

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Ricardo Greber
Arini E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 30.1.07.1.2008.

Araí Augusta Bernárdez Pécora
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Análise Energética e Exergética de um Ciclo de
Refrigeração por Compressão de Vapor
Utilizando HC290 em Substituição ao HCFC22**

Autor: Ricardo Greber Arini
Orientadora: Araí Augusta Bernárdez Pécora

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

Análise Energética e Exergética de um Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor Utilizando HC290 em Substituição ao HCFC22

Autor: Ricardo Greber Arini
Orientadora: Arai Augusta Bernárdez Pécora

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2008
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Ar43a Arini, Ricardo Greber
Análise energética e exergetica de um ciclo de
refrigeração por compressão de vapor utilizando HC290
em substituição ao HCFC22 / Ricardo Greber Arini. --
Campinas, SP: [s.n.], 2008.

Orientador: Araí Augusta Bernárdez Pécora.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Estudos experimentais. 3. Leite -
Resfriamento. 4. Resfriamento. 5. Propano. I.
Bernárdez Pécora, Araí Augusta. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Energetic and exergetic analysis of a vapor compression
refrigeration system operating with HC290 as an alternative to
HCFC22

Palavras-chave em Inglês: Refrigeration, Experimental study, Cooling, Propane

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Flávio Vasconcelos da Silva, Kamal Abdel Radi Ismail

Data da defesa: 30/07/2008

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

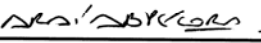
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Análise Energética e Exergética de um Ciclo de
Refrigeração por Compressão de Vapor
Utilizando HC290 em Substituição ao HCFC22**

Autor: **Ricardo Greber Arini**

Orientadora: **Araí Augusta Bernárdez Pécora**

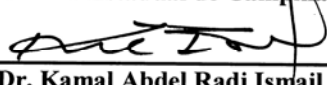
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Profª Dra. Araí Augusta Bernárdez Pécora, Presidente
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail
Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 30 de julho de 2008

Dedicatória

A meus pais, Pedro e Elizabeth (*in memorian*).

Ao meu filho João Pedro, presente de Deus, e à minha querida esposa Alessandra.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ter sido concluído sem a ajuda de várias pessoas, às quais deixo aqui meu sincero agradecimento:

À Prof^a. Araújo Augusta Bernárdez Pécora pelo apoio, confiança e pela orientação prestada à execução deste trabalho e, principalmente, por ter possibilitado a realização de um projeto de vida.

À minha querida irmã Renata, por seu apoio e incentivo.

Ao Prof. Lincoln de Camargo Neves Filho, por seu contagiante entusiasmo.

Aos colegas Eugênio de Souza Morita, Raykleyson Moraes e Lyda Herrera Camacho, pela amizade e companheirismo.

Aos técnicos do laboratório Luiz Zanaga e Luiz Gama, pela ajuda na operação e manutenção do sistema experimental.

À CAPES pelo apoio financeiro da bolsa de estudos.

À sempre prestativa Cleusa Lima dos Santos, secretária do departamento.

A todos aqueles que, direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste projeto e não foram aqui citados, deixo meu agradecimento.

“A imaginação é mais importante que o conhecimento”
(Albert Einstein)

Resumo

ARINI, Ricardo Greber, *Análise Energética e Exergética de um Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor Utilizando HC290 em Substituição ao HCFC22*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008, 100p. Dissertação (Mestrado)

Este trabalho teve como objetivo analisar experimentalmente um sistema de refrigeração por compressão de vapor operando com o hidrocarboneto propano (R290) em substituição ao refrigerante HCFC22, visando atender as necessidades do mercado atual de refrigeração comercial, que busca alternativas que atendam à exigência de substituição gradual dos refrigerantes hidroclorofluorcarbonados (HCFC's). O estudo foi realizado em um mini-tanque de resfriamento de leite, produzido comercialmente para operar com o refrigerante 22. Foram analisadas as influências da temperatura do fluido no interior do tanque e da temperatura do ar de resfriamento do condensador sobre parâmetros de desempenho do ciclo de compressão como: pressão de condensação, pressão de evaporação, coeficiente de desempenho, efeito frigorífico, trabalho de compressão, taxa específica de transferência de calor no condensador, temperatura do refrigerante na descarga do compressor e volume específico do refrigerante na aspiração do compressor. Além da análise energética, este trabalho apresenta a análise exergética do ciclo operando com R290 em comparação com o ciclo operando com R22. As medidas experimentais foram realizadas em condições de regime permanente, verificado quando não se observaram variações significativas na temperatura do refrigerante em diversos pontos do ciclo. A temperatura do fluido do tanque e a temperatura do ar de resfriamento do condensador foram mantidas constantes através de resistências elétricas imersas na água contida no tanque e na entrada do condensador, respectivamente. A análise de resultados mostrou que é possível a substituição do refrigerante R22 pelo R290 no sistema estudado, sendo observado que o sistema operando com R290 apresentou desempenho energético equivalente ao apresentado pelo R22. Foi verificado que a eficiência exergética do sistema operando com R290 foi igual ou superior à obtida com R22. Observou-se ainda um menor consumo de energia elétrica pelo sistema nos testes de resfriamento utilizando propano como refrigerante.

Palavras-chave: Refrigerantes alternativos, estudo experimental, ciclo de resfriamento por compressão de vapor, HCFC22, HC290.

Abstract

ARINI, Ricardo Greber Arini, *Energetic and Exergetic Analysis of a Vapor Compression Refrigeration System Operating with HC290 as an alternative to HCFC22*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008,100p. Dissertação (Mestrado)

In order to meet the requirements of the commercial refrigeration market, which demands for alternatives to substitute gradually the use of refrigerants such as *hydrochlorofluorocarbons* (HCFC's), this research had the aim to analyze experimentally a mechanical vapor-compression refrigeration system operating with hydrocarbon propane (R290) as an alternative for R22. This study was made in a small tank for milk refrigeration, commercially built to operate with the refrigerant HCFC22. It was analyzed the influences of the factors: temperature of the water inside the tank and temperature of the cooling air at the entrance of the condenser, on the performance of the compression cycle. The following parameters were determined: evaporating pressure, condensing pressure, coefficient of performance, refrigeration capacity per unit mass of refrigerant flow, compression work, rate of heat transfer per unit mass of refrigerant flow at the condenser, refrigerant discharge temperature at the compressor outlet and specific volume of the refrigerant at the compressor inlet. In order to verify which refrigerant fluid realizes the best usage of the available work, it was made, besides an energetic analysis, a comparative exergetic analysis of the cycles. The experimental measures were made at steady state conditions, verified when no significant variations of refrigerant temperatures in several parts of the cycle were observed. The water temperature inside the tank and the air temperature, at the entrance of the condenser, were kept constant by using electrical resistances. The analysis of the results showed that R290 could be used as a substitute for R 22 to the studied system. It was observed that the energetic performance of the system working with R290 was better than the obtained using R22. The exergetic efficiency of the system using R290 was equal or greater than that obtained using R22. A less electrical energy consumption was obtained in the cooling experiments using R290 as refrigerant.

Keywords: Alternative refrigerants, experimental study, vapor-compression refrigeration cycle, R22, R290.

Índice

LISTA DE FIGURAS	xiii
LISTA DE TABELAS	xv
NOMENCLATURA	xvi
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Refrigerantes sintéticos e a destruição da camada de ozônio	1
1.2 Aquecimento global	4
1.3 Hidrocarbonetos como uma alternativa ambientalmente correta	5
1.4 Análise Termodinâmica Comparativa	6
1.5 Produção e Resfriamento de Leite	10
1.6 Objetivos	11
2 REVISÃO DA LITERATURA	12
2.1 Histórico	12
2.2 Estudos envolvendo substitutos do R22	12
2.3 Estudos envolvendo análise exergética de ciclos de resfriamento por compressão de vapor	22
2.4 Análise energética do ciclo de resfriamento por compressão de vapor	23
2.5 Análise exergética do ciclo de resfriamento por compressão de vapor	25
2 MATERIAIS E MÉTODOS	28
3.1 Sistema Experimental	28
3.2 Instrumentação	30
3.3 Tempo de resfriamento	34
3.4 Metodologia de cálculo	34
3.5 Procedimento de operação	39
3.6 Condições de operação	40
3.7 Identificação da instrumentação	41

4	ANÁLISE DE RESULTADOS	47
4.1	Teste de tempo de resfriamento	47
4.2	Análise energética	50
4.2.1	Vazão mássica	50
4.2.2	Volume específico na aspiração do compressor	52
4.2.3	Capacidade de resfriamento do sistema	53
4.2.4	Taxa de transferência de calor no condensador	55
4.2.5	Potência de compressão	56
4.2.6	Temperatura de descarga no compressor	58
4.2.7	Coeficiente de desempenho	60
4.3	Análise exergética	61
4.3.1	Déficit de exergia no compressor	62
4.3.2	Déficit de exergia no evaporador	63
4.3.3	Déficit de exergia no condensador	64
4.3.4	Déficit de exergia no tubo capilar	66
4.3.5	Eficiência exergética global do sistema	68
4.4	Considerações finais	69
5	CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	70
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72
	APÊNDICE A	75
	APÊNDICE B	78
	APÊNDICE C	80
	APÊNDICE D	86
	APÊNDICE E	91
	APÊNDICE F	93

Lista de Figuras

1.1 Emissão mundial estimada de R22	2
1.2 Pressão de saturação para alguns dos principais refrigerantes existentes no mercado	7
1.3 Capacidade de refrigeração volumétrica	8
1.4 Temperatura de descarga do refrigerante considerando compressão isoentrópica	8
3.1 Esquema do sistema experimental contendo mini-tanque de resfriamento de leite	29
3.2 Fotografia do sistema experimental contendo mini-tanque de resfriamento de leite	29
3.3 Esquema do aparato experimental	32
3.4 Fotografia do conjunto de resistências elétricas na entrada do condensador	33
3.5 Fotografia da resistência elétrica localizada no interior do tanque	33
3.6 Fotografia do modelo de PT-100 utilizado para a obtenção das medidas de temperatura	34
4.1 Temperatura da água no interior do tanque em função do tempo de resfriamento desde 36 até 4°C para o R22 e o R290	48
4.2 Curva de potência elétrica consumida pelo compressor em função do tempo de resfriamento da água do tanque desde 36 até 4°C.	49
4.3 Vazão mássica de refrigerante em função da temperatura da água no interior do tanque	50
4.4 Razão entre as vazões mássicas obtidas para os dois fluidos testados	51
4.5 Volume específico do refrigerante em função da temperatura da água no interior do tanque	52
4.6 Razão entre os volumes específicos do R290 e do R22	53
4.7 Capacidade de resfriamento do sistema em função da temperatura da água no interior do tanque	54
4.8 Razão entre as capacidades de resfriamento do sistema do R290 e do R22	54
4.9 Taxa de transferência de calor no condensador em função da temperatura da água no interior do tanque	55
4.10 Razão entre as taxas de calor trocado no condensador com o R290 e o R22. Potência de compressão em função da temperatura da água no interior do tanque	56
4.11 Potência de compressão em função da temperatura da água no interior do tanque	57
4.12 Razão entre as potências de compressão do R290 e do R22	58

4.13 Temperatura do refrigerante na descarga do compressor em função da temperatura da água no interior do tanque	59
4.14 Razão entre as temperaturas de descarga no compressor para o R290 e o R22	59
4.15 Coeficiente de desempenho do ciclo em função da temperatura da água no interior do tanque	60
4.16 Razão entre os valores de COP para o R290 e o R22	61
4.17 Déficit de exergia no compressor em função da temperatura da água no interior do tanque	62
4.18 Razão entre os déficits de exergia no compressor para o R290 e o R22	63
4.19 Déficit de exergia no evaporador em função da temperatura da água no interior do tanque	64
4.20 Razão entre os déficits de exergia no evaporador para o R290 e o R22	64
4.21 Déficit de exergia no condensador em função da temperatura da água no interior do tanque	65
4.22 Razão entre os déficits de exergia no condensador para o R290 e o R22	66
4.23 Déficit de exergia no tubo capilar em função da temperatura da água no interior do tanque	67
4.24 Razão do déficit de exergia no tubo capilar para o R290 e o R22	67
4.25 Eficiência exergética global do sistema em função da temperatura da água no interior do tanque	68
4.26 Razão da eficiência exergética do ciclo para o R290 e o R22	69
C.1 Curva de calibração do PT100 (T1)	80
C.2 Curva de calibração do PT100 (T2)	80
C.3 Curva de calibração do PT100 (T3)	81
C.4 Curva de calibração do PT100 (T5)	81
C.5 Curva de calibração do PT100 (Ttanque)	82
C.6 Curva de calibração do termopar tipo T (Tent,ar)	82
C.7 Curva de calibração do termopar tipo T (Tsai,ar)	87

