

ARTHUR HELENO PONTES ANTUNES

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DA EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
AUTOMATIZADO UTILIZANDO R22 E PROPILENO
COMO FLUIDO REFRIGERANTE**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2011

ARTHUR HELENO PONTES ANTUNES

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO AUTOMATIZADO UTILIZANDO R22 E
PROPILENO COMO FLUIDO REFRIGERANTE**

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

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

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho.

UBERLÂNDIA - MG

2011

Aos meus pais, **Sandra Helena R. Pontes** e **Arthur Velloso Antunes**,
incentivadores desta conquista. Presentes em
todos os momentos da minha vida, exemplos de
amor e humildade.

A minha irmã **Raquel Pontes Antunes**,
pela amizade e apoio.

Arthur H. P. Antunes

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho pela orientação e paciência tanto durante a graduação como no desenvolvimento desta dissertação. Uma pessoa que contribui de maneira incansável na inovação e evolução dos processos na área térmica da Engenharia Mecânica.

Ao Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza por todo conhecimento transmitido. Ao Prof. Dr. Valério Luiz Borges que contribuiu intensamente na contemplação da bancada experimental. E por fim, ao Prof. Dr. Arthur Velloso Antunes pelo auxílio na redação desta dissertação, profissional no qual me espelho a cada dia.

Aos meus amigos e a minha namorada Mayra Rezende Fernandes pelo apoio motivacional e companheirismo manifestado ao longo da duração desta caminhada. E ainda, ao Engenheiro Bruno Henrique Oliveira Mulina e ao aluno de iniciação científica Marco Aurélio Rodrigues Bertoni.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Coordenação da Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, todos os professores e funcionários que direta e indiretamente contribuíram para a realização desta dissertação de mestrado.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro.

Às empresas BITZER Compressores, por intermédio do Engenheiro Alessandro da Silva, e CAREL Sud América Instrum Eletrônica, por intermédio de Roberto Possebon, pela doação de equipamentos fundamentais na realização desta pesquisa.

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

ANTUNES, A. H. P. **Análise experimental da eficiência energética de um sistema de refrigeração automatizado utilizando R22 e propileno como fluido refrigerante.** 2011. 134 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

Resumo

Este trabalho contribuiu com o conhecimento acerca da necessidade de substituir os fluidos halogenados por refrigerantes naturais e assim, reduzir os danos causados ao meio-ambiente. Primeiramente, tornou-se necessário conhecer os limites de operação de uma bancada experimental, a qual representou um sistema de condicionamento de ar com capacidade frigorífica máxima de 15 kW, operando em condições normais durante o verão. Paralela e conjuntamente ao objetivo principal, estratégias de instrumentação e controle foram adotadas, o que possibilitou estender o foco desta pesquisa sobre outro tema, economia de energia elétrica em sistemas de refrigeração. A bancada experimental foi submetida a três configurações distintas para a realização dos testes. A primeira delas retratou um sistema de refrigeração convencional, composto basicamente por um compressor alternativo operando a frequência nominal, dois trocadores de calor de tubos concêntricos, uma válvula de expansão termostática (VET) e o fluido R22 como refrigerante. Para o segundo caso, a velocidade do compressor foi comandada por um variador de frequência e uma válvula de expansão eletrônica substituiu a VET, os outros parâmetros foram mantidos. A terceira configuração do sistema foi exatamente igual à segunda, porém utilizou-se R1270 (propileno) com fluido de trabalho. Os resultados mostraram que a operação do sistema em frequências inferiores a 60 Hz e a aplicação de um controlador PID no mecanismo de expansão permitiu o melhoramento no COP dos sistemas automatizados em comparação ao COP do sistema convencional, que utilizou um controlador liga-desliga. Consequentemente, a automatização do sistema convencional proporcionou uma redução de 35% no consumo médio mensal de energia elétrica. A substituição do R22 pelo R1270 (refrigerante com GWP inferior) elevou ainda mais os valores do COP e reduziu os danos ambientais, calculados com base no impacto total de aquecimento equivalente (TEWI). Comprovou-se que para esta aplicação específica, a automatização e a substituição do fluido tradicional por um hidrocarboneto reduzem em 77% os danos ao meio-ambiente.

Palavras Chave: *Sistemas de refrigeração, Hidrocarboneto, Controle, R22, R1270, COP.*

ANTUNES, A. H. P. **Experimental analysis of the energy efficiency of an automated refrigeration system using R22 and propylene as refrigerant.** 2011. 134 f., M.Sc. Dissertation, Federal University of Uberlandia, Uberlandia, Minas Gerais, Brazil.

Abstract

This work contributed to the knowledge about the necessity to replace halogenated fluids by natural refrigerants reducing the damage to the environment. Primarily, it became necessary to know the operation limits of an experimental facility that could be an air conditioning system with maximum refrigerating capacity of 15 kW, operating during summer. At the same time and collectively as the first objective, instrumentation and control strategies were adopted, allowing extending the focus of this research on another topic, energy savings of air conditioning systems. The experimental facility has been submitted at three different configurations: the first one depicted a conventional air conditioning system that, basically, consists of a reciprocating compressor working at nominal frequency, two concentric tubes heat exchanger, a thermostatic expansion valve (TEV) and R22 as refrigerant fluid; in the second case, the compressor speed was controlled by an inverter frequency drive and an electronic expansion valve replaced the TEV; and finally it was proposed a third system configuration, exactly to the second one, in which was used R1270 (propylene) as the working fluid. The results showed that the system operating at frequencies below 60 Hz and the implementation of a PID controller in the mechanism of expansion enabled the improvement in the COP of the automated systems compared to the COP of the conventional system, which used an on-off controller. Consequently, the automation of the conventional system reduced by 35% the average monthly consumption of electricity. The replacement of R22 by R1270 (refrigerant with a smaller GWP) increased even more the values of the COP and reduced the environmental damage, calculated by the total equivalent warming impact (TEWI). It showed that the automation and the replacement of a traditional fluid by a hydrocarbon decrease in 77% the damage to the environment for this specific application.

Key Words: Refrigeration Systems, Hydrocarbon, Control, R22, R1270, COP.

SIMBOLOGIA

Arábicos

A	Posição axial do planejamento composto central
C	Posição central do planejamento composto central
$C_{\$}$	Tarifa de custo por kWh consumido
$CO_2 equ_{DIRETO}$	Parcela dos impactos diretos do CO ₂ sobre o meio-ambiente
$CO_2 equ_{INDIRETO}$	Parcela dos impactos indiretos do CO ₂ sobre o meio-ambiente
cp_A	Calor específico à pressão constante da água
$e(t)$	Entrada da função de transferência típica do controle PID
E_{CO_2G}	Emissão de CO ₂ na geração de eletricidade
E_w	Encargo da energia utilizada
F	Posição fatorial do planejamento composto central
F	Fator estatístico
$\vec{F}_c$	Força de Coriolis
F_{cp}	Frequência de operação do compressor
$h_{R22,ENTRADA,EV}$	Entalpia do R22 na entrada do evaporador
$h_{R22,SAÍDA,EV}$	Entalpia do R22 na saída do evaporador
i	Índice i
j	Índice j
K	Número de fatores do planejamento experimental
K_p	Ganho proporcional
L	Limite inferior de flamabilidade kg/m ³
L_{RATE}	Taxa anual de refrigerante emitido (reposições e vazamentos)
$\dot{m}_A$	Vazão mássica de água no evaporador
m_f	Massa do fluido em movimento
m_{R1270}	Carga de refrigerante R1270

m_{R22}	Carga de refrigerante R22
M_{REF}	Carga de refrigerante no equipamento
$\dot{m}_{R1270}$	Vazão mássica de R1270
$\dot{m}_{R22}$	Vazão mássica de R22
n	Teste experimental ou enésimo
p	Fator estatístico
$P(t)$	Potência em função do tempo
P_1	Pressão absoluta na linha de sucção
P_2	Pressão absoluta na linha de descarga
P_3	Pressão absoluta na linha de líquido
P_4	Pressão absoluta antes do evaporador
P_i	Potência correspondente nesse instante quando o motor está ligado
PL	Limite prático do refrigerante
P_m	Demanda potência elétrica
$\dot{Q}_{EV}$	Capacidade de refrigeração
$\dot{Q}_{EV,A}$	Calor trocado no evaporador, para a água como volume de controle
$\dot{Q}_{EV,R22}$	Calor trocado no evaporador, para o R22 como volume de controle
$\dot{Q}_{min}$	Vazão volumétrica mínima para ventilação de emergência, [m ³ /s]
R^2	Coeficiente de determinação
R^2_{aj}	Coeficiente de determinação
$T_{A,ENTRADA,EV}$	Temperatura da água na entrada do evaporador
$T_{A,SAÍDA,EV}$	Temperatura da água na saída do evaporador
T_{CD}	Temperatura de condensação
t_{der}	Tempo derivativo
T_{EV}	Temperatura de evaporação
t_i	Tempo quando o motor está ligado
t_{int}	Tempo integrativo
t_r	Tempo quando o motor está desligado

T_{SA}	Grau de superaquecimento
t_{SERV}	Número de horas de operação anual
T_{SR}	Grau de sub-resfriamento
$u(t)$	Saída da função de transferência típica do controle PID
$\vec{v}$	Velocidade do fluido no sistema
V_{sala}	Volume da sala
V_{UTIL}	Vida útil econômica do equipamento
$\vec{\omega}$	Velocidade angular dos tubos em torno do eixo de rotação
$\dot{W}_{CP}$	Potência consumida pelo compressor
W_{EL}^E	Potência elétrica do equipamento
x	Variável independente do modelo
Y	Variável de resposta do modelo

Gregos

α	Rotabilidade
β	Coeficiente da variável independente do modelo
ε	Erro
Ω	Resistência (Ohms)

Siglas

2DC-3.2	Modelo do compressor utilizado nesta dissertação
8512GF	Modelo do sensor de vazão mássica de água utilizado nesta dissertação
A1	Classificação normativa
A3	Classificação normativa
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AC	Corrente alternada
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
CMM01-290DACDCB	Modelo do conversor para os sinais de vazão mássica de refrigerante utilizado nesta dissertação
CN 750	Modelo das bombas centrífugas utilizadas nesta dissertação
COP	Coeficiente de eficácia
CRV	Compressor de rotação variável
DC	Corrente contínua
DIS ISSO 5149	Projeto técnico
Drop-in	Técnica de substituição de refrigerante em sistemas de refrigeração
E²V18BRB00	Modelo da válvula de expansão eletrônica utilizada nesta dissertação
EN 378	Norma técnica
EN 60335-2-24	Norma técnica
EN 60335-2-34	Norma técnica
EPDM	Material elastomérico
ETS25	Modelo da válvula de expansão eletrônica utilizada por Garcia (2010)
Fuzzy	Lógica de controle nebulosa
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
IEC 60335-2-24	Norma técnica
IEC 60335-2-34	Norma técnica
IEC 60335-2-40	Norma técnica
IEC 60335-2-89	Norma técnica
IIA	Classificação normativa
INA111	Modelo do circuito integrado para adequação dos sinais de pressão e vazão mássica de refrigerante utilizado nesta dissertação
INA125AP	Modelo do circuito integrado para adequação dos sinais de temperatura utilizado nesta dissertação
IUPAC	União internacional de química pura e aplicada

LABVIEW	Software visual de laboratório e instrumentação
LEST	Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos
Loop	Movimento cíclico
MIE	Energia mínima de ignição
MSR	Metodologia de superfície de resposta
Mylar	Material elastomérico
NBR 16401	Norma técnica
Neoprene	Material elastomérico
ODP	Potencial de destruição de ozônio
OPSERVER	Servidor interativo de informação para equipamentos <i>on-line</i>
P	Proporcional
PA3023	Modelo dos transdutores de pressão utilizados nesta dissertação
PID	Proporcional integral derivativo
Pr EN 378	Projeto técnico
PT100	Tipo de sensor de temperatura utilizado nesta dissertação
PWM	Modulação de largo de pulso
R11	Refrigerante triclourofluormetano
R113	Refrigerante triclorotrifluoretano
R114	Refrigerante diclorotetrafluoretano
R115	Refrigerante cloropentafluoretano
R12	Refrigerante diclorodifluormetano
R1234yf	Refrigerante tetrafluorpropileno
R1270	Refrigerante propileno
R134a	Refrigerante tetrafluoretano
R152a	Refrigerante difluoretano
R22	Refrigerante clorofluormetano
R290	Refrigerante propano
R404A	Refrigerante misto (R125/R123/R134a)
R407C	Refrigerante misto (R32/R125/R134a)
R410A	Refrigerante misto (R32/R125)
R417A	Refrigerante misto (R125/R134a/R600)
R502	Refrigerante misto (R22/R115)
R600a	Refrigerante isobutano
R717	Refrigerante amônia
R744	Refrigerante dióxido de carbono
RHM06-	Modelo do sensor de vazão mássica de refrigerante utilizado nesta

4FS1PN	dissertação
RHPAC	Refrigeração, bombas de calor e ar condicionado
RSLINX	Aplicação de servidor completo de comunicação
RTD	Detecção de temperatura por resistência
SCL5/03	Modelo do CLP utilizado nesta dissertação
Scroll	Tipo de compressor de refrigeração
Set-point	Valor pré-estabelecido de uma variável para uma lógica de controle
Site-made	Tipo de junta
ST-084	Modelo do filtro secador utilizado nesta dissertação
STATISTICA	Software estatístico avançado
TAG	Pacotes de registros dinâmicos
TIXA 5R	Modelo da válvula de expansão termostática utilizada nesta dissertação
V7AM23P7	Modelo do variador de frequência utilizado nesta dissertação
VEE	Válvula de expansão eletrônica
VET	Válvula de expansão termostática
VG100	Tipo de óleo mineral utilizado em refrigeração
VG32	Tipo de óleo mineral utilizado em refrigeração
VG46	Tipo de óleo polyolester utilizado em refrigeração
Viton	Material elastomérico
VXI-9-1	Modelo da torre de resfriamento utilizada nesta dissertação

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - Introdução.....	15
CAPÍTULO 2 - Revisão Bibliográfica.....	18
2.1. Automatização de Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	18
2.2. Fluidos Refrigerantes Naturais.....	25
CAPÍTULO 3 - Bancada Experimental.....	39
3.1. Considerações Iniciais.....	39
3.2. Construção da Bancada Experimental.....	39
3.3. Componentes Básicos da Bancada Experimental.....	41
3.3.1. Compressor.....	41
3.3.2. Trocadores de Calor.....	42
3.3.3. Torre de Resfriamento e Reservatório Térmico.....	43
3.3.4. Válvula de Expansão Termostática.....	44
3.3.5. Filtro Secador.....	47
3.4. Automatização do Sistema.....	48
3.4.1. Conceitos.....	48
3.4.2. Controlador Lógico Programável.....	48
3.4.3. Variador de Frequência.....	49
3.4.4. Válvula de Expansão Eletrônica.....	50
3.4.5. Medidores de Vazão Mássica dos Fluidos.....	52
3.4.6. Sensores de Pressão e Temperatura.....	54
3.4.7. Aquisição de Dados, Controle e Monitoramento.....	56
3.5. Fluidos Refrigerantes.....	60
CAPÍTULO 4 - Metodologia Experimental.....	64
4.1. Metodologia de Projeto e Análise dos Experimentos.....	64
4.2. Projeto de Experimentos.....	64
4.3. Identificação e Seleção dos Fatores.....	67
4.3.1. Sistema de Refrigeração Convencional.....	67
4.3.2. Sistema de Refrigeração Automatizado com R22.....	68
4.3.3. Análise do Sistema de Refrigeração Automatizado com R1270.....	69

CAPÍTULO 5 - Resultados Experimentais.....	71
5.1. Análise do Sistema de Refrigeração Convencional.....	71
5.2. Análise do Sistema de Refrigeração Automatizado com R22.....	85
5.3. Análise do Sistema de Refrigeração Automatizado com R1270.....	96
5.4. Análise dos Sistemas de Refrigeração em Regime Transiente.....	105
5.4.1. <i>Consumo Médio de Energia Elétrica Mensal.....</i>	<i>105</i>
5.4.2. <i>Impacto Total de Aquecimento Equivalente.....</i>	<i>117</i>
 CAPÍTULO 6 - Conclusões.....	 120
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	 123
 ANEXO - Incertezas nas Medições.....	 128

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Na busca de soluções práticas para os problemas diários, o homem realizou grandes descobertas, as quais motivaram novos avanços tecnológicos. Esta evolução ocorre nas diferentes atividades humanas e, entre estas, a busca do conforto e segurança continua e continuará por muito tempo.

Desde a criação do ciclo de compressão de vapor em 1834, a evolução da indústria de refrigeração e ar-condicionado está diretamente ligada ao desenvolvimento de fluidos refrigerantes que atendam às diversas aplicações na sociedade.

A princípio, o fluido refrigerante deveria possuir um conjunto complexo de características necessárias para realizar o processo de troca de calor da forma mais eficiente possível dentro de um ciclo termodinâmico. Atualmente, as substâncias halogenadas respondem a estas necessidades e são empregadas mundialmente com sucesso no setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração (*heating, ventilation, air conditioning and refrigeration* – HVACR).

Nas últimas décadas muito se discutiu a respeito da degradação do meio ambiente decorrente das emissões de gases poluentes na atmosfera. E, a partir de então, os protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997) buscam através de várias medidas a redução na emissão destes gases. Entre os gases que agredem o meio-ambiente destacam-se os fluidos refrigerantes convencionais. Portanto, existe a necessidade quase imediata da substituição destes refrigerantes por fluidos alternativos.

Os hidrocarbonetos, juntamente com a água, amônia e dióxido de carbono são refrigerantes que atendem o requisito de potencial zero de destruição de ozônio (*ozone depletion potential* – ODP) e também possuem potencial de aquecimento global (*global warming potential* – GWP) muito baixo. Além disso, estes refrigerantes naturais são

substâncias encontradas abundantemente na natureza, o que coopera para a sua competitividade no mercado global.

Os setores residencial, comercial e, principalmente, industrial, necessitam de estratégias e tecnologias com o objetivo de corresponder às exigências requeridas pelos protocolos.

Este trabalho pretende contribuir com o conhecimento acerca da necessidade de substituir os fluidos halogenados por refrigerantes naturais. Para tanto, foi realizado um levantamento experimental com o objetivo de analisar a eficiência energética e os danos ambientais da utilização de propileno em aplicações de ar condicionado. A idéia foi utilizar o refrigerante R22, como fluido de trabalho e posteriormente, substituí-lo pelo R1270.

Paralelamente ao objetivo principal optou-se quantificar a energia elétrica consumida por um sistema de condicionamento de ar dito convencional e compará-la a energia consumida por um sistema considerado automatizado. Para tanto, foi necessário o planejamento de três projetos de experimentos, ou seja, três configurações distintas da bancada experimental (sistema convencional, sistema automatizado com R22 e sistema automatizado com R1270) para comprovar que a automatização de um sistema de condicionamento de ar convencional resultaria em valores de COPs superiores e que o R1270 poderia substituir o R22.

Os equipamentos de refrigeração contribuem com o aquecimento global de duas maneiras, direta e indireta. Em caso de vazamento de refrigerante para a atmosfera, o aquecimento global é diretamente proporcional ao GWP de cada refrigerante. Quando o dióxido de carbono é emitido após a queima de combustíveis fósseis para gerar energia elétrica e promover o trabalho necessário ao funcionamento de compressores, o aquecimento global é indireto e depende do consumo de energia.

Paralela e conjuntamente ao objetivo principal, estratégias de instrumentação e controle foram adotadas, o que possibilitou estender o foco desta pesquisa sobre um outro tema, economia de energia elétrica em sistemas de refrigeração.

A economia de energia está diretamente relacionada ao desempenho de cada equipamento constituinte do sistema. A utilização racional da energia elétrica aliada às técnicas de controle condiciona estes sistemas de refrigeração automatizados a trabalharem de forma contínua por várias horas de forma inteligente.

A seguir, é apresentado, de forma resumida, o conteúdo de cada capítulo desta dissertação.

No capítulo II, é apresentada uma revisão bibliográfica levantada sobre estudos relacionados à automatização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor e à utilização de hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes.

O capítulo III refere-se à descrição dos principais componentes da bancada experimental construída no Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos (LEST) da Universidade Federal de Uberlândia.

O capítulo IV, intitulado metodologia experimental, apresenta o procedimento empregado para o projeto da matriz de testes e a identificação dos fatores preponderantes para as respostas do sistema.

Os resultados experimentais são apresentados no capítulo V, os testes realizados em diferentes condições de operação do sistema em regime permanente foram analisados pelo método de superfícies de resposta. Além destes resultados, o comportamento dinâmico do sistema também foi analisado.

Finalmente, o capítulo VI apresenta as conclusões gerais deste trabalho, incluindo futuros desdobramentos desta linha de pesquisa.

No anexo I são apresentadas as características dos equipamentos de instrumentação da bancada experimental no que diz respeito às incertezas nas medições.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Automação de Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor

Os sistemas de refrigeração e ar-condicionado utilizam técnicas de controle para garantir uma determinada condição térmica. Este condicionamento refere-se tanto ao conforto térmico para pessoas, como à manutenção de condições especiais requeridas por processos ou produtos. Na prática, os parâmetros que definem a condição térmica de projeto são muitos, entre eles destacam-se a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa.

Atualmente, a tecnologia de controle mais utilizada em sistemas de refrigeração e ar-condicionado é do tipo liga-desliga, onde o sensor (termostato) atua na realimentação do sistema e no acionamento do compressor. Se a temperatura do ambiente a ser refrigerado acusa uma temperatura igual à temperatura máxima do intervalo de temperaturas, o termostato é direcionado para a posição liga e o compressor é acionado, em velocidade constante, até que o sensor acuse uma temperatura igual à temperatura mínima do intervalo, fazendo assim com que o termostato altere seu estado para a condição desliga e o compressor seja desligado. Os equipamentos dotados deste tipo de controle devem ser dimensionados para suportarem correntes e tensões elevadas, os picos de energia no momento de acionamento geram uma queda considerável na eficiência energética.

A queda de rendimento das diferentes configurações de ar-condicionado devido às perdas do ciclo à modulação liga-desliga foram abordadas por Nguyen et al. (1982) que concluíram que o funcionamento intermitente do sistema causa vários inconvenientes, como por exemplo, a elevada quantidade de energia consumida para acionar o compressor e manter uma temperatura ótima de evaporação.

Dados de Peixoto (2007) mostraram que as aplicações de refrigeração, condicionamento de ar e bomba de calor representam o setor que é o maior consumidor de

substâncias químicas halogenadas usadas como refrigerantes e um dos setores usuários de energia mais importante da sociedade.

Alguns autores estimam que o consumo de eletricidade em países desenvolvidos para aplicações em HVACR nos setores residencial, comercial e industrial responde por 30% a 35% da energia elétrica total produzida.

Novas tecnologias vêm sendo aplicadas no setor HVACR para minimizar o consumo de energia elétrica. Economias consideráveis de energia podem ser alcançadas ao combinar o inversor de frequência e o motor elétrico do compressor com a carga térmica demandada em operações inferiores à capacidade de refrigeração de projeto, ou seja, às baixas velocidades de rotação do eixo do motor elétrico. O benefício significativo na economia de energia surge a partir do instante em que o sistema opere às pressões adequadas nos períodos quando a carga térmica e temperaturas ambientes são baixas.

No Brasil, em meados da década de 90, observaram-se desenvolvimentos de sistemas que utilizaram compressor de capacidade variável. Na maioria dos sistemas de refrigeração convencionais, a pressão diferencial ideal de operação é mantida entre as pressões de alta e baixa do sistema, assegurada pela operação da válvula de expansão termostática (VET). Esta estratégia não aproveita a vantagem oferecida pelas variações na temperatura do ambiente, impedindo que o sistema opere às temperaturas adequadas.

Cuevas e Winandy (2001) analisaram o rendimento de um sistema de ar-condicionado com dois tipos de modulação: liga-desliga e capacidade variável com inversor. O sistema desenvolvido pelos autores utilizou uma válvula expansão termostática, evaporador, compressor rotativo tipo *scroll* e um condensador, tendo R22 como fluido principal. Os resultados apresentados comprovaram que a modulação do inversor proporcionou um melhor desempenho se comparado à modulação tipo liga-desliga em praticamente toda a faixa da capacidade de refrigeração, exceto quando se aproxima da carga máxima, onde o efeito das perdas do inversor faz com que a modulação do inversor seja menos eficiente.

Aprea et al. (2005) avaliaram experimentalmente o desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, operando como um resfriador de líquido, *chiller*, e como uma bomba de calor. O rendimento do sistema ao utilizar um algoritmo de controle básico de lógica *fuzzy* (nebulosa) foi comparado ao rendimento do mesmo sistema utilizando controle termostático clássico do tipo liga-desliga, com o compressor rotativo tipo *scroll* operando na frequência nominal de 50 Hz. No que se refere ao sistema de resfriamento de líquido, operando em diferentes temperaturas da água saída no evaporador e para diferentes vazões da bomba de água, uma significativa economia de energia, da ordem de 20%, foi alcançada com o uso do compressor rotativo tipo *scroll*. Resultados similares foram obtidos quando o sistema operou como bomba de calor. O melhor

desempenho energético foi obtido quando a velocidade do compressor variou. Isso se deve, basicamente, à eficiência global do sistema e também pela menor relação de compressão à medida que a velocidade do compressor diminui.

Outros ensaios foram realizados, porém substituindo o fluido de trabalho (R22) pelo R417A, mantendo os mesmos equipamentos, operação conhecida com *drop-in*. Verificou-se, experimentalmente, que os coeficientes de eficácia (COP), quando o R22 é utilizado como fluido refrigerante, são mais elevados que os COPs obtidos com R417A. Os resultados estão dispostos na Fig. 2.1.

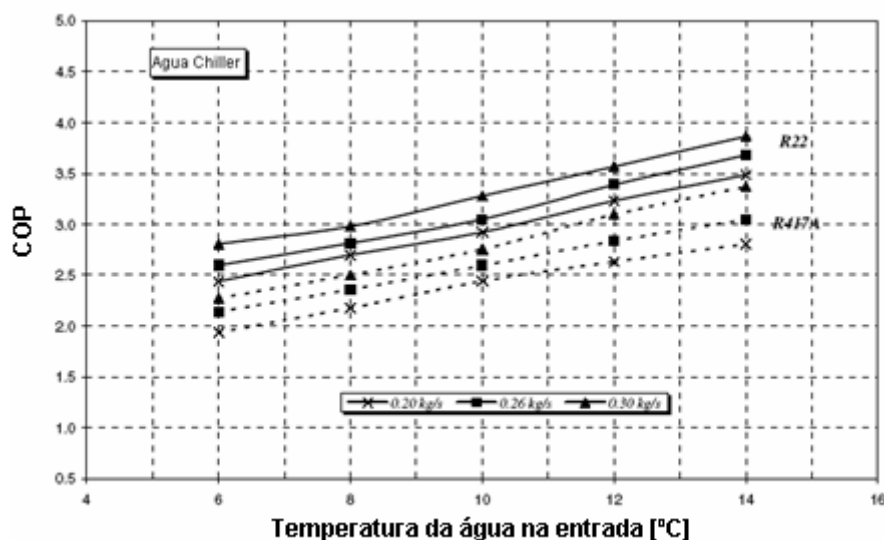


Figura 2.1 – Coeficiente de eficácia em função da temperatura da água de entrada no evaporador, variando o fluido refrigerante e a vazão mássica de água (APREA et al., 2005).

De forma geral, os sistemas que oferecem controle contínuo de velocidade são inerentemente mais eficientes, porém mais complexos e, ainda, mais caros. Entretanto, os sistemas de refrigeração e ar-condicionado, que utilizam inversores de frequência, proporcionam uma elevada redução no consumo de energia elétrica, quando comparado a sistemas tradicionais com rotação constante. Devido à elevada eficiência energética, o custo do inversor pode ser compensado em três a quatro anos, apenas considerando a redução no consumo de energia elétrica (GARCIA, 2006).

Lei e Zaheeruddin (2005) trabalharam com um *chiller* de capacidade de refrigeração de 10,5 kW, utilizando R22. O objetivo foi desenvolver um modelo dinâmico paramétrico para o comportamento do sistema, relacionaram a vazão do refrigerante e o grau de superaquecimento, dependendo das diferentes combinações na abertura da válvula de expansão termostática e na frequência de operação do compressor. Como resultado, os

autores observaram que quando a VET foi fechada ocorreu uma diminuição na vazão mássica de refrigerante e, conseqüentemente, um aumento no superaquecimento. Observa-se ainda na Fig. 2.2, que às altas freqüências de rotação, o efeito da válvula de expansão foi mais significativo, influenciando, ainda, na vazão e no superaquecimento, devido, principalmente, à modulação da capacidade de refrigeração ser afetada com altas freqüências de rotação do compressor.

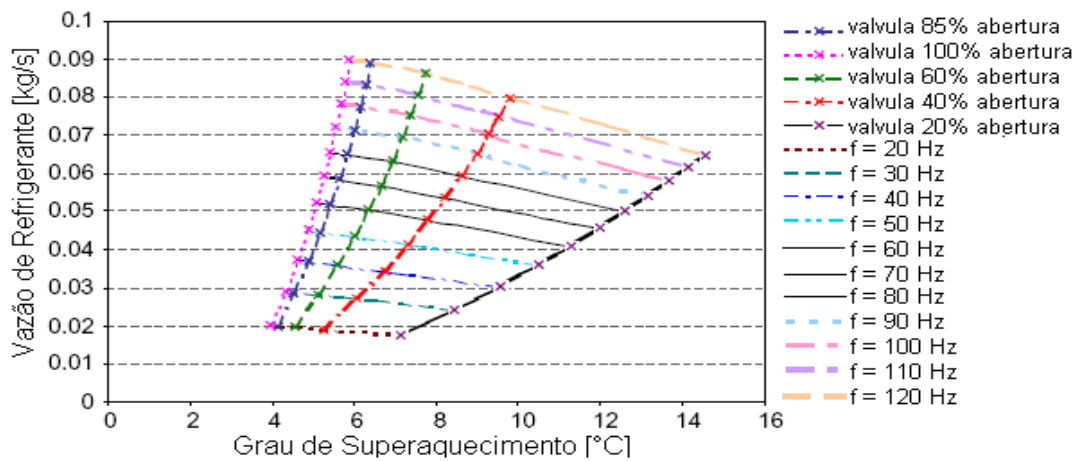


Figura 2.2 – Relação entre vazão do refrigerante e grau de superaquecimento, condições diferentes de freqüências e de aberturas na válvula de expansão (LEI; ZAHEERUDDIN, 2005).

Outro ponto de interesse para este *chiller* em questão foi analisar o comportamento do COP. A Fig. 2.3 ilustra que, as maiores variações do COP ocorreram para baixas freqüências de rotação, fato oposto foi notado às altas freqüências, onde a manipulação da válvula não interferiu significativamente.

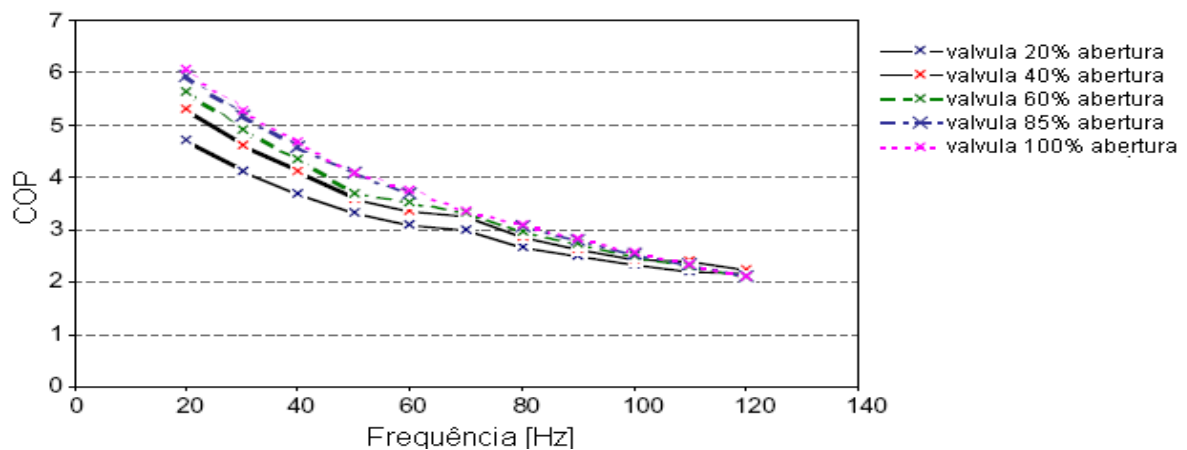


Figura 2.3 – Relação entre COP e freqüências de operação do compressor, diferentes posições na abertura da válvula de expansão (LEI; ZAHEERUDDIN, 2005).

Antunes et al. (2007) avaliaram experimentalmente a eficiência de um resfriador de líquido, *chiller*. Analisaram a eficiência do resfriador frente à técnica da variação da vazão mássica de refrigerante do circuito frigorífico, que consistiu em manipular a válvula de expansão termostática para toda a faixa de frequência de trabalho do compressor, com a finalidade de manter a temperatura de evaporação constante na faixa de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os resultados obtidos indicaram que a faixa de frequência ideal estava entre 40 Hz e 50 Hz, pois resultaram nos maiores valores de COP. A Fig. 2.4 ilustra estes resultados.

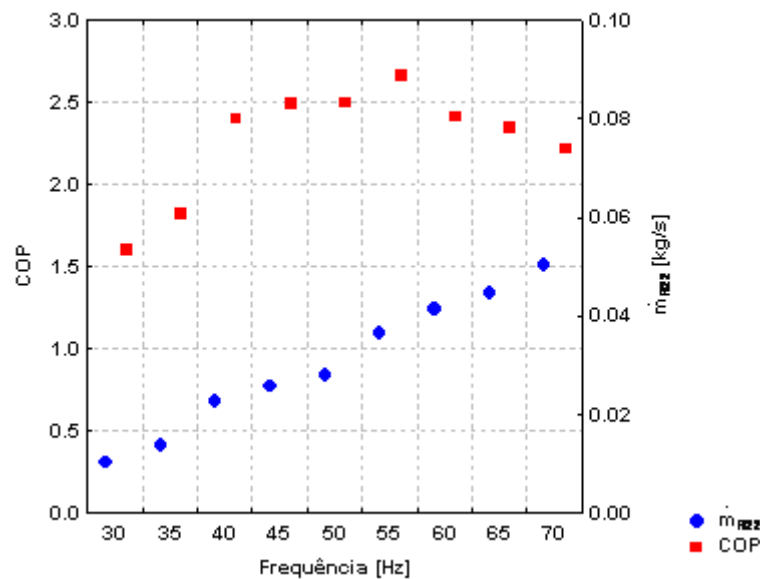


Figura 2.4 – Variações do COP e vazão mássica em função da frequência de operação do compressor (ANTUNES et al., 2007).

Alguns trabalhos, como os citados a seguir, exploraram o funcionamento dos mecanismos de expansão eletrônico, juntamente com o evaporador. O objetivo continuou sendo a melhoria do coeficiente de eficácia dos sistemas de refrigeração e de ar-condicionado. Especificamente, sob dois aspectos importantes: características e operacionalidade dos sistemas.

Pöttker (2006) demonstrou que em sistemas domésticos e comerciais de pequeno porte que utilizam compressores de rotação variável, o tubo capilar ainda é a solução preferida, talvez nem tanto pelo custo, mas pela falta de conhecimento a respeito de possíveis ganhos de eficácia ao se utilizar uma válvula de expansão eletrônica (VEE).

Segundo Maia (2000) os mecanismos de expansão típicos, como a válvula de expansão termostática, não é completamente capaz de harmonizar o funcionamento com velocidade variável com a vazão correta de fluido refrigerante no evaporador.

Outtagarts et al. (1997) estudaram a viabilidade de mudar a vazão do refrigerante através da válvula de expansão eletrônica. A resposta do evaporador foi identificada em função da temperatura do evaporador e da frequência de operação. Os autores estudaram dois algoritmos: proporcional integral derivativo e controle ótimo linear-quadrático.

Segundo Houcek e Thedford (1984) e Stoecker et al. (1987) quando se opera com diferentes quantidades de carga de refrigerante, a massa de refrigerante aparece como outro parâmetro de influência na eficiência destes sistemas. O efeito da massa na carga do refrigerante está diretamente relacionado com o dispositivo de expansão. Operação com reduzidas cargas de refrigerante ocasionam uma degradação no rendimento destes sistemas.

Conforme esclarecimentos de Lars (1999) e Zhou et al. (1999) os dispositivos de expansão como as VET, tubos capilares ou as VEE podem incrementar o conforto, melhorar a eficiência energética, quando aplicada concomitante com compressores de velocidade variável.

Farzard e O'neal (1993) estudaram os efeitos da carga de refrigerante nestes sistemas com tubo capilar e VET. Eles observaram que o sistema com VET mostrou uma pequena mudança de seu COP com respeito à carga do refrigerante.

A válvula de expansão eletrônica apresenta o rendimento superior aos dispositivos convencionais de expansão conforme estudos de sistemas de refrigeração (SCHMIDT, 1999). Hewitt e McMullan (1995) compararam o rendimento das VET com VEE de um sistema de refrigeração. Eles validaram o uso das válvulas de expansão tipo solenóide, que proporcionaram um melhor controle no fluxo de massa. Aaron e Domanski (1990) desenvolveram uma correlação empírica para a vazão do R22 através de orifício de uma válvula de expansão em condições sub-resfriadas do refrigerante na entrada. Schmidt (1999) apresentou estudos de diferentes válvulas de expansão do tipo semi-eletrônica e a modulada por largura de pulsos (*pulse-width modulation* – PWM). O autor verificou a complexidade ao trabalhar estratégias, atuando neste tipo de válvulas em comparação as válvulas de expansão eletrônica, devido à viabilidade na faixa de operação na qual trabalha as VEE.

Choi e Kim (2003) compararam o rendimento que possuem as bombas de calor, trabalhando com VEE e dispositivos de expansão com diferentes condições de carga de refrigerante, R22. Em geral, para uma determinada faixa de operacionalidade, o sistema com VEE mostra um alto rendimento em comparação aos tubos capilares. Porém, os dados experimentais e modelos de fluxos de massa para VEE são limitados na literatura aberta.

Em sua dissertação de mestrado Pöttker (2006) considerou o efeito do grau de abertura do dispositivo de expansão, a rotação do compressor e da carga de refrigerante de

forma conjunta. Além disso, comparou de forma quantitativa o efeito da substituição de um dispositivo de expansão com restrição constante por uma VEE, num sistema com um compressor de rotação variável. Testes comparativos realizados pelo autor mostraram que sistemas montados com compressor de rotação variável (CRV) e VEE são sempre mais eficientes do que sistemas com CRV e dispositivo de expansão de restrição constante e do que sistemas com compressor de rotação fixa e VEE. Estes resultados podem ser observados na Tab. 2.1.

