3,33
7	45	-15	2,17±0,10	6,81±0,30	32,7	31,8	3,8	16,8	110,7	28,9	480,1	2026,1	0,0341	3,13
8	45	-10	2,47±0,09	8,30±0,29	32,8	25,9	2,3	15,8	103,0	30,5	570,0	2030,4	0,0428	3,36
9	45	-5	2,57±0,08	9,47±0,28	33,0	15,6	0,5	10,7	99,0	32,5	680,5	2037,0	0,0517	3,69

Tabela A.3.7 – Desempenho termodinâmico do R32 em função da temperatura de evaporação e da frequência de operação do compressor.

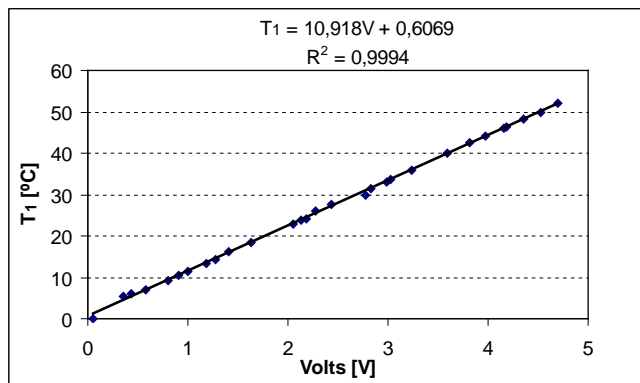
Testes	Fatores			Resultados										
	F_{cp}	T_{EV}	COP	\dot{Q}_{EV}	T_{CD}	T_{SA}	T_{SR}	T_1	T_2	T_3	P_1	P_2	\dot{m}	\dot{W}_{CP}
	[Hz]	[°C]	[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]
1	35	-15	2,45±0,27	5,83±0,28	30,7	33,9	2,7	19,0	116,4	28,0	490,0	1962,7	0,0198	2,38
2	35	-10	2,71±0,21	7,10±0,26	31,3	28,1	2,0	18,0	113,8	29,3	580,8	1992,2	0,0246	2,62
3	35	-5	3,08±0,31	8,68±0,14	31,2	20,1	0,6	15,1	103,7	30,6	690,5	1990,0	0,0310	2,82
4	40	-15	2,43±0,14	6,60±0,26	31,6	34,2	2,2	19,3	117,5	29,4	490,2	2011,4	0,0226	2,71
5	40	-10	2,66±0,31	8,07±0,13	31,8	28,1	1,3	18,0	114,0	30,5	580,3	2017,3	0,0282	3,03
6	40	-5	2,89±0,21	9,75±0,21	32,0	20,2	0,7	15,2	105,6	31,3	690,9	2028,1	0,0350	3,37
7	45	-15	2,40±0,31	7,36±0,31	32,0	33,2	1,4	18,3	117,0	30,6	490,0	2031,8	0,0255	3,06
8	45	-10	2,65±0,34	9,02±0,14	32,2	25,1	1,0	15,0	113,3	31,2	580,1	2042,2	0,0320	3,40
9	45	-5	2,85±0,13	10,81±0,33	32,3	16,5	0,4	11,5	111,0	31,9	690,3	2047,0	0,0395	3,79

ANEXO IV

Curvas de Calibração dos Sensores

Sensor de Temperatura (T1):

Declive	$m = 10,918^{\circ}\text{C}/\text{V}$
Ordenada na origem	$b = 0,6069^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9994$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 2,3748 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 26,5345^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 1,4129 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 15,4307^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 29$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

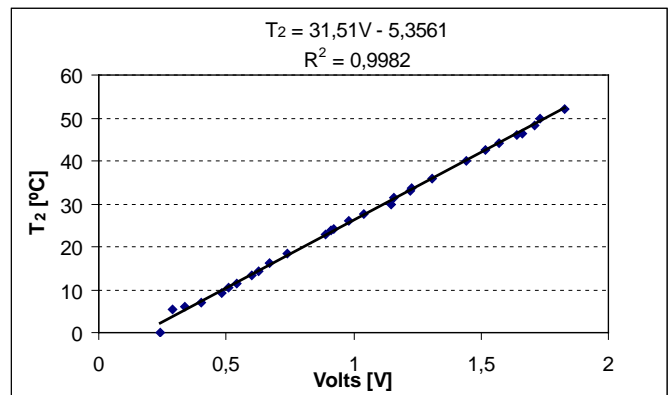
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2}(S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,3799^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T1} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,07^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Temperatura (T2):

Declive	$m = 31,51^{\circ}\text{C}/\text{V}$
Ordenada na origem	$b = 5,3561^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9982$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 1,0121 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 26,5345^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 0,4893 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 15,4307^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 29$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