Lista de Tabelas

1.1 Principais medidas estabelecidas pelo Protocolo de Montreal	3
1.2 Aspectos ambientais de refrigerantes alternativos aos CFCs a HCFCs	5
1.3 Comparativo teórico entre o R22 e suas possíveis alternativas	9
1.4 Projeção de Crescimento da Produção de Leite	10
3.1 Condições operacionais testadas	41
3.2 Temperatura da água no tanque e potência elétrica consumida pelo sistema em função do tempo de resfriamento	43
3.3 Resultados obtidos para o ciclo operando com o refrigerante R22	44
3.4 Resultados obtidos para o ciclo operando com o refrigerante R290	44
3.5 Resultados obtidos para a deficiência exergética para o R22	45
3.6 Resultados obtidos para a deficiência exergética para o R290	45
3.7 Resultados obtidos para a eficiência exergética do sistema para o R22 e o R290	46
E.1 Identificação da instrumentação	91

NOMENCLATURA

Letras Latinas

A_{cond}	área transversal ao fluxo do ar de resfriamento do condensador	$[m^2]$
COP	coeficiente de desempenho	$[-]$
ex	exergia específica	$[kJ / Kg]$
$\dot{E}x$	fluxo de exergia	$[kW]$
h	entalpia específica	$[kJ / Kg]$
I	corrente de alimentação do compressor	$[A]$
$\dot{m}$	vazão mássica	$[Kg / s]$
P_{cond}	pressão de condensação	$[bar]$
P_{evap}	pressão de evaporação	$[bar]$
$\dot{Q}$	fluxo de calor	$[kW]$
s	entropia específica	$[kJ / KgK]$
T	temperatura	$[^{\circ}C, K]$
T_0	temperatura ambiente	$[^{\circ}C, K]$
U	tensão de alimentação do compressor	$[V]$
$\dot{V}$	vazão volumétrica	$[m^3 / s]$
V_{ar}	velocidade do ar de resfriamento do condensador	$[m / s]$
$\dot{W}_{comp}$	potência de compressão	$[hp]$
$\dot{W}_{e,sist}$	potência elétrica fornecida ao sistema	$[kW]$

$\dot{W}_{\text{útil}}$	potência útil	[kW]
$\dot{W}_{\text{elet}}$	potência elétrica fornecida ao compressor	[kW]

Letras Gregas

δ	perda de eficiência exergética	
η_{ex}	eficiência exergética global do sistema	
η_{comp}	eficiência de compressão	
ρ	massa específica	[Kg / m ³]
τ	temperatura exergética adimensional	
ν	volume específico	[m ³ / Kg]

Subscritos

a	água
ar	ar
asp	aspiração
cond	condensador
comp	compressor
desc	descarga
des	destruída
elet	elétrica
e	entrada
evap	evaporador
f	refrigerante no estado de líquido saturado
m	média
ref	fluido refrigerante
s	saída
sist	sistema

tc	tubo capilar
1	saída do evaporador/entrada do compressor
2	saída do compressor / entrada do condensador
3	saída do condensador / entrada do tubo capilar
4	saída do tubo capilar / entrada do evaporador

Capítulo 1

Introdução e Objetivos

Este capítulo apresenta os objetivos pretendidos nesta pesquisa e uma introdução teórica sobre refrigerantes sintéticos e sua relação com a destruição da camada de ozônio e com o aquecimento global, focalizando o problema no refrigerante R22 e seus possíveis substitutos. Também é apresentado neste capítulo, o levantamento da produção de leite em nível mundial bem como as características principais de tanques de resfriamento de leite existentes no mercado global.

1.1 Refrigerantes sintéticos e a destruição da camada de ozônio

O surgimento dos refrigerantes denominados “freons” (patente da I. E. DuPont de Nemours & Co.) em meados da década de 30, fez com que engenheiros ligados à indústria de refrigeração pensassem ter descoberto o fluido de trabalho ideal para seus equipamentos. Refrigerantes produzidos a partir de hidrocarbonetos como metano e etano tinham seus átomos de hidrogênio substituídos pelos halógenos cloro, flúor ou bromo, que lhes conferiam características altamente desejáveis para aplicação em refrigeração e ar condicionado, como alta estabilidade física e química, baixíssima ou nenhuma inflamabilidade e toxicidade, boa solubilidade em óleos lubrificantes e, por fim, ótimas propriedades termodinâmicas.

Era o início de uma era dominada pelos refrigerantes do tipo clorofluorcarboneto (CFCs), dos quais destacavam-se o R11 e o R12, que, produzidos desde meados da década de 30 e popularizados na década de 50, foram por muitos anos os refrigerantes mais utilizados em aplicações de refrigeração e ar condicionado no mundo (DOMANSKI, 1999).

Em 1974, porém, Molina e Rowland descobriram que o elemento cloro dos hidrocarbonetos halogenados, quando liberados para o meio ambiente, destruí a camada de ozônio terrestre, o que desencadeou um grande debate acerca do uso e da conseqüente eliminação de tais substâncias em sistemas de refrigeração e ar condicionado espalhados pelo mundo. Nesse sentido, como conseqüência imediata da descoberta de Molina e Rowland e da deliberação mundial acerca do uso dessas substâncias, emergiram como substitutos naturais (e provisórios) dos CFCs os fluidos do tipo hidroclorofluorcarbonetos (ou HCFCs), com total destaque para o R22, cuja atual concentração atmosférica supera em cinco vezes a concentração de todos os outros HCFCs somados (MCULLOCH, MIDGLEY e LINDLEY, 2006). O HCFC-22 passou então a ser largamente utilizado em equipamentos de refrigeração e ar condicionado em todo o mundo, principalmente no final dos anos 80 e início dos anos 90. Esse fato ocorreu basicamente em função de suas propriedades físicas e termodinâmicas e, principalmente, do menor número de átomos de cloro em sua composição, ou seja, do seu menor potencial de destruição da camada de ozônio (Ozone Depletion Potential - ODP) em relação ao R11. A Figura 1.1 mostra a emissão mundial de R22 , segundo MCULLOCH, MIDGLEY e LINDLEY (2006).

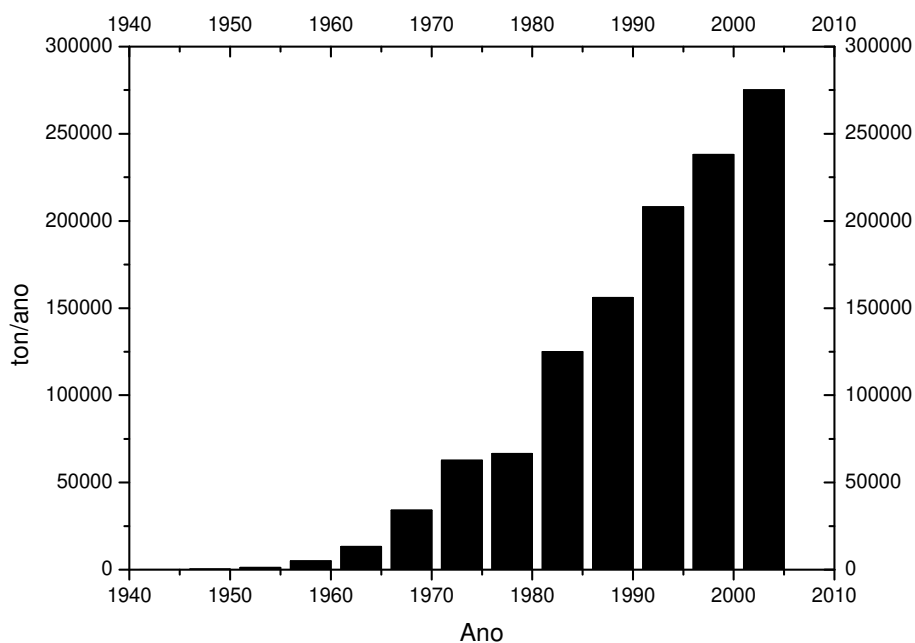


Figura 1.1: Emissão mundial estimada de R22
(McCULLOCH, MIDGLEY e LINDLEY, 2006)

O principal mecanismo legal de controle destas substâncias foi estabelecido no ano de 1987, com o Protocolo de Montreal, que estipulou prazos e regulamentou a produção e a utilização desses refrigerantes a nível global. Em países considerados em desenvolvimento, como o Brasil - que regulamentou sua adesão ao Protocolo em 1990 - CFCs teriam que ser banidos, de forma gradativa, até 2010, enquanto os HCFCs, até 2030.

Muitos países, entretanto, reduziram ainda mais os prazos já estabelecidos. Segundo resolução do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA (2001), o prazo final para utilização de CFCs em novos sistemas e equipamentos nacionais ou importados no Brasil foi estipulado para o ano de 2001, data que posteriormente foi prorrogada, para pequenas e médias empresas, até 2007. A Tabela 1.1 apresenta as principais medidas estabelecidas pelo Protocolo de Montreal segundo POWELL (2002), incluindo as últimas atualizações resultantes da 19ª Reunião das Partes do Protocolo de Montreal, ocorrida no Canadá, de 17 a 21 de Setembro de 2007, que reduziu o prazo para a extinção de HCFC's em países como o Brasil para Janeiro de 2030.

Tabela 1.1: Principais medidas estabelecidas pelo Protocolo de Montreal (atualizado)

Data limite	Medida de Controle
Julho de 1989	Níveis básicos de produção
Janeiro de 1996	Extinção de CFCs em países desenvolvidos
Janeiro de 2004	Redução de 35% da produção de HCFCs em países desenvolvidos (base 1989)
Janeiro de 2007	Eliminação total do CFC 12 no Brasil (Resolução 267 do CONAMA)
Janeiro de 2010	Extinção de CFCs em países em desenvolvimento
Janeiro de 2010	Redução de 65% da produção de HCFCs em países desenvolvidos (base 1989)
Janeiro de 2013	Congelamento do consumo de HCFCs em países em desenvolvimento (base 2009)
Janeiro de 2013	Congelamento da produção de HCFCs em países em desenvolvimento (base 2010)
Janeiro de 2020	Extinção de HCFCs em países desenvolvidos
Janeiro de 2025	Redução de 67,5% da produção de HCFCs em países em desenvolvimento (base 2010)
Janeiro de 2020	Extinção de HCFCs em países desenvolvidos
Janeiro de 2030	Extinção de HCFCs em países em desenvolvimento

Fontes: POWELL (2002), incluindo as atualizações resultantes da 19ª Reunião das Partes do Protocolo de Montreal, ocorrida no Canadá, de 17 a 21 de Setembro de 2007 (www.ambientebrasil.com.br)

Tendo em vista que a fabricação e o projeto dos equipamentos de refrigeração e ar condicionado nas últimas décadas foram desenvolvidos e otimizados com base nas propriedades dos CFCs, e, posteriormente, dos HCFCs, as indústrias do setor vêm buscando soluções que possam garantir propriedades semelhantes às desses fluidos e que minimizem as alterações na construção de seus equipamentos. Neste intuito, uma série de estudos vem tentando viabilizar uma opção de refrigerante do tipo hidrofluorcarboneto (HFC), que, sem a presença de átomos de cloro em sua composição, tem impacto zero na destruição da camada de ozônio.