Tabela 2.1 – Valores comparativos entre três diferentes configurações de sistema de refrigeração (PÖTTKER, 2006).

Configuração	Rotação / Abertura	Capacidade de Refrigeração	Fração de tempo ligado do compressor	COP	Potência Elétrica	Potência Elétrica média
[-]	[rpm / %]	[W]	[%]	[-]	[W]	[W]
CRV/VEE	1800/51,5	461	100	3,06	151	151
CRV/AB56	1897/56,0	461	100	2,86	161	161
CRC/VEE	3000/60,5	603	76,5	2,31	261	199

CRV/VEE: Compressor de rotação variável e válvula de expansão eletrônica;

CRV/AB56: Compressor de rotação variável e válvula de expansão termostática aberta em 56%;

CRC/VEE: Compressor de rotação constante e válvula de expansão eletrônica.

Finalmente, um dos trabalhos mais recentes aplicando estratégias de controle inteligente encontrado foi realizado por Garcia (2010) que tratou do uso de controladores *fuzzy* em um sistema de refrigeração por compressão a vapor, visando economia de energia elétrica, utilizando R22 como fluido de trabalho. Seu trabalho foi realizado no Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos da Universidade Federal de Uberlândia. A bancada experimental utilizada por Garcia (2010) constitui a base dos equipamentos necessários à realização da presente dissertação. O autor utilizou uma válvula de expansão eletrônica modelo ETS25 da empresa danfoss, diferente da válvula que compõe a bancada atual. O modelo de VEE utilizado por Garcia (2010) apresentava capacidade de refrigeração cinco vezes maior que a necessária para a capacidade da bancada. Foi aplicado um controle difuso-adaptativo para a velocidade de rotação do compressor e um controle *fuzzy* proporcional integrativo para a válvula de expansão eletrônica, trabalhando em conjunto com modelos obtidos por intermédio de técnicas de planejamento experimental e a partir de dados do fabricante do compressor. Os resultados evidenciaram um ótimo desempenho do sistema de refrigeração, este relacionado com a qualidade, resposta, sensibilidade e regulagem do grau de superaquecimento, que variou entre 2 °C e 7 °C, para frequências de

trabalho entre 30 Hz e 40 Hz. Tal estado de coisas representou economias de até 20% no consumo de energia elétrica.

2.2. Fluidos Refrigerantes Naturais

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, as quais contribuem para a degradação do meio-ambiente, de maneira direta e indireta.

Segundo Peixoto (2007) o impacto econômico das aplicações de refrigeração é muito significativo, cerca de 300 milhões de toneladas de mercadoria são continuamente refrigeradas, com um enorme consumo anual de eletricidade e cerca de US\$ 100 bilhões de investimento em equipamentos, sendo que o valor estimado dos produtos tratados por refrigeração é da ordem de quatro vezes esta quantia. Este fato é uma das razões porque os impactos econômicos de eliminação de substâncias químicas refrigerantes (tal como CFCs e HCFCs no futuro previsível) foram e ainda são difíceis de calcular.

Em virtude dos acordos que regulam o uso das substâncias que contribuem para o aquecimento global, a indústria de refrigeração voltou sua atenção a fluidos refrigerantes que vinham sendo usados antes da era dos CFCs e que nunca foram abandonados completamente. Alguns destes refrigerantes alternativos são conhecidos como refrigerantes naturais, porque são parte do ambiente natural ou porque, no longo prazo, não prejudicam o meio-ambiente em caso de vazamento para a atmosfera. Estes refrigerantes incluem, principalmente, o ar, a água, o dióxido de carbono, os hidrocarbonetos e a amônia (PRUZAESKY et al., 2007).

Com o advento do ciclo de compressão a vapor em meados do século XIX, diversos tipos de fluidos refrigerantes se consolidaram no cenário mundial. Historicamente, podem-se destacar algumas características destes fluidos, bem como tendências para etapas futuras. O primeiro emprego de refrigeração propriamente dito referiu-se ao setor alimentício, final do século XIX. Utilizava-se dióxido de carbono tanto em instalações estacionárias para fabricação de gelo, como em embarcações para transporte de alimentos congelados. 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 flamabilidade 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 HVACR. A grande novidade foi o surgimento dos CFCs e HCFCs, conhecidos comercialmente como Freon, inicialmente com o R12 e mais tarde com o R22 e R502 para aplicações comerciais.

Silva (2009) resume de forma clara a situação quando afirma que instalações relativamente simples aliadas a possibilidade de se usar compressores herméticos e semi-herméticos, além de pequenas exigências quanto à segurança, os refrigerantes sintéticos têm ocupado uma posição de liderança nas últimas décadas em aplicações de refrigeração comercial para supermercados. E, embora as aplicações que utilizavam o R744 (dióxido de carbono) diminuíssem, o R717 (amônia) permaneceu sendo a escolha preferida para sistemas industriais. A principal razão para seu declínio foi a rápida perda de capacidade e o aumento da pressão em altas temperaturas.

Os “refrigerantes seguros” que até então dominavam o mercado, tiveram em 1974 o início de seu declínio. Pois neste mesmo ano, o estudo de Rowland, Molina e Crutzen comprovou que gases do tipo clorofluorcarbonos ameaçavam a camada de ozônio. Em consequência, no ano de 1987, o Protocolo de Montreal estabeleceu regulamentações sobre agentes refrigerantes que afetam a camada de ozônio e impôs metas para a eliminação dos CFCs. Além disso, os HCFCs são apenas uma solução interina, com prescrição em 2020. A indústria de refrigerantes rapidamente apresentou os HFCs e suas misturas como substitutos dos CFCs. A diferença básica destes produtos são que os HCFCs (hidroclorofluorcarbonos), ainda possuem a molécula de cloro prejudicial à camada de ozônio e os HFCs (hidrofluorcarbonos) não possuem cloro (SILVA, 2009).

O estudo de Rowland, et al. (1992, apud. TEIXEIRA; PIMENTA, 2004) mostrou que o uso destes gases pode causar danos significativos à camada de ozônio que protege o planeta de radiações nocivas emitidas pelo sol. Em 1995 receberam o Prêmio Nobel em Química. Estas descobertas levaram, no ano seguinte, ao fim da produção nas indústrias químicas de substâncias destruidoras da camada de ozônio. O ozônio está em constante formação e destruição. O grande problema é a liberação dos átomos de cloro pela decomposição dos CFCs na estratosfera, o que incrementa substancialmente a taxa de degradação natural do ozônio.

Os índices ODP e GWP são respectivamente interpretados por Teixeira e Pimenta (2004) como a razão entre o ozônio destruído por um quilograma de R12 e a razão entre a radiação térmica adicional à superfície terrestre devido a um quilograma de substância

emitida instantaneamente para a atmosfera em relação à mesma quantidade de massa de dióxido de carbono.

Segundo estes autores, entre os refrigerantes com acentuado GWP, causadores do “Efeito Estufa” estão os HCFCs e os HFCs. Em 1997, o Protocolo de Kyoto determinou que os países desenvolvidos devem reduzir suas emissões equivalentes em CO₂ em 5,2% abaixo dos níveis de 1990 para o CO₂, CH₄, N₂O e níveis de 1995 para HFCs, PFCs, SF₆ durante o período de 2008 a 2012. Este tratado contou com a adesão de 140 países e entrou em vigor em 2005.

Eles também analisaram a eliminação dos CFCs e a legislação ambiental brasileira, relataram que durante o 37º encontro do comitê executivo do fundo multilateral para a implementação do protocolo de Montreal em Julho 2002, um total de US\$ 26,7 milhões em investimentos foram em princípio aprovados para a implementação de um substancial plano nacional brasileiro de eliminação do CFC.

Segundo estes autores, o plano nacional de eliminação de CFC (*National CFC Phase-out Plan*) como é conhecido internacionalmente nos comitês executivos das Nações Unidas, incluem todos os clorofluorcarbonos, R11, R12, R113, R114 e R115. Conforme o plano apresentado para o secretariado do fundo multilateral (*Meeting of the Executive Committee of the Multilateral Fund for the Implementation of the Montreal Protocol*) em 2002, o consumo destes CFCs deveria ser eliminado até 01 de Janeiro de 2007, por volta de três anos a frente do cronograma estipulado pelo protocolo de Montreal. Contudo, pela revisão junto ao fundo multilateral, o governo Brasileiro concordou que a data para a eliminação deveria ser estipulada para 01 de Janeiro de 2010.

Enquanto a data do plano de eliminação é a mesma requerida pelo protocolo de Montreal, o plano revisado também se destina a reduzir o consumo de CFCs permitindo ao Brasil estar de acordo com as obrigações impostas pelo protocolo limitando anualmente o consumo máximo de CFCs de 10521 ODP toneladas/ano em 2001 a 2004, 5261 ODP toneladas/ano em 2005 a 2006, e 1578 ODP toneladas/ano em 2007 a 2009. Ao completar os projetos em andamento, eliminar-se-á um total de 3475 toneladas de ODP do consumo anual de CFC, permanecendo 5801 toneladas de ODP para ser eliminado pelo plano.

A conclusão foi que o plano nacional Brasileiro de eliminação dos CFCs elaborado pelo governo seria mais atencioso aos requerimentos do protocolo de Montreal, caso hidrocarbonetos fossem introduzidos como um substituto em sistemas de refrigeração domésticos e comerciais (TEIXEIRA; PIMENTA, 2004).

Segundo Neulaender (2009) entre os refrigerantes mais utilizados atualmente no Brasil, podem-se destacar as seguintes famílias: CFCs, HCFCs e HFCs (R22, R134a, R407C, R410A, R404A); Amônia (R717); Propano (R290); CO₂ (R744); Isobutano (R600a).

O autor também relata que agora o Brasil antecipa seu prazo de eliminação de HCFCs de 2040 para o ano de 2030, com um corte substancial das importações de 65% em 2025.

Sendo assim, uma solução tecnológica que vise a viabilidade de substituir os HCFCs e HFCs e manter a eficiência dos sistemas de refrigeração se tornou de extrema importância no cenário econômico. Desta forma, as comunidades científicas e industriais exploraram outros tipos de refrigerantes, até então esquecidos. Os hidrocarbonetos juntamente com a água, a amônia e o dióxido de carbono são considerados a terceira geração dos fluidos refrigerantes e atendem o requisito de potencial de destruição de ozônio zero e também tem potencial de aquecimento global muito baixo.

Peixoto (2007) retratou os cenários internacional e nacional quanto ao uso dos HCs no setor HVACR. Resumidamente, os principais fluidos de trabalho utilizados na refrigeração doméstica são: misturas R600a e R152a na Rússia, misturas R600a e R290 na Índia e Europa. Quanto a refrigeração comercial (unidades compactas, unidades condensadoras e sistemas centralizados) os países europeus, restritos a cargas reduzidas de refrigerante pelas normas de segurança européias, utilizam R600a, R290 e misturas de HCs em expositores e equipamentos comerciais compactos de pequeno porte. Amônia e HCs como refrigerantes primários em sistemas indiretos (incluindo R1270 e R290) estão sendo implantados e operando em vários países europeus. No que diz respeito à refrigeração industrial, utiliza-se R1270, R290 e misturas R290/R600a, pois todos estes fluidos apresentam condições de saturação (pressão e temperatura) muito semelhantes a do R22 e R502.

Caminhões refrigerados utilizando R290 foram desenvolvidos na Austrália, Alemanha e em outros países europeus, estes exigem um detector de vazamento no reboque e treinamento especial do motorista. Antes de 1997 os hidrocarbonetos, HCs, não eram utilizados em *chillers*. Estas unidades resfriadoras de líquidos utilizavam R1270, R290 e misturas R290/1270, disponíveis em capacidades de até 173 kW com uma carga máxima de 15 kg. Aplicações para HCs aparecem em outros equipamentos como bombas de calor, equipamentos de ar condicionado compactos e sistemas de ar condicionado automotivo. Em âmbito nacional, as empresas Bosch (Hortolândia-SP) e a Multibras (Joinville-SC) produzem e comercializam refrigeradores domésticos com R600a.

A recente aprovação da legislação na Comunidade Européia (*The European Parliament and the Council of the European Union, 2006*) exige o uso de fluidos refrigerantes com GWP inferior a 150 em todos os modelos novos de veículos lançados a partir de 2011, e em todos os veículos novos até 2017. Apenas alguns refrigerantes disponíveis no mercado têm sido considerados como candidatos hoje, pois eles têm um GWP abaixo do limite exigido. Eles são: dióxido de carbono (CO₂), hidrocarbonetos (HC) e

R152a, bem como R1234yf, recentemente proposto pelas empresas químicas americanas, Honeywell e Dupont.

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. Além disso, os dados indicaram uma queda de pressão de 40 a 50% menor que os sistemas com R22.

Colbourne (2000) resumiu mais de 50 publicações que comparavam o desempenho dos refrigerantes fluorados e HCs.

Um número significativamente maior de ensaios mostraram um aumento no desempenho do sistema ao utilizar HCs em relação ao uso de fluidos refrigerantes fluorados. As melhorias na utilização dos HCs foi de 6,0% para aplicações de refrigeração doméstica, 15,0% para aplicações de refrigeração comercial, 8,8% de ar condicionado e 9,6% para bombas de calor (COLBOURNE; SUEN, 2000).

Colbourne e Ritter (2000) investigaram a compatibilidade dos materiais não-metálicos com HCs e misturas refrigerantes/lubrificante. 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 a dilatação 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 HBNR, 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, comumente 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 de capital e de impacto ambiental. 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. 2.2, uma análise quantitativa de sistemas de ar condicionado automotivos com refrigerantes inflamáveis foi proposta.

Tabela 2.2 – Propriedades de vários refrigerantes inflamáveis e do R134a (GHODBANE, 1999).

Refrigerantes	R134a (HFC)	R290 (HC)	R600a (HC)	R290/R600a (HC)	R152a (HFC)	R1234yf (HFO)
Potencial de aquecimento global (-)	1400	11	8	7	140	4
Potencial de depleção do ozônio (-)	0	0	0	0	0	0
Tempo de vida atmosférico (anos)	14	<1	<1	<0,04	2	<0,05
Nível de exposição toxicidade aguda (ppm)	50000	50000	25000	40000	50000	101000
Limite inferior de flamabilidade (% vol.)	-	2,2	1,7	2,0	3,9	6,5
Energia mínima de ignição (mJ)	-	0,25	0,25	?	0,38	>1000
Classificação ASHRAE Standard 34	A1	A3	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	114,8	113,3	?
Pressão crítica (kPa)	4061	4247	3647	4040	4522	?
Ponto normal de ebulição (°C)	-26,1	-42,1	-11,7	-31,5	-24,0	?
Calor específico de vapor a 25°C (kJ/kgK)	1,031	2,072	1,818	1,770	1,253	1,0

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 automotivos. 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.

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. A norma baseia-se nos seguintes itens: a capacidade do sistema de refrigeração em suportar o excesso de pressão; a possibilidade de fuga do circuito de refrigeração; a possibilidade de uma subsequente mistura explosiva ser formada e sofrer ignição. 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. O autor concluiu que a norma pode ser melhorada em vários pontos. 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.

Finalmente, um dos trabalhos mais recentes aplicando HCs a sistemas de refrigeração e ar condicionado foi realizado por Park e Jung (2007) que trataram de analisar o desempenho térmico de dois refrigerantes hidrocarbonetos (R290 e R1270) em tentativa de substituir o R22. Utilizaram uma bancada que retratava um sistema ar condicionado/bomba de calor de 3,5 kW de capacidade, com compressor hermético rotativo. No sistema secundário da bancada, foram utilizadas água e mistura água/glicol para realizar as trocas de calor. O esquema da bancada utilizada neste trabalho pode ser observado na Fig. 2.5.

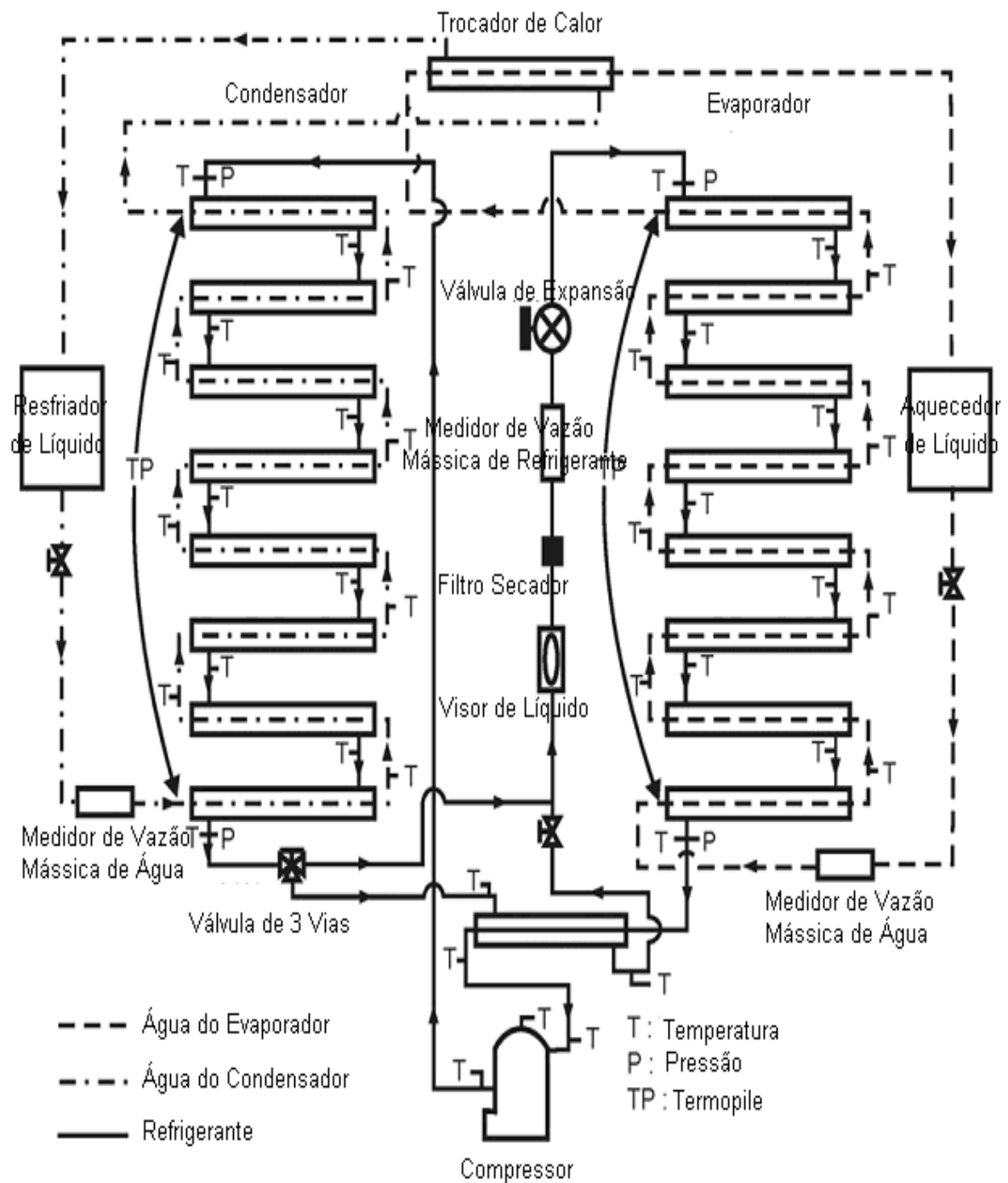


Figura 2.5 – Bancada experimental do sistema ar condicionado/bomba de calor (PARK; JUNG, 2007).

Todos os testes foram realizados sobre as mesmas condições externas, ou seja, o fluido secundário de transferência de calor teve seus parâmetros (vazão mássica, temperaturas de entrada e saída do evaporador) constantes. Os testes foram realizados

em três condições de temperaturas de saturação (evaporador/condensador) do R22 diferentes: 7 °C/45 °C, -7 °C/41 °C e -21 °C/28 °C. A primeira condição reflete as condições normais de operação de um sistema de ar condicionado durante verão, enquanto, as condições 2 e 3 configuram condições normal e extrema para operação com bombas de calor durante o inverno.

Os resultados dos testes mostraram que os coeficientes de eficácia dos refrigerantes hidrocarbonetos foram até 11,5% maiores que do R22 em todas as condições. A capacidade de refrigeração do R290 foi 8,2% inferior ao do R22. Em condições de temperaturas extremamente baixas, a capacidade do R290 foi 5% superior ao do R22. Por outro lado, a capacidade de R1270 foi semelhante ao do R22 em todas as condições. As temperaturas de descarga do compressor para hidrocarbonetos foram reduzidas de 14 °C a 31 °C em relação ao R22. A carga de refrigerante foi reduzida de até 58% em relação ao R22. Estes resultados podem ser encontrados na Tab. 2.3.

Tabela 2.3 – Resultados experimentais para R290, R1270 e R22 (PARK; JUNG, 2007).

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

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 flamabilidade); 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).

Na sequência são apresentados dados publicados por este autor, os quais se iniciam de forma a esclarecer os procedimentos de segurança e se estendem até o final deste

capítulo, trazendo também, conclusões específicas sobre o aparato experimental utilizado nesta dissertação.

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 de 2000 e IEC 60335-2-40 e os projetos prEN 378 de 2006 e DIS ISO 5149 de 2006 procuram incorporar essa metodologia. A IEC 60335-2-24 e a IEC 60335-2-89 usam essa abordagem até certo ponto. Reciprocamente a ISO 5149 de 1993 não permite o uso de líquidos inflamáveis refrigerantes, exceto em situações muito específicas.

De acordo com as normas EN 378 de 2000, prEN 378 de 2006 e DIS ISO 5149 de 2006, que abrangem a segurança e exigências ambientais para sistemas de refrigeração e bombas de calor, os HCs são classificados como fluidos de trabalho A3. O que significa que o R1270 é altamente inflamável e tem um limite inferior de inflamabilidade (L) de 0,043 kg/m³. A energia mínima de ignição (MIE), necessária é de 0,25 mJ. O R22 é considerado seguro pela mesma norma, recebendo classificação A1.

O valor máximo carga de refrigerante para esses fluidos depende da categoria de ocupação e da localização das partes de sistema que contêm refrigerante. Todas as três normas adotam as mesmas condições, e são descritas na Tab. 2.4.

Tabela 2.4 – 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 (sub-solo)
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 (sub-solo)
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 (sub-solo)

As condições acima são suficientes para a adequação da bancada experimental utilizada neste trabalho. Uma vez que se trata de um sistema o qual utiliza expansão direta, com aplicação RHPAC (refrigeração, bombas de calor e ar condicionado, não se refere ao conforto térmico para pessoas). 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_{sala} , onde: V_{sala} é o volume da sala (153 m³) e PL (0,0086 kg/m³) representa o limite prático do refrigerante, um valor indicado nas normas para cada refrigerante, que representa o limite prático para evitar concentrações perigosas, tipicamente equivale a 20% de L (0,043 kg/m³). Portanto a carga admissível equivale a 1,3 kg de R1270 para a bancada experimental.

Termos genéricos de ventilação mecânica são oferecidos. Eles são separados em duas abordagens. A primeira é a ventilação mecânica geral e a segunda é para ventilação de sistemas localizados dentro de gabinetes posicionados em qualquer espaço ocupado. Para esta dissertação, a vazão mínima (m³/s) para ventilação de emergência em função da carga de refrigerante (kg) pode ser calculada pela Eq. 2.1.

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

A vazão da ventilação da sala do laboratório deve ser superior a 0,0016 m³/s. O ventilador axial insufla um volume de ar equivalente 0,83 m³ a cada segundo dentro da sala. Esta vazão proporciona 20 renovações do ar interior por hora. A condição de segurança no local é satisfeita conforme as exigências das normas. O dimensionamento da ventilação é superior ao exigido para que a carga de refrigerante possa ultrapassar a condição de carga admissível, porém nunca ultrapassando a carga máxima.

A seguir, uma seleção de requisitos para um projeto seguro e construção da bancada é descrita. 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 auto-ignição do refrigerante reduzida de 100,0 °C. No caso do R1270 esta temperatura de auto-ignição corresponde a 350,0 °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. Juntamente com as medidas de segurança para a concepção e construção do sistema, as normas incluem também um conjunto de exigências relativas à marcação dos equipamentos e instruções que devem ser fornecidas para utilização.

A Tab. 2.5 apresenta o resumo de todos os trabalhos mencionados durante a revisão bibliográfica. Os dados da tabela referem-se ao tipo de sistema estudado, ao tipo de controle empregado e ao tipo de fluido refrigerante aplicado pelos autores.

Tabela 2.5 – Relação dos trabalhos citados durante a revisão bibliográfica e suas características.

Autores	Sistemas	Controles	Refrigerantes
Nguyen et al. (1982)	AC	L-D	-
Houcek e Thedford (1984)	AC/R/BC	-	-
Stoecker et al. (1987)	AC/R/BC	-	-
Rowland et al. (1992)	-	-	CFCs
Farzard e O'neal (1993)	R	-	R22
Hewitt e McMullan (1995)	R	VEE	R22
MacLaine-cross e Leonardi (1996)	R	-	HCs
Outtagarts et al. (1997)	R	CRV/VEE	R22
Schmidt (1999)	R	VEE	-
Lars (1999)	AC/R	CRV/VEE	R134a
Zhou et al. (1999)	AC/R	CRV/VEE	-
Ghodbane (1999)	AC	-	HCs
Maia (2000)	AC	CRV	R134a
Colbourne (2000)	AC/R/BC	-	HCs
Colbourne e Suen(2000)	AC/R/BC	-	HCs
Colbourne e Ritter (2000)	AC/R/BC	-	HCs
Cuevas e Winandy (2001)	AC	L-D/CRV	R22
ACRIB (2001)	-	-	HCs
Granryd (2001)	AC/R/BC	-	HCs
Lommers (2003)	AC/R/BC	-	HCs
Choi e Kim (2003)	BC	VEE	R22
Gigiel (2004)	AC/R/BC	-	HCs
Teixeira e Pimenta (2004)	-	-	Naturais
Aprea et al. (2005)	R/BC	L-D/CRV	R22/R717A
Lei e Zaheeruddin (2005)	R	CRV	R22
Garcia (2006)	R	L-D/CRV	R22
Pöttker (2006)	R	CRV/VEE	R134a
Peixoto (2007)	AC/R/BC	-	HCs
Pruzaesky (2007)	AC/R/BC	-	Naturais
Park e Jung (2007)	AC/BC	-	HCs (R1270)
Antunes et al. (2007)	R	CRV	R22
Corberán et al. (2008)	AC/R/BC	-	HCs

Silva (2009)	R	-	Naturais
Neulaender (2009)	AC/R/BC	-	CFCs/HCFs/CFCs/Naturais
Garcia (2010)	AC/R	CRV/VEE	R22
Presente trabalho (2011)	AC	L-D/CRV/VEE	R22/R1270

AC: Ar condicionado;

BC: Bomba de calor;

R: Refrigeração;

L-D: Liga-desliga;

VEE: Válvula de expansão eletrônica;

CRV: Compressor de rotação variável;

“-”: Símbolo utilizado quando não existem informações específicas.

CAPÍTULO III

BANCADA EXPERIMENTAL

3.1. Considerações Iniciais

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.

O sucesso desta linha de pesquisa foi alcançado devido a uma parceria entre universidade, órgãos governamentais (CAPES) e empresas do setor privado (BITZER e CAREL).

O dimensionamento e a instalação dos equipamentos desta bancada experimental foram realizados, inicialmente, por Garcia (2010).

3.2. Construção da Bancada Experimental

A bancada foi construída com a intenção de se observar, em vários pontos do sistema, as propriedades do fluido de trabalho, podendo desta maneira, observar o comportamento real do sistema.

Em 2009, deram-se início as atividades que culminaram na presente dissertação. A partir desta data, alguns equipamentos foram agregados ao sistema, entre eles estão: a torre de resfriamento, a válvula de expansão eletrônica e o medidor de vazão de refrigerante. Além destes novos equipamentos, todos os sensores foram calibrados e uma série de reparos foi realizada para evitar vazamentos de fluido refrigerante.

Os equipamentos que compõem a bancada experimental são, basicamente, um compressor alternativo, dois trocadores de calor de tubos concêntricos e duas válvulas de expansão, além de filtros secadores e instrumentação adequada.

O sistema contém uma válvula de expansão termostática (VET) e uma válvula de expansão eletrônica (VEE). A instalação destes dois mecanismos de expansão foi realizada com a intenção de utilizar cada válvula separadamente durante cada ensaio.

O condicionamento de ar é definido, segundo a norma brasileira ABNT NBR 16401 (2008), como o processo que objetiva controlar simultaneamente a temperatura, a umidade, a movimentação, a renovação e a qualidade do ar de um ambiente. A partir da idéia de avaliar experimentalmente o desempenho do sistema, uma série de sensores, controladores e atuadores foram adquiridos e agregados à bancada. Além disto, tornou-se necessária a instalação de um circuito para a circulação de um fluido secundário, a água. Com estas melhorias, foi possível controlar e medir as variáveis utilizando desde então a água, já que no caso de se operar com outro fluido secundário (exemplo: ar atmosférico) seria necessário o controle de parâmetros como a umidade, temperatura de bulbo seco e úmido, entre outros. A Fig. 3.1 ilustra de forma esquemática a bancada experimental.

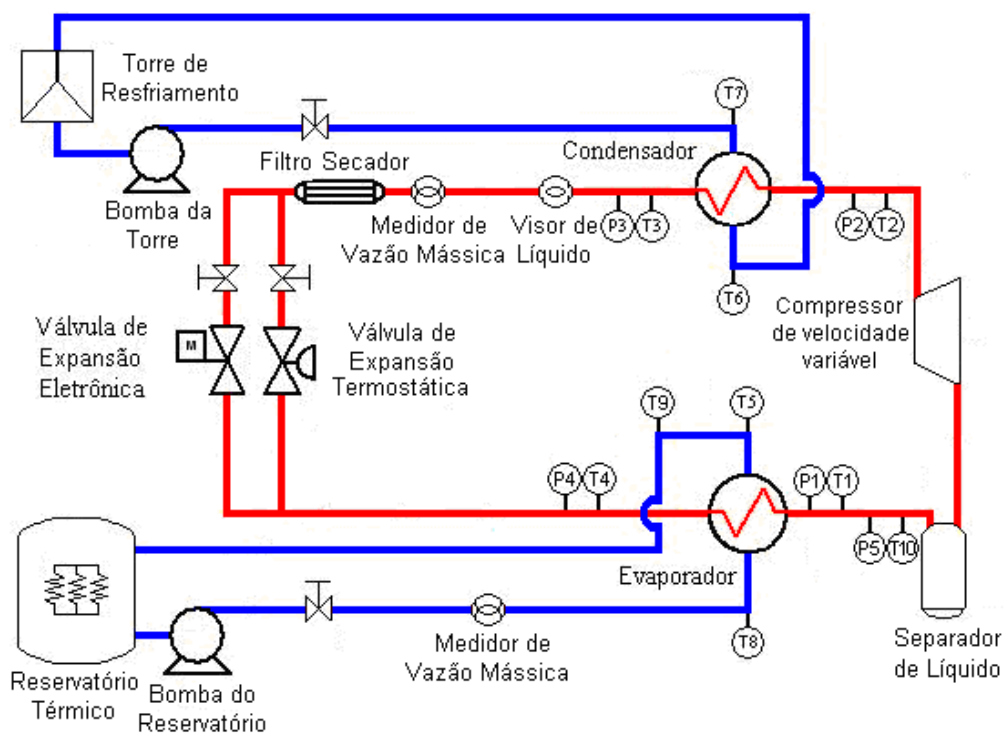


Figura 3.1 – Representação esquemática do sistema de refrigeração.

O circuito secundário é composto por uma torre de resfriamento que garante o resfriamento da água de condensação. A água de alimentação do evaporador, responsável pela simulação da carga térmica, é circulada entre o trocador de calor e um tanque de armazenamento térmico, com resistor elétrico, por intermédio de uma bomba centrífuga.

A resistência elétrica, com potência de 21 kW, é comandada por um controle proporcional programado no controlador lógico programável (CLP). A aquisição de dados foi realizada por intermédio de uma placa eletrônica com sinal de saída analógico (0-10 V). Os sinais analógicos eram convertidos em digitais (16 bits) por intermédio do CLP e os dados eram monitorados e gerenciados através de uma interface elaborada no *software* LABVIEW. As medidas de temperatura foram adquiridas por sensores do tipo PT100 e para pressão, sensores do tipo piezo-resistivo foram utilizados. Foi instalado, um variador de frequência para controlar a velocidade de rotação do compressor e um medidor de vazão do tipo coriolis foi adicionado ao circuito do fluido principal, complementando a instrumentação.

A seguir será exposto, de forma técnica, o detalhamento de cada um dos componentes básicos da bancada.

3.3. Componentes Básicos da Bancada Experimental

3.3.1. Compressor

O compressor utilizado neste trabalho, doado pela empresa Bitzer, corresponde ao modelo 2DC-3.2 da série Octagon. Suas características são apresentadas na Tab. 3.1.

Tabela 3.1 – Características técnicas do compressor utilizado na bancada.

Características do equipamento	
Marca	Bitzer
Modelo	2DC-3.2
Temperaturas de operação [°C]	$T_{ev}=5,0$ e $T_{cd}=35,0$
Capacidade de Refrigeração [kW]	15,14
Consumo [kW]	3,17
Corrente de Operação [A]	11,94
Alimentação	Trifásica 220 V / 60 Hz

Este equipamento pode ser classificado como volumétrico, ou seja, a elevação de pressão do fluido refrigerante ocorre através da redução do volume deste fluido quando comprimido dentro de uma câmara por um pistão. A Fig. 3.2 ilustra de forma clara, os principais componentes do compressor utilizado. O lubrificante utilizado foi o óleo mineral CAPELLA ISO 68 – Texaco.

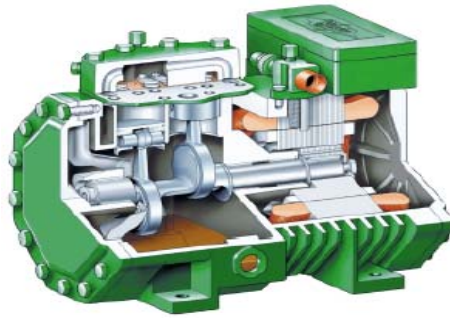


Figura 3.2 – Vista em corte do compressor alternativo semi-hermético utilizado na bancada experimental.

3.3.2. Trocadores de Calor

Os trocadores de calor utilizados neste trabalho, doados pela empresa ACP Termotécnica, 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 escoar em contra corrente pelo tubo externo, que é confeccionado em ferro fundido e possui diâmetro de 22,2 mm. Para o processo de troca de calor no evaporador, o fluido primário entra pela parte inferior e água entra pela parte superior do trocador, já no condensador, o refrigerante entra pela parte superior e a água entra pela parte inferior. A Fig. 3.3 ilustra este equipamento.

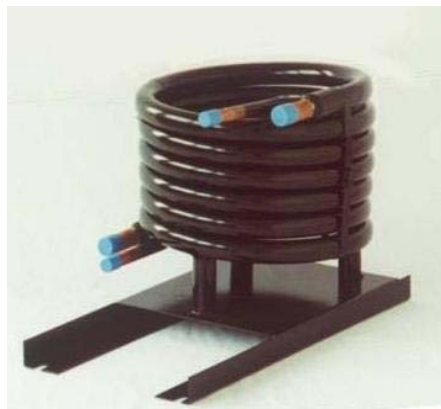


Figura 3.3 – Trocador de calor utilizado na bancada experimental.

O evaporador e o condensador utilizados na bancada apresentam capacidades nominais de 17,5 kW e 26,25 kW, respectivamente.

Ao se utilizar trocadores de calor de mesmas capacidades, pode ocorrer um mau funcionamento do sistema. O montante de energia perdido pelo refrigerante no ciclo de refrigeração (condensação) é sempre maior que o montante de energia pretendida no

mesmo ciclo (evaporação). A partir deste conceito, considera-se que para uma determinada operação do ciclo com trocadores de mesma capacidade, se o condensador estiver bem dimensionado para realizar a troca de calor, por consequência o evaporador fica superdimensionado. A resposta do sistema a este erro de projeto é um incremento no grau de superaquecimento e uma inevitável queda do COP.

Um visor de líquido foi instalado na linha de líquido, na saída do condensador, com o objetivo de visualizar se há ocorrência de bolhas, indicando que o fluido que deixa o condensador está saturado, além de detectar presença de umidade no sistema.

3.3.3. Torre de Resfriamento e 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 re-circulada pela bomba. A Fig. 3.4 ilustra, esquematicamente, este equipamento.

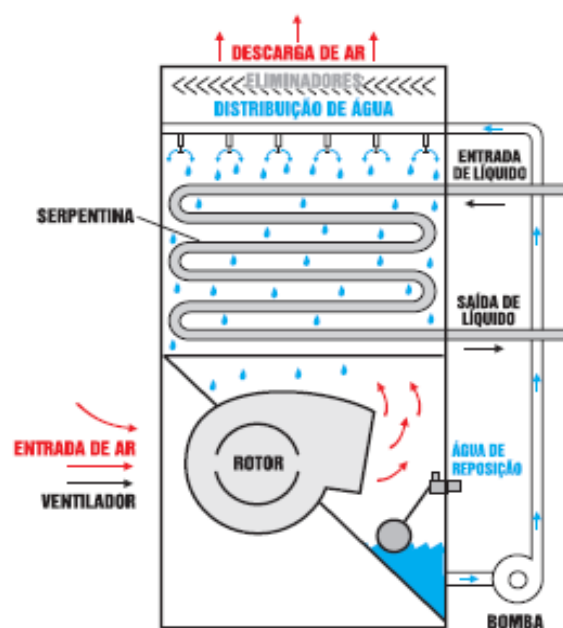


Figura 3.4 – Torre de resfriamento modelo VXI-9-1, Semco BAC.

O reservatório térmico, utilizado neste trabalho, possui uma resistência elétrica com potência de 21 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.

3.3.4. Válvula de Expansão Termostática

A válvula de expansão termostática utilizada neste trabalho, fabricada pela empresa Emerson, corresponde ao modelo TIXA 5R, suas características de aplicação são apresentadas na Tab. 3.2.

Tabela 3.2 – Capacidade de evaporação dentro dos limites de temperatura para a VET.