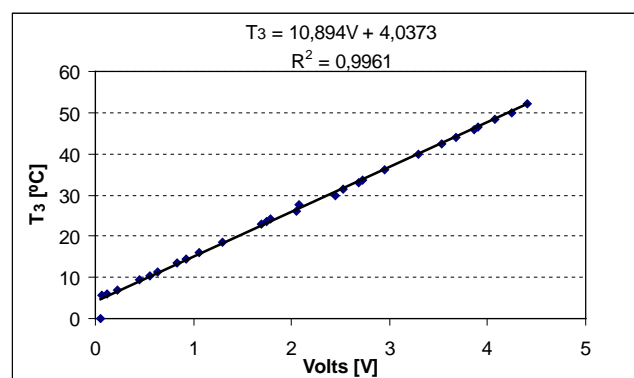
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2}(S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,6676^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T2} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,123^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Temperatura (T3):

Declive	$m = 10,894^{\circ}\text{C}/\text{V}$
Ordenada na origem	$b = 4,0373^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9961$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 2,0652 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 26,5345^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 1,4138 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 15,4307^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 29$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

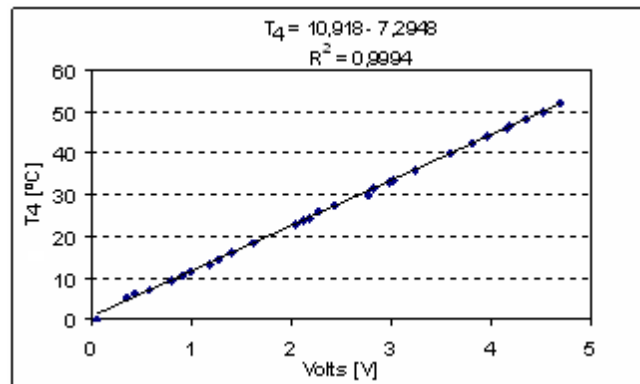
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2}(S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,9662^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T3} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,18^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Temperatura (T4):

Declive	$m = 10,918^{\circ}\text{C} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 7,2948^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9983$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 2,3303 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 26,5345^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 1,4138 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 16,7606^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 21$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

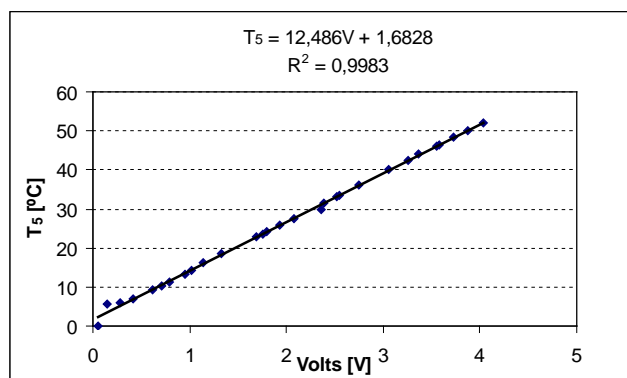
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,3222^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T_4} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,07^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Temperatura (T5):

Declive	$m = 12,486^{\circ}\text{C} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 1,6828^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9983$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 1,9903 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 26,5345^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 1,2348 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 15,4307^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 29$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

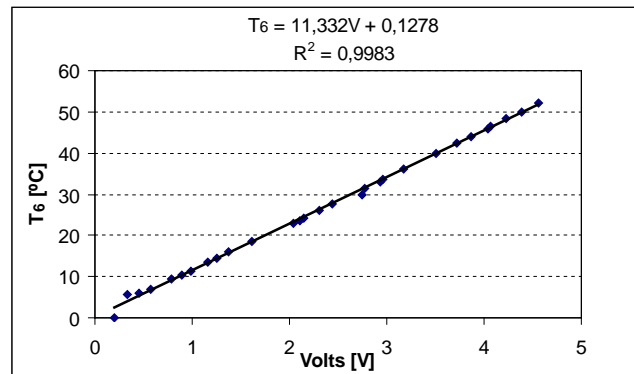
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,6561^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T_5} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,122^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Temperatura (T6):

Declive	$m = 11,332^{\circ}\text{C} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 0,1278^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9983$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 2,3303 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 26,5345^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 1,3606 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 15,4307^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 29$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

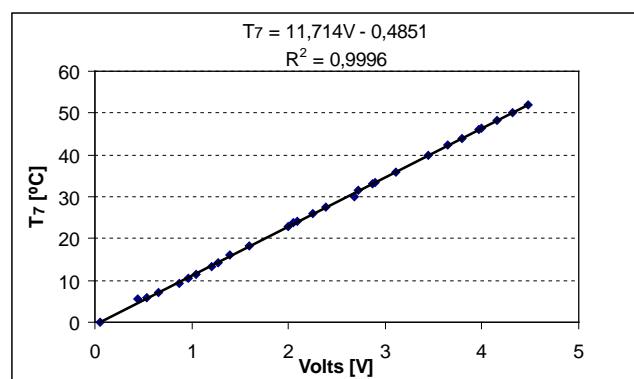
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2}(S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,6385^{\circ}\text{C}$$