Nos últimos anos, fluidos como o R134a, o R407C e o R410A passaram então a ser utilizados como alternativa ao R12 e ao R22, com destaque para o R134a que, como substituto do R12, vem sendo muito empregado em equipamentos de ar condicionado e refrigeradores domésticos. Mais recentemente, novos fluidos vieram aumentar a relação de alternativas ao R12 e R22. São os fluidos denominados “ISCEONs” (patente da I. E. DuPont de Nemours & Co.). Para a substituição (“retrofit”) do R12 estão indicados o R-423A e o R-413A, assim como para a substituição do R22 estão o R-422A, R422D e o R-417A. Esses fluidos, apesar de não apresentarem ODP (Ozone Depletion Potential), possuem valores elevados de GWP (Global Warming Potential), superiores inclusive aos do R22.

1.2 Aquecimento global

Estudos revelaram que HFCs possuem um significativo potencial de aquecimento global (avaliado pelo índice GWP – Global Warming Potential em relação ao CO₂), contribuindo de forma considerável para o aumento do efeito estufa no planeta (POWELL, 2002, MCMULLAN, 2002). Por este motivo, substâncias HFCs já vêm sendo incluídas em acordos e tratados mundiais de controle ambiental, como o Tratado de Kyoto¹, tornando-se candidatas à extinção em um futuro próximo (DOMANSKI, 1999). Na Tabela 1.2 são apresentados os potenciais de destruição de ozônio (ODP) e de aquecimento global (GWP) de alguns dos principais fluidos refrigerantes e suas alternativas existentes no mercado.

¹ Conferência sobre aquecimento global, realizada em Kyoto, no ano de 1997, que estipulou redução de 5% na emissão total de CO₂, CH₄, N₂O, PFC, SF₆ e HFC's em relação ao nível de emissão destas substâncias em 1990.

Tabela 1.2: Aspectos ambientais de refrigerantes alternativos aos CFCs e HCFCs

Refrigerante	Ponto de Ebulição (°C)	Potencial de destruição de ozônio (ODP)*	Potencial de aquecimento global (GWP)**
<i>Possíveis alternativas ao R12</i>			
R12	-29,8	0,82	8100
R134a	-26,1	zero	1300
<i>Possíveis alternativas ao R22</i>			
R22	-40,8	0,055	1700
R407C	-44,0	zero	1600
R422A	-46,5	zero	2530
R422D	-43,2	zero	2590
R417A	-39,1	zero	1950
R410A	-52,7	zero	1900
<i>Hidrocarbonetos</i>			
R290	-42,1	zero	3
R600	-0,5	zero	zero
R600a	-11,7	zero	zero

* Relativo ao CFC11

** Relativo ao CO₂

Fontes: POWELL (2002) e MCMULLAN (2002)

1.3 Hidrocarbonetos como uma alternativa ambientalmente correta

Como podemos observar pelos valores da Tabela 1.2, os hidrocarbonetos possuem um potencial de aquecimento global insignificante, e não contribuem para a destruição da camada de ozônio, sendo, do ponto de vista ambiental, altamente desejáveis.

Na Europa, vale ressaltar, já existe uma produção considerável de equipamentos operados com isobutano (R600a) e propano (R290). Na Alemanha, cuja extinção do R22 foi estipulada para janeiro de 2000 (MEYER, 2000), cerca de 90% do total de refrigeradores domésticos produzidos utiliza o isobutano como refrigerante (DOMANSKI, 1999), o que ocorre basicamente para atender às pressões de consumidores preocupados com o potencial de aquecimento global do R134a – antiga alternativa ao R12 em equipamentos europeus. Na Suécia, cerca de 30 mil

unidades de bombas de calor foram fabricadas durante a última década, utilizando o propano como refrigerante (GRANRYD, 2001).

A grande desvantagem dos refrigerantes naturais, como se sabe, está no fato de serem substâncias inflamáveis. Sistemas cada vez menos propensos a vazamentos, sinalização adequada, algumas medidas básicas de segurança - como a não utilização de controles elétricos (relés elétricos) que possam produzir centelha no compressor - e procedimentos corretos de recarga e manutenção, porém, reduzem o risco de acidentes de forma significativa, tornando viável, do ponto de vista da segurança, a utilização destas substâncias como refrigerante.

1.4 Análise Termodinâmica Comparativa

Tendo como objetivo a avaliação preliminar da viabilidade do propano como substituto do R22 em ciclos de refrigeração por compressão de vapor através de mecanismo de *retrofit*, são apresentadas algumas propriedades e curvas características das principais alternativas estudadas e utilizadas em todo o mundo. O processo de *retrofit* ou *drop-in* consiste na simples substituição do refrigerante original por um fluido alternativo qualquer sem necessidade de grandes alterações no sistema.

Na Figura 1.2 estão indicadas as curvas de pressão de saturação para temperaturas entre -40°C e 70°C dos refrigerantes R22 e seus principais substitutos halocarbônicos R407C e R410A, os hidrocarbonetos R290 e R600a, além dos novos ISCEON R417A e R422A. Como podemos notar o R22, o R407C e o R290 possuem pressões similares, principalmente em temperaturas mais baixas. Observa-se ainda vantagem na utilização do R290, que, com pressões ligeiramente menores do que o R22 apresenta níveis de solicitação mecânicos mais baixos, representando, a princípio, menor desgaste no compressor e menor consumo de energia elétrica.

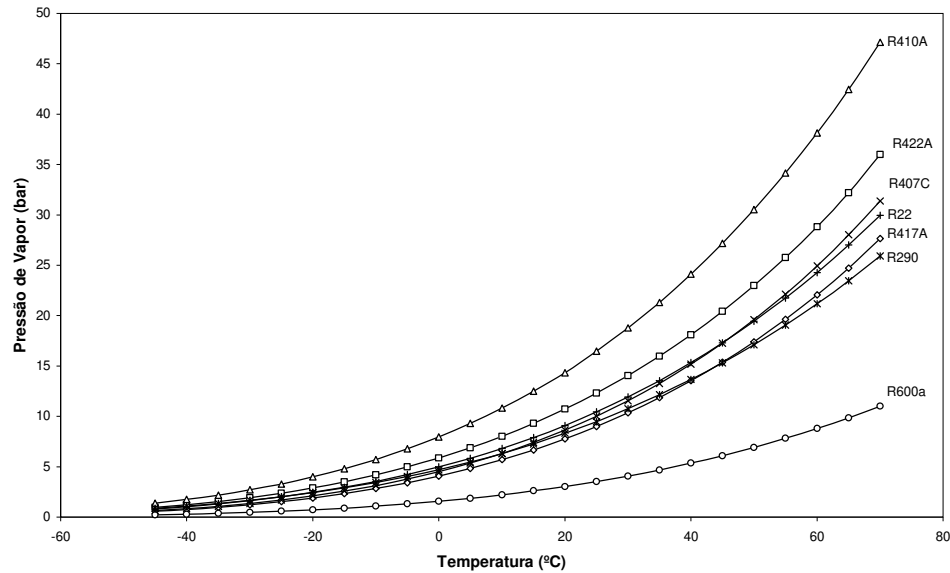


Figura 1.2: Pressão de saturação para alguns dos principais refrigerantes existentes no mercado

As condições operacionais escolhidas nesta pesquisa foram baseadas na norma ISO 5708, a qual estabelece que o leite deve ser resfriado de 36°C a 4°C no prazo máximo de três horas após a ordenha. Considerando temperaturas de evaporação e condensação de 0°C e 40°C, respectivamente, estimou-se, para efeito de cálculos preliminares, uma carga térmica de 1500 W, que corresponde ao resfriamento de 125L de leite (um quarto da capacidade do tanque de 500 litros), de 35 a 4°C em 3 horas. Para estas condições, foi traçado um comparativo entre o R22, suas principais alternativas halocarbônicas e os refrigerantes naturais R290 e R600a, o qual pode ser visualizado nas Fig. 1.3 e 1.4 e na Tab. 1.3.

Como requisito básico na seleção de refrigerantes para mecanismos de *retrofit*, a capacidade dos dois fluidos devem ser, ao menos, similar. Visto que compressores herméticos de pequeno porte, como o que será usado neste projeto, apresentam, de maneira geral, deslocamento volumétrico constante, é importante a análise da capacidade de refrigeração volumétrica das possíveis alternativas levantadas. Assim, a Figura 1.3 mostra esse parâmetro, o qual correspondente à razão entre o efeito frigorífico e o volume específico na sucção, para os seis fluidos analisados. Observa-se que tanto o R290 como o R407C apresentam valores bem próximos aos obtidos com o R22.

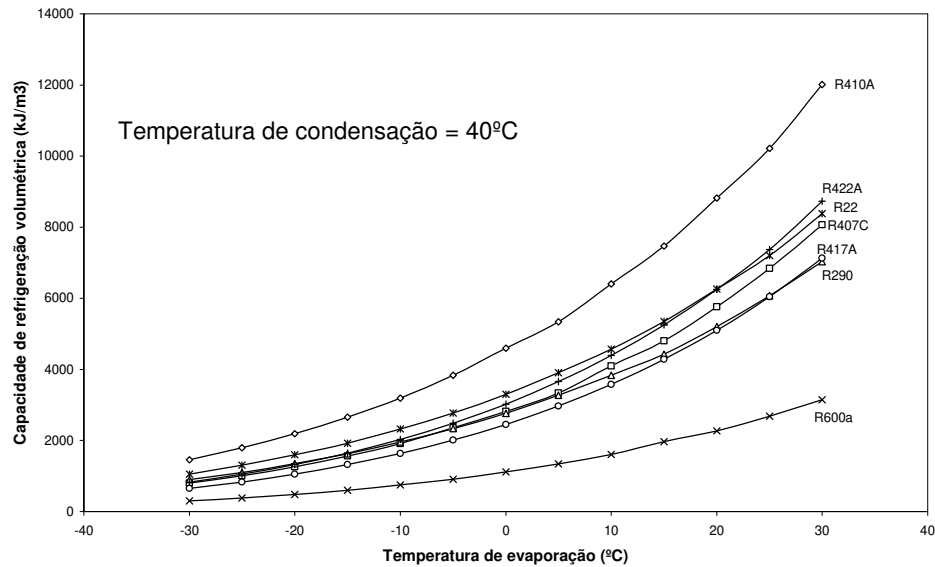


Figura 1.3: Capacidade de refrigeração volumétrica.

Outro importante parâmetro de seleção de refrigerantes alternativos refere-se à temperatura de descarga do fluido após processo de compressão isentrópica. Para as condições já mencionadas de temperatura de condensação de 40°C e sem grau de superaquecimento na saída do evaporador, verifica-se, através da Fig. 4.1, que os refrigerantes naturais apresentam menores temperaturas na saída do compressor, característica altamente vantajosa, em função da preservação das propriedades do óleo lubrificante e dos materiais de vedação do compressor.

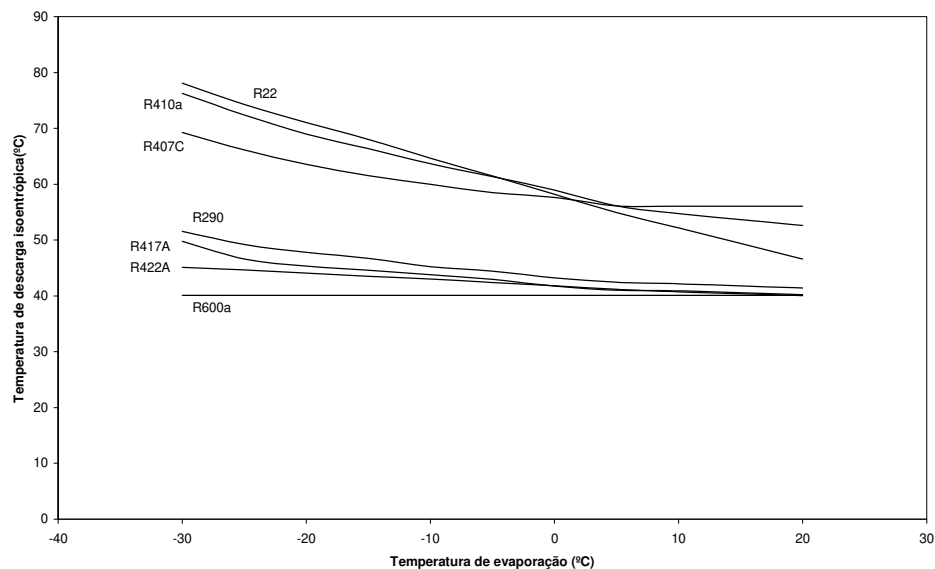


Figura 1.4: Temperatura de descarga do refrigerante considerando compressão isentrópica.