T_{cd} [°C]	Capacidade de Evaporação [kW]			
	T_{ev} [°C]			
	10,0	5,0	0,0	-5,0
30,0	17,15	16,80	16,10	15,40
35,0	17,85	17,50	16,80	16,10
40,0	18,55	18,20	17,50	16,80
45,0	19,60	19,25	18,55	17,85

Este componente deve ser cuidadosamente dimensionado para o bom funcionamento do sistema de refrigeração. A Fig. 3.5 ilustra este componente.

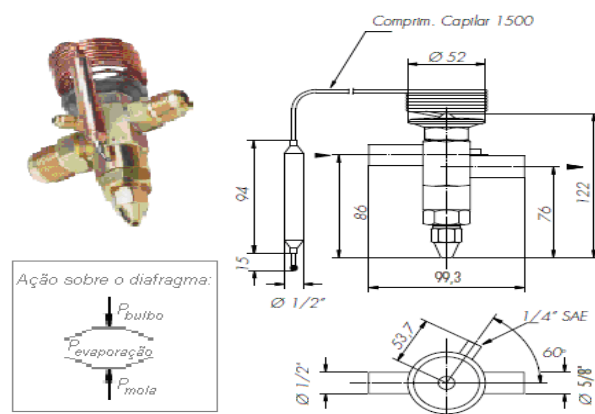


Figura 3.5 – Válvula expansão termostática modelo TIXA 5R, Emerson.

Como partes constituintes da válvula, podem-se destacar o tubo capilar, com o bulbo sensível em sua extremidade, e a conexão de menor diâmetro, onde se conecta o equalizador externo de pressão.

O bulbo deve ser fixado na parte superior do tubo de sucção, próximo à saída do evaporador. Este garante o contato térmico entre a saída do evaporador e a válvula. A ligação do tubo capilar do equalizador externo de pressão deve ser feita na linha de sucção logo após o bulbo sensível.

O controle da abertura ou fechamento da válvula é feito de forma mecânica. Ele só ocorre de forma correta quando o refrigerante entra no estado de líquido comprimido. Para se analisar esta modulação, é necessária a ação de 3 pressões distintas sobre o diafragma, são elas:

- A pressão do fluido presente no bulbo, que é sensível às variações de temperatura do refrigerante após o evaporador. Este fluido é conduzido pelo tubo capilar até entrar na parte superior da válvula, agindo no lado externo do diafragma;

- A pressão do refrigerante, que é conduzido pelo tubo equalizador externo de pressão (6 mm). Este tubo é instalado em um ponto da tubulação de cobre após o evaporador e conecta-se lateralmente à válvula pela conexão de menor diâmetro. A ação desta pressão ocorre no lado interno do diafragma;

- A pressão da mola, pois devido à compressão que a haste rosqueada causa sobre a mola, a mesma tem a reação de tração, exercendo ação no lado externo do diafragma.

No instante em que não há abertura ou fechamento do dispositivo, repouso, a pressão do fluido (proveniente do bulbo) equivale à soma das pressões do refrigerante (após a evaporação) e da mola (comprimida pela haste). Assim, qualquer variação de pressões durante o processo de evaporação resultará em modulação do dispositivo.

A função da válvula é manter o evaporador com suficiente quantidade de refrigerante para satisfazer todas as condições de carga térmica prevista para o sistema, controlando assim, a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento.

O grau de superaquecimento positivo é a garantia de que o sistema está operando em segurança sem comprometer a sua eficiência. Este parâmetro pode ser calculado como uma diferença matemática entre a temperatura do fluido refrigerante ao sair do evaporador e a temperatura de saturação, referente à pressão em que o fluido se encontra ao sair do evaporador. Esta válvula possui uma regulação de fábrica que garante um grau de superaquecimento de 5,0 °C, para o bulbo sensível a 0,0 °C.

Quando o grau de superaquecimento é pequeno ou inexistente, o refrigerante pode encontrar-se em estado de saturação ao entrar no compressor. A fase líquida do refrigerante provoca danos aos mecanismos do compressor, pois o óleo lubrificante dilui-se no refrigerante, o que promove falhas nos mancais, travamento das bielas no virabrequim, travamento dos anéis dos pistões nos cilindros, etc. Além disso, surge a possibilidade de ocorrer um fenômeno mais grave, denominado golpe de líquido, podendo resultar na quebra do compressor, ocasionada pelo fato que este equipamento volumétrico não é capaz de comprimir refrigerante na forma líquida. Caso esta situação ocorra por alguns segundos, existe um tanque separador de líquido instalado após o evaporador, que tem por objetivo proteger o compressor.

Se o grau de superaquecimento for muito maior que o necessário, elevadas temperaturas de descarga do refrigerante são geradas, as quais podem causar a carbonização do óleo, gerando desgastes prematuros em todas as partes móveis do compressor.

Além disso, se a temperatura do fluido refrigerante for muito alta ao percorrer o interior do compressor, o motor elétrico não será resfriado de forma eficaz, podendo ocorrer a queima do enrolamento do estator.

Por fim, quanto maior o grau de superaquecimento do refrigerante, maior será a energia consumida pelo compressor e, por consequência, menor será o COP do sistema.

A válvula com equalização externa pode ser regulada para graus de superaquecimento diferentes do valor original, para isso, deve-se variar a pré-carga da mola agindo na haste rosqueada. O novo ajuste deve ser efetuado em regime permanente, após a partida do compressor. Deve-se proceder da seguinte maneira:

- Retirar a porca-tampão e girar a haste de regulação meia volta por vez, esperando sempre que a instalação entre em equilíbrio para novos ajustes;

- Girando-se no sentido horário, aumenta-se o superaquecimento. A pressão de evaporação e a vazão mássica do refrigerante diminuem. Ao considerar-se o volume interno do evaporador, pode-se afirmar que após o giro da haste, o fluido satura-se em uma região anterior à região em que se saturava na situação em que a válvula se encontrava previamente ao ajuste;

- Girando-se no sentido anti-horário, diminui-se o superaquecimento. Aumenta-se a pressão de evaporação e a vazão mássica do fluido. E se o ajuste for incorreto, o fluido pode saturar-se após o evaporador, ou nem mesmo encontrar-se unifásico antes da entrada do compressor;

3.4. Automação do Sistema

3.4.1. Conceitos

A automação está presente em diferentes níveis de atividades do homem, sejam nas residências ou em processos industriais. E consiste no uso de meios automáticos para se realizar um processo objetivando torná-lo mais eficiente, ou seja, maximizando a produção com menor consumo de energia, menor emissão de resíduos e melhores condições de segurança.

O que distingue a automatização da automação é o fato de que na automatização não há realimentação do sistema, ou seja, qualquer correção da resposta em um sistema automatizado é efetuada pelo operador.

Já em um sistema automático de controle (automação) os mecanismos verificam seu próprio funcionamento, efetuando medições e introduzindo as correções, sem a necessidade da interferência do homem.

A seguir será exposto, de forma técnica, o detalhamento de cada um dos componentes extras da bancada, responsáveis pela automação do sistema.

3.4.2. Controlador Lógico Programável

O CLP utilizado neste trabalho, fabricado pela empresa Allan Bradley, corresponde ao modelo SCL5/03. Este pode ser visualizado na Fig. 3.7.



Figura 3.7 – Controlador lógico programável modelo SCL5/03, Allan Bradley.

Este equipamento eletrônico se adapta aos processos mediante um programa específico que contém uma sequência de operações a serem executadas. Esta sequência define-se sobre sinais de entrada e saída ao processo. Estes sinais são ligados diretamente aos bornes dos módulos de expansão do CLP. Os sinais de saída são controlados conforme o programa previamente armazenado em sua memória interpreta os sinais de entrada.

3.4.3. Variador de Freqüência

O variador de freqüência utilizado neste trabalho, fabricado pela empresa Yaskawa, corresponde ao modelo V7AM23P7. Este pode ser visualizado na Fig. 3.8.



Figura 3.8 – Variador de freqüência modelo V7AM23P7, Yaskawa.

Este equipamento consegue controlar a velocidade de motores AC de até 3,72 kW. O variador é controlado por um microprocessador do tipo transistor bipolar com porta isolada. O variador e o motor têm uma proteção proporcionada por um amplo sistema de funções programáveis no variador. O variador de freqüência comanda o motor do compressor, levando-se em consideração um aspecto muito importante que se refere ao valor da potência do motor, o qual não deve exceder o valor máximo permitido pelo variador, que no caso da presente pesquisa foi de 3,70 kW.

O variador obtém alimentação através do acionamento de um disjuntor trifásico. A saída de potência permanece desativada até a presença de um sinal discreto, produzido

pelo CLP, em um borne do variador. De maneira semelhante, a variação de velocidade proporcional é também realizada.

3.4.4. Válvula de Expansão Eletrônica

A válvula de expansão eletrônica utilizada neste trabalho, doada pela empresa Carel, corresponde ao modelo E²V18BRB00, suas características técnicas são apresentadas na Tab. 3.3. Dados referentes a 100% de abertura e 5,0 °C de sub-resfriamento.

Tabela 3.3 – Capacidade de evaporação dentro dos limites de temperatura para a VEE.

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

A modulação do fluxo de refrigerante é efetuada através de um furo 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 funcionamento da válvula se baseia no controle do superaquecimento do refrigerante. A expansão do refrigerante é controlada por um componente externo que promove a aquisição e a interpretação dos dados de pressão e temperatura do refrigerante na saída do evaporador.

Um controle auxiliar, denominado “Termostato Modulante”, pode ser utilizado para controlar a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador. Para isso é necessária a instalação de outro sensor de temperatura após a saída do evaporador que enviará os valores de temperatura da água para que o componente externo controle a abertura e o fechamento da válvula a fim de limitar a queda da temperatura da água na saída do evaporador e o conseqüente alcance do *set-point*. A Fig. 3.9 ilustra de forma clara, a VEE, os sensores e o controlador.

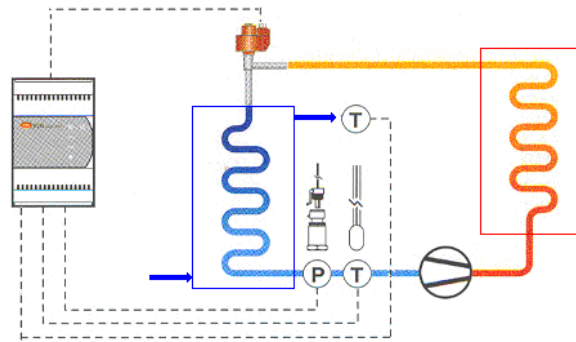


Figura 3.9 – Válvula de expansão eletrônica modelo E²V18BRB00, Carel.

Este tipo de controle difere-se da convencional metodologia de controle tipo liga/desliga, pois manipula a capacidade frigorífica do sistema pela modulação da válvula e não pelo acionamento do compressor. Esta função evita a típica oscilação da temperatura causada pela gestão liga/desliga utilizada em sistemas com válvula de expansão termostática. Na prática, quanto mais a temperatura regulada se aproximar do *set-point*, mais o controle diminui a capacidade frigorífica do evaporador fechando a válvula de expansão.

O controle do superaquecimento, bem como o controle de termostatização, ocorre através de um controle proporcional integral derivativo (PID) que na sua forma mais simples é definido pela Eq. 3.1.

$$u(t) = K \left(e(t) + \frac{1}{t_{\text{int}}} \int e(t) dt + t_{\text{der}} \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (3.1)$$

O controle é calculado como a soma de três contribuintes separados: o proporcional, o integral e o derivativo. A ação proporcional abre ou fecha a válvula proporcionalmente à variação do superaquecimento. Assim quanto maior é o valor de K (ganho proporcional) maior é a velocidade de resposta da válvula. A ação proporcional não leva em consideração o *set-point* do superaquecimento, mas segue exclusivamente as variações. Assim, se o superaquecimento não variar sensivelmente, a válvula fica parada e não será garantido o alcance do *set-point*.

A ação integral está ligada ao tempo e faz mover a válvula em proporção com a distância entre superaquecimento real e o *set-point*. Quanto maior é esta distância, mais intensa é a ação integral; e quanto menor é o valor de t_{int} (tempo integral), mais enérgica é a ação. O tempo integral representa a intensidade da reação da válvula, em particular quando o superaquecimento real está longe do *set-point*.

A ação derivativa está ligada à velocidade de variação do superaquecimento, ou à inclinação com a qual o superaquecimento muda de instante a instante. Essa tende a combater as bruscas variações, antecipando a ação corretiva e é, portanto, mais enérgica quanto maior é o valor do tempo t_{der} (tempo derivativo).

3.4.5. Medidores de Vazão Mássica dos Fluidos

O sensor de vazão mássica para o refrigerante utilizado neste trabalho, fabricado pela empresa Metroval, corresponde ao modelo RHM06-4FS1PN. Este opera juntamente com um conversor, fabricado pela mesma empresa, modelo CMM01-290DACDCB. Possuem uma faixa de operação que varia de 0,0098 a 0,1686 kg/s.

O sensor consiste de dois pares de tubos, montados em paralelo e conectados à linha percorrida pelo fluido a ser medido. Na entrada do bloco de conexão, o fluxo principal é separado em dois fluxos parciais paralelos que se deslocam uniformemente através do par de tubos, e que se juntam novamente na saída. Os tubos, juntamente com duas hastes transversais e barras de torção, formam um sistema capaz de oscilar, quando eletronicamente excitado através de bobinas. Na extremidade dos semicírculos formados pelos tubos, existem duas bobinas de indução. Estas bobinas convertem a oscilação mecânica induzida no sistema em oscilação elétrica gerando duas ondas senoidais proporcionais à velocidade angular de um tubo ao outro.

O efeito coriolis se manifesta toda vez que um corpo se movimenta sobre um sistema em movimento. Na Fig. 3.10 o corpo em movimento está representado por uma gota do fluido e o sistema pelo par de tubos.

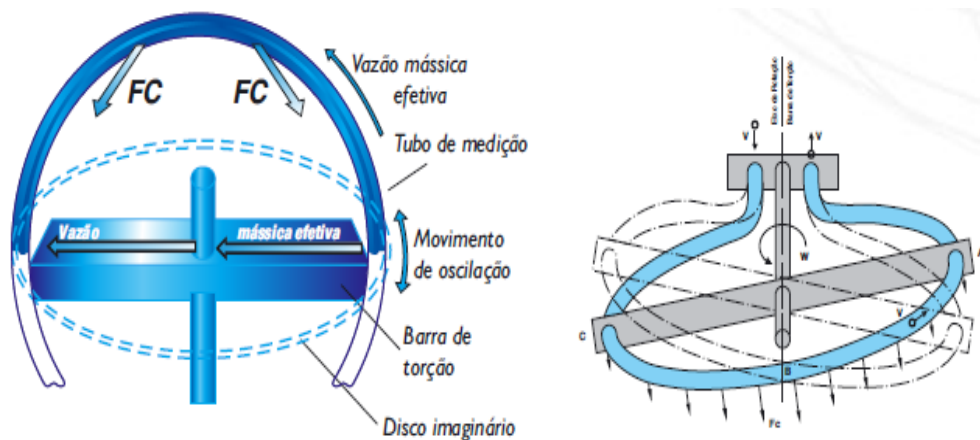


Figura 3.10 - Esquema de funcionamento do sensor de vazão mássica.

O estudo da variação da velocidade radial é efetuado projetando-se a velocidade de uma partícula sobre um disco imaginário, solidário ao *loop*, perpendicular ao eixo de rotação (barra de torção). Esta seção de tubo representa o “sistema rotacional de referência” no qual, as partículas do fluido se movimentam, alterando sua posição em relação ao eixo de rotação do sistema. A velocidade radial ou relativa de uma partícula do fluido varia em função de sua distância em relação ao eixo de rotação, ou seja, é nula nos pontos A e C e máxima no ponto B. O movimento de partículas do fluido que percorre o par de tubos, oriundo do movimento oscilatório induzido pelas bobinas de excitação, resulta no surgimento de forças de “Coriolis”, perpendiculares aos planos que contém o par de tubos, nos trechos AB e BC, orientadas de acordo com a regra da mão direita, e cuja intensidade é determinada pela Eq. 3.2:

$$\vec{F}_c = -2m_f(\vec{\omega} \cdot \vec{v}) \quad (3.2)$$

Onde m_f representa a massa do fluido em movimento, o vetor $\vec{\omega}$ é a velocidade angular dos tubos em torno do eixo de rotação e o vetor $\vec{v}$ representa a velocidade do fluido no sistema. O sensor e o conversor podem ser visualizados na Fig. 3.11.



Figura 3.11 – Medidor de vazão RHM06-4FS1PN e conversor modelo CMM01, Metroval.

O sensor de vazão mássica para medição do fluxo de água utilizado neste trabalho, foi fabricado pela empresa SIGNET, modelo 8512 GF, tipo turbina. O sensor e seu conversor podem ser visualizados na Fig. 3.12.



Figura 3.12 – Medidor de vazão e conversor modelo 8512 GF, Signet.

3.4.6. Sensores de Pressão e Temperatura

Foram utilizados 5 sensores de pressão neste trabalho. Um deles, mencionado anteriormente, refere-se ao controle da abertura ou fechamento da VEE. Os demais sensores estão instalados em quatro pontos da linha de fluido primário. Os quatro sensores para a medição das pressões, fabricados pela empresa IFM, correspondem ao modelo PA3023, com faixa de operação de 0 a 25 bar. A Tab. 3.4 apresenta outras características técnicas deste equipamento.

Tabela 3.4 – Características técnicas dos sensores de pressão.

Características do equipamento	
Tensão de operação [Vdc]	10,8 até 30,0
Faixa de corrente [mA]	4 até 20 (600Ω)
Temperatura média [°C]	-25,0 até +80,0
Temperatura máxima [°C]	-40,0 até +100,0
Resolução [bar]	0,01

A medição é realizada por um diafragma interno revestido por um material piezo-resistivo. A partir do momento em que o material piezo-resistivo esteja submetido a uma tensão mecânica, o diafragma vibra, gerando um sinal elétrico proporcional a pressão aplicada. A Fig. 3.13 ilustra o transdutor de pressão utilizado na bancada.



Figura 3.13 – Transdutor de pressão modelo PA3023, IFM.

Para o condicionamento dos sinais de pressões, medidos pelos transdutores PA3023 utilizou-se o circuito integrado INA111 (doado pela Texas Instrument), 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. Na Fig. 3.14 é apresentado o esquema do condicionamento dos sinais de pressão que foram utilizados neste trabalho.

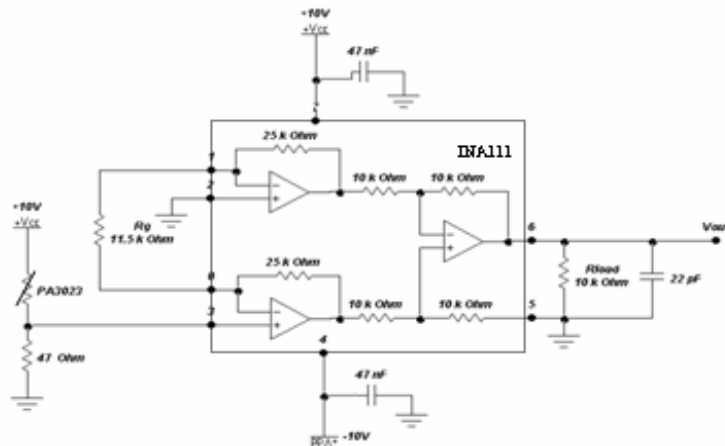


Figura 3.14 – Circuito INA111, Texas Instruments Incorporated (1998).

Para o condicionamento dos sinais de vazão mássica do refrigerante e de vazão mássica de água que passa pelo evaporador, foi utilizado o mesmo circuito integrado INA111. Uma foto da placa para o condicionamento dos sinais de pressão, vazão de refrigerante e vazão de água é apresentada pela Fig. 3.15.



Figura 3.15 – Placa para o condicionamento dos sinais de pressão, vazão mássica de refrigerante e vazão mássica de água do evaporador.

Foram utilizados 10 sensores de temperatura neste trabalho. Dois deles, mencionado anteriormente, refere-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.

Para o condicionamento dos sinais de temperaturas medidos pelos sensores PT100, foi utilizado o circuito integrado INA125AP (dado pela Texas Instruments), caracterizando-se por ser um amplificador de instrumentação de alta qualidade, que utiliza uma ponte de excitação Wheastone. Na Fig. 3.16 é ilustrado o circuito elétrico de condicionamento para um sensor PT100.

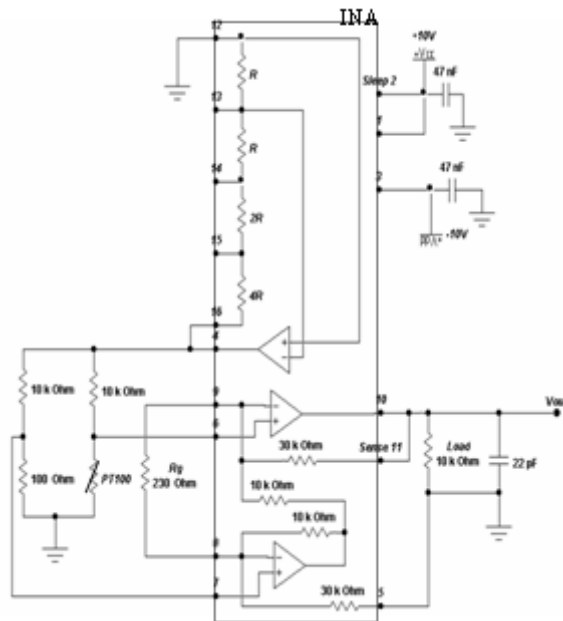


Figura 3.16 – Circuito INA125AP, Texas Instruments Incorporated (2000).

Uma foto da placa para o condicionamento dos sinais de temperatura é apresentada pela Fig. 3.17.

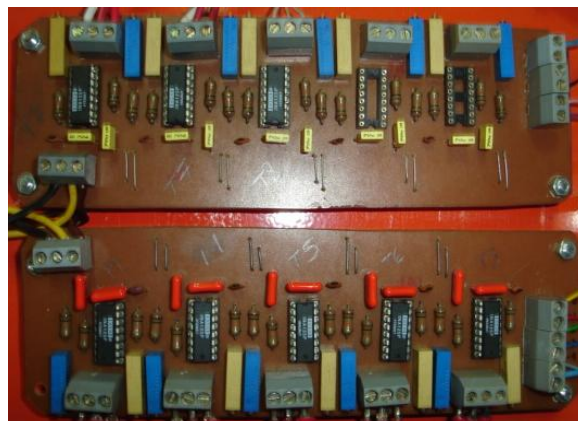


Figura 3.17 – Placa para condicionamento dos sinais de temperatura.

3.4.7. Aquisição de Dados, Controle e Monitoramento

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. 3.18 se observa o diagrama geral do sistema base de aquisição, controle e monitoramento utilizado neste trabalho.

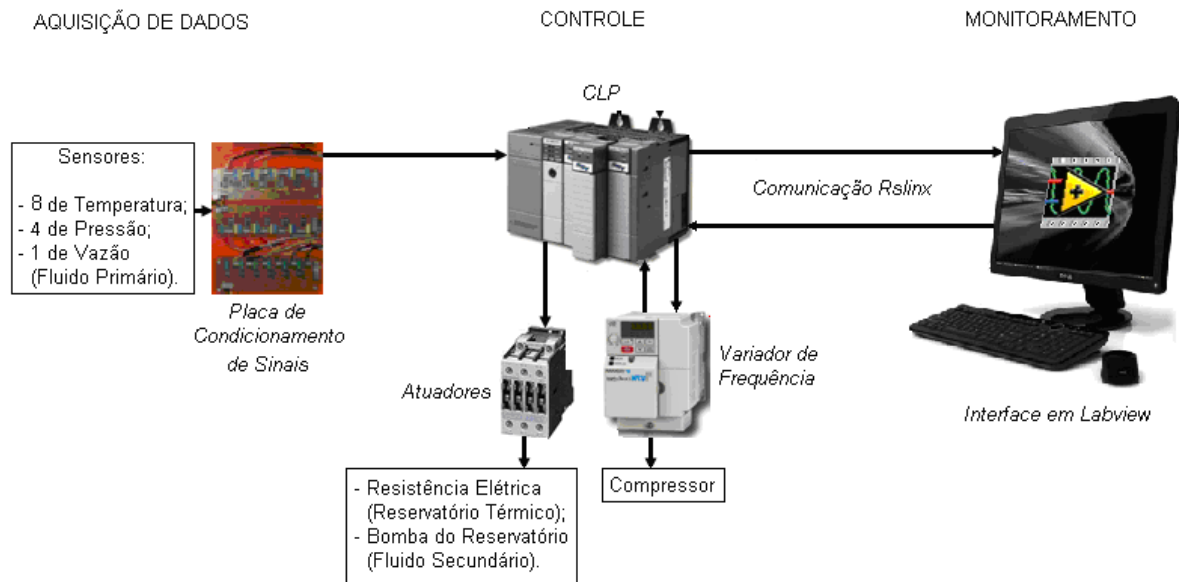


Figura 3.18 – Diagrama do sistema base de aquisição, controle e monitoramento.

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 microcomputador.

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.

O condicionamento para o sinal de comando do CLP, para ligar ou desligar a resistência elétrica e a bomba hidráulica do reservatório térmico, foi realizado por intermédio de atuadores trifásicos.

Os comandos para os atuadores e para o variador de frequência são gerenciados pelo CLP. A ferramenta RSLINX permite a comunicação do microcomputador com o CLP.

A troca de informação entre o CLP e o microcomputador, que se dá por intermédio do OPSEVER-RSLINX, está definida através de pacotes denominados de TAG (registros dinâmicos). Estes estão pré-estabelecidos como registros internos definidos pelo CLP em comum acordo com uma conexão hierárquica.

Os sinais adquiridos pelos sensores são convertidos de analógicos para digitais pelo CLP e posteriormente calibrados por equações dentro do programa LABVIEW. Uma interface amigável do sistema é então gerada, permitindo a visualização detalhada de todos os equipamentos. O monitoramento possibilita estabelecer avisos que indicam falhas ou até mesmo realizar alterações nas variáveis do sistema em tempo real. A Fig. 3.19 representa a tela do microcomputador, referente à interface amigável.

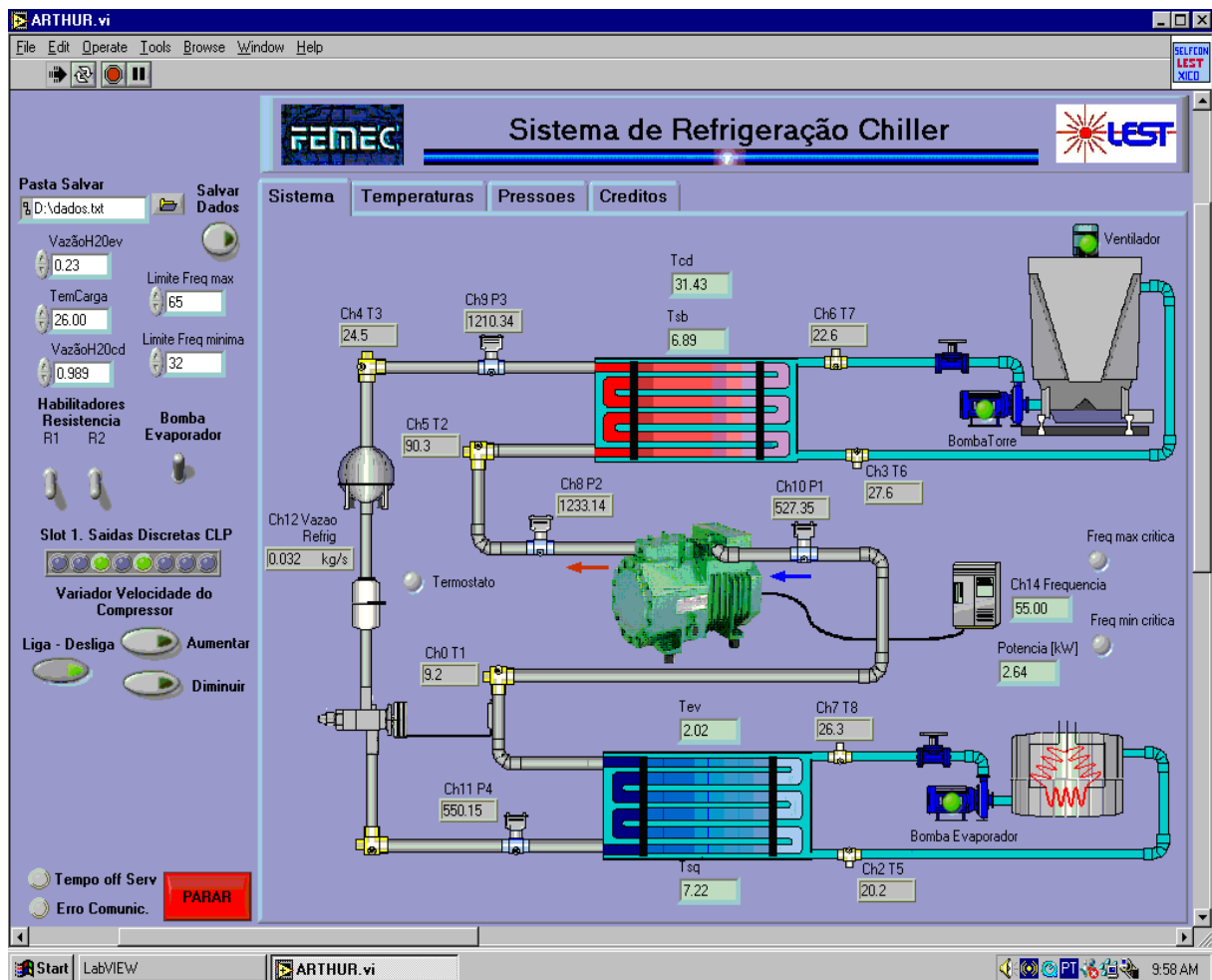


Figura 3.19 – Interface de monitoramento da bancada experimental.

Finalmente, a Fig. 3.20 ilustra a bancada experimental completa, instalada no Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos da Universidade Federal de Uberlândia.



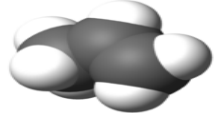
Figura 3.20 – Bancada experimental instalada no LEST, UFU.

3.5. Fluidos Refrigerantes

Os dois fluidos refrigerantes utilizados nesta pesquisa foram o R22 e o R1270. O primeiro, conhecido como Clorodifluorometano pela IUPAC (International Union of Pure and Applied Chemistry), pertence a família dos HCFCs (Hidroclorofluorcarbonos), os quais possuem a molécula de cloro depletora da 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 e até mesmos em ciclos de absorção. Comercialmente falando, nenhum outro refrigerante atingiu tão vasto campo de aplicações.

O outro fluido utilizado, conhecido como propileno pela IUPAC, é um hidrocarboneto insaturado (alceno), apresenta-se normalmente como um gás incolor e altamente inflamável. É produzido durante o craqueamento do petróleo e na gaseificação do carvão, considerado uma das maiores matérias-primas da indústria petroquímica. A comparação entre as propriedades destes dois refrigerantes pode ser encontrada na Tab. 3.5.

Tabela 3.5 - Características dos fluidos refrigerantes.

Propriedades dos refrigerantes	R22	R1270
Fórmula molecular	 CHClF_2	 C_3H_6
Massa molar [g/mol]	88,47	42,08
Densidade [kg/m ³]; sat. a 20°C	Liq: 0,000170 Vap: 0,000013	Liq: 0,000085 Vap: 0,000009
Ponto de fusão [°C]; p_{atm}	-175,4	-185,3
Ponto de ebulição [°C]; p_{atm}	-40,7	-47,7
Flamabilidade	Baixa	Alta
ODP	0,034	0
GWP	1900	3
Vida na atmosfera [anos]	12	<1

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 propileno é utilizado principalmente para médias e baixas temperaturas de saturação no setor de ar condicionado e refrigeração. Possui um GWP abaixo de 3, um ODP de 0 e um tempo de vida na atmosfera de menos de um ano, resumindo, tem excelentes propriedades ambientais. Em comparação com o R22, suas propriedades são ambientalmente favoráveis, uma vez que o R22 possui GWP de 1900, ODP de 0,034 e tempo de vida na atmosfera de 12 anos.

A toxicidade de um fluido refrigerante é avaliada por “níveis de exposição” que indicam o quanto um indivíduo pode ser exposto regularmente ao refrigerante, sem apresentar nenhum efeito adverso. Segundo a norma ASHRAE 34 de 2004, os diferentes refrigerantes são divididos em duas classes de toxidade (classe A: baixa toxidade e classe B: alta toxidade).

O objetivo do fluido refrigerante é transportar energia na forma de calor sem implicar em perdas de carga elevadas. Um estudo completo das propriedades relevantes para o R22 e o R1270 está detalhado a seguir. A Fig. 3.21 representa o diagrama pressão-entalpia para ambos os fluidos.

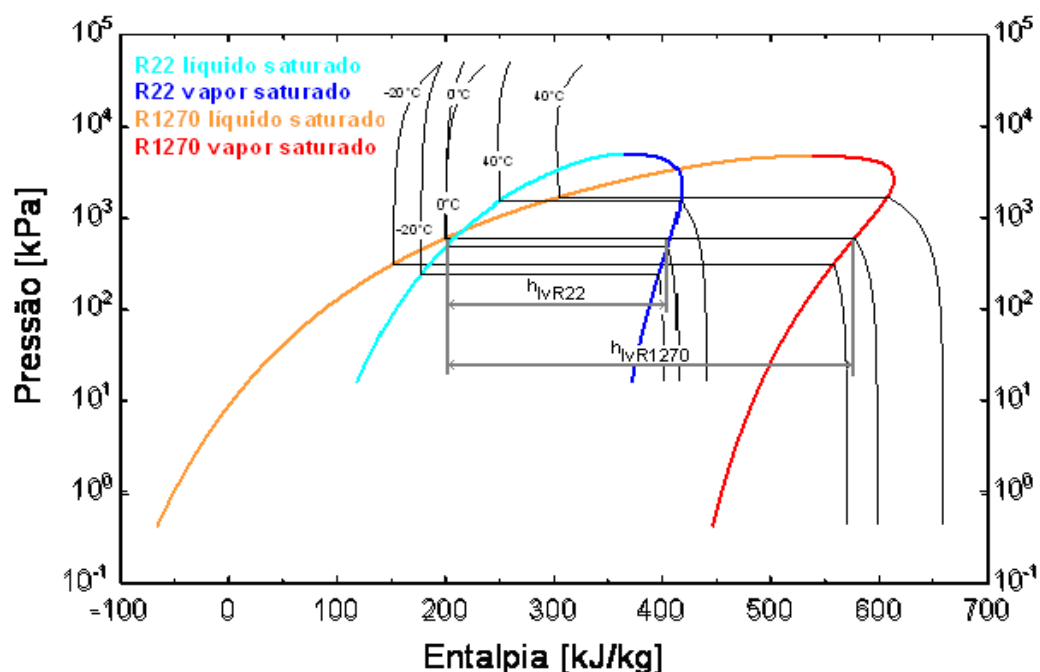


Figura 3.21 – Diagrama pressão-entalpia para o R22 e o R1270.

Esta comparação inicial mostra o comportamento quanto ao estado termodinâmico dos fluidos devido à variação de várias propriedades termodinâmicas. Ao considerar-se que estes refrigerantes devem ser utilizados em um ciclo termodinâmico de compressão de vapor, tornam-se necessária a utilização dos mesmos equipamentos e consequentemente das mesmas faixas de operação em ambos os testes. Além das propriedades visualizadas nos eixos das abscissas (entalpia) e das coordenadas (pressão), pode-se destacar as linhas de saturação (título) e por último, as isotermas (temperatura) relativas aos dois fluidos separadamente.

As isotermas foram escolhidas propositalmente nos valores $-20,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $40,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, pois representam limites de operação (temperaturas de evaporação e condensação) dos ciclos utilizados neste trabalho. A faixa de pressão variou dos 300 kPa aos 1800 kPa. Este diagrama de Mollier deixa esclarecido que a utilização do HC pode ser realizada com sucesso devido à grande semelhança com o HCFC.

Observa-se no diagrama, que para ambos os fluidos à aproximadamente a mesma temperatura de evaporação ($0,0\text{ }^{\circ}\text{C}$), a entalpia de vaporização do R1270 é superior à entalpia de vaporização do R22. Este fato é uma vantagem do propileno sobre o fluido convencional, pois a troca de calor no evaporador será superior, ou seja, o R1270 absorverá maior quantidade de calor desde sua entrada no trocador, em estado de saturação, até sua saída, quando se tornar vapor, que o R22. Uma vez que $0,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ será adotado como o valor para a temperatura de evaporação durante os ensaios, pode-se garantir que a capacidade de refrigeração do sistema operando com R1270 será, no mínimo, igual à capacidade de refrigeração alcançada pelo sistema com R22.

Outras conclusões importantes sobre o comportamento dos fluidos são realizadas a seguir. Todas as propriedades dos fluidos utilizadas na construção das figuras a seguir têm como fonte a ASHRAE Handbook Fundamentals (2001). Como por exemplo, a Fig. 3.22, a qual representa a pressão de saturação em função da temperatura.

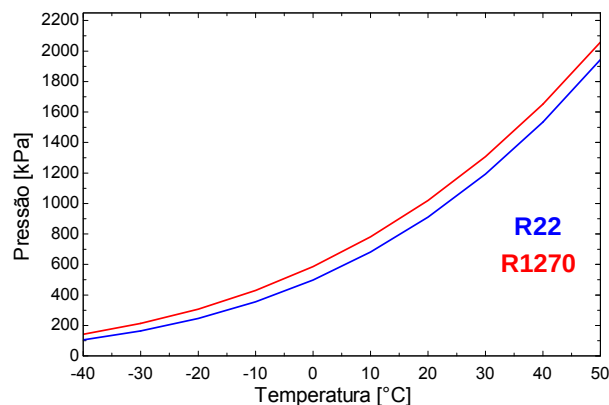


Figura 3.22 – Pressão de saturação em função da temperatura para os fluidos.

O uso deste HC resulta em maiores pressões de saturação, essa é uma desvantagem, pois não permite operar em menores relações de pressão. Teoricamente, menores relações de pressão contribuem para o bom desempenho no compressor, porém, esta diferença é insignificante e este fator não influenciará muito no desempenho dos fluidos.

Um parâmetro que provavelmente implicará em um melhor desempenho energético do sistema operando com R1270 é a condutividade térmica superior do HC comparada ao HCFC.

A perda de carga é um fator relevante no desempenho energético do sistema. A viscosidade é a propriedade que intensifica as perdas. O HC possui menor viscosidade.

Massa específica reduzida é um aspecto relevante, pois eleva a capacidade volumétrica do equipamento. Assim, o deslocamento volumétrico do compressor deve ser proporcionalmente maior. Em qualquer condição visualizada na Fig. 3.23 (refrigerante em fase líquida e refrigerante em fase gasosa) o HC possui menor massa específica. Portanto, o deslocamento volumétrico do compressor deve ser cerca de duas vezes maior.