Incerteza do declive:

$$S_{T6} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,118^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Temperatura (T7):

Declive	$m = 11,714^{\circ}\text{C} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 0,4851^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9996$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 2,3066 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 26,5345^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 1,3170 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 15,4307^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 29$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

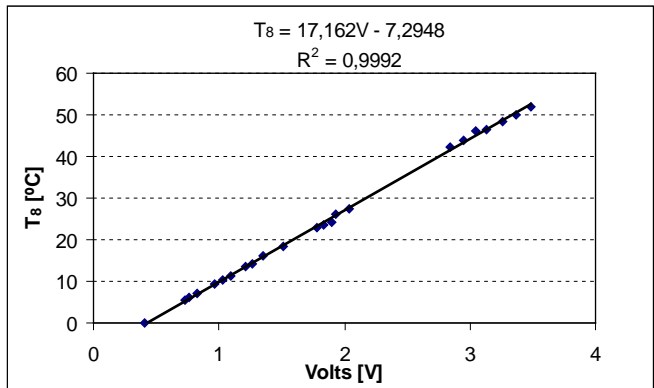
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2}(S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,3222^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T7} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,06^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Temperatura (T8):

Declive	$m = 17,162^{\circ}\text{C} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 7,2948^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9992$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 1,8574 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 24,582^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 0,9762 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 16,7606^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 23$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

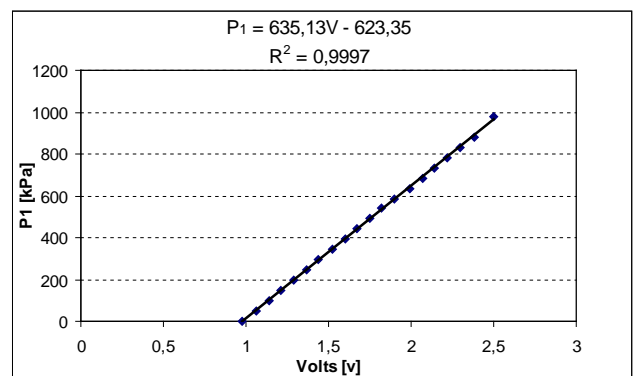
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,493^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T8} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,103^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Pressão (P1):

Declive	$m = 635,13 \text{ kPa} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 623,35 \text{ kPa}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9997$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 1,7175 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 467,4949 \text{ kPa}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 0,4627 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 293,9180 \text{ kPa}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 20$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

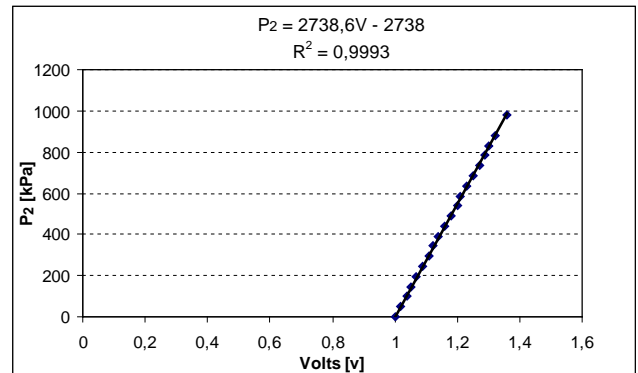
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 5,0969 \text{ kPa}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{P1} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 1,14 \text{ kPa}$$

Sensor de Pressão (P2):

Declive	$m = 2738,6 \text{ kPa} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 2738 \text{ kPa}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9993$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 1,1705 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 467,4949 \text{ kPa}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 0,1073 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 293,9180 \text{ kPa}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 20$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

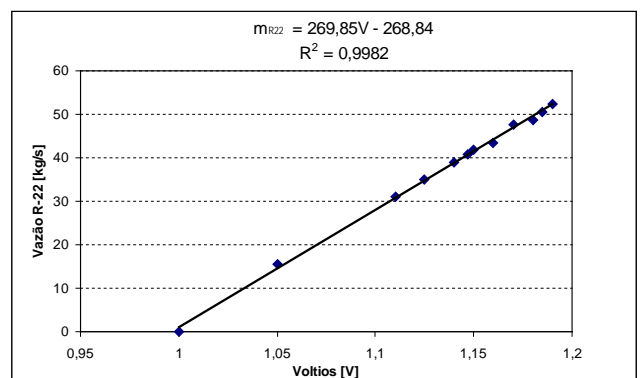
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 8,0646 \text{ kPa}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{P2} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 1,803 \text{ kPa}$$

Sensor de vazão mássica:

Declive	$m = 269,85 \text{ kg} / \text{s} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 268,84 \text{ kg} / \text{s}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9982$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 1,1346 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 37,1458 \text{ kg} / \text{s}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 0,0572 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 15,4416 \text{ kg} / \text{s}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 12$



Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,005 \text{ kg} / \text{s}$$

Incerteza da ordenada

$$S_m = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,0015 \text{ kg} / \text{s}$$