A Tabela 1.3 apresenta um resumo de algumas propriedades e parâmetros termodinâmicos teóricos referentes ao R22, R407C, R410A, R417A, R422A, R290 e R600a para as condições pontuais anteriormente mencionadas. É possível observar que o R290 também apresenta menores valores da diferença entre as pressões de condensação e evaporação, o que acarreta em menores esforços sobre os mancais do compressor. É importante notar também que, se por um lado o volume específico do R290 na sucção do compressor é praticamente duas vezes o valor encontrado para o R22 (o que representa menos massa sendo comprimida e deslocada pelo compressor), o efeito frigorífico, por sua vez, é maior para o R290. Esse fato garante os valores similares de capacidade de refrigeração volumétrica, como já mostrado na Figura 1.3. Além disso, como era de se esperar, os refrigerantes naturais, para a mesma capacidade de refrigeração de 1500 W, apresentaram menores vazões mássicas de refrigerante, o que, na prática, representa menor quantidade de refrigerante no sistema, como indicado na Tabela 1.3.

Tabela 1.3: Comparativo teórico entre o R22 e suas possíveis alternativas

	R22	R407C	R410A	R290	R600a	R417A	R422A
Pressão de evaporação [bar] (a 0°C)	4,98	4,56 (-9%)	7,96 (+60%)	4,75 (-5%)	1,58 (-68%)	4,67 (-6,3%)	6,21 (+24,6%)
Pressão de condensação [bar] (a 40°C)	15,34	15,19 (-1%)	24,10 (+57%)	13,69 (-11%)	5,29 (-66%)	14,54 (-5,24%)	18,59 (+21,2%)
Diferença de pressão [bar]	10,36	10,63 (+3%)	16,14 (+56%)	8,95 (-14%)	3,71 (-64%)	9,87 (-4,7%)	12,38 (+19,5%)
Temperatura de descarga isoentópica [K]	331,05	331,15 (0%)	329,75 (-2%)	317,45 (-23%)	313,15 (-31%)	314,91 (-27,9%)	314,96 (-27,8%)
Volume específico na sucção [m³/kg] (a 0°C)	0,0471	0,0526 (+12%)	0,0326 (-31%)	0,0965 (+105%)	0,2322 (+393%)	0,0464 (-1,5%)	0,0292 (-38%)
Efeito frigorífico [kJ/kg] (Diferença de entalpia de evaporação)	155,2	150,1 (-3%)	155,7 (0%)	266,9 (+72%)	250,4 (+61%)	113,9 (-26,6%)	88,3 (-43,1%)
Capacidade de refrigeração volumétrica [kJ/m³]	3296	2851 (-14%)	4771 (+45%)	2765 (-16%)	1079 (-67%)	2455 (-25,5%)	3024 (-8,3%)
Vazão mássica [kg/h] (p/ uma carga térmica de 1500 W*)	34,8	35,98 (+3%)	34,68 (0%)	20,24 (-42%)	21,56 (-38%)	47,41 (+36,2%)	61,16 (+75,8)

*correspondente ao resfriamento de leite de 35°C a 4°C em três horas de um tanque de 500 litros para quatro ordenhas, conforme ISO 5708 (Resoluções CONAMA n°s 13/95 e 267/2000, Brasília 2001).

1.5 Produção e Resfriamento de Leite

Tanques de resfriamento de leite existentes no mercado nacional utilizam o ciclo de resfriamento por compressão de vapor e operam com o refrigerante R22. Embora existam alternativas de refrigerantes, tais como o R404a, R407c e R507, a necessidade de óleos lubrificantes especiais e a dificuldade de se converter um sistema operando com R22 para **esses** fluidos faz com que praticamente todos os sistemas operando em tanques de resfriamento utilizem o R22.

Esses tanques de resfriamento possuem capacidades que variam de 300 a 1920 litros, podendo ser de 1 a 6 ordenhas, o que significa que o volume a ser resfriado em cada ordenha equivale ao volume total do tanque dividido pelo respectivo número de ordenhas.

No intuito de testar a aplicabilidade comercial do R290, a análise experimental baseou-se em um mini-tanque de resfriamento de leite já existente no mercado, o qual opera com refrigerante monoclorodifluorometano (R22).

Apesar do equipamento em questão ter uma função bem específica (resfriamento de leite no local de produção), há um considerável mercado para o mesmo, principalmente se levarmos em conta as projeções de crescimento da produção de leite, conforme nos mostra a Tabela 1.4.

Tabela 1.4: Projeção de Crescimento da Produção de Leite (2003-2007)

Região	Crescimento na Produção
América do Norte	4%
Oeste Europeu	1%
Ásia e África	20% (China: 50% de crescimento)
América do Sul	10%
Pacífico	8%
Produção Mundial Total	8%
EE e CIS	7%

Fonte: Instituto de Pesquisas da FAO (Food and Agricultural Organisation = FAPRI), programa de parceria entre a Iowa State University e a University of Missouri, Columbia.

Para garantir a boa qualidade do leite e inibir de forma eficaz o crescimento bacteriano, a norma ISO 5708 determina que a temperatura do leite deve ser reduzida de 35°C a 4°C num período máximo de 3 horas, como salientado anteriormente.

1.6 Objetivos

O objetivo deste trabalho foi analisar uma alternativa tecnológica para o processo de resfriamento do leite em tanques, diante do cronograma de eliminação gradativa de refrigerantes halocarbonados pelo Protocolo de Montreal.

O refrigerante escolhido como alternativa foi o Propano (R290), utilizado como substituto do R22 em uma operação de *retrofit* em um equipamento comercial para resfriamento de leite, com capacidade de 500 litros para quatro ordenhas.

Os dois fluidos refrigerantes tiveram seus desempenhos comparados, tanto do ponto de vista energético quanto exergético, através da realização de testes experimentais no sistema operando com R22 e posteriormente com R290, em condições de regime estacionário.

Procurou-se verificar a influência da temperatura do fluido no tanque (água) e da temperatura do fluido de resfriamento no condensador (ar) sobre o desempenho do ciclo, para os dois refrigerantes testados.

Pretende-se que os resultados experimentais obtidos possam contribuir para a verificação da viabilidade técnica do processo de *substituição do* R22 pelo R290 em tanques de resfriamento de leite.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 Histórico

No início dos anos 90, a contínua observação do buraco existente na camada de ozônio Antártica e o desenvolvimento de modelos atmosféricos computacionais sofisticados deixaram claro que a camada de ozônio estava se degradando mais rápido do que se imaginava. Sendo assim, não apenas o R12 deveria ser banido mais cedo, mas também o R22 necessitava de uma regulamentação (POWELL, 2002). Desse modo, aumentou o interesse dos cientistas em encontrar um substituto também para o R22.

Dentre os que elaboraram os primeiros estudos, estão LORENTZEN (1995), PURKAYASTHA e BANSAL (1998) e JUNG et al(2000).

Neste capítulo, será apresentada uma revisão dos principais estudos comparativos entre o R22 e seus substitutos, em particular os hidrocarbonetos. Também será apresentada uma revisão detalhada sobre as análises energética e exergética do ciclo de resfriamento por compressão de vapor, na qual será demonstrada a metodologia de cálculo dos vários parâmetros utilizados para as respectivas análises.

2.2 Estudos envolvendo substitutos do R22

Conforme discutido anteriormente, os hidrocarbonetos vêm sendo objeto de pesquisas em todo o mundo como possível alternativa os refrigerantes CFCs e HCFCs, mostrando-se, em geral, bastante viáveis no que tange ao desempenho termodinâmico.

Este trabalho avaliou o desempenho do propano (R290) em uma operação de *retrofit* de R22, sendo, portanto dada ênfase aos hidrocarbonetos, não deixando de analisar, ainda que superficialmente, outros tipos de refrigerantes alternativos.

De acordo com LORENTZEN (1995), o propano tem excelentes propriedades termodinâmicas, similares às da amônia e até melhores do que as do R22. Ainda segundo esse pesquisador, o propano é compatível com os óleos lubrificantes mais comumente usados e com os materiais utilizados na construção de equipamentos. Além disso, é um gás disponível universalmente a um custo acessível. A única desvantagem do propano é o fato de ser inflamável, apresentando ponto de ignição muito baixo. No entanto, essa preocupação muitas vezes tem se mostrado exagerada. Afinal, é um fato que, com razoáveis cuidados no projeto dos sistemas de refrigeração pode-se garantir a segurança necessária. Num sistema hermético é fisicamente impossível criar uma mistura explosiva. A quantidade de ar necessária excede em muito os limites de operação normal. Qualquer risco é, portanto, associado com vazamentos e pode ser eliminado com um adequado selamento do sistema e com ventilação, assim como descrito para a amônia. Entretanto, são necessários maiores cuidados com a manutenção. O propano é uma alternativa natural à amônia em todos os tipos de aplicação em refrigeração e bombas de calor.

Pode-se obter refrigeração direta em sistemas pequenos onde a carga de propano é pequena o suficiente para evitar qualquer risco de explosão em ambientes onde possam ocorrer vazamentos.

Num estudo que tem sido referência para pesquisadores da área, PURKAYASTHA e BANSAL (1998) apresentaram um estudo comparativo de desempenho de R290 e GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) em substituição ao R22. O experimento foi feito em uma unidade laboratorial de refrigeração utilizada como bomba de calor, com uma capacidade máxima de aquecimento de 15kW. A temperatura de evaporação variou entre -15°C e +15°C, enquanto a temperatura de condensação era mantida constante em 35, 45 ou 55°C. Para o experimento, foi utilizado um cilindro de 9 kg de GLP, que apresentava a seguinte composição: 98,95% de R290, 1,007% de etano, 0,0397% de iso-butano e 0,000033% de outros constituintes. Os parâmetros utilizados para efeito de comparação foram: coeficiente de desempenho do ciclo (COP), capacidade de refrigeração volumétrica, capacidade do condensador, temperatura de descarga no compressor, potência requerida pelo compressor e vazão mássica de refrigerante.

Para o COP verificou-se que tanto o R290 quanto o GLP proporcionaram valores maiores que os apresentados com R22, sendo que a maior diferença ocorreu à menor temperatura de condensação (35°C). Para temperaturas de evaporação e condensação máximas (16°C e 55°C, respectivamente) essa diferença caiu, mas ainda se manteve superior à obtida para o R22. Numa comparação entre o R290 e o GLP operando à menor temperatura de condensação (35°C), verificou-se que o COP com o propano é maior do que com o GLP, resultado que pode ser atribuído à presença de outros constituintes (como iso-butano e etano) na mistura de GLP, os quais podem afetar de maneira significativa os resultados a baixas temperaturas de condensação. Nas temperaturas de condensação mais elevadas (45°C e 55°C) o COP dos dois refrigerantes foi equiparável ao longo de toda a faixa de variação da temperatura de evaporação. A capacidade volumétrica de refrigeração proporcionada pelo R22 foi maior do que aquela conseguida com os dois refrigerantes hidrocarbonados. A diferença aumentou tanto com o aumento da temperatura de evaporação quanto com o aumento da temperatura de condensação. Numa comparação entre o R290 e o GLP, foi obtido que a capacidade volumétrica do GLP foi maior que a do R290, mas a diferença diminuiu com o aumento da temperatura de condensação. Quanto à capacidade do condensador, o R290 apresentou valores menores do que o GLP e o R22. Entretanto, nas temperaturas mais baixas, tanto de condensação como de evaporação, a diferença em relação ao GLP diminuiu. O GLP sempre apresentou uma capacidade maior do que o R290, mas somente nas menores temperaturas de condensação. Nas temperaturas de condensação mais elevadas a diferença na capacidade foi mínima para toda a faixa de operação, com a diferença máxima limitada a 3%. A temperatura na descarga do compressor com o R290 e o GLP foi bem menor do que com o R22 em toda a faixa de operação. Comparando o R290 com o GLP, a temperatura de descarga deste último foi ainda menor (diferença de cerca de 5°C), em toda a faixa de variação de temperatura de evaporação com a temperatura de condensação mantida a 35°C. Em temperaturas de condensação maiores, a temperatura de descarga com o GLP permaneceu apenas um pouco menor do que com o propano. A potência requerida pelo compressor se manteve praticamente constante ao longo da faixa de operação, embora o calor dissipado pelo condensador tenha aumentado com a temperatura de evaporação. Segundo os autores, a melhora do desempenho ocorreu, devido ao aumento da capacidade do condensador. Em altas temperaturas de

condensação, a capacidade volumétrica do GLP se reduz, tornando-se praticamente igual à do R290, o que faz com que as vazões mássicas também sejam iguais.