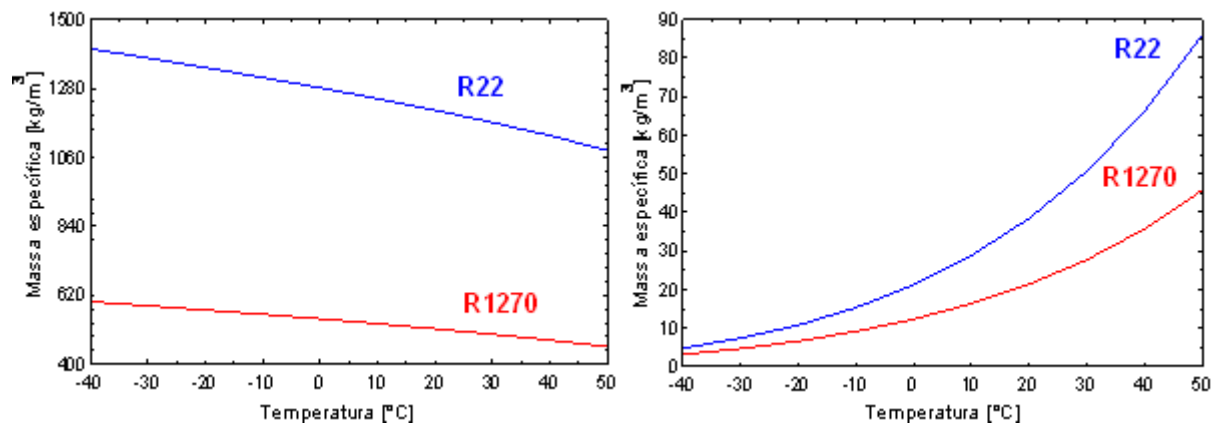


Figura 3.23 – Massas específicas em função da temperatura do líquido (a esquerda) e do vapor (a direita).

Outra consequência dos valores reduzidos de massa específica dos HCs é a 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.

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

O sistema de refrigeração foi submetido a planejamentos experimentais a fim de analisar a importância de cada parâmetro no comportamento global do circuito frigorífico em regime permanente.

O projeto e a análise dos experimentos foram realizados utilizando o software comercial STATISTICA, criado pela empresa Statsoft.

4.1. Metodologia de Projeto e Análise dos Experimentos

A metodologia de projeto e análise de experimentos é utilizada como ferramenta eficiente na redução de erros em projetos. Segundo Montgomery e Runger (2003), a validade das conclusões que são retiradas de um experimento depende em grande extensão de como o experimento foi conduzido.

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).

4.2. Projeto de Experimentos

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 polinômio de menor grau ajustar bem a resposta, então a função será dada por um modelo de primeira ordem, referente à Eq. 4.1.

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \varepsilon \quad (4.1)$$

Se houver curvatura no sistema, então o modelo de segunda ordem deve ser utilizado, conforme a Eq. 4.2.

$$Y = \beta_0 + \sum_{j=1}^k \beta_j x_j + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{j=1}^k \beta_{jj} x_j^2 + \varepsilon \quad (4.2)$$

Quando se está longe do ponto ótimo da resposta, o modelo de primeira ordem ajusta bem os dados atuais. Mas como se quer determinar o ponto ótimo, devem-se localizar as condições operacionais ideais e adotar um modelo de segunda ordem nesta região.

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 testes consiste do planejamento fatorial 2^K , gerando n_F testes, $2K$ testes axiais n_A e n_C testes centrais. Onde K é o número de fatores. A Fig. 4.1 representa o planejamento composto central para K igual a três, pontos fatoriais (vermelhos), pontos axiais (azuis) e ponto central (amarelo).

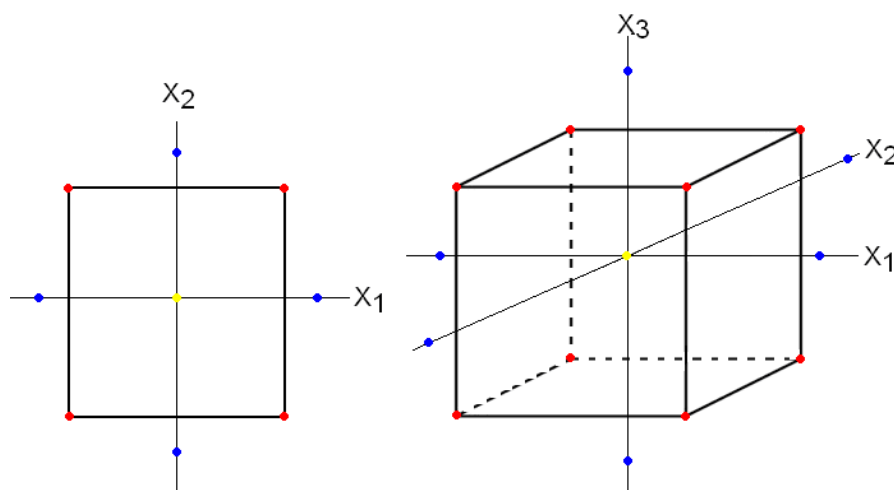


Figura 4.1 – Planejamento composto central, K igual a 2 (esquerda) e K igual a 3 (direita).

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.

O planejamento também deve ser ortogonal, o cálculo de α de modo a tornar o planejamento ortogonal é dado pela Eq. 4.3.

$$\alpha = \left\{ \left[(n_F + n_A + n_C)^{1/2} - n_F^{1/2} \right]^2 \frac{n_F}{4} \right\}^{1/4} \quad (4.3)$$

A realização dos experimentos deve envolver três estratégias, sendo elas: as réplicas, a aleatoriedade e a blocagem. As réplicas consistem na repetição de um mesmo teste várias vezes, em unidades experimentais diferentes, criando-se uma variação para a variável de resposta que pode ser utilizada para se avaliar a significância estatística do incremento experimental. A aleatoriedade aumenta a validade do experimento, pois aumenta a chance dos efeitos desconhecidos serem distribuídos através dos níveis dos fatores. E a blocagem torna-se necessária quando não for possível manter a homogeneidade das condições experimentais. Esta técnica estatística permite avaliar se a falta de homogeneidade interfere nos resultados. Um bloco consiste em uma parte do experimento completo que se presume ser mais uniforme do que o todo.

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 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.

4.3. Identificação e Seleção dos Fatores

O sistema convencional (composto basicamente por: compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador) se difere do sistema automatizado (composto por: compressor de velocidade variável, condensador, válvula de expansão eletrônica e evaporador) pelo grau de controle e flexibilidade às faixas de operação.

A identificação e seleção dos fatores para o planejamento experimental foram baseadas no conhecimento prévio do funcionamento da bancada experimental e em resultados alcançados por outras pesquisas semelhantes.

4.3.1. Sistema de Refrigeração Convencional

No primeiro projeto de experimentos, o R22 foi o fluido de trabalho escolhido e o sistema de refrigeração por compressão de vapor adotado foi o convencional. As variáveis de interesse foram:

- A vazão mássica de água que circula pelo evaporador, [kg/s];
- A temperatura da água na entrada do evaporador, [°C];
- A carga de refrigerante, [kg].

Os dois primeiros fatores foram escolhidos com o intuito de estabelecer as condições ideais do fluido secundário. Considerando situação de regime permanente, a energia presente no volume de controle ocupado pela água dentro evaporador pode ser quantificada através do princípio de conservação da energia. A Eq. 4.4 refere-se ao princípio de conservação de energia utilizado para quantificar o calor trocado no evaporador.

$$\dot{Q}_{EV,A} = \dot{m}_A c_{p,A} (T_{A,SAÍDA,EV} - T_{A,ENTRADA,EV}) = \dot{m}_A c_{p,A} (T_5 - T_8) \quad (4.4)$$

Partindo-se do mesmo princípio, considerou-se o volume de controle ocupado pelo refrigerante dentro evaporador, desta maneira, a energia pode ser quantificada pela Eq. 4.5.

$$\dot{Q}_{EV,R22} = \dot{m}_{R22} (h_{R22,SAÍDA,EV} - h_{R22,ENTRADA,EV}) = \dot{m}_{R22} (h_1 - h_4) \quad (4.5)$$

O calor específico à pressão constante é uma propriedade da água e pode ser calculado através da pressão e da temperatura do fluido no processo de troca de calor. A vazão mássica de água é medida diretamente pelo medidor de vazão. A temperatura da água na entrada pode ser fixada e administrada pelo CLP em conjunto com os atuadores trifásicos das resistências elétricas.

O terceiro fator escolhido foi a carga de refrigerante. A quantidade de R22 a ocupar a linha de fluido principal deve ser cuidadosamente escolhida para que o sistema opere de forma segura e eficiente. O visor de líquido instalado na tubulação do fluido de trabalho, após o condensador, tem um papel importante para a escolha correta deste fator. A carga mínima de refrigerante requerida pelo sistema deve ser aquela na qual quando visualizar-se a passagem de refrigerante pelo visor, este esteja em fase líquida, sem existência de bolhas. Outro meio de avaliar-se a massa ideal de refrigerante do sistema é pelo grau de sub-resfriamento do sistema. Se esta diferença de temperatura apresentar valores iguais ou menores que zero, deve-se adicionar carga. Um limite usual para este sistema aproxima-se de 10,0 °C, se os valores estiverem acima, deve-se retirar carga.

4.3.2. Sistema de Refrigeração Automatizado com R22

O sistema de refrigeração automatizado utiliza técnicas de controle para garantir uma determinada condição térmica. Este condicionamento refere-se a realizar uma troca de calor no evaporador suficiente para reduzir a temperatura da água de um limite superior (na entrada no trocador) a um limite inferior (na saída do trocador). As condições da água e a carga de refrigerante foram adotadas em função da resposta do sistema convencional, proveniente do primeiro projeto de experimentos. Ou seja, os parâmetros de entrada do

fluido secundário (vazão mássica da água e temperatura da água) no evaporador e a massa de refrigerante que resultaram no COP mais elevado para o sistema convencional foram fixados para os ensaios do sistema automatizado.

Um segundo projeto de experimentos foi desenvolvido com dois objetivos:

- Diminuir os efeitos negativos do controle tipo liga-desliga;
- Explorar toda a faixa de frequência de operação do compressor.

O segundo projeto de experimentos, realizado em regime permanente, para o R22 no sistema automatizado envolveu os seguintes fatores:

- A frequência de operação do compressor, [Hz];
- O grau de superaquecimento do refrigerante após o evaporador, [°C].

O primeiro fator foi escolhido com o objetivo de realizar-se a mesma tarefa utilizando menos energia elétrica, ou seja, uma quantidade de calor a ser trocada no evaporador foi gerada (semelhante à capacidade de refrigeração alcançada pelo sistema convencional) e o sistema operou com velocidades do compressor abaixo da velocidade referente à frequência nominal, 1750 rpm a 60 Hz.

O segundo fator manipulado foi o grau de superaquecimento do sistema. A partir do valor adotado para este parâmetro no controlador que modula a válvula a VEE, a vazão mássica de refrigerante foi controlada por meio da abertura ou do fechamento da VEE.

4.3.3. Sistema de Refrigeração Automatizado com R1270

A idéia principal do trabalho consistiu em comparar os desempenhos do HCFC e do HC. Para isso, um terceiro projeto de experimentos foi desenvolvido. Desta vez, o sistema de refrigeração automatizado utilizou o R1270 como fluido refrigerante e os fatores escolhidos foram:

- A frequência de operação do compressor, [Hz];
- O grau de superaquecimento do refrigerante após o evaporador, [°C];
- A carga de refrigerante, [kg].

Os dois primeiros fatores estão relacionados ao sistema operar de forma mais econômica e flexível.

O terceiro fator selecionado relaciona a influência da massa de refrigerante à resposta do sistema. A carga do R1270 pode ser reduzida em até 50% em relação ao R22, fato comprovado na literatura. A explicação para uma massa inferior baseia-se nos valores reduzidos de massa específica do HC em relação ao HCFC.

CAPÍTULO V

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A fase de operação da bancada experimental seguiu uma série de passos para o correto funcionamento do sistema, levando-se em consideração aspectos elétricos e termodinâmicos, prevenindo danos aos componentes da bancada.

Os três projetos de experimentos (um para cada configuração da bancada) adotados no capítulo anterior resultaram em 51 ensaios, realizados em regime permanente, respeitando todos os critérios de um planejamento experimental e estatístico.

Em complemento, realizou-se uma análise comparativa entre o funcionamento do sistema convencional, do sistema automatizado com R22 e do sistema automatizado com R1270, ambos em regime transiente, com o objetivo de visualizar-se o comportamento dos diversos parâmetros do sistema (temperaturas, vazão mássica de refrigerante, capacidade de refrigeração, potência consumida e COP) frente os dois tipos de controle adotados.

5.1. Análise do Sistema de Refrigeração Convencional

O primeiro planejamento experimental teve como objetivo explorar os limites de funcionamento e estipular as condições ótimas de operação da bancada experimental. Através do software STATISTICA, desenvolveu-se um planejamento composto central a três fatores: a vazão mássica de água que circula pelo evaporador, a temperatura da água que entra no evaporador e a carga de refrigerante R22.

Foram planejados 16 testes, sendo 8 testes fatoriais, 6 testes axiais e 2 testes centrais. O fator α para rotabilidade foi de 1,6818. Três pontos centrais foram adicionados, totalizando no final 19 testes.

Os níveis dos fatores foram adotados segundo a Tab. 5.1.

Tabela 5.1 – Valores dos níveis inferiores, centrais e superiores da vazão mássica de água que circula pelo evaporador, da temperatura da água que entra no evaporador e da carga de refrigerante R22 para o primeiro planeamento experimental.

Fatores do planeamento								
$\dot{m}_A$ [kg/s]			$T_{A,ENTRADA,EV}$ [°C]			m_{R22} [kg]		
Inferior	Central	Superior	Inferior	Central	Superior	Inferior	Central	Superior
0,25	0,30	0,35	25,0	27,0	29,0	1,60	1,80	2,00

O correto funcionamento de qualquer sistema de refrigeração operando segundo o ciclo de compressão de vapor exige que alguns parâmetros termodinâmicos sejam supervisionados, dentre eles encontram-se as temperaturas de evaporação e condensação, o grau do superaquecimento e o grau de sub-resfriamento. Todas estas respostas do sistema devem obedecer aos limites ilustrados na Tab. 5.2, todos indicados pelo fabricante do compressor para que o funcionamento da bancada experimental reflita condições normais de condicionamento de ar durante o verão.

Tabela 5.2 – Valores dos limites inferiores e superiores da temperatura de evaporação, da temperatura de condensação, do grau do superaquecimento e do grau de sub-resfriamento para condicionamento de ar.

T_{EV} [°C]		T_{CD} [°C]		T_{SA} [°C]		T_{SR} [°C]	
Inferior	Superior	Inferior	Superior	Inferior	Superior	Inferior	Superior
0,0	5,0	30,0	45,0	6,0	12,0	3,0	10,0

As faixas de temperaturas de saturação nos trocadores de calor são consideradas as ideais para conforto térmico de pessoas. Temperaturas de evaporação inferiores aos limites acima são empregadas para conservação de produtos, sejam resfriados ou congelados.

O procedimento experimental para execução de cada teste do primeiro planeamento experimental está detalhado na Tab. 5.3.

Tabela 5.3 – Seqüência de operação e descrição do procedimento para o primeiro planeamento experimental.

Etapa	Seqüência 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.	Através de um manifold, conecta-se simultaneamente a bomba de vácuo e o tanque de refrigerante à linha de sucção da bancada experimental, que é evacuada por 1 hora e posteriormente carregada com o fluido de trabalho na fase gasosa. Uma balança digital com precisão de 0,5 gramas foi empregada para medir a quantidade de carga de fluido.
5	Fixar as condições do fluido secundário	As características da água que circula entre o condensador e a torre de resfriamento foram projetadas para que a troca de calor em regime permanente atenda às condições de operação do compressor. E somente a vazão pode ser alterada. Porém, para a água circulante na tubulação que liga o evaporador ao reservatório térmico outro parâmetro, além da vazão, pode ser alterado. A temperatura da água na entrada do evaporador pode ser controlada.
6	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. O nível de óleo no cárter do compressor antes da partida deve estar no centro do visor. A resistência elétrica que se localiza no cárter deve estar ligada, aquecendo o óleo e assim, evitando desgastes por atrito. O suprimento de energia para o inversor de frequência não deve ultrapassar os 3,70 kW.

7	Ajustar a válvula de expansão termostática	O dispositivo de expansão deve ser manualmente ajustado para que a vazão mássica de refrigerante seja suficiente para manter o superaquecimento nos limites aceitáveis.
8	Coletar as respostas do teste	Quando o sistema atingir o estado estacionário, ou seja, quando as pressões de sucção e descarga do compressor estiverem estáveis e quando a verificação do visor de líquido estiver constante, os dados devem ser coletados e receber um tratamento estatístico.

A Tab 5.4 ilustra a matriz do planejamento desenvolvido e as respostas associadas a cada teste experimental. Os testes fatoriais receberam o índice f , as axiais a e as centrais possuem o índice c .

Os limites de operação para condicionamento de ar da Tab. 5.2 foram respeitados durante os testes. Estas respostas estão dispostas da 6ª a 9ª colunas da Tab. 5.4.

A temperatura de descarga do refrigerante (10ª coluna) atende ao limite em que o óleo inicia seu processo de carbonização (125,0 °C).

As pressões (11ª a 14ª colunas) além de possibilitar os cálculos das temperaturas de saturação, possibilitam a comparação entre fluidos refrigerantes no que se refere à perda de carga entre os processos do ciclo, tal análise encontra-se no item 5.4 deste capítulo, que analisa o comportamento dinâmico das três configurações de testes da bancada.

A análise do calor trocado no evaporador (16ª coluna) foi feita com base na Eq. 4.2, considerando o fluido refrigerante como volume de controle. Durante os cálculos, desconsiderou-se a parcela de óleo agregada ao fluido de trabalho principal. A partir desta consideração e de erros nas medições surgem diferenças entre as trocas de calor quando calculadas em volumes de controle diferentes. A 5ª coluna refere-se à temperatura de saída da água do evaporador, a qual possibilita calcular a troca de calor pela Eq. 4.1, tendo a água como volume de controle.

A resposta mais importante do planejamento experimental foi o COP que representa fisicamente a razão entre a energia pretendida e a energia consumida no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

A corrida 8^f representa o ponto ótimo de operação deste sistema. Além de apresentar uma capacidade de refrigeração máxima (9,05 kW), o coeficiente de eficácia atingiu 2,92. Estas duas respostas podem ser observadas de forma mais criteriosa nas Fig. 5.1 e Fig. 5.4.

Tabela 5.4 – Valores de entradas do sistema (fatores: vazão mássica de água que circula pelo evaporador, temperatura da água que entra no evaporador e carga de refrigerante R22) e valores das saídas do sistema (respostas) para o primeiro planejamento experimental.

Testes aleatórios	Fatores			Respostas													
	$\dot{m}_A$ [kg/s]	$T_{A,ENTRADA,EV}$ [°C]	m_{R22} [kg]	$T_{A,SAÍDA,EV}$ [°C]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	T_{DC} [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	P_3 [kPa]	P_4 [kPa]	$\dot{m}_{R22}$ [kg/s]	$\dot{Q}_{EV}$ [kW]	$\dot{W}_{CP}$ [kW]	COP
6 ^f	0,35	25,0	2,00	17,8	1,8	40,8	6,3	9,9	109,1	529,81	1564,31	1499,70	550,73	0,05	8,80	3,14	2,80
9 ^a	0,22	27,0	1,80	16,0	0,9	39,0	5,4	5,0	107,5	512,23	1496,73	1433,55	531,18	0,05	7,71	3,14	2,45
14 ^a	0,30	27,0	2,14	18,4	2,3	39,3	6,3	12,7	108,9	537,34	1511,71	1446,10	558,99	0,05	8,73	3,16	2,76
4 ^f	0,25	29,0	2,00	19,0	2,4	41,1	7,1	9,5	108,7	537,57	1575,48	1509,62	557,99	0,05	8,62	3,14	2,74
10 ^a	0,38	27,0	1,80	19,7	3,0	40,5	6,6	5,0	107,4	549,38	1558,33	1490,19	570,55	0,05	8,86	3,14	2,82
7 ^f	0,35	29,0	1,60	21,8	4,5	40,5	6,7	3,3	105,5	574,75	1556,96	1479,19	595,63	0,02	3,48	3,10	1,12
16 ^c	0,30	27,0	1,80	18,0	2,0	38,9	6,3	5,2	106,6	533,72	1496,30	1425,61	553,89	0,05	8,45	3,14	2,69
3 ^f	0,25	29,0	1,60	20,1	3,4	41,1	6,6	3,3	106,8	557,48	1575,92	1501,42	576,56	0,02	3,29	3,10	1,06
13 ^a	0,30	27,0	1,46	18,7	1,0	36,2	8,8	5,0	105,7	514,79	1396,86	1323,36	531,05	0,02	3,47	3,17	1,10
18 ^c	0,30	27,0	1,80	18,7	2,6	40,2	6,6	5,1	107,2	541,20	1541,76	1472,64	561,87	0,05	8,38	3,14	2,67
15 ^c	0,30	27,0	1,80	18,7	2,6	40,6	6,4	5,0	107,6	543,66	1556,46	1488,68	564,10	0,05	8,35	3,14	2,65
17 ^c	0,30	27,0	1,80	18,4	2,1	40,6	6,6	5,0	108,3	535,12	1554,51	1487,73	554,02	0,05	8,51	3,14	2,71
1 ^f	0,25	25,0	1,60	16,6	0,8	39,9	6,6	3,2	108,2	510,98	1532,47	1468,34	528,42	0,02	3,79	3,10	1,22
5 ^f	0,35	25,0	1,60	18,5	2,1	40,5	6,7	3,3	107,7	532,68	1552,57	1484,58	551,88	0,02	3,62	3,10	1,17
2 ^f	0,25	25,0	2,00	15,2	-1,0	40,1	6,8	10,0	109,5	482,24	1537,66	1483,22	498,52	0,05	7,95	3,14	2,53
12 ^a	0,30	30,4	1,80	20,6	3,8	41,3	6,7	5,0	107,4	564,95	1583,98	1511,84	585,63	0,05	8,50	3,14	2,70
8 ^f	0,35	29,0	2,00	20,7	3,4	40,6	7,5	9,8	108,3	555,31	1560,35	1489,53	577,49	0,05	9,05	3,10	2,92
11 ^a	0,30	23,5	1,80	15,6	0,2	39,4	6,5	4,9	108,8	501,08	1514,67	1453,02	519,58	0,05	8,03	3,14	2,55
19 ^c	0,30	27,0	1,80	18,2	1,9	40,0	6,8	4,9	108,2	529,24	1536,36	1470,60	548,89	0,05	8,38	3,14	2,66

^f: posição fatorial;

^a: posição axial;

^c: posição central;

$\dot{m}_A$: vazão mássica de água no evaporador;

$T_{A,ENTRADA,EV}$: temperatura água na entrada do evaporador;

m_{R22} : carga de refrigerante R22;

T_{EV} : temperatura de evaporação;

T_{CD} : temperatura de condensação;

T_{SA} : grau de superaquecimento;

T_{SR} : grau de sub-resfriamento;

T_{DC} : temperatura de descarga;

P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;

P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;

P_3 : pressão absoluta na linha de líquido;

P_4 : pressão absoluta antes do evaporador;

$\dot{m}_{R22}$: vazão mássica de R22;

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

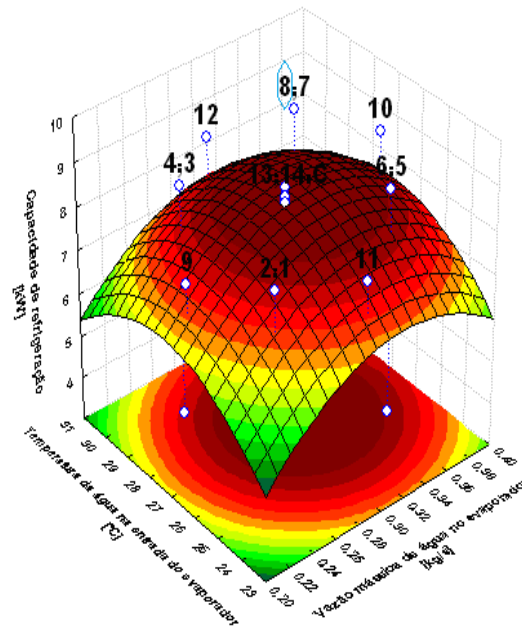
$\dot{W}_{CP}$: potência consumida pelo compressor;

COP : coeficiente de eficácia;

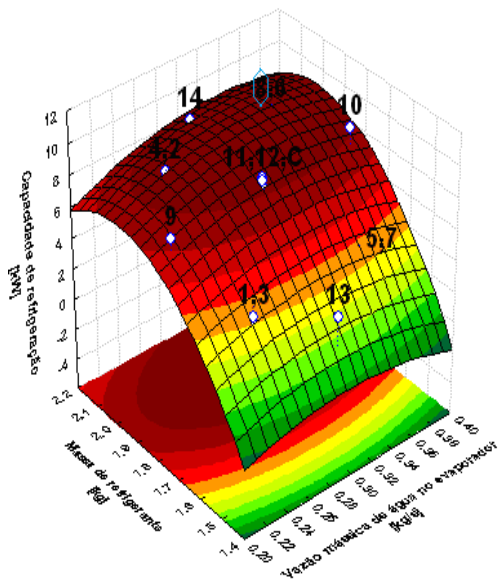
$T_{A,SAÍDA,EV}$: temperatura água na saída do evaporador.

As superfícies de respostas, visualizadas na Fig. 5.1, ilustram o comportamento do calor trocado no evaporador segundo a variação dos três fatores do primeiro planejamento experimental.

A) Capacidade de refrigeração em função da vazão mássica da água e de sua temperatura na entrada do evaporador, à uma massa de refrigerante constante de 1.8 kg.



B) Capacidade de refrigeração em função da vazão mássica da água no evaporador e da massa da refrigerante, à uma temperatura da água na entrada do evaporador constante de 27 °C.



C) Capacidade de refrigeração em função da temperatura da água na entrada do evaporador e da massa da refrigerante, à uma vazão mássica da água no evaporador constante de 0,3 kg/s.

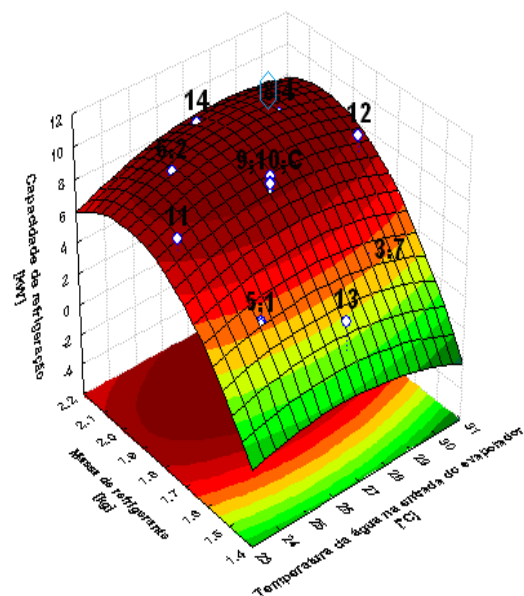


Figura 5.1 – Superfícies de respostas referentes à capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração convencional.

Percebe-se na Tab. 5.5, que tanto os termos lineares quanto quadráticos dos três fatores foram analisados. A capacidade de refrigeração é extremamente sensível às mudanças da massa de refrigerante. Este comportamento é evidenciado na Fig. 5.1 (B) e na Fig. 5.1 (C), ao se observar os eixos referentes à massa do fluido, nota-se que o valor mínimo deste fator (1,40 kg) corresponde a 3,50 kW de troca de calor. Conforme se aumenta a carga para 2,00 kg, a capacidade chega a um máximo de 9,05 kW. Acima de 2,00 kg de fluido, a capacidade de evaporação começa a cair e o grau de sub-resfriamento eleva-se, extrapolando os limites de bom funcionamento. A análise estatística da resposta confirma a validade deste método de superfícies de resposta.

Tabela 5.5 – Análise estatística dos efeitos e coeficientes do modelo quadrático referente à capacidade de refrigeração para as diferentes fontes de variação do sistema convencional.

Fonte de variação	Efeitos	Coeficientes	Intervalos	Intervalos	Fator T	Valor P
			de confiança de -95% média	de confiança de +95% média		
Média/Intercepto	8,46740	8,46740	7,41376	9,52104	18,17951	0,00000
$\dot{m}_A$ (linear)	0,47480	0,23740	-0,40088	0,87568	0,84137	0,42193
$\dot{m}_A$ (quadrático)	-0,69743	-0,34871	-0,98715	0,28972	-1,23559	0,24789
$T_{A,ENTRADA,EV}$ (linear)	0,15628	0,07814	-0,56014	0,71642	0,27693	0,78809
$T_{A,ENTRADA,EV}$ (quadrático)	-0,71157	-0,35578	-0,99422	0,28265	-1,26065	0,23914
m_{R22} (linear)	4,25913	2,12956	1,49128	2,76784	7,54749	0,00004
m_{R22} (quadrático)	-2,24069	-1,12034	-1,75878	-0,48191	-3,96970	0,00326
$\dot{m}_A \cdot T_{A,ENTRADA,EV}$ (linear)	-0,01725	-0,00863	-0,84258	0,82533	-0,02340	0,98184
$\dot{m}_A \cdot m_{R22}$ (linear)	0,31575	0,15787	-0,67608	0,99183	0,42825	0,67854
$T_{A,ENTRADA,EV} \cdot m_{R22}$ (linear)	0,39275	0,19638	-0,63758	1,03033	0,53268	0,60715

Uma análise que permite uma visualização mais clara dos efeitos de cada fator sobre a resposta é o gráfico PARETO, representado pela Fig. 5.2. Os efeitos normalizados da massa de refrigerante são os únicos a cruzar a linha de probabilidade a cinco por cento, portanto, são preponderantes quanto à influência na resposta. Os efeitos lineares e quadráticos da condição de entrada do fluido secundário no evaporador (temperatura e vazão mássica da água) são, em módulo, bem menores se comparados aos efeitos da carga. Se o objetivo fosse encontrar a função do comportamento da capacidade de refrigeração, provavelmente as combinações entre fatores poderiam ser retiradas da função atual, pois não exercem muito efeito sobre a resposta. Este procedimento estatístico elevaria o coeficiente de determinação (R^2) desta resposta, melhorando o modelo.

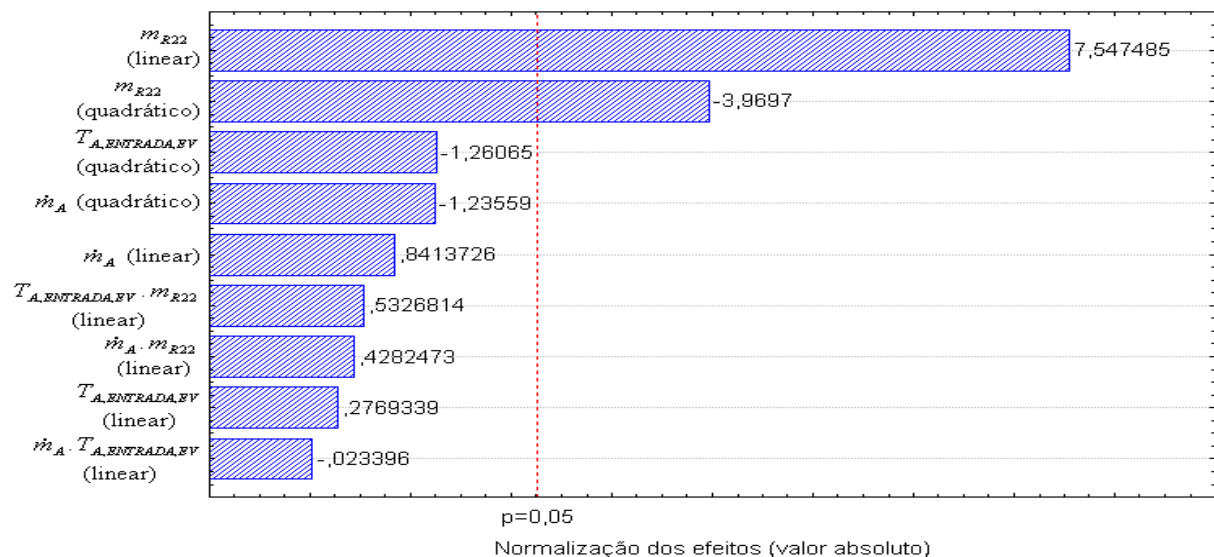


Figura 5.2 – Análise PARETO dos efeitos referente à capacidade de refrigeração.

Os pontos críticos de cada fator estão dispostos na Tab. 5.6. O valor da capacidade de refrigeração, calculado a partir dos dados abaixo, é de 9,64035 kW.

Tabela 5.6 – Valores mínimos, críticos e máximos observados para os fatores vazão mássica de água que circula pelo evaporador, temperatura da água que entra no evaporador e carga de refrigerante R22, referentes à capacidade.

Fatores	Mínimo observado	Valores críticos	Máximo observado
$\dot{m}_A$	0,216	0,338	0,384
$T_{A,ENTRADA,EV}$	23,6	28,7	30,4
m_{R22}	1,464	2,005	2,136

A Tab. 5.7 ilustra a análise da variância (ANOVA) referente à capacidade de refrigeração do sistema convencional. O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,89257. Não houve falta de ajuste, o erro experimental e o termo de interação são muito pequenos.

Tabela 5.7 – Análise de variância para o modelo quadrático referente à capacidade de refrigeração para as diferentes fontes de variação.

Fonte de variação	Soma quadrática	Graus de liberdade	Média quadrática	Fator F	Valor P
$\dot{m}_A$ (linear)	0,76967	1	0,76967	0,70791	0,42193
$\dot{m}_A$ (quadrático)	1,65988	1	1,65988	1,52669	0,24789
$T_{A,ENTRADA,EV}$ (linear)	0,08338	1	0,08338	0,07669	0,78809
$T_{A,ENTRADA,EV}$ (quadrático)	1,72788	1	1,72788	1,58923	0,23914
m_{R22} (linear)	61,93439	1	61,93439	56,96453	0,00004
m_{R22} (quadrático)	17,13334	1	17,13334	15,75849	0,00326
$\dot{m}_A \cdot T_{A,ENTRADA,EV}$ (linear)	0,00060	1	0,00060	0,00055	0,98184
$\dot{m}_A \cdot m_{R22}$ (linear)	0,19940	1	0,19940	0,18340	0,67854
$T_{A,ENTRADA,EV} \cdot m_{R22}$ (linear)	0,30851	1	0,30851	0,28375	0,60715
Erro puro	9,78520	9	1,08724		
Soma quadrática total	91,08645	18			

Um gráfico de probabilidade normal dos resíduos é mostrado na Fig. 5.3. Uma vez que os resíduos estão aproximadamente ao longo de uma linha reta, não há suspeitas de qualquer problema com a normalidade dos dados.

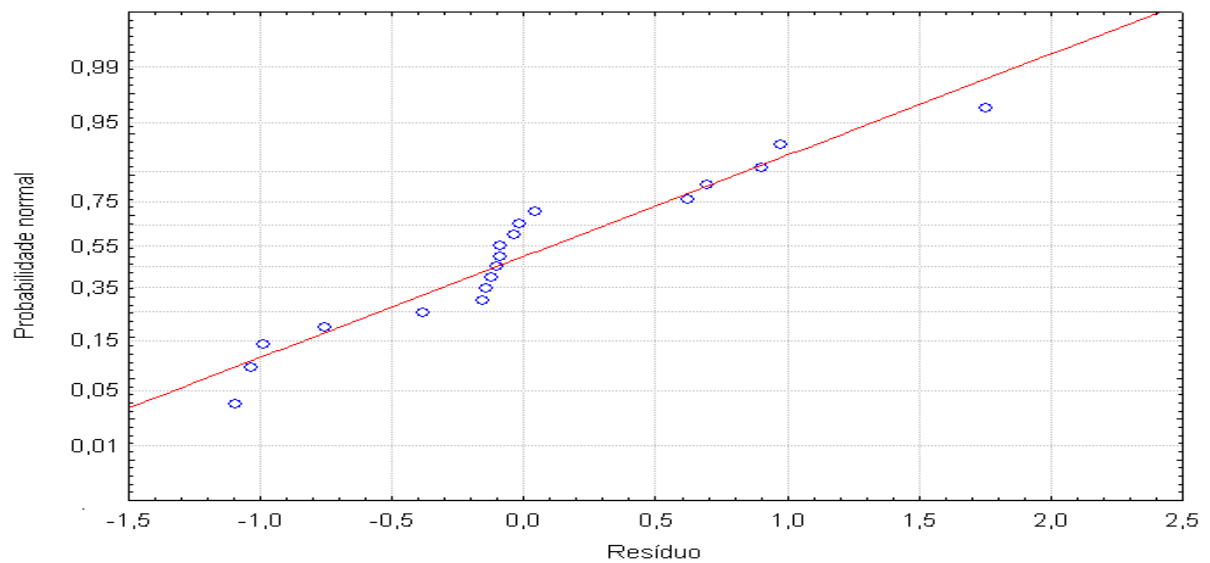


Figura 5.3 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à capacidade de refrigeração.

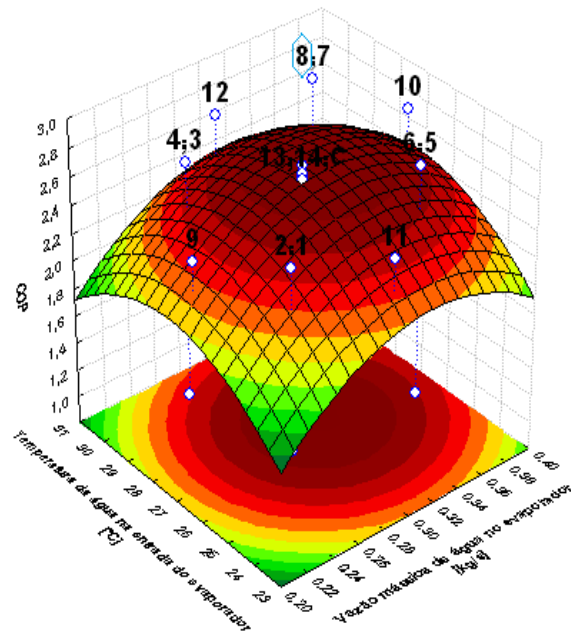
Toda a análise realizada para a capacidade de refrigeração do sistema convencional pode ser feita para as demais respostas.