ISMAIL et al. (1998), apresentaram um trabalho teórico comparando o desempenho de um ciclo de compressão de vapor operando com R22 e Propano (R290). O sistema foi analisado simulando condições de aquecimento e refrigeração. Foi estipulada uma temperatura de condensação de 50°C e uma faixa de variação da temperatura de evaporação de -20°C a 10°C. Foram avaliados os seguintes parâmetros: vazão mássica de refrigerante, capacidade de refrigeração, capacidade de aquecimento, COP, temperatura na descarga do compressor e massa de refrigerante necessária para operar o sistema. A vazão mássica de R22 mostrou-se sempre maior que a de R290, e essa diferença foi crescente com o aumento da temperatura de evaporação. A menor razão de pressão (razão entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação) do R290 explica sua maior eficiência volumétrica, o que leva à necessidade de uma menor vazão mássica de refrigerante. A capacidade de refrigeração do R290 foi cerca de 20% inferior à do R22, diferença essa explicada pela menor vazão mássica de refrigerante atravessando o evaporador. No entanto, um aumento de 29% a 36% na rotação do compressor pode compensar essa diferença. A capacidade de aquecimento do R22 foi de 29% a 35% maior do que a do R290. De forma semelhante ao que acontece com a capacidade de refrigeração, um aumento de 30% na rotação do compressor pode compensar essa diferença. O R22 apresentou valores de temperaturas na descarga do compressor maiores do que o R290. Isso se constitui num fator de risco, pois esta temperatura é a maior temperatura no sistema e deve ficar abaixo da máxima temperatura de operação, a fim de preservar as características do fluido refrigerante e do lubrificante. Os valores de COP permaneceram praticamente os mesmos para os dois refrigerantes na faixa de temperatura de evaporação estudada. A carga de R22 necessária para operação do sistema foi 155% maior que a carga de R290. Os valores obtidos para o COP e para a capacidade de refrigeração foram comparados com os valores experimentais obtidos por Pelletier (1996), com boa aproximação. Os autores concluíram através desse estudo que um sistema de refrigeração ou bomba de calor projetado para operar com R22 pode também operar com R290, obtendo resultados similares desde que haja um aumento da ordem de 30% na rotação do compressor.

CHANG et al. (2000), investigaram o desempenho de uma bomba de calor operando com hidrocarbonetos e o compararam com o desempenho apresentado com R22. Foram

analisadas a capacidade de refrigeração e o COP em função da rotação do compressor. Características de transferência de calor foram estudadas com o cálculo do coeficiente global de transferência de calor em cada trecho do condensador e do evaporador. Como fluidos de trabalho, foram utilizados propano (R290), *n*-butano, (R600), isobutano (R600a), propileno (R1270) e duas misturas de propano/isobutano e propano/butano. Os autores concluíram que as capacidades de resfriamento e de aquecimento do R290 são ligeiramente inferiores em relação ao R22 com um valor de COP ligeiramente maior que o R22. As capacidades de resfriamento e de aquecimento e o COP do R1270 foram um pouco maiores que o R22, numa indicação de que esse refrigerante é uma possível alternativa para aplicações de ar condicionado e bombas de calor. Quando foram utilizadas as misturas de R290/600a e R290/600, as capacidades de resfriamento e de aquecimento aumentaram de forma quase linear em função da fração de R290 na mistura. Os valores de COP das misturas de hidrocarbonetos para a condição de resfriamento foram maiores que com o R22 numa ampla faixa de composição de misturas.

JUNG et al. (2000) analisaram o desempenho de uma bomba de calor usada em ar condicionado residencial utilizando, em substituição ao R22, 14 misturas compostas de R32, R125, R134a, R152a, R290 (propano) e R1270 (propileno). O equipamento utilizado apresentava uma capacidade de 3,5 kW, utilizando água como fluido de transferência de calor no evaporador e no condensador (ambos trabalhando em contra-corrente). Todos os testes foram feitos com as temperaturas da água fixadas de acordo com as condições “A” teste ARI (Air-conditioning & Refrigeration Institute, Standard for Unitary Air-conditioning and Air-source Heat Pump Equipment, ANSI/ARI210/240-89), ou seja, temperaturas de entrada e de saída no evaporador de 26,7 °C e 14,4 °C, respectivamente, e temperaturas de entrada e saída no condensador de 35,0 °C e 43,2 °C. Os testes mostraram que as misturas compostas de R32, R125 e R134a apresentaram um COP e uma capacidade frigorífica de 4 a 5% maiores que o R22. Por outro lado, as misturas contendo R125, R134a e R152a apresentaram um COP e uma capacidade frigorífica menores que as do R22. As misturas de R32 e R134a apresentaram um aumento de 7% no COP, com uma capacidade frigorífica similar. No caso da mistura azeotrópica de R290 e R134a, obteve-se um aumento de 3 a 4%, tanto para o COP quanto para a capacidade frigorífica. Essa mistura apresentava 45% de R290 (em volume). Outro parâmetro avaliado foi a temperatura de descarga do compressor. Em relação a esse aspecto,

todas as misturas testadas apresentaram valores muito menores do que o R22, indicando que essas misturas oferecem uma maior confiabilidade e maior vida útil ao sistema, em relação ao R22, além de possibilitar a utilização do mesmo compressor em todos os testes.

Em artigo publicado, GRANRYD (2001) discutiu as possibilidades e os eventuais problemas no uso dos hidrocarbonetos em sistemas de refrigeração, abordando não só suas características em termos de ciclos termodinâmicos e transferência de calor, mas também questões relativas à segurança. Na questão da segurança, o autor ressaltou que as precauções são baseadas na quantidade de fluido refrigerante e na localização física da unidade, ou na separação dos componentes onde o hidrocarboneto está contido. A quantidade de carga é limitada por diversas normas. Os limites são geralmente especificados de modo a assegurar que a concentração mínima para uma possível ignição não seja atingida, mesmo que a totalidade da carga vaze para o ambiente onde o equipamento esteja instalado. No caso de unidades colocadas ao ar livre, ou em espaços ventilados, as normas são bem menos rigorosas no que diz respeito ao uso de refrigerantes hidrocarbonados. Outro aspecto abordado pelo autor diz respeito à compatibilidade com os materiais de construção utilizados em refrigeração. Em geral, os hidrocarbonetos são compatíveis com os materiais que têm sido (e são) usados em sistemas de refrigeração. No caso específico do propano, ele é compatível com os metais mais comuns e pode, por isso, ser utilizado com a maioria dos componentes e compressores atualmente em uso. Também é compatível com os plásticos mais comuns. Também são compatíveis com o propano: Bruna N, neoprene, viton e diversos tipos de borracha tipo “nitrile”. No entanto, deve-se evitar borracha tipo “butyl”, borracha natural e silicone, por serem incompatíveis. A compatibilidade dos hidrocarbonetos com os óleos minerais é melhor do que com o R134a. O propano é altamente solúvel em muitos lubrificantes. Sua alta solubilidade em óleos minerais e óleos à base de alquilbenzeno pode levar a uma considerável redução na viscosidade do lubrificante no compressor. Isso pode implicar numa necessidade de aumento de carga de refrigerante, devido à sua adsorção no óleo. O polialquilenoglicol é menos solúvel, e pode ser usado com o objetivo de reduzir a carga de refrigerante necessária. Isso é particularmente interessante no caso dos hidrocarbonetos, onde cargas reduzidas implicam diretamente em maior segurança. Quanto a esse aspecto, o autor citou o fato de que a carga necessária de hidrocarbonetos é cerca da metade da carga que seria utilizada no caso dos HFC’s. Para o propano, a carga é geralmente

da ordem de 0,07kg/kW e, para o futuro, espera-se cargas ainda menores, em torno de 0,04kg/kW. Na questão da redução da carga de refrigerante, é importante a escolha do óleo adequado. Granryd analisou também os coeficientes de transferência de calor no evaporador e no condensador. Os resultados apontaram, numa comparação com o R22, que o propano (e a maioria dos outros hidrocarbonetos testados, com exceção do propene), apresentou um coeficiente global de troca de calor ligeiramente inferior no condensador. Enquanto todos os hidrocarbonetos testados apresentaram melhor transferência de calor no evaporador.

DEVOTTA et al. (2001) fizeram uma análise termodinâmica comparativa entre HFC134a, HC290, R407C, R410A e três misturas de HFC32, HFC134a e HFC125. Para tal análise foi utilizado o software NIST CYCLE_D. A temperatura de condensação foi fixada em 55°C e a temperatura de evaporação variou de -4 a 12°C. Os resultados mostraram uma razão de pressões mais elevada para o HFC134a enquanto a menor razão foi obtida para o HC290, para toda a faixa de temperatura de evaporação estudada. Uma menor razão entre as pressões de condensação e de evaporação proporciona um aumento na eficiência volumétrica do compressor. A temperatura de descarga do compressor apresentada pelo HCFC22 foi a mais alta enquanto a apresentada pelo HC290 foi a mais baixa. Menores temperaturas de descarga favorecem uma melhor estabilidade tanto do refrigerante quanto do lubrificante, aumentando a confiabilidade e a vida útil do compressor. Sob baixas temperaturas evitam-se problemas de compatibilidade entre refrigerante, lubrificante e materiais de construção do sistema, conforme salientado pelos autores. Quanto à potência requerida pelo compressor, o R410A apresentou o valor mais elevado e o HFC134a o menor valor entre os refrigerantes testados. O HC290 apresentou valores muito próximos aos do HCFC22 (diferenças em torno de 1%). O COP mais elevado foi obtido no ciclo operando com HFC134a e o mais baixo foi obtido para o R410A. O HC290 apresentou um valor de COP ligeiramente superior (1%) ao apresentado pelo ciclo com HCFC22. A maior capacidade de refrigeração coube à mistura de HFC32/HFC125 (60/40 em massa), que apresentou um valor 45,40% maior que o HCF22. O pior desempenho coube ao HFC134a (-33,0%). O HC290 apresentou um valor 14,13% inferior ao HCFC22.

No início desta década, LEE e SU (2002) realizaram estudo experimental em sistema de refrigeração doméstico operando com R600a (isobutano). A potência de acionamento do compressor variou entre 230 e 300 W, enquanto a carga de refrigerante ficou em torno de 150g. A temperatura de refrigeração foi fixada em 4 e -10°C para simular as condições de

refrigeração e congelamento, respectivamente. Os fluidos de transferência de calor utilizados foram salmoura (no evaporador) e água (no condensador). O COP do sistema situou-se entre 1,2 e 4,5 na condição de refrigeração e entre 0,8 e 3,5 na condição de congelamento, resultados comparáveis aos do R22, segundo os autores.

URCHUEGUÍA et al. (2003) analisaram experimentalmente dois tipos de compressores utilizando R22 e propano: um compressor alternativo hermético e um compressor tipo scroll, ambos com capacidade nominal de 20 kW. Os testes seguiram o padrão determinado pela ISO 917. Ambos os compressores utilizaram o mesmo óleo mineral colocado pelo fabricante com cada um dos refrigerantes. A temperatura de condensação foi variada numa faixa de 45 a 60°C e a temperatura de evaporação de -10 a 10°C. A maioria dos testes foi feita com um superaquecimento de 6K. Os testes mostraram que a capacidade frigorífica foi menor para o propano em ambos os tipos de compressores, mas ao mesmo tempo ocorreram aumentos no COP e na eficiência isentrópica, além de menores perdas de calor devido à temperatura de descarga do compressor, a qual foi substancialmente menor para o propano. Essa menor temperatura de descarga limitou a quantidade de calor transferido irreversivelmente entre as partes quentes e as partes frias do circuito dentro do compressor. Também o calor perdido pelo compressor para o ambiente foi menor: cerca de 2 a 5% no caso do R22 (em porcentagem de potência de acionamento do compressor) e somente de 0 a 2% no caso do propano. Além disso, há um aumento da eficiência elétrica do sistema, pois o trabalho exigido para comprimir o propano é menor.

JUNG et al. (2004), realizaram medidas experimentais visando a determinação do coeficiente de transferência de calor de condensação externa de seis refrigerantes inflamáveis (propileno, propano, isobutano, butano, dimetileter e HFC32). As medidas foram efetuadas a uma temperatura de vapor de 39°C em um tubo simples de 19,0 mm de diâmetro externo, com subresfriamento de 3 a 8°C, sob um fluxo de calor de 7 a 23 kW/m². Os testes mostraram uma tendência de decréscimo dos coeficientes de transferência de calor (condensação externa) com o subresfriamento da parede do tubo. Em relação ao R22, o HFC32 e o dimetileter apresentaram valores de coeficientes de transferência de calor de 28 a 44% mais elevados, creditado às suas excelentes propriedades termofísicas. O propileno e o butano apresentaram resultados similares ao R22, enquanto o propano e o isobutano mostraram resultados 95% menores.

PIMENTA e TEIXEIRA (2004) realizaram um trabalho onde apresentaram um estudo computacional de desempenho de hidrocarbonetos em aplicações de refrigeração. Em comparação entre os fluidos naturais R290, R600a, R717 e R744, para temperaturas de evaporação entre -5 e 10°C, mantendo a temperatura de condensação fixa em 30°C, observaram que os ciclos operando com propano apresentaram os piores desempenhos. O ciclo operando com isobutano (R600a) apresentou resultados semelhantes aos da amônia (R717), ficando, contudo abaixo do desempenho apresentado pelo ciclo com dióxido de carbono (R744), que apresentou o COP mais elevado entre os fluidos naturais considerados. Foi feita também uma comparação entre os hidrocarbonetos etano (R170), propano (R290), normal butano (R600), isobutano (R600a) e isopentano. Os resultados mostraram praticamente o mesmo nível de desempenho para todos os fluidos, com exceção do etano (R170), que apresentou COP bem mais reduzido que os demais. Também foi feita uma comparação entre fluidos sintéticos (R11, R12, R22 e R134a) e o isobutano (R600a). Na mesma faixa de operação descrita anteriormente, esses refrigerantes se comportaram de maneira bastante similar em termos de desempenho energético, com exceção de R11, que apresentou COP ligeiramente superior.

DEVOTTA et al. (2005) realizaram estudo experimental em ar condicionado de janela operando com R290, em substituição ao R22. Foi escolhido um equipamento de potência nominal 5,13 kW, projetado para R22. O equipamento foi carregado com R290 sem que fosse efetuada a troca do óleo do compressor. A carga de propano foi de 48 a 50% da carga original de R22. Os autores variaram o estado do ar, tanto do lado do evaporador quanto do condensador, estabelecendo-se as condições de operação de alta e de baixa pressão no ciclo. Os resultados experimentais mostraram que o propano apresentou uma capacidade frigorífica 6,6 % menor para a condição de baixa (temperatura do ar de resfriamento do condensador de 35°C) e 9,7% menor para a condição de alta (temperatura do ar de resfriamento do condensador de 46°C). Devido à menor razão de pressões para a operação com o propano, o compressor necessita de menor energia: a energia consumida com o propano foi de 12,4 a 13,5% menor do que com o R22. O COP do propano foi maior em todos os testes devido ao menor consumo de energia por parte do compressor. Nas condições de baixa, a diferença foi de 7,9% e nas condições de alta foi de 2,8%. A diminuição do valor do COP nas condições de alta acontece devido ao decréscimo na taxa de transferência de calor no condensador e no

desempenho do compressor. A pressão de descarga do propano, para todas as condições de operação, apresentou resultados 13,7 a 18,2% menores do que o R22. Os autores também apresentaram resultados de uma simulação para os trocadores de calor de um ar condicionado de janela de R22, operando com R290. A simulação foi feita usando o software EVAP-COND, um modelo de trocador de calor desenvolvido pela empresa NIST. Os resultados mostraram que a capacidade do evaporador variou $\pm 4\%$ da capacidade obtida experimentalmente para ambos os refrigerantes. As temperaturas de saída do condensador foram de 0,3 a 1,2°C menores para o propano e na saída do evaporador foram de 2,1 a 2,4°C maiores, em comparação com o R22. As pressões de evaporação apresentaram valores de 2,1 a 3,3% menores para o R290. As perdas de carga do propano foram menores tanto no evaporador quanto no condensador. As temperaturas de saída do ar para o R22 e o R290 apresentaram valores próximos em ambos os trocadores.

Um dos trabalhos mais recentes envolvendo o estudo experimental de refrigerantes alternativos ao R22 foi o de PARK e JUNG (2007), que estudaram o comportamento de dois hidrocarbonetos puros (propano e propileno) e sete misturas compostas de propileno, propano, HFC152a e dimetileter, respectivamente R1270, R290, HFC152a e R170, em substituição ao R22, em uma bomba de calor funcionando como ar condicionado residencial. A capacidade nominal da bomba de calor era de 3,5kW, aproximadamente, tendo sido uma análise do ciclo termodinâmico de maneira a determinar a composição ideal das misturas, considerando parâmetros de desempenho do ciclo. Foram adotadas, para o experimento, temperaturas de evaporação e condensação de 7 e 45°C, respectivamente. Como fluido a ser resfriado no evaporador ou aquecido no condensador foi usado água, sendo que as temperaturas de entrada e saída no evaporador foram de 23,0 e 12,0°C, respectivamente, e no condensador foram de 35,0 e 43,0°C respectivamente. Os resultados mostraram que todos os refrigerantes testados apresentaram um COP similar ao apresentado pelo R22. Quanto à capacidade de refrigeração, todos se mostraram equivalentes ao R22, com exceção do propano, que apresentou um resultado 11,5% menor. A temperatura de descarga do compressor para todos os fluidos apresentou uma redução variando de 11 a 17°C. No caso do propano, a redução foi de 17,2°C. A carga de refrigerante foi reduzida em até 55% quando comparado ao R22 sendo que no caso do propano, a redução foi de 44,44%. Park e Jung (2006) verificaram também que não houve problema com o lubrificante utilizado, um óleo mineral convencional.

2.3 Estudos envolvendo análise exergética de ciclos de resfriamento por compressão de vapor.

Um modelo computacional baseado numa análise exergética foi apresentado por YUMRUTAS et al. (2002), em que foram investigados os efeitos das temperaturas de evaporação e condensação sobre a destruição de exergia, eficiência de segunda lei e coeficiente de desempenho (COP) de um ciclo de resfriamento por compressão de vapor. Foi verificado que as maiores taxas de destruição de exergia se concentraram no evaporador e no condensador, enquanto que nos demais componentes ficaram abaixo de 10%. Com o aumento da temperatura de evaporação, a destruição de exergia aumenta no condensador e diminui no evaporador. Segundo os autores, essa tendência de diminuição da destruição de exergia no evaporador ocorre porque a diferença média de temperatura entre o ambiente refrigerado e o evaporador diminui com o aumento da temperatura de evaporação, e no condensador ocorre um aumento na taxa de destruição de exergia ocasionado pelo aumento da vazão mássica. Observaram que o aumento da temperatura de condensação provoca a redução da taxa de destruição de exergia no condensador devido ao aumento da parcela de transferência de exergia devido ao calor, e um aumento dessa taxa no evaporador. Esse aumento de destruição de exergia no evaporador é explicado pela diminuição do efeito frigorífico provocado pelo aumento da temperatura de condensação. Um menor efeito frigorífico provoca uma menor parcela de transferência de exergia associada ao calor no evaporador, o que aumenta a destruição de exergia. O aumento da temperatura de evaporação e a diminuição da temperatura de condensação acarretaram um aumento da eficiência de segunda lei. O COP do ciclo aumentou com o aumento da temperatura de evaporação e com a redução da temperatura de condensação, como já era esperado.

APREA e GRECO (2002) realizaram uma análise exergética comparativa do refrigerante R407C em substituição ao R22, num sistema de refrigeração por compressão de vapor. Os dados mostraram que o desempenho exergético global do equipamento operando com R22 foi melhor do que com seu substituto, sendo a contribuição do compressor a parcela mais relevante entre as irreversibilidades do sistema. O desempenho exergético desse componente operando com R407C foi sempre menor do que com R22. O evaporador e o condensador

também foram analisados e apresentaram desempenho exergético e eficiência menores com o R407C. Segundo os autores, isso é uma consequência direta da maior diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e o fluido secundário em ambos os trocadores de calor. A contribuição da válvula de expansão para a irreversibilidade total foi muito pequena, tendo sido sempre um pouco inferior com R22.

2.4 Análise energética do ciclo de resfriamento por compressão de vapor

A análise energética de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor baseia-se na aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica em cada um dos componentes do ciclo (Equação 2.1), MORAN e SHAPIRO (2002):

$$\frac{\partial E_{vc}}{\partial t} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e (\dot{m}_e h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e) - \sum_s (\dot{m}_s h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s) \quad (2.1)$$

As seguintes hipóteses simplificadoras foram adotadas

- processo em regime permanente;
- variações de energia cinética desprezível entre entrada e saída de todos os componentes do ciclo;
- variações de energia potencial desprezível entre entrada e saída de todos os componentes do ciclo;
- compressor adiabático; e
- dispositivo de expansão adiabático.

À medida que o refrigerante atravessa o evaporador, a transferência de calor do espaço refrigerado resulta na evaporação do refrigerante. O balanço de energia aplicado a um volume de controle, que engloba o lado do refrigerante no trocador de calor, fornece a taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante, Equação (2.2):

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

O refrigerante que deixa o evaporador é comprimido pelo compressor até uma pressão e uma temperatura relativamente altas. Admitindo-se que não existe transferência de calor de ou para o compressor, o balanço de massa e energia para um volume de controle englobando o compressor fornece a Equação (2.3):

$$\frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{m}_{ref}} = h_2 - h_1 \quad (2.3)$$

Em seguida, o refrigerante atravessa o condensador, onde se condensa e ocorre uma transferência de calor do refrigerante para as vizinhanças que estão mais frias. Para um volume de controle que engloba o lado do refrigerante no condensador, a taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante é fornecida pela Equação (2.4):

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

A partir das hipóteses simplificadoras listadas anteriormente, o balanço de energia no dispositivo de expansão do ciclo mostra que o processo é isoentálpico, ou seja:

$$h_3 = h_4 \quad (2.5)$$

No sistema de compressão de vapor, o fornecimento de potência líquida é igual à potência do compressor, já que o dispositivo de expansão não envolve entrada ou saída de potência. Usando as expressões e quantidades aqui apresentadas, o coeficiente de desempenho (COP) do sistema de resfriamento por compressão de vapor pode ser obtido por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap} / \dot{m}_{ref}}{\dot{W}_{comp} / \dot{m}_{ref}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

2.5 Análise exergética do ciclo de resfriamento por compressão de vapor

A análise exergética é uma ferramenta muito utilizada para determinar a maneira de melhorar o desempenho dos equipamentos e/ou sistemas. A avaliação das perdas de exergia dos equipamentos e do sistema como um todo fornece uma medida da ineficiência do processo. A análise de cada componente do sistema em separado indica a distribuição da irreversibilidade total do sistema entre os componentes, apontando quais os que têm a maior contribuição na ineficiência geral do sistema.

Para os cálculos de exergia, utilizaremos a temperatura de referência T_0 , que é a temperatura ambiente.