O coeficiente de eficácia foi o objetivo principal das análises desta pesquisa. As superfícies de respostas, visualizadas na Fig. 5.4, ilustram o comportamento do COP segundo a variação dos três fatores do primeiro planejamento experimental.

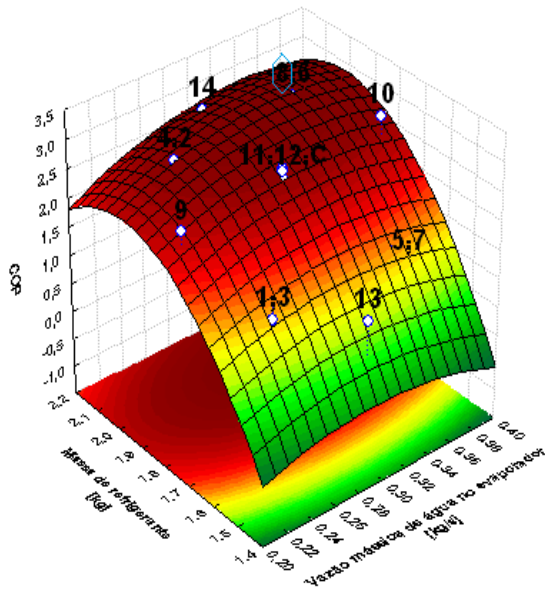
Percebe-se que o COP é extremamente sensível às mudanças da massa de refrigerante. Este comportamento é evidenciado na Fig. 5.4 (B) e na Fig. 5.4 (C), ao se observar os eixos referentes à massa do fluido, nota-se que o valor mínimo deste fator (1,40 kg) corresponde a 1,1 de COP. Conforme se aumenta a carga de R22 para 2,00 kg, o COP chega a um máximo de 2,9. Acima de 2,00 kg de fluido, a capacidade de evaporação começa a cair e tem-se início à queda do COP.

A base de cada superfície são círculos concêntricos, implicando que a resposta é prevista com igual previsão para todos os pontos que estejam à mesma distância do centro do planejamento. Esta precisão diminui com o aumento da distância a partir do centro do planejamento.

A) Coeficiente de eficácia em função da vazão mássica de água e de sua temperatura na entrada do evaporador, à uma massa de refrigerante constante de 1,8 kg.



B) Coeficiente de eficácia em função da vazão mássica da água no evaporador e da massa de refrigerante, à uma temperatura da água na entrada do evaporador constante de 27 °C.



C) Coeficiente de eficácia em função da temperatura da água na entrada do evaporador e da massa de refrigerante, à uma vazão mássica da água no evaporador constante de 0,3 kg/s.

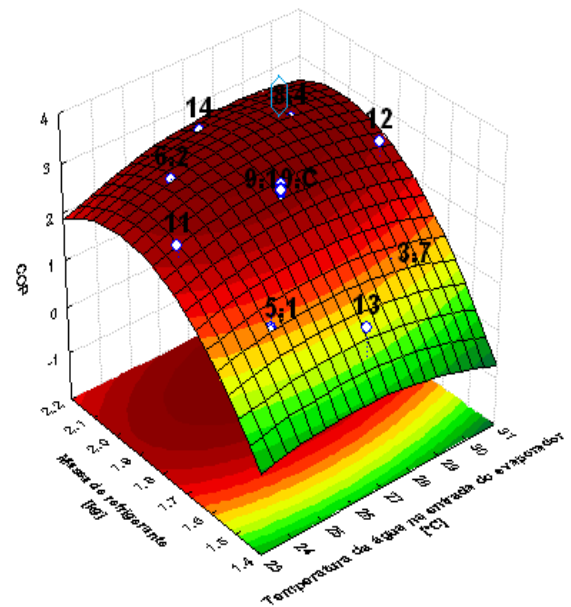


Figura 5.4 – Superfície de resposta referente ao coeficiente de eficácia do sistema convencional.

A Tab. 5.8 representa os efeitos e os coeficientes referentes ao coeficiente de eficácia do sistema.

Tabela 5.8 – Análise estatística dos efeitos e coeficientes do modelo quadrático referente ao coeficiente de eficácia para as diferentes fontes de variação.

Fonte de variação	Efeitos	Coeficientes	Intervalos	Intervalos	Fator T	Valor P
			de confiança de -95% média	de confiança de +95% média		
Média/Intercepto	2,69263	2,69263	2,36704	3,01822	18,70787	0,00000
$\dot{m}_A$ (linear)	0,15673	0,07836	-0,11888	0,27561	0,89877	0,39219
$\dot{m}_A$ (quadrático)	-0,21451	-0,10726	-0,30454	0,09003	-1,22981	0,24994
$T_{A,ENTRADA,EV}$ (linear)	0,05496	0,02748	-0,16976	0,22472	0,31515	0,75983
$T_{A,ENTRADA,EV}$ (quadrático)	-0,21911	-0,10955	-0,30684	0,08773	-1,25617	0,24068
m_{R22} (linear)	1,35036	0,67518	0,47794	0,87242	7,74370	0,00003
m_{R22} (quadrático)	-0,71408	-0,35704	-0,55433	-0,15975	-4,09392	0,00270
$\dot{m}_A \cdot T_{A,ENTRADA,EV}$ (linear)	0,00525	0,00262	-0,25508	0,26033	0,02304	0,98212
$\dot{m}_A \cdot m_{R22}$ (linear)	0,11125	0,05562	-0,20208	0,31333	0,48828	0,63703
$T_{A,ENTRADA,EV} \cdot m_{R22}$ (linear)	0,13575	0,06788	-0,18983	0,32558	0,59581	0,56598

O gráfico PARETO representado pela Fig. 5.5 ilustra os efeitos de cada fator sobre o COP. Os efeitos normalizados da massa de refrigerante são superiores em módulo. Seguidos pelos efeitos quadráticos da condição de entrada do fluido secundário no evaporador, que por não cruzarem a curva de probabilidade, geram a conclusão de que: a variação dos valores de vazão mássica de água que circula pelo evaporador e de temperatura da água na entrada do evaporador é irrelevante para a resposta.

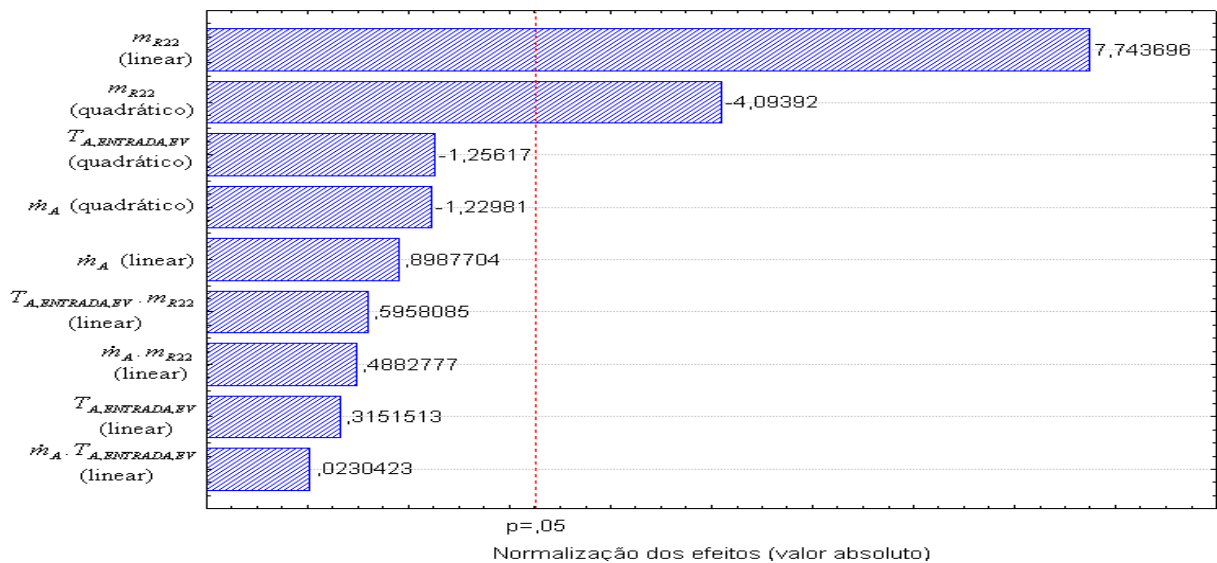


Figura 5.5 – Análise PARETO dos efeitos referente ao coeficiente de eficácia do sistema convencional.

Além dos coeficientes e dos efeitos, a análise estatística traz os pontos críticos de cada fator na Tab. 5.9. O valor do coeficiente de eficácia, calculado a partir dos dados abaixo, é de 3,07459.

Tabela 5.9 – Valores mínimos, críticos e máximos observados para os fatores vazão mássica de água que circula pelo evaporador, temperatura da água que entra no evaporador e carga de refrigerante R22, referentes ao coeficiente de eficácia do sistema convencional.

Fatores	Mínimo observado	Valores críticos	Máximo observado
$\dot{m}_A$ [kg/s]	0,21591	0,34201	0,38409
$T_{A,ENTRADA,EV}$ [°C]	23,6	28,2	30,4
m_{R22} [kg]	1,46364	2,00773	2,13636

A Tab. 5.10 ilustra a análise da variância (ANOVA) referente ao coeficiente de eficácia do sistema. O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,8977. Não houve falta de ajuste, o erro experimental e o termo de interação são muito pequenos.

Um gráfico mostrado na Fig. 5.6 elimina qualquer suspeita de problemas com a normalidade dos dados, pois os resíduos estão aproximadamente ao longo de uma linha reta.

Tabela 5.10 – Análise de variância para o modelo quadrático referente ao coeficiente de eficácia do sistema para as diferentes fontes de variação.

Fonte de variação	Soma quadrática	Graus de liberdade	Média quadrática	Fator F	Valor p
$\dot{m}_A$ (linear)	0,08387	1	0,08387	0,80779	0,39219
$\dot{m}_A$ (quadrático)	0,15703	1	0,15703	1,51244	0,24994
$T_{A,ENTRADA,EV}$ (linear)	0,01031	1	0,01031	0,09932	0,75983
$T_{A,ENTRADA,EV}$ (quadrático)	0,16383	1	0,16383	1,57795	0,24068
m_{R22} (linear)	6,22577	1	6,22577	59,96483	0,00003
m_{R22} (quadrático)	1,74010	1	1,74010	16,76017	0,00270
$\dot{m}_A \cdot T_{A,ENTRADA,EV}$ (linear)	0,00006	1	0,00006	0,00053	0,98212
$\dot{m}_A \cdot m_{R22}$ (linear)	0,02475	1	0,02475	0,23842	0,63703
$T_{A,ENTRADA,EV} \cdot m_{R22}$ (linear)	0,03686	1	0,03686	0,35499	0,56598
Erro puro	0,93441	9	0,10382		
Soma quadrática total	9,13365	18			

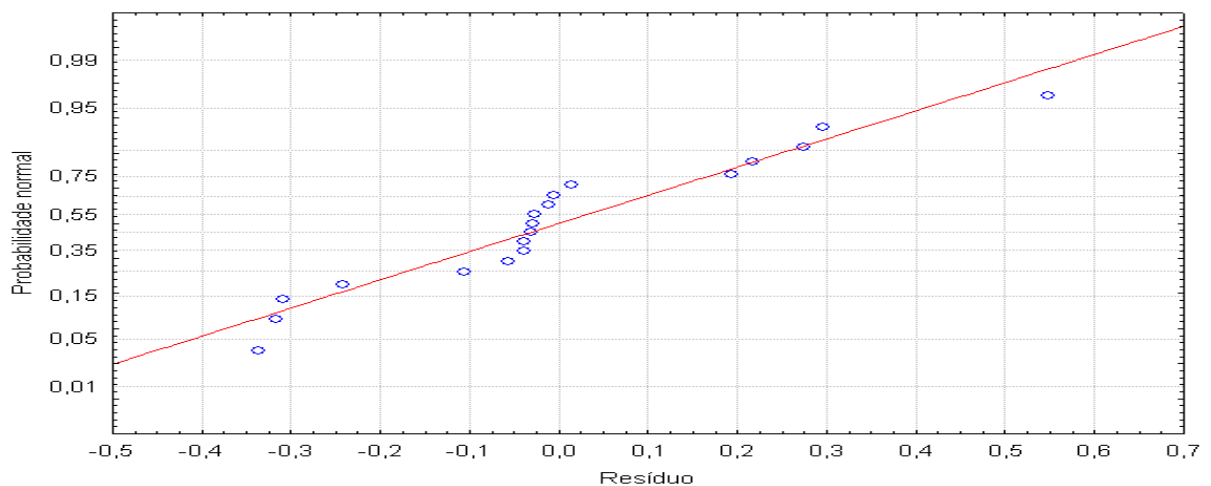


Figura 5.6 – Probabilidade normal dos resíduos referentes ao coeficiente de eficácia.

Após a realização do primeiro planejamento composto central, concluiu-se que os valores dos três fatores referentes à corrida 8^f foram aqueles que melhor influenciaram as respostas ($\dot{Q}_{EV}$ e COP) do sistema convencional. Assim, estes valores do teste 8^f foram adotados para a realização do segundo planejamento experimental.

5.2. Análise do Sistema de Refrigeração Automatizado com R22

O segundo planejamento experimental teve como objetivo explorar toda a faixa de frequência de operação do compressor e variar os valores do grau de superaquecimento do refrigerante após o evaporador. Através do software STATISTICA, desenvolveu-se um planejamento composto central a dois fatores: a frequência de operação do compressor e o grau de superaquecimento. Foram planejados 10 testes, sendo 4 fatoriais, 4 axiais e 2 testes centrais. O α para rotabilidade foi de 1,4142. Três pontos centrais foram adicionados, totalizando no final 13 testes. Os níveis dos dois fatores foram adotados segundo a Tab. 5.11.

Tabela 5.11 - Valores dos níveis inferiores, centrais e superiores da frequência de operação do compressor e do grau de superaquecimento do refrigerante após o evaporador para o segundo planejamento experimental.

Fatores do planejamento					
F_{cp} [Hz]			T_{SA} [°C]		
Níveis dos fatores					
Inferior	Central	Superior	Inferior	Central	Superior
40,00	50,00	60,00	5,0	10,0	15,0

O procedimento experimental utilizado para a execução de cada corrida do segundo planejamento experimental está disposto na Tab. 5.12. Este se difere do procedimento do primeiro planejamento experimental, Tab. 5.3, apenas nos itens 4, 5, 6 e 7.

Tabela 5.12 – Sequência de operação e descrição do procedimento para o segundo planejamento experimental.

Etapa	Seqüência 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.	Através de um manifold, conecta-se simultaneamente a bomba de vácuo e o tanque de refrigerante à linha de sucção da bancada experimental, que é evacuada por 1 hora e posteriormente carregada 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 29,0 °C. Estes valores serão constantes para os 13 testes.
6	Ajustar a válvula de expansão eletrônica	O dispositivo de controle da VEE deve ser configurado na opção “controle principal” do menu e posteriormente o <i>set-point</i> do grau de superaquecimento deve ser fixado no valor referente a 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	Quando o sistema atingir o estado estacionário, os dados devem ser coletados por 30 segundos, para posteriormente, receber um tratamento estatístico.

A Tab 5.13 ilustra a matriz do segundo planejamento experimental, mostrando os fatores e as respostas associadas a cada teste.

Tabela 5.13 – Valores de entradas do sistema (fatores: frequência de operação do compressor e grau de superaquecimento) e valores das saídas do sistema (respostas) para o segundo planejamento experimental.

Testes aleatórios	Fatores		Respostas												
	F_{cp}	T_{SA}	$T_{A,SAÍDA,EV}$	T_{EV}	T_{CD}	T_{SR}	T_{DC}	P_1	P_2	P_3	P_4	$\dot{m}_{R22}$	$\dot{Q}_{EV}$	$\dot{W}_{CP}$	COP
	[Hz]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kg/s]	[kW]	[kW]	
11 ^c	50,00	10,0	22,0	4,7	42,4	10,2	107,6	570,49	1670,29	1610,26	576,77	0,05	8,75	2,29	3,82
12 ^c	50,00	10,0	21,6	4,4	41,1	9,9	108,2	565,06	1623,18	1563,03	570,61	0,05	8,81	2,27	3,88
5 ^a	50,00	2,9	21,3	8,6	42,8	8,0	104,1	637,37	1681,97	1612,12	645,44	0,06	10,07	2,29	4,40
3 ^f	40,00	15,0	23,4	3,1	38,4	8,1	105,0	544,24	1532,75	1492,29	558,54	0,04	7,22	1,78	4,05
4 ^f	60,00	15,0	22,1	-0,1	42,0	11,0	112,5	495,24	1654,74	1601,35	510,95	0,04	7,11	3,10	2,29
1 ^f	40,00	5,0	21,8	10,1	39,5	5,6	98,8	666,51	1568,56	1511,01	680,51	0,06	10,26	1,78	5,77
10 ^c	50,00	10,0	21,2	4,0	37,8	9,7	102,9	559,02	1511,57	1451,59	566,48	0,05	8,97	2,29	3,92
7 ^a	35,85	10,0	23,1	8,0	38,6	7,2	95,5	626,62	1537,94	1494,99	636,10	0,04	7,08	1,66	4,27
9 ^c	50,00	10,0	22,0	4,3	40,9	9,7	106,2	564,10	1618,57	1562,72	571,41	0,05	8,81	2,29	3,85
2 ^f	60,00	5,0	21,2	5,3	41,6	9,5	104,6	579,66	1639,82	1567,12	600,54	0,06	10,29	3,10	3,32
13 ^c	50,00	10,0	22,2	4,9	41,3	10,0	108,0	574,16	1629,30	1567,51	580,34	0,05	8,81	2,27	3,88
8 ^a	64,14	10,0	21,5	1,9	42,9	11,7	112,3	525,51	1686,94	1624,97	547,39	0,05	8,78	3,56	2,47
6 ^a	50,00	17,1	23,1	-0,7	40,4	10,0	110,6	486,91	1601,56	1554,43	491,06	0,04	7,21	2,29	3,15

^f: corrida fatorial;

^a: corrida axial;

^c: corrida central;

F_{cp} : frequência de operação do compressor;

T_{SA} : grau de superaquecimento;

T_{EV} : temperatura de evaporação;

T_{CD} : temperatura de condensação;

T_{SR} : grau de sub-resfriamento;

T_{DC} : temperatura de descarga;

P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;

P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;

P_3 : pressão absoluta na linha de líquido;

P_4 : pressão absoluta antes do evaporador;

$\dot{m}_{R22}$: vazão mássica de R22;

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

$\dot{W}_{CP}$: potência consumida pelo compressor;

COP : coeficiente de eficácia;

$T_{A,SAÍDA,EV}$: temperatura água saída evaporador.

A temperatura de descarga do refrigerante (8ª coluna) atende ao limite em que o óleo inicia seu processo de carbonização (125,0 °C). Porém, conforme se observa na Fig. 5.7, elevadas frequências de operação aliadas os elevados valores do grau de superaquecimento, geram altas temperaturas de descarga do fluido refrigerante.

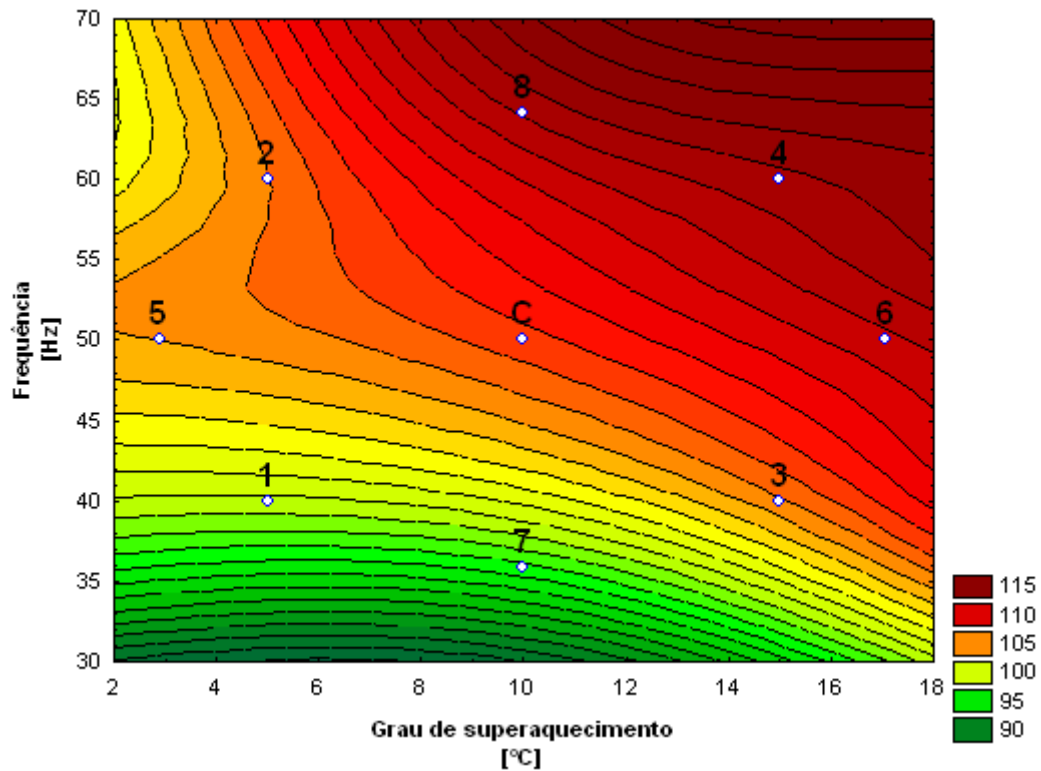


Figura 5.7 – Comportamento da temperatura de descarga do refrigerante em função da frequência de operação do compressor e do grau de superaquecimento para o sistema automatizado com R22.

Os limites de operação para condicionamento de ar da Tab. 5.2 não foram respeitados durante a execução de alguns testes deste segundo planejamento experimental. Esta opção foi um ato intencional com o objetivo de mostrar valiosas variações das respostas.

A Tab. 5.2 limitou que a temperatura de evaporação na faixa que ia de 0,0 °C a 5,0 °C. Algumas corridas deste segundo planejamento desrespeitaram estes limites. A Fig. 5.8 ilustra o comportamento da temperatura de evaporação do refrigerante em função da frequência de operação do compressor e do grau de superaquecimento.

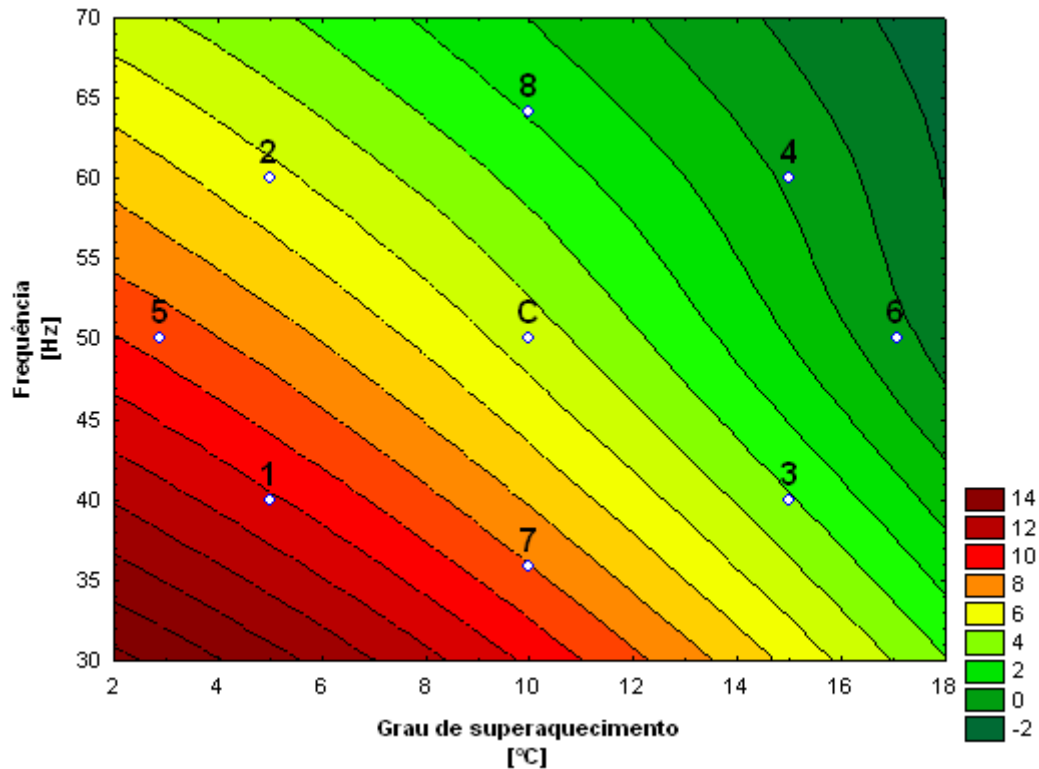


Figura 5.8 – Comportamento da temperatura de evaporação do refrigerante em função da frequência de operação do compressor e do grau de superaquecimento para o sistema automatizado com R22.

Conforme se observa na Fig. 5.8, durante as corridas 4^f, 6^a e 8^a o refrigerante se satura a baixas temperaturas no evaporador. Estas três corridas tiveram em comum uma elevada frequência aliada a graus de superaquecimento acima de 10,0 °C. Em contrapartida, as corridas 1^f, 5^a e 7^a possuem em comum, valores do grau de superaquecimento abaixo de 10,0 °C e frequências inferiores a 50 Hz. Consequentemente, estas três últimas corridas apresentaram os maiores valores da temperatura de evaporação.

As outras sete corridas do planejamento atenderam aos limites, de 0,0 °C a 5,0 °C. Altas temperaturas de evaporação retornaram elevadas capacidades de evaporação ao sistema. Enquanto que, valores inferiores a 0,0 °C resultaram nas mínimas capacidades de refrigeração do segundo planejamento experimental. A superfície de resposta e as curvas de níveis, visualizadas na Fig. 5.9, ilustram o comportamento do calor trocado no evaporador segundo a variação dos dois fatores do planejamento.

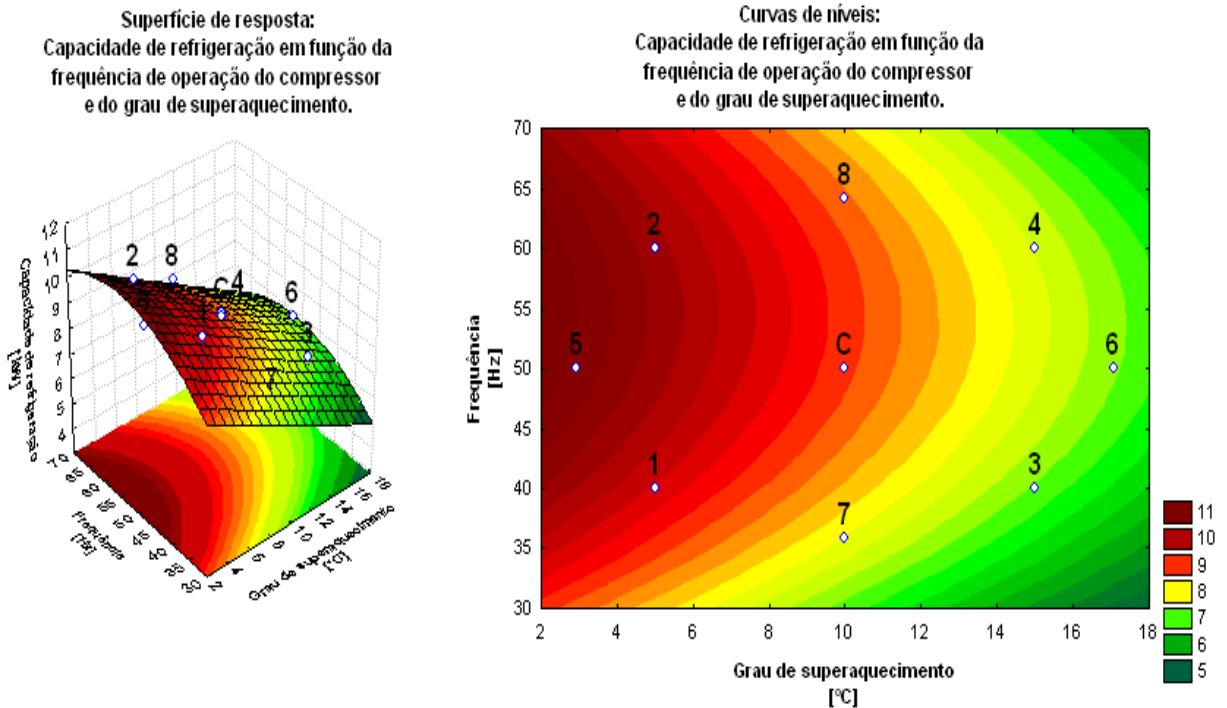


Figura 5.9 – Superfície de resposta e curvas de níveis referentes à capacidade de refrigeração do sistema automatizado com R22.

A máxima capacidade de refrigeração registrada corresponde 2^f e a mínima à 7^a . Observa-se também que elevadas frequências aliadas a mínimos valores do grau de superaquecimento, conduzem a capacidade de evaporação do sistema a valores máximos.

Tabela 5.14 – Análise estatística dos efeitos e coeficientes do modelo quadrático referente à capacidade de evaporação para as diferentes fontes de variação.

Fonte de variação	Efeitos	Coeficientes	Intervalos	Intervalos	Fator T	Valor p
			de confiança de -95% média	de confiança de +95% média		
Média/Intercepto	8,82800	8,82800	8,29647	9,35953	39,27354	0,00000
T_{SA} (linear)	-2,56585	-1,28293	-1,70313	-0,86272	-7,21937	0,00017
T_{SA} (quadrático)	0,02975	0,01488	-0,43575	0,46550	0,07806	0,93997
F_{cp} (linear)	0,58300	0,29150	-0,12871	0,71171	1,64034	0,14494
F_{cp} (quadrático)	-0,67975	-0,33988	-0,79050	0,11075	-1,78348	0,11769
$T_{SA} \cdot F_{cp}$ (linear)	-0,06750	-0,03375	-0,62801	0,56051	-0,13429	0,89695

A Tab. 5.14 representa os efeitos e os coeficientes referentes à capacidade de refrigeração do sistema automatizado com R22. Ao se observar as curvas de níveis do planejamento, a principal conclusão é que a capacidade de refrigeração é extremamente sensível às mudanças do grau de superaquecimento. A análise PARETO, representado pela Fig. 5.10, confirma esta tendência. O efeito normalizado do grau de superaquecimento linear é superior, seguido pelos efeitos da frequência de operação do compressor.

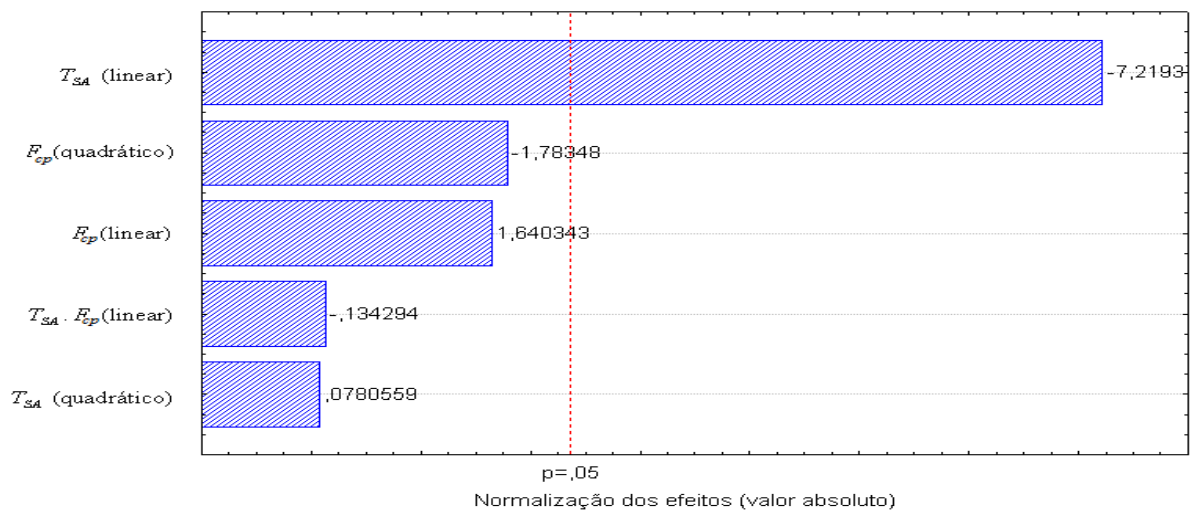


Figura 5.10 – Análise PARETO dos efeitos referente à capacidade de refrigeração.

A Tab. 5.15 ilustra a análise da variância (ANOVA) referente à capacidade de refrigeração do sistema automatizado com R22.

Tabela 5.15 – Análise de variância para o modelo quadrático referente à capacidade de refrigeração para as diferentes fontes de variações.

Fonte de variação	Soma quadrática	Graus de liberdade	Média quadrática	Fator F	Valor P
T_{SA} (linear)	13,16719	1	13,16719	52,11931	0,00017
T_{SA} (quadrático)	0,00154	1	0,00154	0,00609	0,93997
F_{cp} (linear)	0,67977	1	0,67977	2,69073	0,14494
F_{cp} (quadrático)	0,80358	1	0,80358	3,18080	0,11769
$T_{SA} \cdot F_{cp}$ (linear)	0,00456	1	0,00456	0,01803	0,89695
Erro puro	1,76845	7	0,25264		
Soma quadrática total	16,44836	12			

O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,8924. Não houve falta de ajuste, o erro experimental e o termo de interação são muito pequenos.

Um gráfico de probabilidade normal dos resíduos é mostrado na Fig. 5.11. Observa-se que não há suspeitas de qualquer problema com a normalidade dos dados.

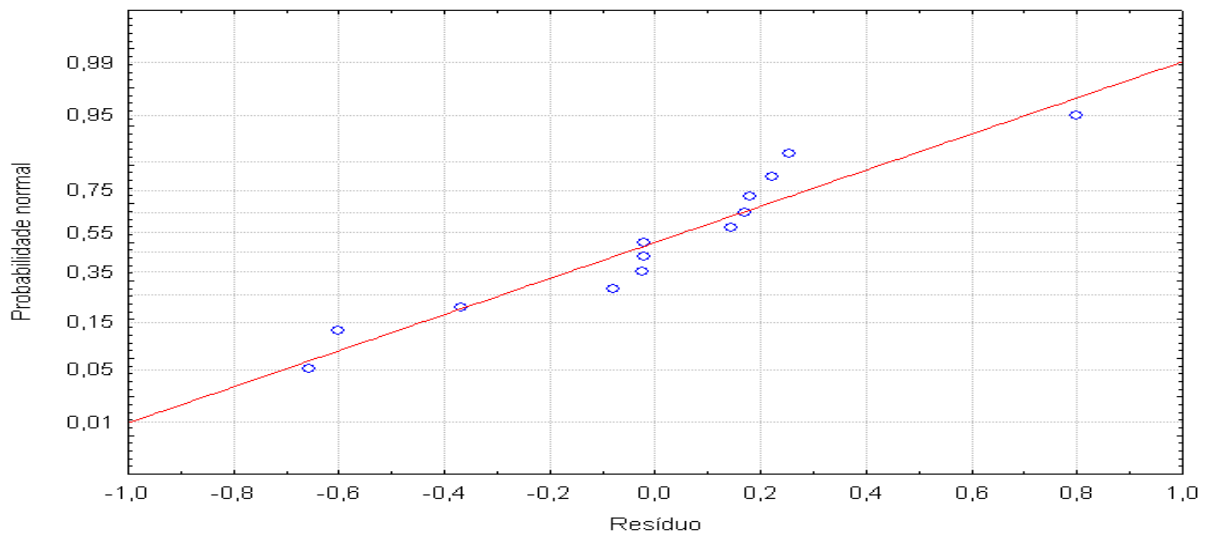


Figura 5.11 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à capacidade de refrigeração.

A superfície de resposta e as curvas de níveis, visualizadas na Fig. 5.12, ilustram o comportamento do COP segundo a variação dos dois fatores do segundo planejamento.

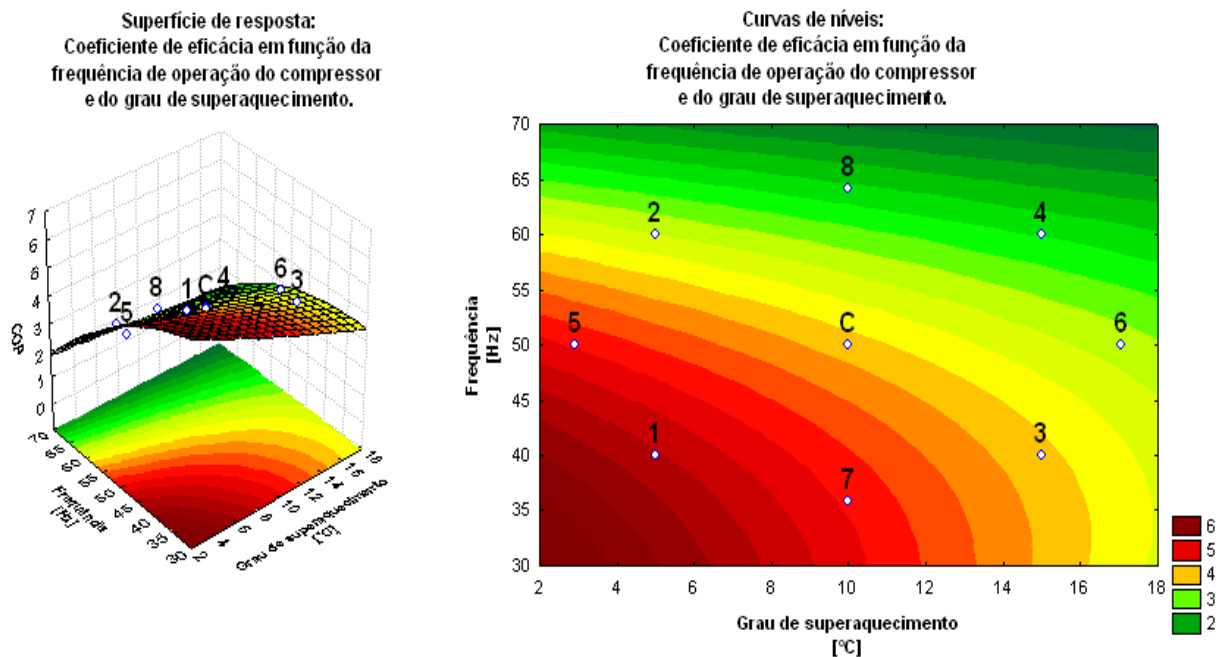


Figura 5.12 - Superfície de resposta e curvas de níveis referentes ao coeficiente de eficácia do sistema automatizado com R22.