A eficiência exergética global da planta (η_{ex}) pode ser determinada pela razão entre o fluxo de exergia total de saída e o fluxo de exergia total de entrada, como indica a Equação (2.7) (APREA e GRECO, 2002):

$$\eta_{ex} = \frac{\sum \dot{Ex}_{saída}}{\sum \dot{Ex}_{ent}} = 1 - \frac{\dot{Ex}_{des,sist}}{\sum \dot{Ex}_{ent}} \quad (2.7)$$

Uma análise detalhada pode mostrar a exergia destruída em cada componente do sistema. Essa análise é feita a partir das Equações (2.8) a (2.14), obtidas através da aplicação de um balanço de exergia em cada um dos componentes do ciclo, admitindo as mesmas hipóteses simplificadoras aplicadas ao balanço de energia (APREA e GRECO, 2002):

2.3.1 Evaporador

O fluxo de exergia destruída no evaporador do sistema pode ser avaliado pela Equação (2.8):

$$\dot{Ex}_{des,evap} = \dot{m}_{ref} (ex_{ent,evap} - ex_{sai,evap}) - \dot{Q}_{evap} |\tau_{evap}| \quad (2.8)$$

onde τ_{evap} é a temperatura exergética adimensional da água no tanque de resfriamento de leite e que pode ser definida através da Equação (2.9):

$$\tau_{ev} = 1 - \frac{T_0}{T_{m,a}} \quad (2.9)$$

2.3.2 Condensador

O fluxo de exergia destruída no condensador é avaliado pela Equação (2.10):

$$\dot{Ex}_{des,cond} = \dot{m}_{ref} (ex_{ent,cond} - ex_{sai,cond}) - \dot{Q}_{cond} \tau_{cond} \quad (2.10)$$

onde τ_{cond} é a temperatura exergética adimensional do fluxo de ar no condensador e pode ser definido pela Equação (2.11):

$$\tau_{cond} = 1 - \frac{T_0}{T_{m,ar}} \quad (2.11)$$

2.3.3 Compressor

O fluxo de exergia destruída no compressor, desprezando o calor trocado com o meio ambiente, é calculado através da Equação (2.12):

$$\dot{Ex}_{des,comp} = \dot{m}_{ref} (ex_{ent,comp} - ex_{sai,comp}) + \dot{W}_{elet} \quad (2.12)$$

2.3.4 Dispositivo de Expansão

Para o dispositivo de expansão do ciclo, fluxo de exergia destruída pode ser calculado segundo a Equação (2.13):

$$\dot{Ex}_{des,tc} = \dot{m}_{ref} (ex_{ent,tc} - ex_{sai,tc}) \quad (2.13)$$

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

$$\delta_i = \frac{\dot{Ex}_{des,i}}{\dot{W}_{elet}} \quad (2.14)$$

A perda de eficiência dos componentes é matematicamente relacionada com o desempenho exergético global de toda a instalação da seguinte forma:

$$\eta_{ex} = 1 - \sum_i \delta_i \quad (2.15)$$

2.6 Comentários finais

A revisão da literatura apresentada permite obter uma visão geral do estado da arte sobre estudos envolvendo refrigerantes substitutos do HCFC22, em particular os hidrocarbonetos. Verifica-se que, até hoje, um número muito maior de pesquisas com refrigerantes naturais se concentrou na busca por substitutos do R12, sendo relativamente recente a produção de pesquisas envolvendo hidrocarbonetos alternativos ao R22, mostrando que pesquisas complementares são necessárias para garantir o cumprimento das metas estabelecidas no que diz respeito à eliminação dos HCFCs.

Capítulo 3

Materiais e Métodos

3.1 Sistema Experimental

O sistema experimental estudado consiste de um mini-tanque de expansão, de produção comercial, utilizado para o resfriamento de leite, estando acoplado a um ciclo de refrigeração por compressão de vapor. O sistema comercial opera com o refrigerante HCFC22. O mini-tanque é classificado como sendo de quatro ordenhas e tem capacidade de 500 litros, tendo sido adquirido diretamente do fabricante DeLaval Ltda. Esse mini-tanque, conforme mostrado nas Figuras 3.1 e 3.2 é constituído por um reservatório de aço inoxidável AISI 304, agitador movido por moto-redutor acoplado à tampa de abertura, isolamento do reservatório em espuma de poliuretano, evaporador de placas e unidade condensadora composta por compressor alternativo do tipo hermético de potência 1hp e condensador a ar. O sistema apresenta ainda componentes auxiliares como pressostato, filtro secador e filtro de sucção. É importante ressaltar que o compressor possui óleo lubrificante mineral 160P, totalmente compatível com hidrocarbonetos, e o sistema opera com tubo capilar como dispositivo de expansão apresentando diâmetro igual a 2 mm e comprimento igual a 1000 mm.

Foi instalado um tanque de líquido na saída do condensador, com o objetivo de garantir a entrada de refrigerante no estado líquido no medidor de vazão instalado na saída desse trocador de calor. Também foi instalado um acumulador de sucção na saída do evaporador para evitar a entrada de partículas de líquido no compressor.

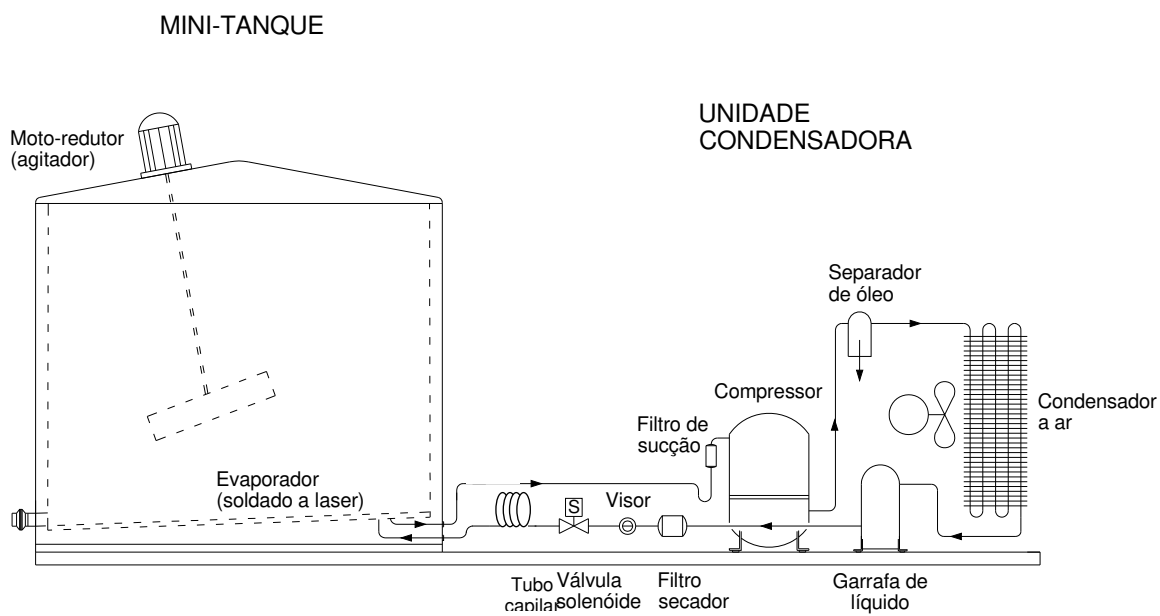


Figura 3.1: Esquema do sistema experimental contendo mini-tanque de resfriamento de leite



Figura 3.2: Fotografia do sistema experimental contendo mini-tanque de resfriamento de leite

Os testes experimentais envolvendo a determinação de parâmetros de desempenho do ciclo foram realizados em condições de regime permanente, assegurado pela presença de resistências elétricas no interior do tanque de resfriamento e na entrada do condensador, que permitiram a manutenção das temperaturas do líquido no interior do tanque (água) e do fluido de resfriamento na entrada do condensador (ar). A água foi utilizada como fluido de trabalho no tanque, por possuir propriedades muito próximas às do leite e não apresentar problemas de deterioração.

3.2 Instrumentação

A instrumentação, esquematizada na Figura 3.3, consta de:

1. 01 transmissor de pressão Markare, previamente calibrado, do tipo piezo-resistivo, com faixa de operação de 0 a 10 bar (saída de sinal 4 a 20 mA) localizado na entrada do compressor;
2. 01 transmissor de pressão Markare, previamente calibrado, do tipo piezo-resistivo, com faixa de operação de 0 a 20 bar (saída de sinal 4 a 20 mA), localizado na saída do compressor;
3. 01 manômetro de Bourdon, com faixa de operação de 0 a 35 bar, precisão de 0,2 bar localizado na saída do condensador, em substituição ao transmissor de pressão previamente instalado (Markare, do tipo piezo-resistivo, com faixa de operação de 0 a 20 bar)
4. 01 termoresistência tipo PT-100, previamente calibrada, localizada na entrada do compressor;
5. 01 termoresistência tipo PT-100, previamente calibrada, localizado na saída do compressor;
6. 01 termoresistência tipo PT-100, previamente calibrada, localizada na saída do condensador;
7. 01 termoresistência tipo PT-100, previamente calibrada, localizado na entrada do evaporador;
8. 01 termoresistência tipo PT-100, previamente calibrada, imersa na água contida no tanque;
9. 06 termopares tipo T ligados em paralelo previamente calibrado, localizados na entrada do fluxo de ar de resfriamento do condensador;

10. 06 termopares tipo T ligados em paralelo previamente calibrado, localizados na saída fluxo de ar de resfriamento do condensador;

11. 01 medidor de vazão de líquido, do tipo turbina Pelton, previamente calibrado, com faixa de operação 0,29 a 2,85 l/min (saída de sinal de 4-20 mA), do fabricante Incontrol, localizado na saída do condensador;

12. Sistema de aquisição de dados NOVUS modelo V2.2x onde estavam conectados os termopares, as termoresistências, os transdutores de pressão e o medidor de vazão;

13. 01 multímetro digital do tipo “alicate” para as medidas de corrente e tensão do compressor e dos variadores de tensão;

14. 01 Microcomputador Pentium 4 para aquisição dos dados.

15. 01 conjunto de resistências elétricas, localizadas na entrada do condensador, com a finalidade de aquecer o ar de resfriamento do condensador até a temperatura desejada (Fig.3.4);

16. 01 resistência elétrica, localizada no tanque de resfriamento de leite, com a finalidade de aquecer a água no tanque mantendo-a na temperatura desejada;

17. 02 Variadores de tensão (“variacs”), sendo um para controlar a resistência dentro do tanque e outro para o controle das resistências na entrada do condensador;

Fotografias das resistências elétricas localizadas na entrada do condensador e da resistência elétrica localizada no interior do tanque de resfriamento estão mostradas nas Fig. 3.4 e 3.5, respectivamente. Uma fotografia do modelo das termoresistências tipo PT100 utilizadas no sistema experimental pode ser vista na Figura 3.6. Esses medidores mostraram-se bastante adequados para as medidas de temperatura de superfície de tubos, apresentando medidas precisas e com repetibilidade.