A Tab. 5.16 representa os efeitos e os coeficientes referentes ao coeficiente de eficácia do sistema. O valor mínimo desta resposta corresponde ao teste 4^f. Enquanto o COP máximo ocorreu na corrida 1^f.

Tabela 5.16 – Análise estatística dos efeitos e coeficientes do modelo quadrático referente ao coeficiente de eficácia para as diferentes fontes de variação.

Fonte de variação	Efeitos	Coeficientes	Intervalos	Intervalos	Fator T	Valor p
			de confiança de -95% média	de confiança de +95% média		
Média/Intercepto	3,86840	3,86840	3,54970	4,18710	28,70188	0,00000
T_{SA} (linear)	-1,12488	-0,56244	-0,81440	-0,31049	-5,27856	0,00115
T_{SA} (quadrático)	0,04923	0,02461	-0,24558	0,29480	0,21540	0,83560
F_{cp} (linear)	-1,68719	-0,84359	-1,09555	-0,59164	-7,91722	0,00010
F_{cp} (quadrático)	-0,35828	-0,17914	-0,44933	0,09105	-1,56775	0,16093
$T_{SA} \cdot F_{cp}$ (linear)	0,34300	0,17150	-0,18482	0,52782	1,13812	0,29252

Os efeitos normalizados do grau de superaquecimento linear e da frequência quadrático são superiores e relevantes, seguidos pelos demais efeitos. A Fig. 5.13 mostra o gráfico PARETO referente ao COP do sistema de refrigeração automatizado com R22.

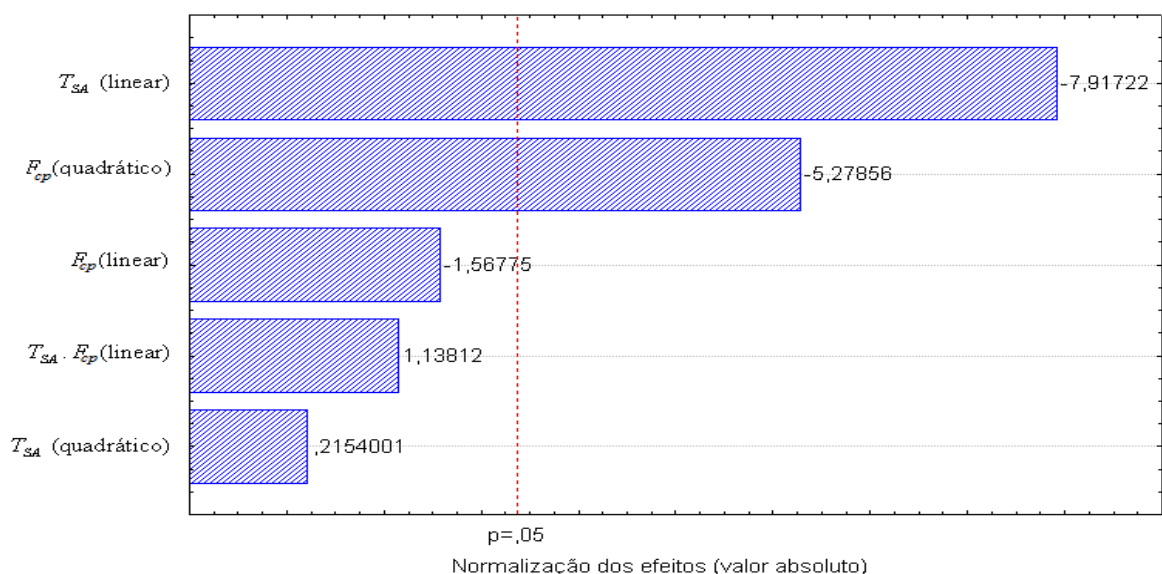


Figura 5.13 – Análise PARETO dos efeitos referente ao coeficiente de eficácia.

A Tab. 5.17 ilustra a análise da variância (ANOVA) referente ao coeficiente de eficácia do sistema. O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,9310 e o valor do erro experimental é muito pequeno.

Tabela 5.17 – Análise de variância para o modelo quadrático referente ao coeficiente de eficácia do sistema para as diferentes fontes de variações.

Fonte de variação	Soma quadrática	Graus de liberdade	Média quadrática	Fator F	Valor p
T_{SA} (linear)	0,08387	1	0,08387	0,80779	0,39219
T_{SA} (quadrático)	0,15703	1	0,15703	1,51244	0,24994
F_{cp} (linear)	0,01031	1	0,01031	0,09932	0,75983
F_{cp} (quadrático)	0,16383	1	0,16383	1,57795	0,24068
$T_{SA} \cdot F_{cp}$ (linear)	6,22577	1	6,22577	59,96483	0,00003
Erro puro	0,93441	9	0,10382		
Soma quadrática total	9,13365	18			

Um gráfico de probabilidade normal dos resíduos é mostrado na Fig. 5.14, ele mostra a inexistência de problemas com a normalidade dos dados.

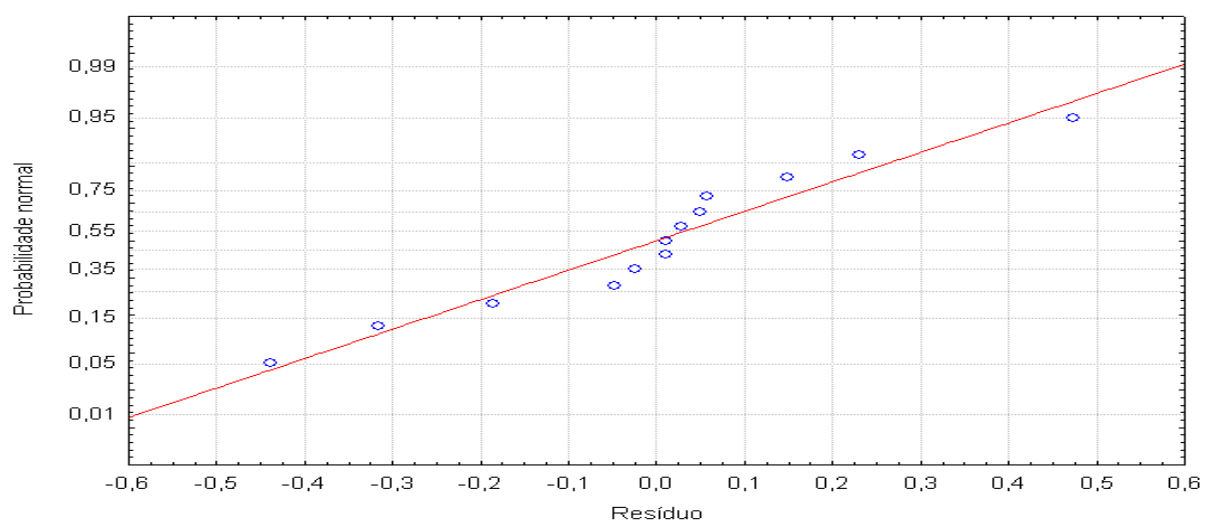


Figura 5.14 – Probabilidade normal dos resíduos referentes ao coeficiente de eficácia.

Após a realização do segundo planejamento experimental, a principal conclusão refere-se à flexibilidade de operação do sistema. A partir das condições de entrada da água

e da massa de R22 fixas, diferentes capacidades e COPs foram alcançados apenas devido à variação do grau de superaquecimento e da frequência de operação do compressor.

Ao final dos dois planejamentos experimentais, as capacidades de refrigeração do segundo planejamento se mostraram ideais para uma aplicação onde a carga térmica seja variável durante o período de funcionamento do sistema.

As Fig. 5.15 e Fig. 5.16 são histogramas construídos com o intuito de provar que o sistema automatizado com R22 pode operar de forma mais flexível. Os dados utilizados na construção destes gráficos foram cuidadosamente escolhidos. Sendo assim, como todos os 13 testes do segundo planejamento experimental tiveram em comum a massa de refrigerante equivalente a dois quilogramas, somente quatro testes do primeiro planejamento experimental foram escolhidos nas comparações, ou seja, apenas aqueles realizados também com dois quilogramas de R22. A carga de fluido é tão importante nas conclusões deste trabalho, pois como mencionado anteriormente, este parâmetro foi preponderante entre os demais para que o sistema convencional atingisse as condições ótimas de operação. Resumindo, a comparação foi realizada entre dois grupos amostrais, são eles: o grupo do sistema convencional, contendo quatro elementos que representam a variável aleatória e o grupo do sistema automatizado, contendo 13 elementos representativos.

A Fig. 5.15 ilustra um histograma das capacidades de refrigeração de ambas as configurações do sistema. As capacidades referentes aos 13 testes do sistema automatizado com R22 se concentraram nas três colunas em vermelho, enquanto as quatro observações para o sistema convencional, em azul, concentram-se em uma faixa menor de capacidades (7,6 kW a 9,2 kW).

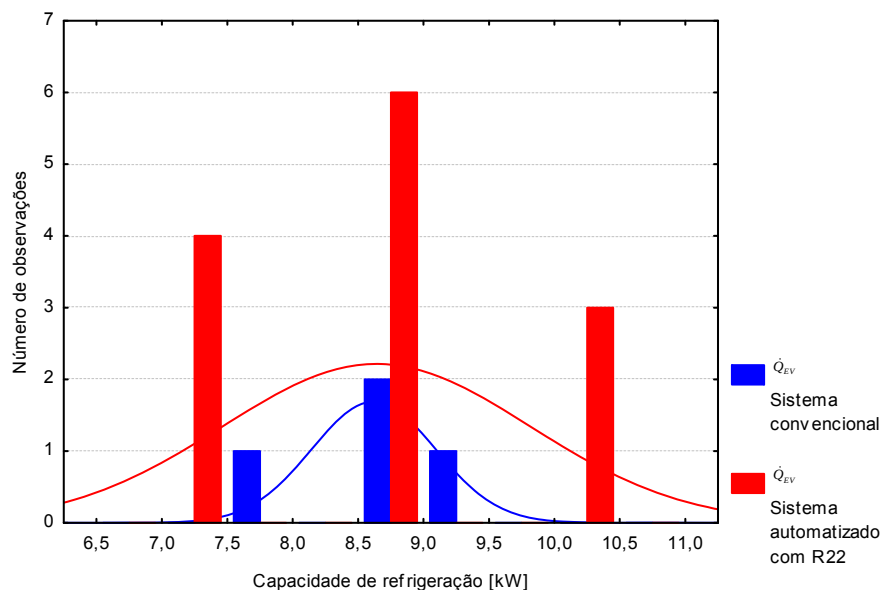


Figura 5.15 – Histograma referente aos valores da capacidade de refrigeração dos sistemas.

O teorema central do limite, implica que histogramas têm frequentemente formas simétricas similares a um sino. O que representa uma distribuição normal da variável aleatória, neste caso, a capacidade de evaporação.

Análise semelhante foi realizada para o COP de ambos os sistemas. Estes resultados podem ser visualizados na Fig. 5.16. O COP do sistema convencional apresentou-se em uma coluna fixa enquanto os valores do COP para o sistema automatizado com R22 agruparam-se em cinco colunas. Este fato comprova a flexibilidade do sistema automatizado em se adequar a diferentes condições de carga térmica.

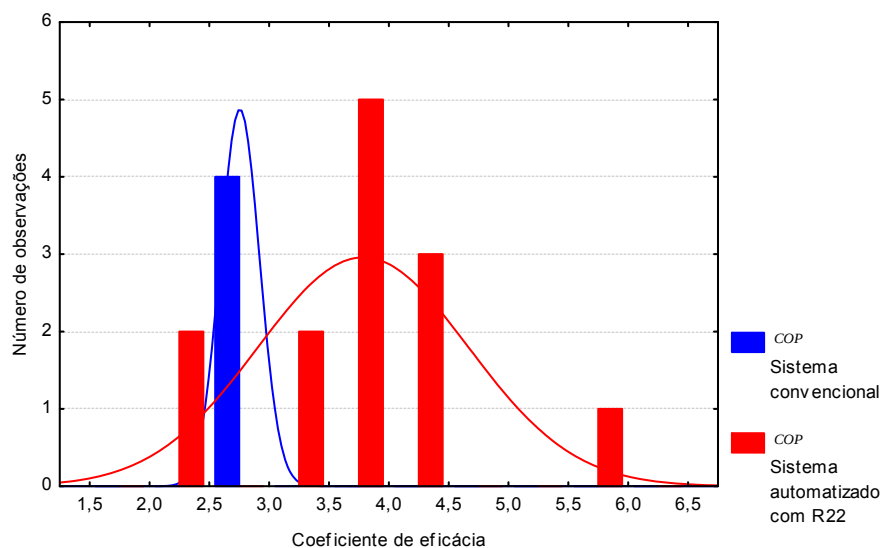


Figura 5.16 – Histograma referente aos valores do coeficiente de eficacia dos sistemas.

5.3. Análise do Sistema de Refrigeração Automatizado com R1270

O terceiro planejamento experimental objetivou explorar toda a faixa de frequência de operação do compressor, variar o grau de superaquecimento e descobrir a carga ideal de R1270 para que o sistema opere de forma flexível dentro dos limites de operação (Tab. 5.2) para a aplicação de condicionamento de ar durante o verão.

Através do software STATISTICA, desenvolveu-se um planejamento composto central a três fatores: a frequência de operação do compressor, o grau de superaquecimento do refrigerante e a carga de refrigerante R1270. Foram planejadas 16 corridas, sendo 8 corridas fatoriais, 6 corridas axiais e 2 corridas centrais. O fator α para rotabilidade foi de 1,6818. Três pontos centrais foram adicionados, totalizando no final 19 testes. Os níveis dos fatores foram adotados segundo a Tab. 5.18.

Tabela 5.18 – Valores dos níveis inferiores, centrais e superiores da frequência de operação do compressor, do grau de superaquecimento do refrigerante e da carga de refrigerante R1270 para o terceiro planejamento experimental.

Fatores do planejamento								
F_{cp} [Hz]			T_{SA} [°C]			m_{R1270} [kg]		
Níveis dos fatores								
Inferior	Central	Superior	Inferior	Central	Superior	Inferior	Central	Superior
40,00	50,00	60,00	5,0	10,0	15,0	0,70	1,00	1,30

A sequência de operação e a descrição do procedimento para o terceiro planejamento experimental foi exatamente igual ao procedimento utilizado durante o segundo planejamento experimental, mencionado anteriormente na Tab. 5.12. A Tab 5.19 ilustra a matriz do terceiro planejamento, contendo os fatores e as respostas associadas a cada ensaio experimental.

Os limites de operação para condicionamento de ar da Tab. 5.2 não foram respeitados durante a execução dos testes deste terceiro planejamento. O compressor utilizado neste levantamento experimental, projetado para operar com R22, operou em pressões mais elevadas que o habitual. A extrapolação destes limites ocorreu devido à mudança de refrigerante. O uso deste HC resulta em maiores pressões de saturação, essa é uma desvantagem, pois não permite operar com menores relações de pressão.

A temperatura de descarga do HC atende ao limite em que o óleo inicia seu processo de carbonização (125,0 °C). A análise do calor trocado no evaporador foi realizada com base na Eq. 4.2, considerando o fluido refrigerante como volume de controle.

O teste de número 13^a foi realizado na condição mínima de carga de R1270 (0,50 kg). Esta quantidade pode ser considerada insuficiente para que o sistema funcione de forma correta, sem a presença de bolhas na entrada da VEE. A VEE foi totalmente aberta e mesmo assim o sistema não atingiu o *set-point* previsto para o grau de superaquecimento, o valor deste fator deveria ser de aproximadamente 10,0 °C, porém alcançou 29,0 °C, resultando numa baixa capacidade de refrigeração (5,29 kW). O sistema operou a pressões de sucção (365,59 kPa) e descarga (1393,54 kPa) inferiores ao ponto ótimo de operação com R22 (666,51 kPa e 1568,56 kPa). Uma grande quantidade de bolhas foi visualizada através do visor instalado após o condensador, este fato reduz a capacidade de troca de calor no evaporador, pois o HC passa pela VEE com título maior que zero.

Tabela 5.19 – Valores de entradas do sistema (fatores: frequência de operação do compressor, grau de superaquecimento e carga de refrigerante R1270) e valores das saídas (respostas) para o terceiro planejamento experimental.

Testes aleatórios	Fatores			Respostas													
	F_{cp} [Hz]	T_{SA} [°C]	m_{R1270} [kg]	$T_{A,SAÍDA,EV}$ [°C]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	T_{DC} [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	P_3 [kPa]	P_4 [kPa]	$\dot{m}_{R1270}$ [kg/s]	$\dot{Q}_{EV}$ [kW]	$\dot{W}_{CP}$ [kW]	COP
13 ^a	50,00	10,0	0,50	25,4	-15,1	32,6	29,0	-10,5	101,3	365,59	1393,54	1392,72	371,22	0,01	5,29	2,28	2,32
4 ^f	40,00	15,0	1,30	23,5	-3,0	47,1	14,8	24,7	111,3	531,45	1923,99	1912,21	541,21	0,02	7,14	1,79	3,99
3 ^f	40,00	15,0	0,70	23,2	-4,0	37,3	15,0	-5,6	93,8	518,75	1568,11	1549,32	525,33	0,02	5,50	1,78	3,09
15 ^c	50,00	10,0	1,00	21,7	-1,7	47,3	9,8	22,0	107,0	557,24	1925,50	1915,20	559,87	0,03	9,40	2,26	4,16
7 ^f	60,00	15,0	0,70	22,0	-6,2	41,7	15,9	-6,0	102,4	484,29	1738,81	1713,90	495,19	0,02	7,28	3,19	2,28
2 ^f	40,00	5,0	1,30	22,9	3,6	47,0	5,4	22,8	109,5	656,39	1921,47	1913,82	672,23	0,03	9,21	1,78	5,18
1 ^f	40,00	5,0	0,70	23,3	1,1	39,2	9,3	-4,5	92,6	599,28	1606,31	1585,81	605,09	0,02	6,97	1,76	3,96
5 ^f	60,00	5,0	0,70	22,2	-5,0	43,1	13,4	-3,5	102,8	506,05	1752,53	1721,27	515,98	0,02	7,30	3,08	2,37
16 ^c	50,00	10,0	1,00	21,4	-1,7	47,4	10,0	23,4	106,1	555,98	1932,56	1933,22	558,93	0,03	9,87	2,25	4,39
18 ^c	50,00	10,0	1,00	22,4	-2,0	47,2	10,9	21,7	108,1	551,78	1924,85	1911,55	553,65	0,03	9,43	2,25	4,19
19 ^c	50,00	10,0	1,00	22,1	-2,2	47,4	10,7	21,5	104,2	548,22	1929,90	1917,59	551,38	0,03	9,71	2,27	4,28
17 ^c	50,00	10,0	1,00	22,0	-1,7	47,4	10,2	21,4	105,6	558,76	1929,03	1926,11	560,38	0,03	9,63	2,25	4,28
11 ^a	50,00	1,6	1,00	20,7	3,6	47,2	1,6	20,0	101,4	647,48	1925,72	1915,20	648,64	0,03	9,24	2,25	4,11
8 ^f	60,00	15,0	1,30	21,6	-5,2	47,3	14,5	24,1	115,9	502,38	1926,44	1914,55	507,79	0,03	9,46	3,07	3,08
10 ^a	66,82	10,0	1,00	20,9	-3,6	47,4	9,6	23,4	109,1	528,61	1930,55	1911,22	539,87	0,03	10,46	3,51	2,99
14 ^a	50,00	10,0	1,50	21,1	2,9	47,5	10,1	25,8	120,3	637,21	1940,23	1920,20	645,13	0,03	9,72	2,26	4,30
6 ^f	60,00	5,0	1,30	21,2	1,2	47,2	5,5	21,8	115,1	608,43	1924,35	1912,22	614,31	0,03	11,02	3,05	3,61
9 ^a	33,18	10,0	1,00	22,9	1,2	46,8	9,9	22,7	101,0	601,76	1918,30	1912,46	607,81	0,03	8,43	1,64	5,14
12 ^a	50,00	18,4	1,00	22,6	-7,3	47,3	17,7	22,4	109,3	471,42	1927,09	1916,56	475,27	0,02	7,35	2,25	3,27

^f: posição fatorial;

^a: posição axial;

^c: posição central;

$\dot{m}_A$: vazão mássica de água no evaporador;

$T_{A,ENTRADA,EV}$: temperatura água na entrada do evaporador;

m_{R1270} : carga de refrigerante R1270;

T_{EV} : temperatura de evaporação;

T_{CD} : temperatura de condensação;

T_{SA} : grau de superaquecimento;

T_{SR} : grau de sub-resfriamento;

T_{DC} : temperatura de descarga;

P_1 : pressão absoluta na linha de sucção;

P_2 : pressão absoluta na linha de descarga;

P_3 : pressão absoluta na linha de líquido;

P_4 : pressão absoluta antes do evaporador;

$\dot{m}_{R1270}$: vazão mássica de R1270;

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

$\dot{W}_{CP}$: potência consumida pelo compressor;

COP : coeficiente de eficácia;

$T_{A,SAÍDA,EV}$: temperatura água na saída do evaporador.

Os testes realizados com 0,70 kg de R1270 apresentaram melhorias na capacidade de refrigeração. O sistema operou a pressões semelhantes ao sistema automatizado com R22. As bolhas ainda puderam ser observadas e o grau mínimo de superaquecimento alcançado foi de 9,3 °C, situação na qual a VEE permaneceu totalmente aberta.

Entre os testes realizados com 1,30 kg, pode-se destacar o teste número 6^f, este apresentou a maior capacidade de refrigeração (11,0 kW), porém o compressor operou a 60,00 Hz e alcançou um COP de 3,6. O teste número 2^f apresentou o maior COP (5,2) e capacidade de 9,2 kW, pois operou a 40,00 Hz e 5,0 °C de superaquecimento.

As superfícies de respostas, visualizadas na Fig. 5.17, ilustram o comportamento do calor trocado no evaporador segundo a variação dos três fatores do planejamento.

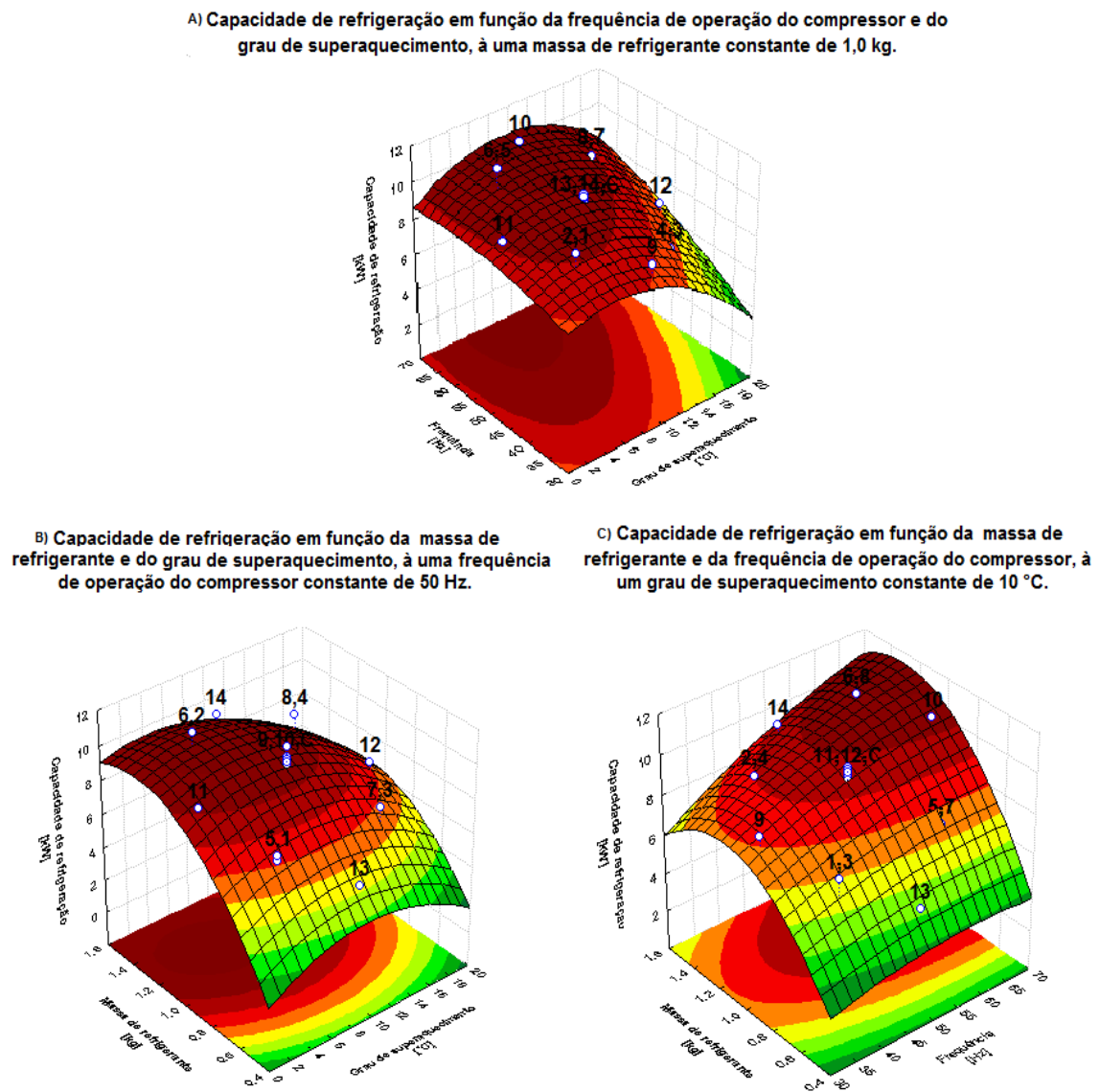


Figura 5.17 – Superfícies de respostas referentes à capacidade de refrigeração do sistema automatizado com R1270.

Os pontos centrais do planejamento composto central geraram ótimos resultados. A capacidade de refrigeração e o COP apresentaram valores médios de 9,6 kW e 4,3.

O teste número 14^a apresentou resultados semelhantes aos testes centrais, porém foi realizado com 1,50 kg de R1270.

A principal desvantagem em operar-se o sistema a 1,50 kg, ou mesmo 1,30 kg, está relacionada às elevadas pressões de descarga, as quais contribuem para elevados valores do grau de sub-resfriamento. Este fator apresentou o valor máximo de 25,8 °C durante o teste 14^a.

A Tab. 5.20 representa os efeitos e os coeficientes referentes à capacidade de refrigeração do sistema. Com exceção do termo da frequência quadrático, percebe-se que a variação tanto dos termos lineares quanto dos termos quadráticos dos três fatores foram relevantes sobre a resposta. O gráfico PARETO, Fig. 5.18, complementa a análise.

Tabela 5.20 – Análise estatística dos efeitos e coeficientes do modelo quadrático referente à capacidade de refrigeração para as diferentes fontes de variação.

Fonte de variação	Efeitos	Coeficientes	Intervalos de confiança de -95% média	Intervalos de confiança de +95% média	Fator T	Valor p
Média/Intercepto	9,62100	9,620999	9,31594	9,926054	71,3453	0,000000
F_{cp} (linear)	1,41573	0,707863	0,52306	0,892661	8,6651	0,000012
F_{cp} (quadrático)	-0,26698	-0,133491	-0,31833	0,051352	-1,6337	0,136754
T_{SA} (linear)	-1,21491	-0,607457	-0,79226	-0,422659	-7,4360	0,000040
T_{SA} (quadrático)	-1,08051	-0,540255	-0,72510	-0,355411	-6,6118	0,000098
m_{R1270} (linear)	2,52063	1,260315	1,07552	1,445113	15,4278	0,000000
m_{R1270} (quadrático)	-1,63665	-0,818324	-1,00317	-0,633481	-10,0148	0,000004
$T_{SA} \cdot F_{cp}$ (linear)	0,49150	0,245750	0,00430	0,487201	2,3024	0,046812
$F_{cp} \cdot m_{R1270}$ (linear)	0,50450	0,252250	0,01080	0,493701	2,3633	0,042369
$T_{SA} \cdot m_{R1270}$ (linear)	-0,53350	-0,266750	-0,50820	-0,025299	-2,4992	0,033907

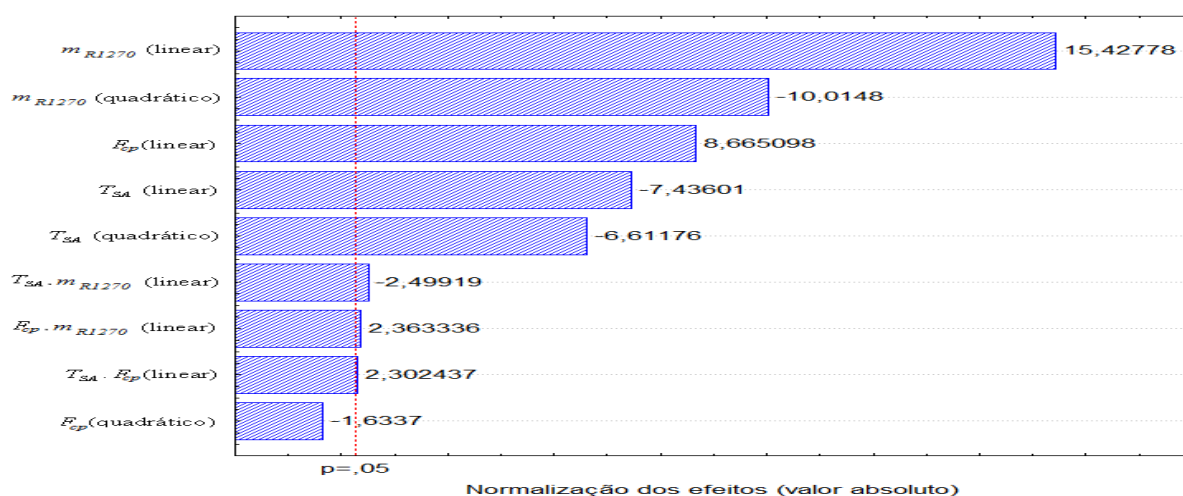


Figura 5.18 – Análise PARETO dos efeitos referente à capacidade de refrigeração.

A Tab. 5.21 ilustra a análise da variância (ANOVA) referente à capacidade de refrigeração do sistema automatizado com R1270. O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,98276. O erro experimental e o termo de interação são muito pequenos.

A Fig. 5.19 mostra que não há qualquer problema com a normalidade dos dados.

Tabela 5.21 – Análise de variância para o modelo quadrático referente à capacidade de refrigeração para as diferentes fontes de variação.

Fonte de variação	Soma quadrática	Graus de liberdade	Média quadrática	Fator F	Valor P
F_{cp} (linear)	6,84303	1	6,84303	75,0839	0,000012
F_{cp} (quadrático)	0,24325	1	0,24325	2,6690	0,136754
T_{SA} (linear)	5,03943	1	5,03943	55,2943	0,000040
T_{SA} (quadrático)	3,98416	1	3,98416	43,7154	0,000098
m_{R1270} (linear)	21,69245	1	21,69245	238,0165	0,000000
m_{R1270} (quadrático)	9,14093	1	9,14093	100,2972	0,000004
$T_{SA} \cdot F_{cp}$ (linear)	0,48314	1	0,48314	5,3012	0,046812
$F_{cp} \cdot m_{R1270}$ (linear)	0,50904	1	0,50904	5,5854	0,042369
$T_{SA} \cdot m_{R1270}$ (linear)	0,56924	1	0,56924	6,2459	0,033907
Erro puro	0,82025	9	0,09114		
Soma quadrática total	47,58261	18			

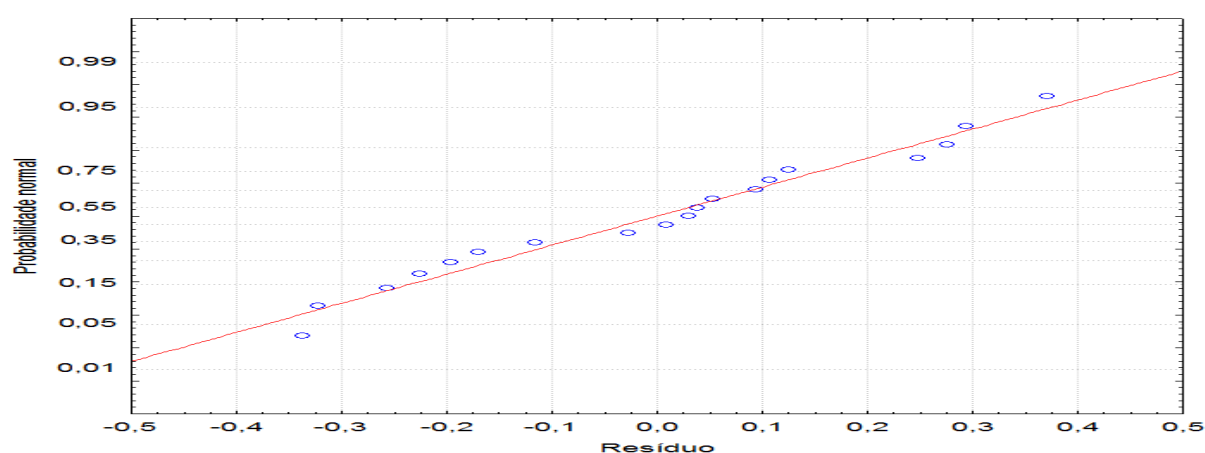
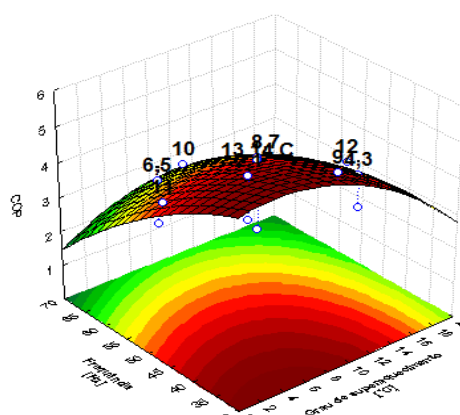


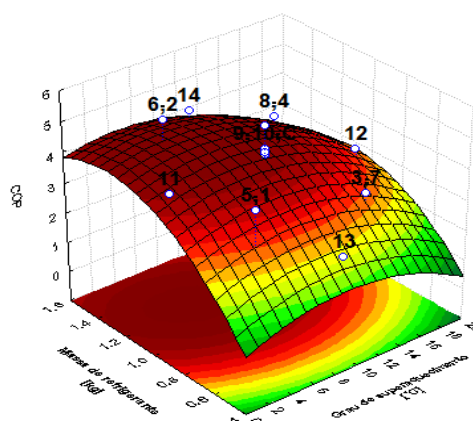
Figura 5.19 – Probabilidade normal dos resíduos referentes à capacidade de refrigeração.

As superfícies de respostas, visualizadas na Fig. 5.20, ilustram o comportamento do COP segundo a variação dos três fatores do terceiro planejamento experimental.

A) Coeficiente de eficácia em função da frequência de operação do compressor e do grau de superaquecimento, à uma massa de refrigerante constante de 1,0 kg.



B) Coeficiente de eficácia em função da massa de refrigerante e do grau de superaquecimento, à uma frequência de operação do compressor constante de 50 Hz.



C) Coeficiente de eficácia em função da massa de refrigerante e da frequência de operação do compressor, à um grau de superaquecimento constante de 10 °C.

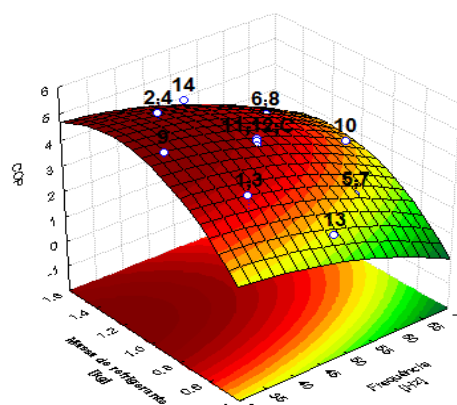


Figura 5.20 – Superfície de resposta referente ao coeficiente de eficácia do sistema.

É importante observar que o COP é extremamente sensível às mudanças da massa de refrigerante. Este comportamento é evidenciado na Fig. 5.20 (B) e na Fig. 5.20 (C), ao se observar os eixos referentes à massa do fluido, nota-se que o valor mínimo deste fator (0,50 kg) corresponde a 2,3 de COP. Conforme se aumenta a carga de R1270, o COP chega a um máximo (1,30 kg – 5,2). Acima de 1,30 kg de fluido, a capacidade de evaporação começa a cair, o grau de sub-resfriamento eleva-se e tem-se início à queda do COP.

A Tab. 5.22 representa os efeitos e os coeficientes referentes ao coeficiente de eficácia do sistema automatizado com R1270.

Tabela 5.22 – Análise estatística dos efeitos e coeficientes do modelo quadrático referente ao coeficiente de eficácia para as diferentes fontes de variação.

Fonte de variação	Efeitos	Coeficientes	Intervalos	Intervalos	Fator T	Valor p
			de confiança de -95% média	de confiança de +95% média		
Média/Intercepto	4,26657	4,266566	4,111125	4,422008	62,0919	0,000000
F_{cp} (linear)	-1,24194	-0,620970	-0,715134	-0,526806	-14,9179	0,000000
F_{cp} (quadrático)	-0,22609	-0,113043	-0,207230	-0,018855	-2,7150	0,023801
T_{SA} (linear)	-0,59862	-0,299309	-0,393474	-0,205145	-7,1904	0,000051
T_{SA} (quadrático)	-0,49283	-0,246414	-0,340602	-0,152227	-5,9183	0,000224
m_{R1270} (linear)	1,09519	0,547594	0,453430	0,641759	13,1551	0,000000
m_{R1270} (quadrático)	-0,75771	-0,378854	-0,473041	-0,284667	-9,0992	0,000008
$T_{SA} \cdot F_{cp}$ (linear)	0,35949	0,179743	0,056711	0,302775	3,3049	0,009158
$F_{cp} \cdot m_{R1270}$ (linear)	-0,01756	-0,008782	-0,131814	0,114250	-0,1615	0,875286
$T_{SA} \cdot m_{R1270}$ (linear)	-0,18941	-0,094703	-0,217735	0,028329	-1,7413	0,115619

O gráfico PARETO representado pela Fig. 5.21 ilustra os efeitos de cada fator sobre o COP. As variações de dois efeitos lineares combinados ($F_{cp} \cdot m_{R1270}$ e $T_{SA} \cdot m_{R1270}$) não foram importantes sobre o comportamento do COP. Os efeitos normalizados da frequência de operação do compressor são superiores em módulo.

A Tab. 5.23 ilustra a análise da variância (ANOVA) referente ao coeficiente de eficácia do sistema. O coeficiente de determinação (R^2) foi de 0,98435 e o valor do erro experimental e o termo de interação são muito pequenos.

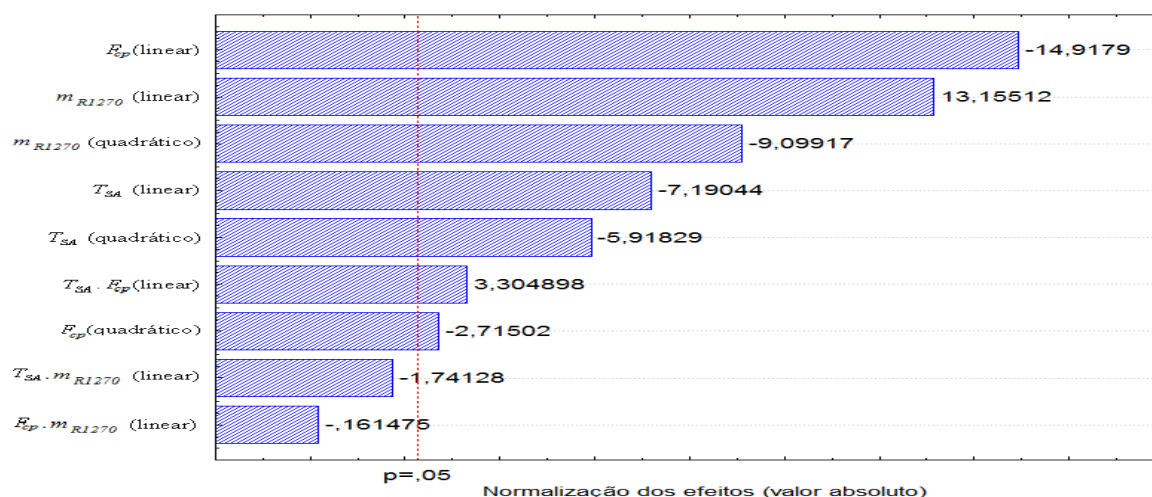


Figura 5.21 – Análise PARETO dos efeitos referente ao coeficiente de eficácia.

Tabela 5.23 – Análise de variância para o modelo quadrático referente ao coeficiente de eficácia do sistema para as diferentes fontes de variação.

Fonte de Variação	Soma quadrática	Graus de liberdade	Média quadrática	Fator F	Valor p
F_{cp} (linear)	5,26613	1	5,266135	222,5425	0,000000
F_{cp} (quadrático)	0,17443	1	0,174431	7,3713	0,023801
T_{SA} (linear)	1,22346	1	1,223462	51,7025	0,000051
T_{SA} (quadrático)	0,82884	1	0,828842	35,0262	0,000224
m_{R1270} (linear)	4,09514	1	4,095139	173,0572	0,000000
m_{R1270} (quadrático)	1,95922	1	1,959219	82,7950	0,000008
$T_{SA} \cdot F_{cp}$ (linear)	0,25846	1	0,258461	10,9223	0,009158
$F_{cp} \cdot m_{R1270}$ (linear)	0,00062	1	0,000617	0,0261	0,875286
$T_{SA} \cdot m_{R1270}$ (linear)	0,07175	1	0,071749	3,0321	0,115619
Erro puro	0,21297	9	0,023664		
Soma quadrática total	13,61093	18			

Um gráfico mostrado na Fig. 5.22 elimina qualquer suspeita de problemas com a normalidade dos dados, pois os resíduos estão aproximadamente ao longo de uma linha reta.

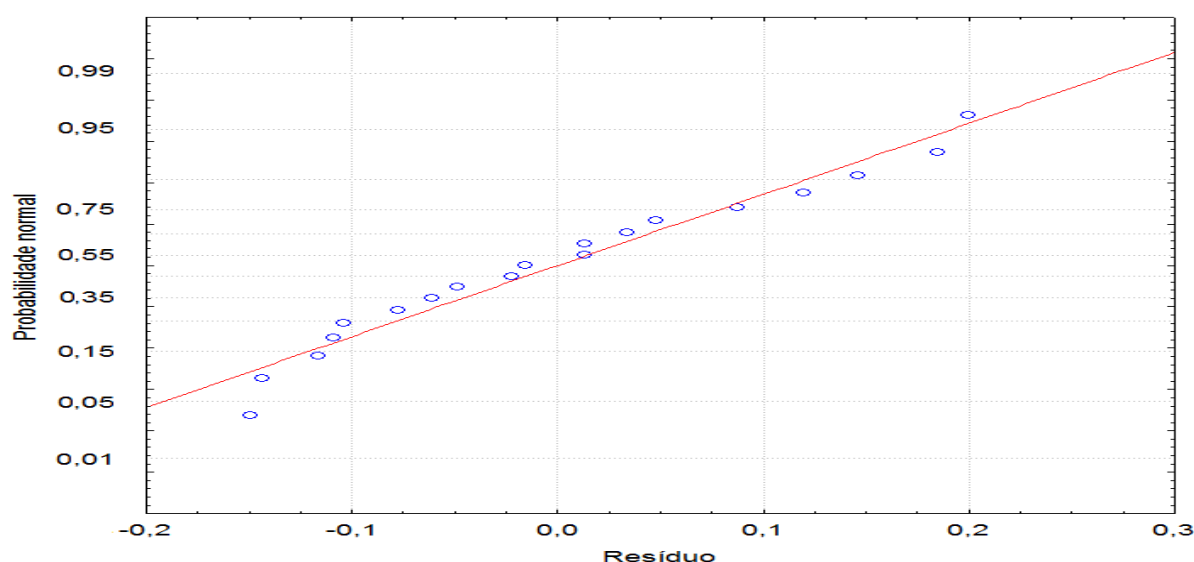


Figura 5.22 – Probabilidade normal dos resíduos referentes ao coeficiente de eficácia.

Após a realização deste último planejamento experimental, concluiu-se que o R1270 pode substituir o R22 para esta aplicação de condicionamento de ar automatizada.

5.4. Análise dos três Sistemas de Refrigeração em Regime Transiente

A fim de complementar os resultados dos testes em regime permanente com informações acerca do comportamento dinâmico do sistema de refrigeração, tornou-se necessário trabalhar cada configuração da bancada (convencional, automatizado com R22 e automatizado com R1270) em regime transiente. Estas informações extras possibilitaram avaliar dois pontos distintos: o consumo médio de energia elétrica mensal e o impacto total de aquecimento equivalente.

5.4.1. Consumo Médio de Energia Elétrica Mensal

A análise do sistema de refrigeração em regime permanente teve como parâmetro de controle o grau de superaquecimento, fator que garantiu o bom funcionamento das três configurações da bancada experimental. Porém, quando se trabalha em regime transiente, a idéia é criar uma situação semelhante à operação diária do equipamento. Para tanto, com a intenção de caracterizar o comportamento de um sistema de ar condicionado operando

durante o verão, foi realizado o controle de mais um parâmetro com a intenção de trabalhar-se sob condições onde o sistema estivesse perturbado, este segundo parâmetro é a temperatura da água na saída do evaporador.

Os sistemas de controle tiveram como objetivo manter a temperatura da água de saída do evaporador fixa em 22,0 °C. A temperatura da água de entrada do evaporador foi mantida sempre em 29,0 °C e a vazão mássica circulante neste trocador também foi fixa em 0,35 kg/s para todas as situações de teste.

O sistema convencional operou em 60 Hz e utilizou dois quilogramas de carga de R22, os valores destes dois parâmetros e da condição da água no evaporador, citados acima, foram escolhidos com base no teste de número 8^f do primeiro planejamento experimental, ou seja, as condições retrataram o ponto ótimo de operação convencional. Para efeito comparativo, partiu-se da idéia que o sistema de refrigeração automatizado com R22 deveria alcançar no mínimo a mesma capacidade de refrigeração do sistema convencional (9,0 kW). Para tanto, as condições de operação do sistema automatizado seguiram o ensaio de número 1^f do segundo planejamento experimental, condição de COP máximo, assim o grau de superaquecimento manteve-se em aproximadamente 5,0 °C, a carga de R22 foi de dois quilogramas e a frequência de operação do compressor foi fixa em 40 Hz.

A carga de R1270 adotada foi de um quilograma, o grau de superaquecimento manteve-se a 5,0 °C e por fim, a frequência de operação do compressor manteve-se fixa em 40,00 Hz.

O sistema convencional utiliza o controle com termostato convencional. Assim, a temperatura da água na saída do evaporador pode ser fixa e administrada, caracterizando um controle do tipo liga-desliga. Já os sistemas automatizados apresentam uma tecnologia superior à convencional, onde o valor da temperatura de saída da água do evaporador é inserido no controlador da VEE, iniciando a função termostato modulante. Eliminando assim, os efeitos negativos do controlador liga-desliga e resultando em economia de energia para o sistema.

A coleta de dados para a análise dinâmica do sistema de refrigeração foi realizada durante um intervalo de tempo suficiente para ilustrar o comportamento do sistema desde o acionamento do compressor até a fase de ação do controle específico.

Os limites inferiores e superiores para a temperatura da água na saída do evaporador foram adotados conforme os valores ilustrados na Tab. 5.24.

Tabela 5.24 – Valores dos limites inferiores e superiores para a temperatura da água na saída do evaporador em cada uma das três configurações do sistema.

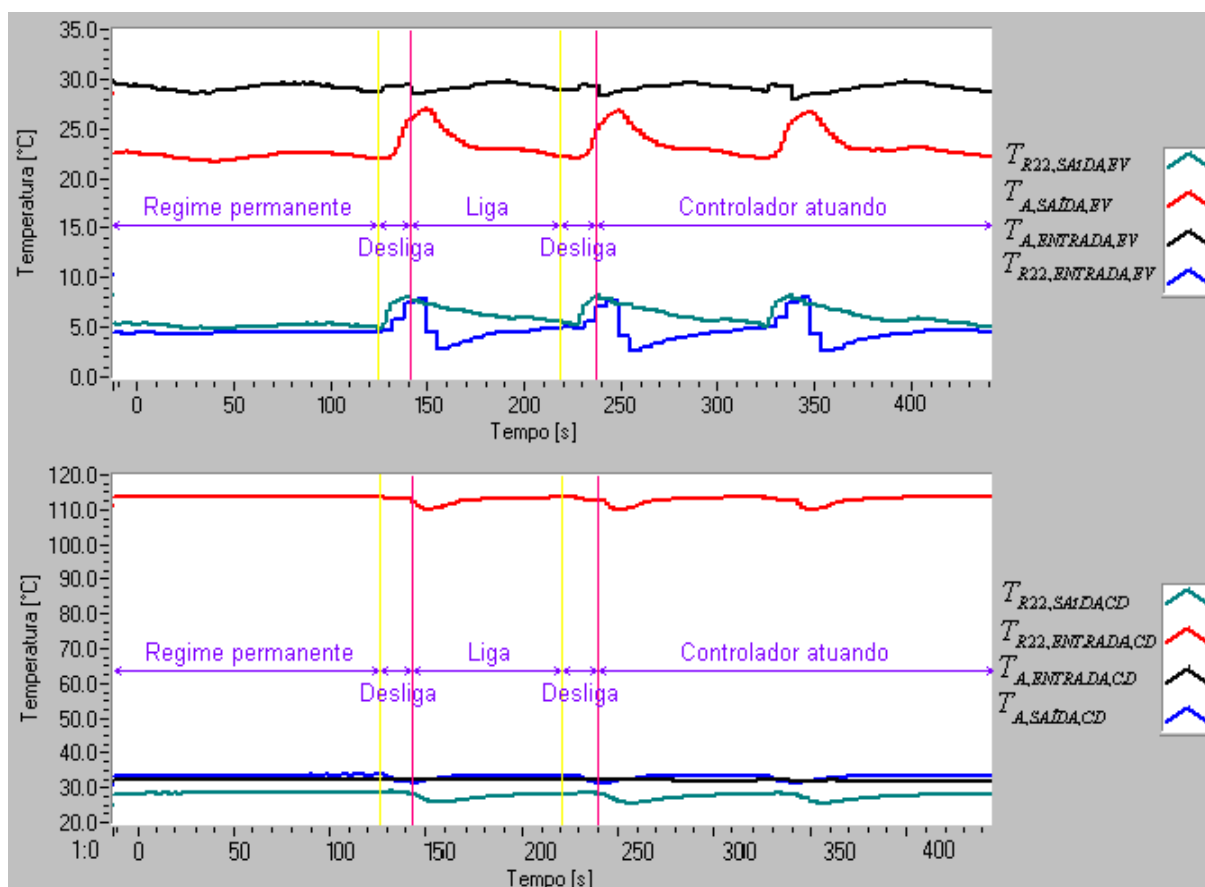
Configuração do sistema					
Convencional		Automatizado com R22		Automatizado com R1270	
Limites da temperatura da água na saída do evaporador					
$T_{A,SAÍDA,EV}$ [°C]					
Inferior	Superior	Inferior	Superior	Inferior	Superior
22,0	25,0	22,0	23,0	22,0	23,0

Os resultados provenientes da análise em regime transiente podem ser observados, de forma comparativa, nas cinco figuras a seguir.

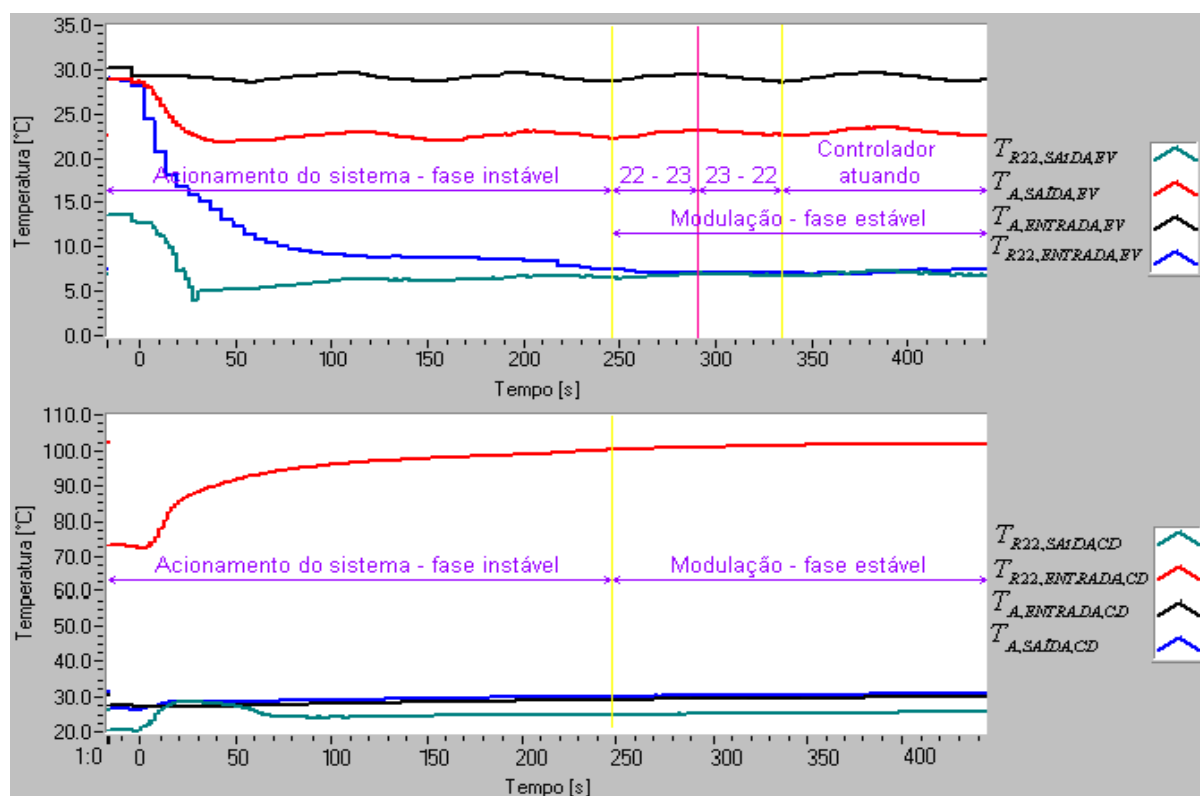
A primeira figura, Fig. 5.23, ilustra a evolução das temperaturas dos dois fluidos (refrigerante e água) ao trocarem calor no evaporador e no condensador.

Comportamento das temperaturas nos trocadores de calor

Sistema convencional



Sistema automatizado com R22



Sistema automatizado com R1270

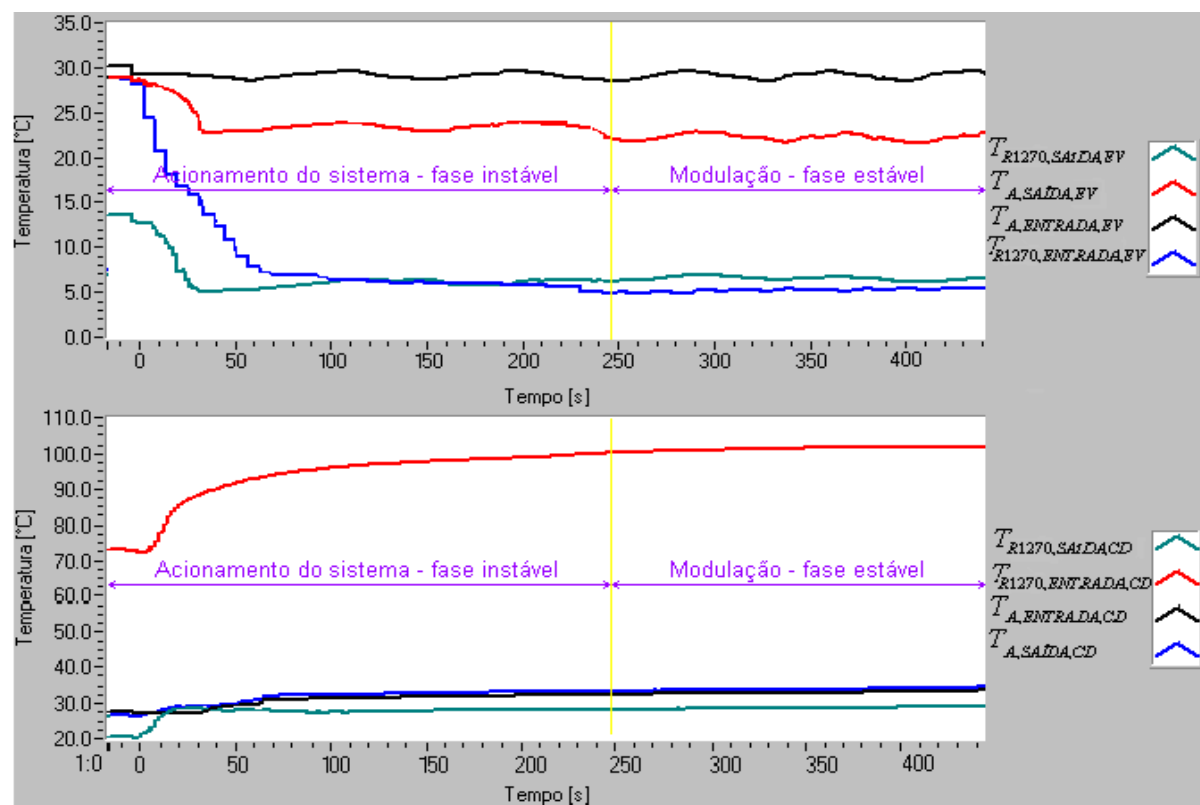


Figura 5.23 - Comportamento das temperaturas dos fluidos primário e secundário ao trocarem calor no evaporador e no condensador para cada sistema de refrigeração.

A ação de cada controlador inicia-se quando a temperatura da água na saída do evaporador atinge 22,0 °C. A reação é distinta entre o sistema convencional e os sistemas automatizados. Enquanto o sistema convencional desabilita o compressor, os sistemas automatizados iniciam o processo de modulação, nunca permitindo que a variável controlada ultrapasse 23,0 °C e jamais desligando o compressor. A lógica liga-desliga concretiza-se no momento em que a temperatura da água na saída do evaporador atinge 25,0 °C, momento em que o compressor é acionado.

Observa-se também na Fig. 5.23, que a temperatura de descarga do refrigerante durante a operação convencional estabilizou-se em 115,0 °C, enquanto o sistema automatizado com R22 operou de forma mais segura, não ultrapassando 102,0 °C. Por fim, o sistema automatizado com R1270 apresentou uma temperatura de descarga de 105,0 °C.

A Tab. 5.2, citada anteriormente, apresentou os valores limites para algumas respostas do sistema de refrigeração. Limites os quais, quando obedecidos, asseguram o bom funcionamento da bancada experimental para condições normais de condicionamento de ar durante o verão.

O comportamento de cada um destes quatro parâmetros em regime transiente é ilustrado na Fig. 5.24.

As condições de operação se apresentaram muito próximas aos limites de operação para condicionamento de ar.

O grau de superaquecimento permaneceu na faixa de 7,5 °C a 9,0 °C para o sistema convencional. Este mesmo parâmetro variou de 2,0 °C a 5,0 °C na operação automatizada com R22. Ao utilizar-se R1270 no sistema de refrigeração automatizado, a variação foi de 3,0 °C a 5,0 °C.

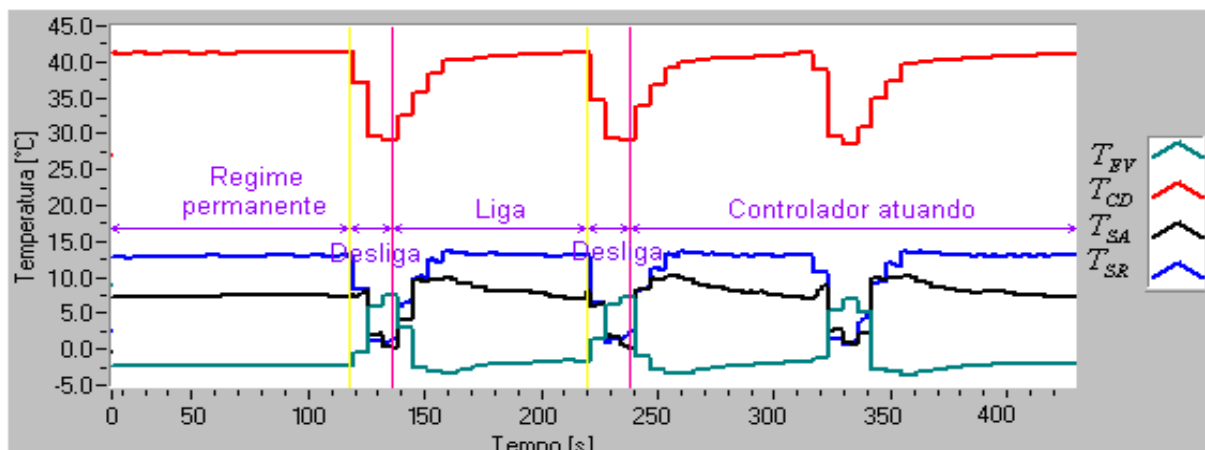
O grau de sub-resfriamento na operação convencional estabilizou-se em 12,5 °C, enquanto este mesmo parâmetro não ultrapassou 10,0 °C para o sistema operando de forma automatizada R22. Este fator alcançou 21,0 °C para a operação automatizada com R1270.

As diferenças quanto às condições de operação estão relacionadas às pressões de trabalho dos sistemas. Enquanto o sistema convencional operou com uma relação de pressão de 3,4 para garantir 9,0 kW de capacidade de refrigeração, o sistema automatizado com R22 realizou a mesma troca de calor no evaporador com o compressor trabalhando a uma razão entre a pressão de descarga e de sucção de apenas 2,4.

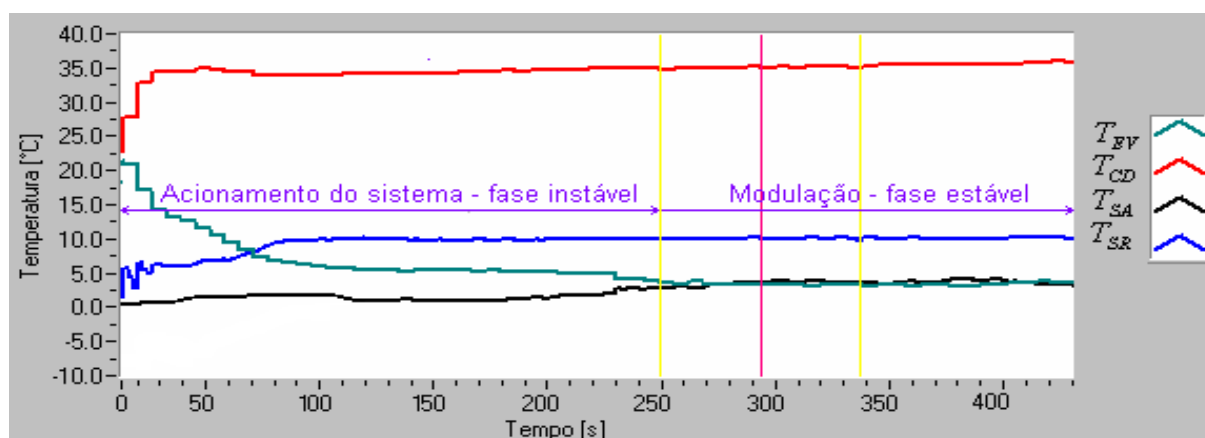
A utilização do refrigerante propileno resultou em uma relação de pressão levemente maior que o refrigerante R22, com um valor de aproximadamente 3,6.

Comportamento dos parâmetros limitantes para o bom funcionamento

Sistema convencional



Sistema automatizado com R22



Sistema automatizado com R1270

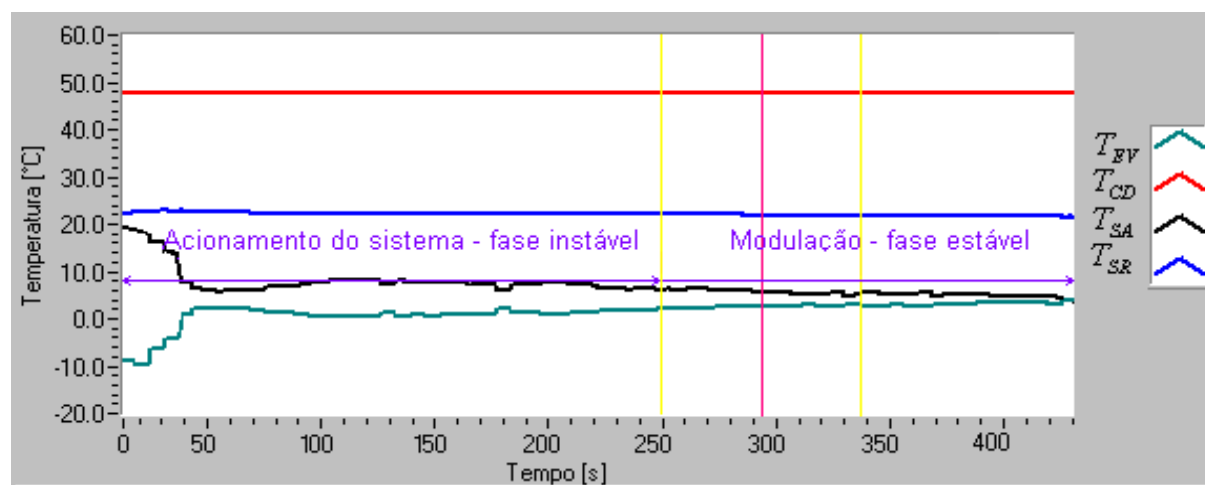


Figura 5.24 – Comportamento da temperatura de evaporação, da temperatura de condensação, do grau do superaquecimento e do grau de sub-resfriamento para os três sistemas de refrigeração.

A ação específica de cada válvula de expansão pode ser evidenciada em maiores detalhes na Fig. 5.25, onde é exposto o comportamento da vazão mássica de refrigerante para cada uma das três configurações da bancada experimental.

Comportamento da vazão mássica de refrigerante

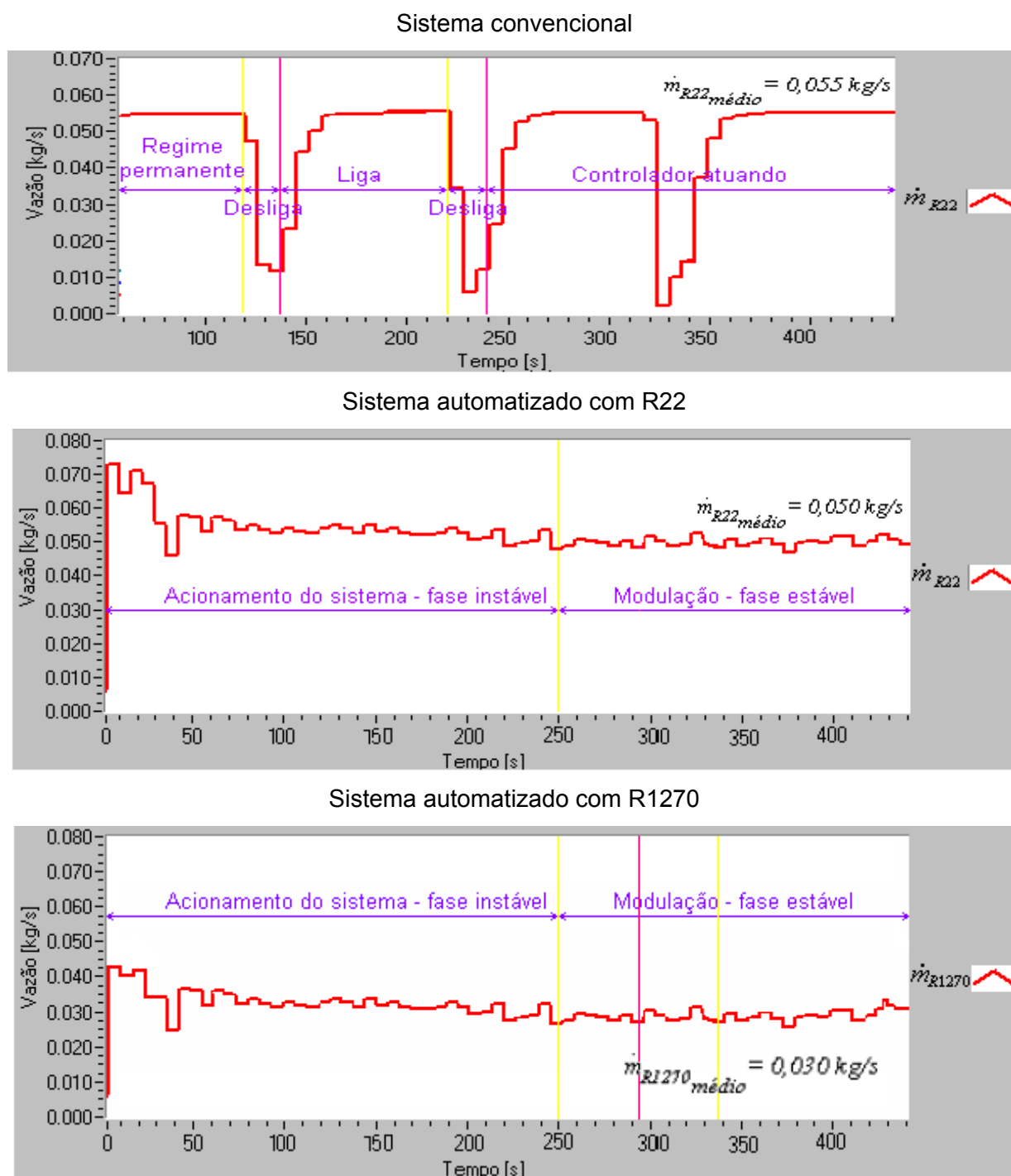


Figura 5.25 - Comportamento da vazão mássica de refrigerante para os três sistemas de refrigeração.

A VET do sistema convencional teve o papel de manter o grau de superaquecimento na faixa desejada, enquanto a VEE, além de manter o grau de superaquecimento adequado, garantiu uma capacidade de refrigeração uniforme durante todo o tempo de serviço dos sistemas automatizados.

O comportamento da vazão mássica de R22 durante a operação convencional partiu de 0,055 kg/s. No instante em que o compressor foi desligado, a vazão se aproximou de zero e retornou a 0,055 kg/s em aproximadamente 45 segundos. A modulação da VET foi mínima para garantir o valor desejado de superaquecimento do refrigerante após o evaporador.

Nota-se que a função especial (termostato modulante) da VEE gerou um comportamento típico de controle PID, onde a vazão variou de 0,048 kg/s a 0,054 kg/s de R22, possibilitando o funcionamento contínuo do compressor, evitando os picos de energia existentes em um sistema convencional.

O sistema automatizado com R1270 apresentou um comportamento semelhante ao anterior, porém os valores da vazão do fluido variaram de 0,027 kg/s a 0,032 kg/s. Esta redução está diretamente relacionada aos valores reduzidos de massa específica dos refrigerantes hidrocarbonetos (tanto em estado de líquido, como em estado de vapor) em comparação com os refrigerantes hidroclorofluorcarbonos.

A figura 5.26 ilustra o comportamento da troca de calor no evaporador e da potência requerida nos três processos.

O comportamento da potência consumida foi constante, pois todos os testes foram realizados em frequências constantes de operação do compressor.

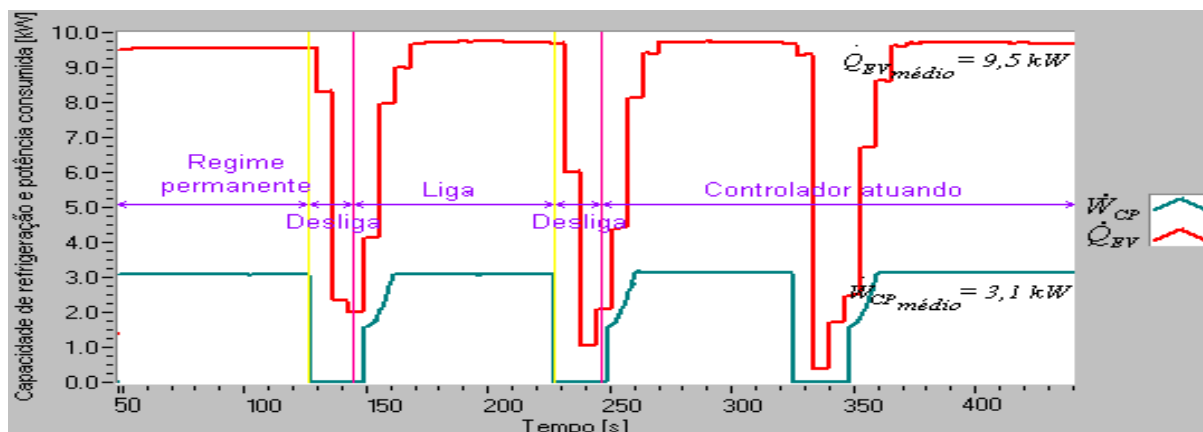
O sistema convencional utilizou uma potência de 3,1 kW enquanto o compressor esteve acionado. Em consequência, o sistema alcançou uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 9,5 kW.

No sistema automatizado com R22 o comportamento do calor trocado no evaporador obedeceu à modulação da VEE. A capacidade de refrigeração variou de 8,5 kW a 9,5 kW, acompanhando a variação da vazão mássica do fluido. Durante todo o período de teste o compressor permaneceu ligado, consumindo 1,9 kW de potência.

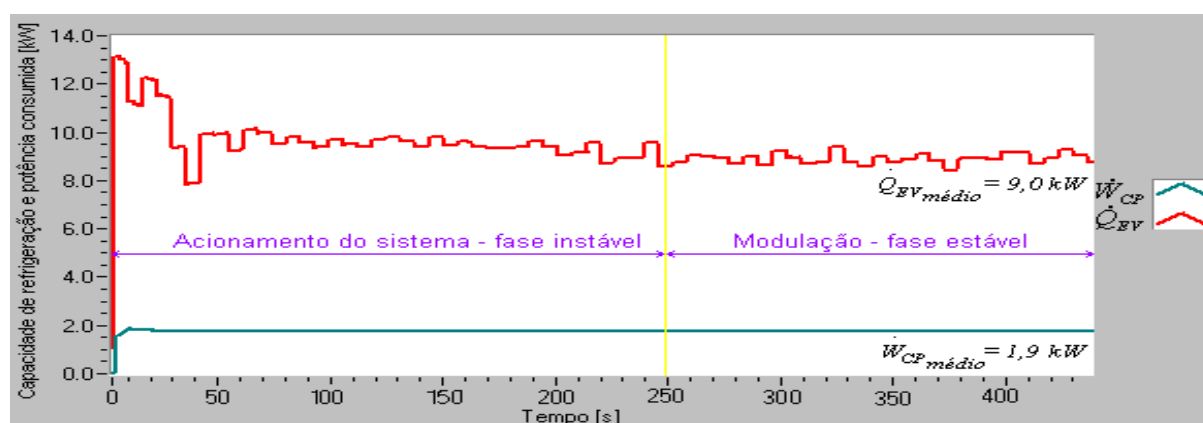
O sistema automatizado com o hidrocarboneto R1270 utilizou 1,8 kW de potência e obteve uma capacidade de refrigeração média de 9,2 kW. E de maneira semelhante, o comportamento destas respostas seguiu o comportamento da modulação da VEE. Estes valores médios são superiores aos valores do sistema automatizado com refrigerante R22.

Comportamento da capacidade de refrigeração e da potência consumida

Sistema convencional



Sistema automatizado com R22



Sistema automatizado com R1270

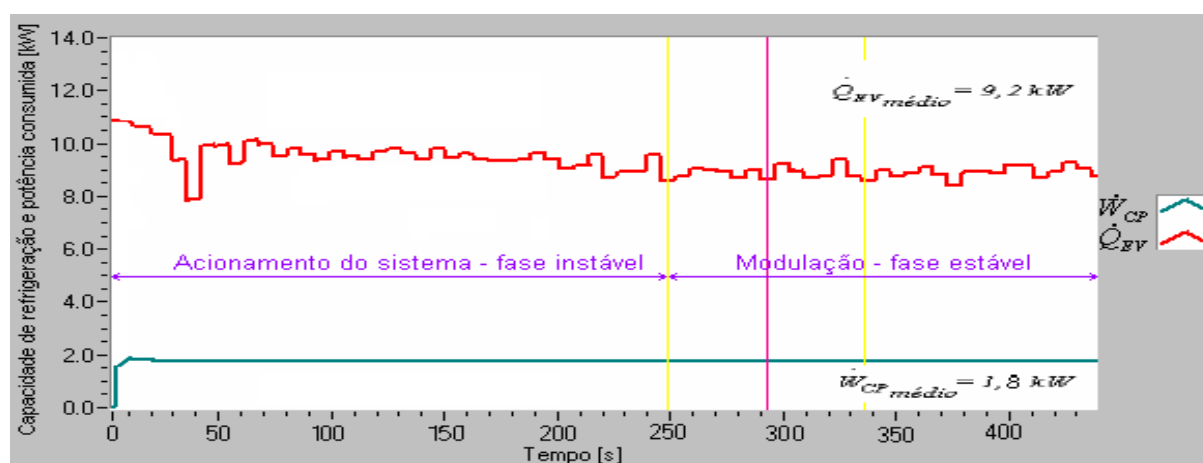
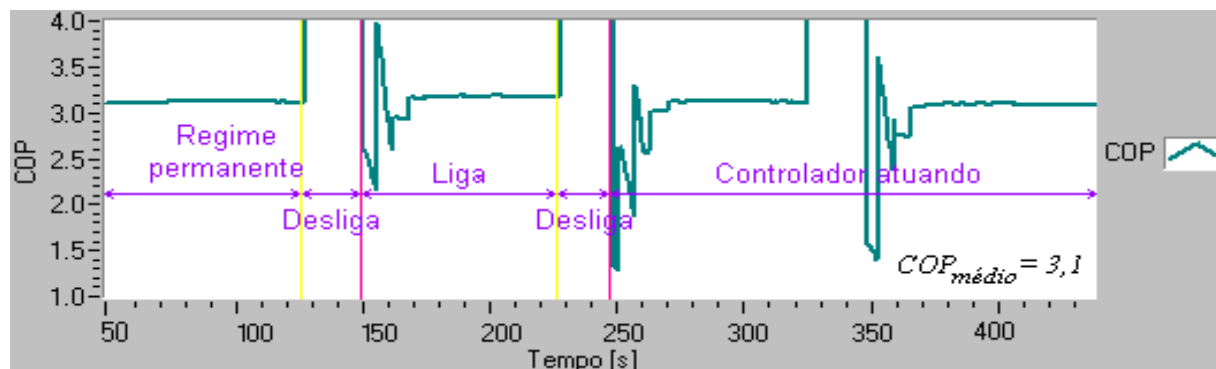


Figura 5.26 - Comportamento da capacidade de refrigeração e da potência consumida para os três sistemas de refrigeração.

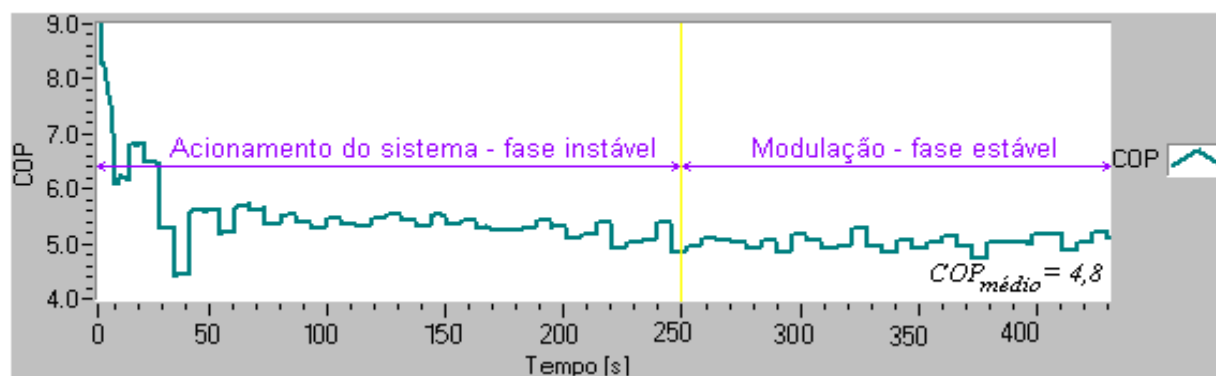
Por fim, na Fig. 5.27 são expostos os comportamentos dos coeficientes de eficácia para cada sistema.

Comportamento do COP

Sistema convencional



Sistema automatizado com R22



Sistema automatizado com R1270

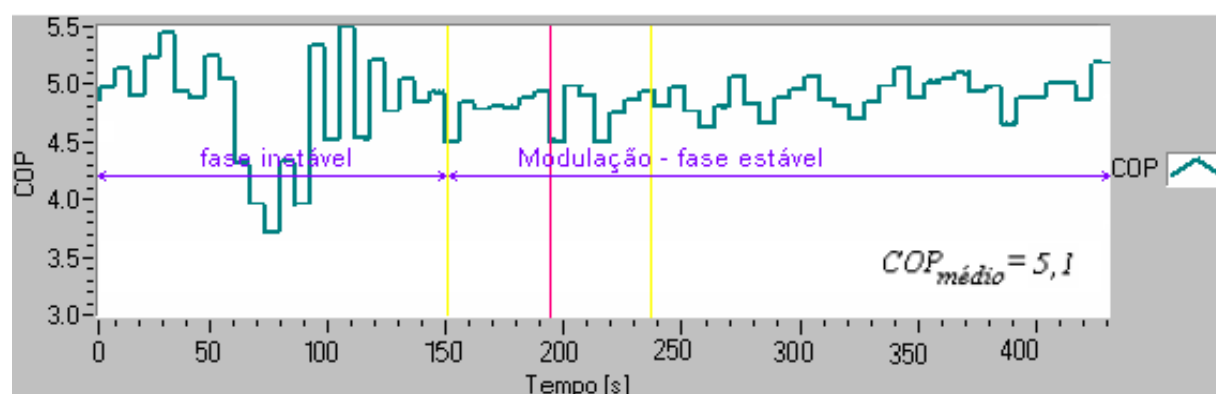


Figura 5.27 – Comportamento do coeficiente de eficácia para os três sistemas de refrigeração.

Como era de se esperar, a redução na demanda de potência consumida ao operar-se o sistema em frequências inferiores a 60 Hz e a aplicação de um controlador PID resultaram em elevados valores de COP nos sistemas automatizados em comparação ao COP do sistema com controlador liga-desliga.

Nota-se que durante a operação convencional, a curva do COP retornou valores infinitos nos instantes em que o compressor apresentou-se desligado. Este resultado é coerente, uma vez que a capacidade de refrigeração (valor não nulo) foi instantaneamente dividida por um valor nulo de potência consumida no compressor. Nos instantes em que o compressor esteve acionado, o COP deste sistema estabeleceu-se em 3,1.

O COP do sistema automatizado com R22 variou de 4,6 a 5,2, acompanhando a modulação da VEE em todo período de teste. Enquanto o COP do sistema com R1270 variou de 4,9 a 5,3, uma faixa superior aos resultados do sistema automatizado com R22.

A partir destes resultados foi possível calcular o consumo médio de energia elétrica mensal. Tratando-se inicialmente do sistema de refrigeração convencional tem-se que a demanda elétrica do equipamento para este tipo de funcionamento é avaliada pela solicitação imposta ao motor por um regime, onde o motor do compressor fica desligado entre os tempos de ativação, portanto a demanda de potência equivalente é calculada pela Eq. 5.1 (WEG Equipamentos Elétricos S/A – Motores, 2005).

$$(Pm)^2 = \frac{\sum_1^n (P_i^2 t_i)}{\sum_1^n \left(t_i + \frac{1}{3} t_r \right)} \quad (5.1)$$

Onde: t_i : Tempo quando o motor está ligado, [s];

t_r : Tempo quando o motor está desligado, [s];

P_i : Potência correspondente nesse instante quando o motor está ligado, [kW].

Como resultado, obtém-se a demanda de potência média de 2,94 kW trabalhando com o controlador liga-desliga a 60 Hz.

O método para se calcular a potência equivalente dos sistemas automatizados, leva-se em consideração, trabalhar com a hipótese de que a carga efetivamente aplicada ao motor acarretará a mesma solicitação térmica que uma carga fictícia equivalente, que solicita continuamente a demanda de potência P_m , Eq. 5.2. Isto é verdadeiro para motores que giram continuamente, mas são solicitados intermitentemente (WEG Equipamentos Elétricos S/A – Motores, 2005).

$$(Pm)^2 = \frac{\sum_1^n (P_i^2 t_i)}{\sum_1^n (t_i)} \quad (5.2)$$

Onde: t_i : Tempos específicos quando o motor está ligado, [s];

P_i : Potência correspondente nesse instante quando o motor está ligado, [kW].

Desta forma, a demanda de potência média do sistema automatizado com R22 equivale a 1,90 kW trabalhando com o controlador PID da VEE e 40 Hz de frequência de operação do compressor. A demanda de potência média do sistema automatizado com R1270 equivale a 1,80 kW, um valor inferior ao sistema automatizado com R22.

Nesse momento, é interessante realizar uma comparação do consumo médio de energia elétrica mensal, para que se possa ter uma idéia do ganho com a aplicação do controlador PID em relação ao comumente encontrado no mercado (liga-desliga).

Do ponto de vista econômico, considerando parâmetros elétricos de trabalho para o motor trifásico do compressor, como o numero de pólos, tensão de alimentação, consumo extra de energia devido às perdas, rendimento nominal mínimo, período de trabalho contínuo de 8 horas diárias durante 22 dias do mês. A determinação da energia consumida no compressor com os controladores aplicados é calculada pela Eq. 5.3, a seguir.

$$\dot{W}_{CP} = \int_0^t P(t) dt \quad (5.3)$$

Como essa energia tem um custo $C_{\$}$, que depende muito das condições em que é fornecida. O custo mensal pode ser calculado pela Eq. 5.4, considerando o tipo de fornecimento, com tarifa R\$ 0,556 por kWh (empresa CEMIG em fevereiro de 2011).

$$E_w = \dot{W}_{CP} C_{\$} \quad (5.4)$$

Tabela 5.25 – Valores dos custos para os três sistemas de refrigeração.

Configuração do sistema de refrigeração	Demanda de potência [kW]	Consumo de energia mensal [kWh/mês]	Custo de energia mensal [R\$]
Convencional	2,94	517,44	287,69
Automatizado com R22	1,90	334,40	185,92
Automatizado com R1270	1,80	319,63	177,84

Nessas condições, observa-se na Tab. 5.25 a demanda de potência, o consumo de energia mensal e o custo mensal para os três sistemas.

Os resultados mostraram que as principais diferenças em relação ao consumo médio de energia estão relacionadas aos distintos tipos de modulação dos equipamentos de

expansão e à frequência de operação do compressor. O consumo de energia mensal do sistema convencional foi 35% maior que o consumo do sistema automatizado com R22 para esta aplicação de condicionamento de ar durante o verão, em específico para a condição onde a simulação da carga térmica equivaleu a 9,5 kW.

O consumo de energia mensal do sistema convencional foi 37% maior que o consumo do sistema automatizado com R1270.

Além destes fatores citados acima, a perda de carga gera irreversibilidades ao sistema e conseqüentemente, elevam a potência requerida.

Devido ao fato da perda de carga intensificar-se com o aumento da viscosidade, uma comparação entre os sistemas foi realizada. A Tab. 5.26 mostra os valores calculados para as perdas de carga em três processos do ciclo de refrigeração.

Tabela 5.26 – Valores das perdas de carga nos processos do ciclo de refrigeração para cada um dos três sistemas.

Configuração do sistema de refrigeração	Perda de carga [kPa]		
	Evaporação	Condensação	Expansão
Convencional	22,20	70,82	912,03
Automatizado com R22	14,01	57,50	850,51
Automatizado com R1270	8,20	11,22	1340,11

O sistema convencional opera a uma relação de pressão mais elevada e, conseqüentemente, apresenta maiores perdas de carga. Já os valores para os sistemas automatizados, apresentaram-se mais elevados durante a evaporação e a condensação para o R22 se comparados aos valores para o sistema com R1270, este comportamento ocorreu, basicamente, devido à mudança do fluido refrigerante, pois o HC é um fluido menos viscoso. Como exemplo, ao considerar-se a viscosidade de ambos os fluidos a 20,0 °C, o propileno apresenta 0,000085 kg/ms em fase líquida e 0,000009 kg/ms em fase de vapor, enquanto o R22 apresenta, respectivamente, 0,000170 kg/ms e 0,000013 kg/ms. Ao passar pela VEE o HC enfrentou uma obstrução relativamente maior que o HCFC para atingir o ponto de operação desejado. Isto resultou em uma elevada perda de carga durante a expansão.

5.4.2. Impacto Total de Aquecimento Equivalente

Os danos causados ao meio-ambiente foram calculados com base no impacto total de aquecimento equivalente (total equivalent warming impact - TEWI). Este método considera

os impactos diretos e indiretos associados ao uso de um refrigerante para aplicações no setor HVACR. A Eq. 5.5 representa a metodologia utilizada neste cálculo.

$$TEWI = CO_2equ_{DIRETO} + CO_2equ_{INDIRETO} \quad (5.5)$$

A parcela associada ao efeito direto pode ser calculada pela Eq. 5.6.

$$CO_2equ_{DIRETO} = M_{REF} L_{RATE} V_{UTIL} GWP \quad (5.6)$$

Onde: M_{REF} : Carga de refrigerante no equipamento, [kg];

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

V_{UTIL} : Vida útil econômica do equipamento, [anos];

GWP : Índice específico de cada refrigerante, [-].

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. (IPCC, 1990)

A parcela associada ao efeito indireto pode ser calculada pela Eq. 5.7.

$$CO_2equ_{INDIRETO} = W_{EL}^E t_{SERV} V_{UTIL} E_{CO_2G} \quad (5.7)$$

Onde: W_{EL}^E : Potência elétrica do equipamento, [W];

t_{SERV} : Número de horas de operação anual, [-];

E_{CO_2G} : Emissão de CO₂ na geração de eletricidade, [kg CO₂/kWh].

Durante a realização dos cálculos a carga de R22 foi de 2 kg, enquanto a carga de R1270 foi de 1 kg. A taxa anual de refrigerante emitido foi de 200% para os três sistemas, este valor retrata uma situação em que toda a carga de fluido da bancada vazasse para a atmosfera e a mesma quantidade fosse repostada. A vida útil do equipamento foi adotada como 10 anos para as três configurações. A potência elétrica do equipamento foi adotada conforme a Tab. 5.26, calculado anteriormente. O número total de horas de operação foi igual para todos os sistemas, igual a 2112. A parcela referente à emissão de CO₂ na geração de eletricidade foi fixa em 0,7 ton CO₂/kWh (para todos os sistemas).

A Tab. 5.27 mostra os resultados do impacto total de aquecimento equivalente para cada configuração da bancada experimental.

Tabela 5.27 – Valores do impacto total de aquecimento equivalente para os três sistemas de refrigeração.

Configuração do sistema de refrigeração	Refrigerante/GWP	Efeitos		TEWI [kg CO ₂]
		Direto	Indireto	
Convencional	R22/1900	76000	43464	119464,0
Automatizado com R22	R22/1900	76000	28089	104089,0
Automatizado com R1270	R1270/3	60	26906	26966,0

A economia de energia elétrica é importantíssima para a redução do impacto indireto e consequentemente do TEWI. Este fato pode ser comprovado ao observar-se a redução no valor de TEWI do sistema convencional para o sistema automatizado com R22. O uso de um refrigerante com GWP inferior reduz ainda mais os danos ao meio-ambiente, principalmente em relação aos impactos diretos, este fato é observado ao comparar-se o valor do TEWI para o sistema automatizado com R1270 ao valor do TEWI para o sistema automatizado com R22.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES

Foi apresentada nesta dissertação uma proposta a contribuir com o conhecimento acerca da necessidade de substituir os fluidos halogenados por refrigerantes naturais.

Primeiramente, tornou-se necessário avaliar os limites de operação do sistema convencional e as condições ótimas de cada parâmetro para obter-se o máximo COP. As respostas principais dos ensaios ($\dot{Q}_{EV}$ e COP) foram representadas em superfícies quadráticas tridimensionais, as quais demonstraram que o COP foi extremamente sensível às mudanças da massa de refrigerante. Acima de 2,0 kg de R22, a capacidade de evaporação começou a cair, o grau de sub-resfriamento elevou-se, extrapolando os limites de bom funcionamento e gerando, conseqüentemente, a queda do COP.

Posteriormente, um segundo planejamento experimental foi criado com o objetivo de avaliar-se o funcionamento do sistema automatizado com R22. A principal conclusão refere-se à flexibilidade de operação do sistema. A partir das condições de entrada da água e de massa de R22 fixas, observou-se que valores de frequências inferiores à frequência nominal aliadas a mínimos valores do grau de superaquecimento, conduziram o COP do sistema automatizado com R22 a valores máximos.

Um terceiro e último planejamento experimental foi necessário para comprovar que o sistema automatizado, contendo o refrigerante R1270, alcançou uma faixa de valores de capacidade de refrigeração superior aos valores dos sistemas que operaram com R22. O COP deste sistema foi extremamente sensível aos três fatores do planejamento, ou seja, as mudanças da massa de refrigerante, as variações do grau de superaquecimento e a operação do compressor à velocidades inferiores a 1750 rpm, resultaram em consideráveis diferenças no COP. Acima de 1,0 kg de R1270, a pressão de descarga aumentou e o grau de sub-resfriamento elevou-se consideravelmente.

Em complemento, desejava-se criar uma situação semelhante à operação diária de condicionamento de ar durante o verão. Para tanto, ambos os sistemas foram analisados em regime transiente. Como principais resultados podem-se destacar:

- A VET do sistema convencional teve o papel de manter o grau de superaquecimento na faixa desejada, enquanto a VEE, além de manter o grau de superaquecimento adequado, garantiu uma capacidade de refrigeração uniforme durante todo o tempo de serviço dos sistemas automatizados. A VEE mostrou um comportamento típico de controle PID, possibilitando o funcionamento contínuo do compressor;

- A vazão mássica de R22 no sistema convencional variou de zero a 0,055 kg/s. Já o comportamento da vazão no sistema automatizado com R22 estabilizou-se na faixa de 0,048 kg/s a 0,054 kg/s, enquanto que, para o sistema automatizado com R1270, a vazão estabilizou-se na faixa de 0,027 kg/s a 0,032 kg/s. Esta redução pode ser explicada pelo fato de que o sistema com R1270 operou com apenas 1,00 kg de carga, enquanto os sistemas com R22 utilizaram aproximadamente o dobro de carga. Fisicamente, a redução está diretamente relacionada aos valores reduzidos de massa específica dos refrigerantes hidrocarbonetos (tanto em fase líquida, como em fase de vapor) em comparação com os refrigerantes hidroclorofluorcarbonos;

- O sistema convencional proporcionou 9,5 kW de capacidade de refrigeração, consumindo 3,1 kW de potência no compressor. Nos instantes em que o compressor esteve acionado, o COP do sistema convencional estabeleceu-se em 3,1;

- A capacidade de refrigeração média do sistema automatizado (40 Hz) alcançou 9,0 kW, acompanhando a variação da vazão mássica do fluido. Durante todo o período de teste o compressor permaneceu ligado, consumindo apenas 1,9 kW de potência. O COP neste caso foi de 4,8;

- O sistema automatizado com R1270 que operou em 40 Hz, utilizou 1,8 kW de potência e obteve uma capacidade de refrigeração de 9,2 kW. E de maneira semelhante, o comportamento destas respostas seguiu o comportamento da modulação da VEE. O COP médio foi de 5,1, valor superior aos resultados do sistema automatizado com R22;

Uma última análise, referente ao consumo médio mensal de energia elétrica e aos danos causados ao meio-ambiente, calculados com base no impacto total de aquecimento equivalente, comprovou que:

- A economia de energia elétrica foi importantíssima para a redução do impacto indireto e consequentemente do TEWI. Este fato foi comprovado devido à redução no valor de TEWI do sistema convencional (119464) para o sistema automatizado com R22 (104089);

- O uso de um refrigerante com GWP inferior reduz danos ao meio-ambiente, principalmente em relação aos impactos diretos, este fato é observado ao comparar-se o valor do TEWI para o sistema automatizado com R1270 (26966) ao valor do TEWI para os sistemas com R22;

- A automatização e a substituição do fluido tradicional por um refrigerante natural proporcionam uma redução de 38% no consumo médio mensal de energia elétrica e uma redução de 77% nos danos totais relacionados ao aquecimento global.

Para o futuro, sugere-se investigar a aplicação de outros fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado, tais com:

- Operar a bancada experimental em condições de resfriamento ou até congelamento de produtos. Para tanto, utilizar Propano (R290) como fluido refrigerante;

- Modificar a bancada experimental a fim de consolidar um sistema em cascata e utilizar CO₂ (R744) como um dos fluidos do sistema;

- Investigar aplicações de fluidos naturais em supermercados, substituindo os refrigerantes convencionais e com isso analisar a possibilidade de trabalhar-se com créditos de carbono.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

AARON, D. A.; DOMANSKI, P. A. Experimentation, analysis and correlation of R-22 flow through short tube restrictors. **ASHRAE Transactions**. V. 96, n. 1, p. 729-742, 1990.

ABNT NBR 16401-1, **Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários**. ICS 91.140.30 / ISBN 978-85-07-00889-7, Brasil, 2008.

ACRIB. **Guidelines for the use of hydrocarbon refrigerants in static refrigeration and air conditioning systems**. ISBN 1872719139, UK, 2001. Disponível em: <<http://www.acrib.org.uk>>.

ANTUNES H. P. A.; GARCIA F. E. M.; BANDARRA FILHO. P. E. Avaliação experimental de um sistema de refrigeração com variação da rotação do compressor. In: CREEM 2007 – XIV CONGRESSO NACIONAL DE ESTUDANTES DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2007, Uberlândia - MG. **CD- ROM**.

APREA C.; MASTRULLO R.; RENNO C. **Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed**. University of Naples Federico II, Naples, Italy, 2005.

ASHRAE. **Fundamentals Handbook**. USA, 2001.

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.; DOMANSKY, A. P. R22 replacement status. **ASHRAE Journal**. V. 48, n. 8, p. 29-39, 2004.

CHOI, J. M.; KIM, Y. C. The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube. **Energy Building and Environment**. V. 27, p. 391–404, 2003.

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, Purdue University, USA, 2000.

COLBOURNE, D.; SUEN, K. O. Assessment of performance of hydrocarbon refrigerants. In: PROCEEDINGS OF THE FOURTH IIRGUSTAV LORENTZEN CONFERENCE ON NATURAL WORKING FLUIDS, Purdue, USA.

CUEVAS, C.; WINANDY, E. **Analysis of the operation of inverter and on-off modulated compressors in an air-conditioning system.** Laboratory of Thermodynamics University of Liège, Liège, Belgium. 2001.

FARZARD, M.; O'NEAL, D. L. Influence of the expansion device on air conditioner system performance characteristics under a range of charging conditions. **ASHRAE Transactions.** V. 99, n. 1, p. 3-13, 1993.

GARCIA, F. E. M. **Avaliação teórico-experimental de técnicas de controle fuzzy aplicadas a sistemas de refrigeração.** 2010. 207 f. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

GARCIA, F. E. M. **Estudo experimental de um controle adaptativo para um sistema de refrigeração.** 2006. 109 f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

GHODBANE, M. An investigation of R152a and hydrocarbon refrigerants in mobile air conditioning. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, SAE, 1999, Warrendale, **Paper 1999-01-0874.**

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

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

HEWITT, N. J.; MCMULLAN, J. T. Comparison of expansion valve performance. **Int. Journal of Energy Research**. V. 19, p. 347-359, 1995.

HOUCEK, J.; THEDFORD, M. A research into a new methodh of refrigeration charging and the effects of improper charging. In: PROCEEDINGS OF THE FIRST ANNUAL SYMPOSIUM ON EFFICIENT UTILIZATION OF ENERGY IN RESIDENTIAL AND COMMERCIAL BUILDINGS, Texas, 1984.

LARS, B. K. Novel electronic high reliability valve principle for control of direct expansion. In: THE 20TH INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, IIR/IIF, Sydney, 1999.

LEI, Z.; ZAHEERUDDIN, M. Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**. V. 25, p. 2258–2271, 2005.

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. Disponível em: <<http://www.airah.org.au>>.

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

MAIA, T. A. A. **Estudo Experimental do Comportamento Transiente do Conjunto Evaporador Válvula de Expansão**. 2000. 71 p. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

NEULAENDER, P. Panorama atual de fluidos refrigerantes do setor de refrigeração e ar condicionado. In: CONBRAVA 2009 – XI CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DE AR, 2009, São Paulo, **Publicação em Anais**, p. 287-300.

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

NGUYEN, H.; GOLDSCHMIDT, V.; THOMAS, S.; TREE, D. Trends of residential air-conditioning cyclic tests. **ASHRAE Transactions**. V. 88, n. 2, p. 954-972, 1982.

OUTTAGARTS, A.; HAPERSCHILL, P.; LALLEMAND, M. The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve. **Int. Journal of Energy Research**. V. 21, p. 793-807, 1997.

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 - SP. **Publicação Técnica**. 2008, p. 63-77.

PÖTTKER, G. **Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração**. 2006. 178 p. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil.

PRUZAESKY, F. C.; TICONA, M. E. BRAGA, S. L.; PARISE, R. A. J. Novas soluções para fluidos secundários em refrigeração. In. USO DE FLUIDOS NATURAIS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR-CONDICIONADO, 1, 2007, São Paulo - SP. **Publicação em Anais**, p. 45-62.

ROWLAND, F. S. The CFC controversy: Issues and answers. The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve. **ASHRAE Journal**. P. 20-27, 1992.

SCHMIDT, F. Optimal control of electronic expansion valves in modern low charge evaporator systems requires fast reacting expansion valves and new controller design. In: THE 20TH INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, IIR/IIF, Sydney, 1999.

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.

STOECKER, W. F.; SMITH III, L. D.; EMDE, B. N. Influence of the expansion device on the seasonal energy requirements of a residential air conditioner. **ASHRAE Transactions**. V. 1, p. 349-360, 1987.

TEIXEIRA, P. S.; PIMENTA, J. M. D. Hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes: Estado da arte. In: CONEM 2004 – III CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, Belém, Pará, 2004.

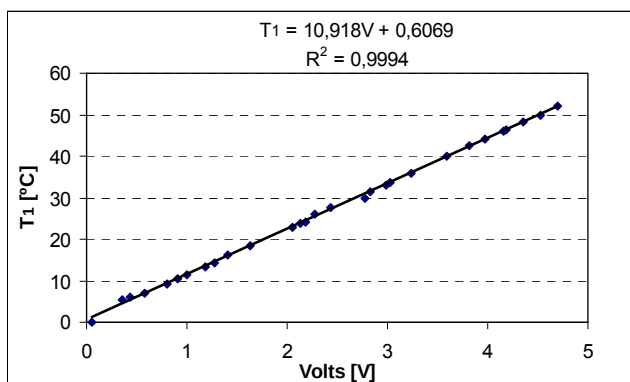
ZHOU, X.; XIA, J.; JIN, X.; ZHOU, Z. Study of fuzzy control of the electronic valve in the air-conditioner with inverter. In: THE 20TH INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, IIR/IIF, Sydney, 1999.

ANEXO I

Incertezas nas Medições

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)	$n = 29$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

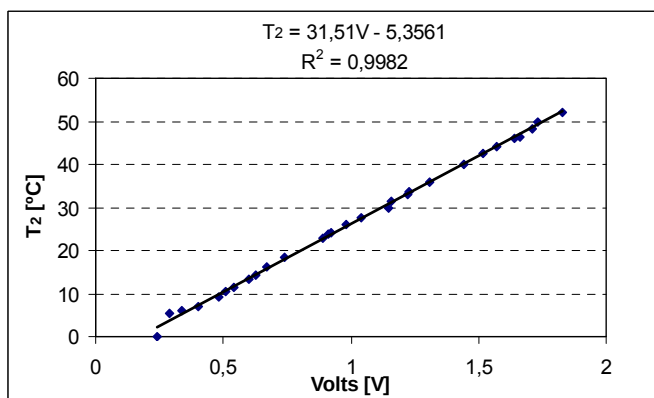
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,3799^{\circ}\text{C}$$

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)	$n = 29$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

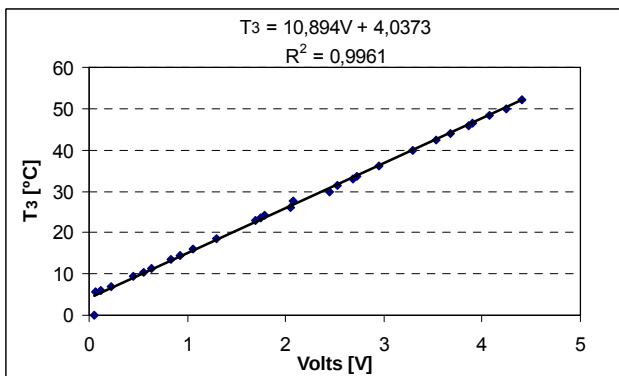
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,6676^{\circ}\text{C}$$

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)	$n = 29$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

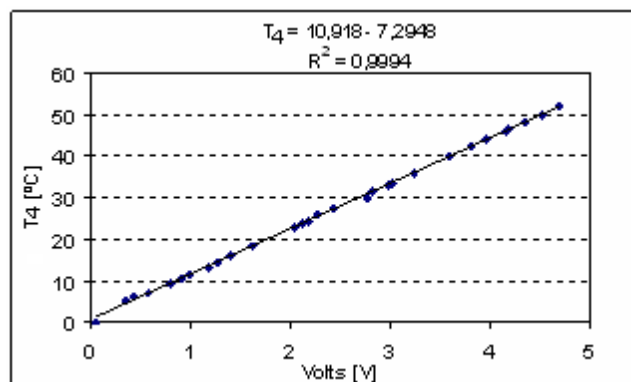
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2}(S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,9662^{\circ}\text{C}$$

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)	$n = 21$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

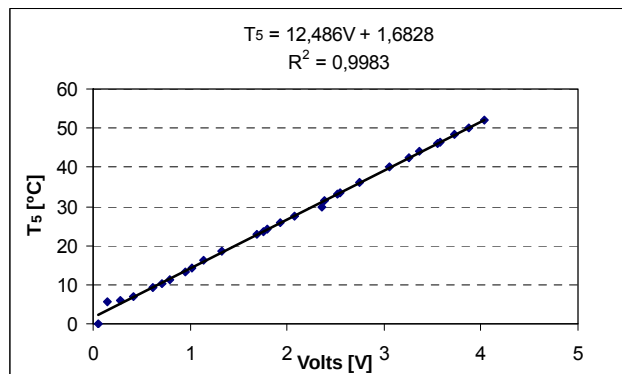
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2}(S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,3222^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T4} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,07^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Temperatura (T5):

Declive	$m = 12,486^{\circ}\text{C} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 1,6828^{\circ}\text{C}$
Coefficiente 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)	$n = 29$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

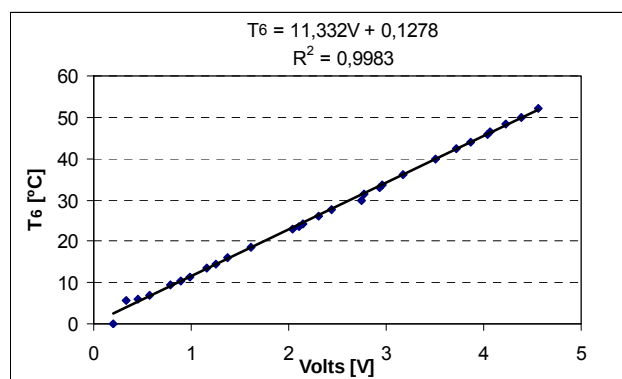
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,6561^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T5} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,122^{\circ}\text{C}$$

Sensor de Temperatura (T6):

Declive	$m = 11,332^{\circ}\text{C} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 0,1278^{\circ}\text{C}$
Coefficiente 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)	$n = 29$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

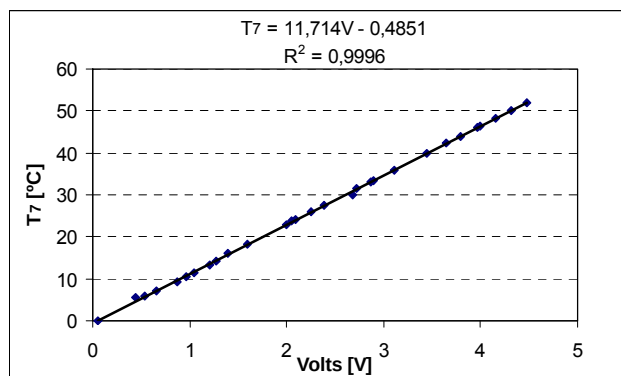
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,6385^{\circ}\text{C}$$

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)	$n = 29$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

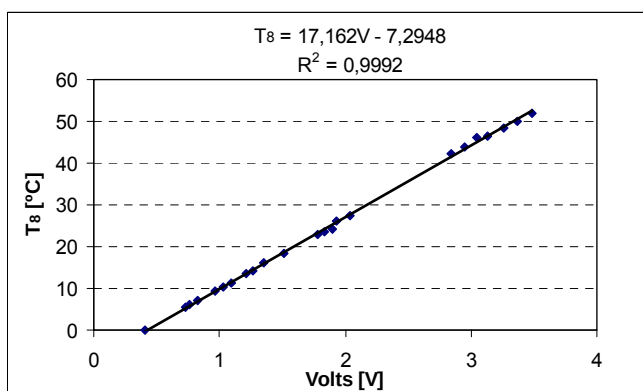
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,3222^{\circ}\text{C}$$

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)	$n = 23$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

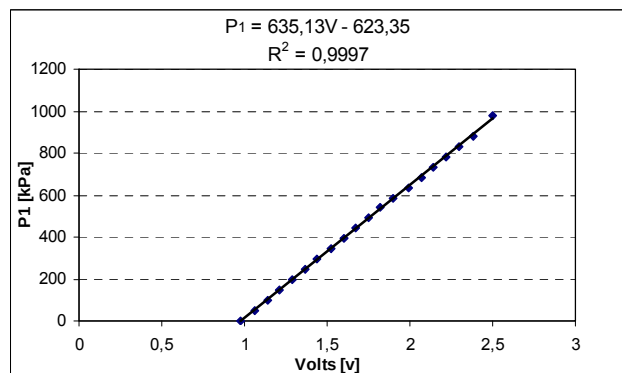
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,493^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

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

Sensor de Pressão (P1):

Declive	$m = 635,13 \text{ kPa/V}$
Ordenada na origem	$b = 623,35 \text{ kPa}$
Coefficiente 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)	$n = 20$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

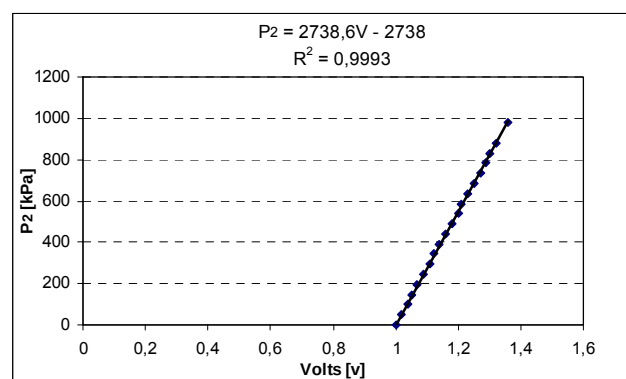
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 5,0969 \text{ kPa}$$

Incerteza da ordenada:

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

Sensor de Pressão (P2):

Declive	$m = 2738,6 \text{ kPa/V}$
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)	$n = 20$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

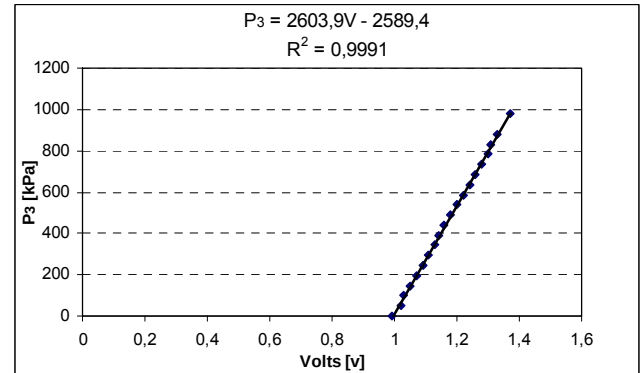
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 8,0646 \text{ kPa}$$

Incerteza da ordenada:

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

Sensor de Pressão (P3):

Declive	$m = 2603,9 \text{ kPa/V}$
Ordenada na origem	$b = 2589,4 \text{ kPa}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9991$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 1,1740 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 467,4949 \text{ kPa}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 0,1128 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 293,9180 \text{ kPa}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 20$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

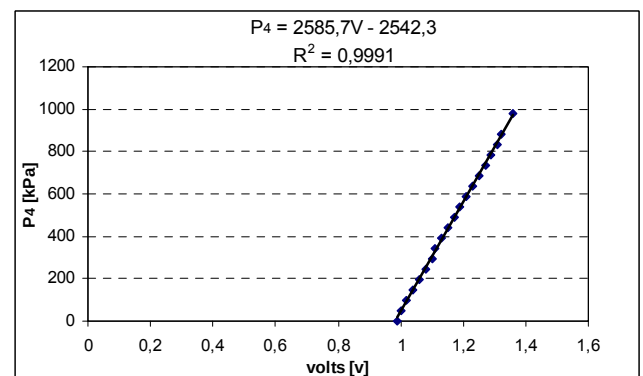
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 8,6604 \text{ kPa}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{P3} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 1,936 \text{ kPa}$$

Sensor de Pressão (P4):

Declive	$m = 2585,7 \text{ kPa/V}$
Ordenada na origem	$b = 2542,3 \text{ kPa}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9991$
Média dos valores de x	$\bar{x} = 1,1640 \text{ V}$
Média dos valores de y	$\bar{y} = 467,4949 \text{ kPa}$
Desvio padrão dos valores de x	$S_x = 0,1136 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y	$S_y = 293,9180 \text{ kPa}$
Número de pares de valores (x,y)	$n = 20$



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

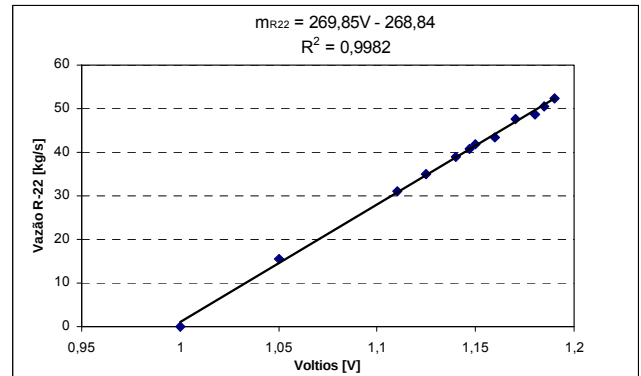
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 9,0182 \text{ kPa}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{P4} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 2,01 \text{ kPa}$$

Sensor de vazão mássica:

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



O cálculo da incerteza está apresentado a seguir:

Desvio padrão dos pontos em torno da reta de regressão:

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

Incerteza da ordenada

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