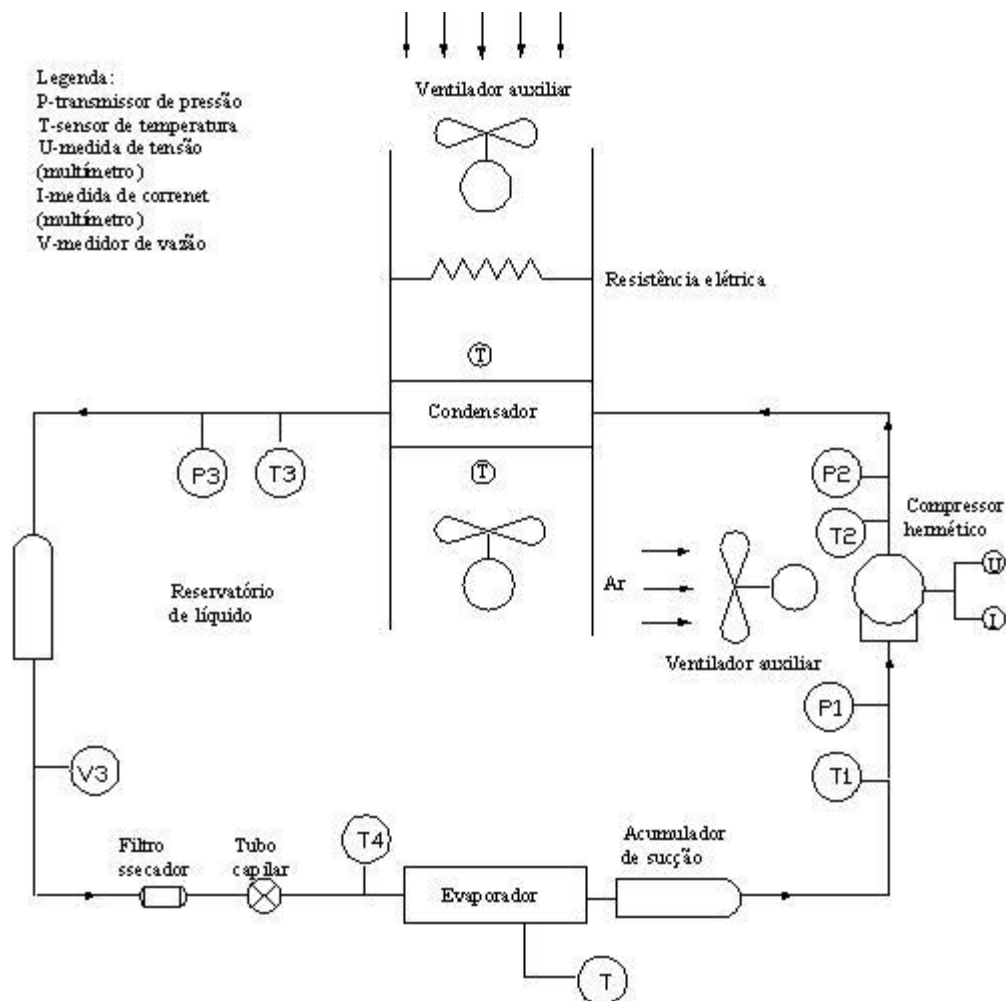


Figura 3.3: Esquema do aparato experimental



Figura 3.4: Fotografia do conjunto de resistências elétricas na entrada do condensador



Figura 3.5: Fotografia da resistência elétrica localizada no interior do tanque



Figura 3.6: Fotografia do modelo de PT-100 utilizado para a obtenção das medidas de temperatura

3.3 Tempo de resfriamento

Os primeiros testes realizados no sistema visaram à verificação do tempo de resfriamento necessário para redução da temperatura da água desde 36 até 4°C, com o objetivo de atender a norma vigente. Esses testes foram realizados para os dois refrigerantes testados. A partir dos dados obtidos foram construídas curvas de temperatura da água do tanque em função do tempo. Também foram realizadas medidas da potência elétrica consumida pelo sistema durante esse processo ($\dot{W}_{e, \text{sis}}$).

3.4 Metodologia de cálculo

O procedimento experimental procurou reproduzir as condições de trabalho do sistema experimental em campo, uma vez que esta pesquisa teve como objetivo uma operação de *retrofit* de R22 por propano num equipamento disponível comercialmente.

Para simular as condições operacionais, a potência das resistências elétricas foi variada a partir do controle da tensão nos variadores de tensão, permitindo a operação do ciclo para diferentes temperaturas do fluido do tanque e do ar de resfriamento do condensador, que por sua vez provocam alterações na temperatura de evaporação e condensação, respectivamente.

Como a norma ISO 5708 estabelece que o resfriamento do leite deve ser feito de 35°C a 4°C num período máximo de três horas, a temperatura da água no tanque foi reduzida de 30°C até 6°C, sendo que as medidas das temperaturas e pressões nos diversos pontos do ciclo foram feitas com a temperatura da água no tanque estabilizada a cada intervalo de 6°C.

A introdução do tanque de líquido e do acumulador de sucção no sistema provocou o aumento da carga de refrigerante e aumento das pressões no sistema, o que impossibilitou a utilização dos transdutores de pressão instalados na saída do compressor e na saída do condensador. A medida de pressão nesses locais foi realizada utilizando um manômetro de Bourdon com precisão de 0,2 bar. Os valores indicados por esse manômetro foram adotados como sendo os da pressão de condensação, pois cálculos preliminares mostraram que a perda de carga no condensador é desprezível.

O manual de operação do tanque afirma que a faixa de temperatura ambiente na qual o equipamento tem o melhor rendimento está compreendida entre 5°C e 32°C. Entretanto, a temperatura de entrada do ar de resfriamento no condensador foi fixada em dois valores: 25°C e 35°C, com o intuito de analisar o comportamento do sistema em temperaturas ambientes típicas de verão no Brasil.

Para cada temperatura do ar de resfriamento do condensador, foram feitas medidas com a temperatura da água do tanque variando de 30 até 6°C (em intervalos de 6°C), totalizando 10 condições de trabalho diferentes.

Foram colocados ventiladores auxiliares na entrada do ar de resfriamento do condensador e junto do compressor. Esse procedimento foi necessário, pois o ventilador original do condensador teve que ser trocado após apresentar defeito, tendo sido substituído por outro de menor capacidade, pois o original deixou de ser fabricado. Desse modo, a vazão do ar de resfriamento do condensador ficou prejudicada, justificando o ventilador auxiliar.

No equipamento original o compressor era resfriado pelo próprio ventilador do condensador. No entanto, como o sistema teve que ser modificado para a introdução da

instrumentação, o compressor ficou posicionado distante desse ventilador, tendo sido necessária a instalação de outro ventilador auxiliar.

Para a obtenção dos dados de desempenho energético do sistema utilizando ambos os refrigerantes, foram utilizadas as Equações. (2.2) a (2.6). As propriedades termodinâmicas do refrigerante na entrada e saída de cada componente do ciclo de resfriamento foram obtidas utilizando o software EES V.7.957 (Engineering Equation Solver for Microsoft Windows operating systems).

As medidas experimentais foram obtidas em condições de regime permanente, a partir do momento em que não se verificavam alterações significativas nas medidas de pressão e temperatura.

Não foi possível obter os valores de vazão mássica em todos os testes, pois em alguns deles o sistema de aquisição de dados não efetuava as leituras em virtude dos valores de vazão estarem fora da faixa de trabalho do medidor. Sendo assim, optou-se por efetuar a análise do sistema calculando-se todos os parâmetros em sua forma específica, ou seja, por unidade de massa do refrigerante.

Os valores das entalpias h_1 e h_2 foram obtidos a partir das medidas da pressão e temperatura na entrada (P_1 e T_1) e na saída (P_2 e T_2) do compressor, respectivamente.

A taxa de resfriamento por unidade de massa de refrigerante no evaporador foi calculada através da Equação (2.2):

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

O valor da entalpia na entrada do evaporador (h_4) foi obtido considerando-se expansão isoentálpica no tubo capilar, ou seja, h_4 foi admitido igual à entalpia do refrigerante na saída do condensador (h_3). O valor da entalpia h_3 foi obtido a partir das medidas da pressão (P_3) e da temperatura (T_3) na saída do condensador.

A potência de compressão específica foi obtida através da Equação (2.3):

$$\frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{m}_{ref}} = h_2 - h_1 = \dot{W}_{util} \quad (2.3)$$

A taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante no condensador é fornecida através da Equação (2.4) e o coeficiente de desempenho do ciclo (COP) foi obtido através da Equação (2.6).

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

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap} / \dot{m}_{ref}}{\dot{W}_{comp} / \dot{m}_{ref}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

Para a obtenção dos dados de desempenho exergético do sistema utilizando ambos os refrigerantes, foram utilizadas as Equações (2.7) a (2.14), reescritas conforme mostrado a seguir:

$$\frac{\dot{Ex}_{des,evap}}{\dot{m}_{ref}} = [(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)] - \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ref}} |\tau_{evap}| \quad (3.1)$$

onde:

$$\tau_{evap} = 1 - \frac{T_0}{T_{tan\ que}} \quad (3.2)$$

O valor da entropia específica na saída do evaporador (s_1) foi obtido a partir da pressão P_1 e da temperatura T_1 , e o valor da entropia específica na entrada do evaporador (s_4) foi obtido a partir da medida da temperatura na entrada do evaporador (T_4) e da entalpia h_4 .

$$\frac{\dot{Ex}_{des,cond}}{\dot{m}_{ref}} = [(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] - \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{ref}} \tau_{cond} \quad (3.3)$$

onde:

$$\tau_{cond} = 1 - \frac{T_0}{T_{ar,e}} \quad (3.4)$$

Os valores das entropias específicas s_2 e s_3 foram obtidos a partir das medidas de pressão e temperatura na saída do compressor (P_2, T_2) e na saída do condensador (P_3, T_3), respectivamente.

Para os cálculos dos parâmetros de análise energética e exergética foi considerado, para efeito de aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica, um Volume de Controle que englobasse apenas o fluido refrigerante contido no interior de cada componente. Dessa forma, a potência utilizada para os cálculos de destruição de exergia no compressor e de déficit de exergia nos componentes foi a potência útil ($\dot{W}_{útil}$) e não a potência elétrica medida durante a operação do sistema, uma vez que a potência elétrica medida está associada à vazão mássica de refrigerante circulado no sistema, a qual não pode ser realizada para todos os testes, conforme comentado anteriormente.

$$\frac{\dot{Ex}_{des,comp}}{\dot{m}_{ref}} = [(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] + \frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.5)$$

$$\dot{Ex}_{des,tc} = \dot{m}_{ref} [(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)] \quad (3.6)$$

$$\delta_{comp} = \frac{\dot{Ex}_{des,comp}}{\dot{W}_{útil}} \quad (3.7)$$

$$\delta_{evap} = \frac{\dot{Ex}_{des,evap}}{\dot{W}_{útil}} \quad (3.8)$$

$$\delta_{cond} = \frac{\dot{Ex}_{des,cond}}{\dot{W}_{útil}} \quad (3.9)$$

$$\delta_{tc} = \frac{\dot{E}x_{des,tc}}{W_{util}} \quad (3.10)$$

A eficiência do ciclo é calculada da seguinte forma:

$$\eta_{ex} = 1 - \sum_i \delta_i \quad (3.11)$$

onde:

$$\delta_i = 1 - \sum_i \delta_i \quad (3.12)$$

3.5 Procedimento de operação

Inicialmente os testes foram feitos com o refrigerante R22. A medida da quantidade de refrigerante adicionada ao sistema foi realizada a partir de determinação da massa do cilindro de gás, antes e após a carga. O mesmo procedimento foi feito para o R290.

O procedimento de operação do equipamento encontra-se no Apêndice A.

Uma vez ligado o equipamento, ajustou-se a temperatura do ar de resfriamento na entrada do condensador para a condição desejada no teste a ser realizado e, mantendo-se esse valor fixo, variou-se a temperatura da água do tanque de 30°C a 6°C, em intervalos de 6°C, totalizando 5 condições operacionais. Para cada condição, as medidas somente foram efetuadas após o sistema atingir o estado de regime permanente, verificado pela estabilização das medidas de pressão e temperatura ao longo do ciclo.

O tempo de tomada de medidas, após o estabelecimento do regime permanente, foi de cerca de 20 minutos para cada condição de operação testada, sendo que o sistema de aquisição foi programado para coletar dados a cada 30 s. Sendo assim, os valores utilizados nos cálculos representam a média aritmética de 40 medidas para cada uma das grandezas medidas.

Durante as medidas efetuadas pelo sistema de aquisição de dados foram feitas, paralelamente, as medidas de tensão e corrente dos “variacs” de controle das resistências localizadas na entrada do condensador e no tanque de leite, bem como da tensão e da corrente de alimentação do compressor. Também foi anotada a temperatura ambiente (T_0), assinalada no termômetro de mercúrio localizado na parede ao lado da bancada, pois esta temperatura foi a utilizada como a temperatura de referência para os cálculos da análise exergética.

Foram feitas três séries de coleta de dados para cada refrigerante, cujos dados estão mostradas no Apêndice D.

3.6 Condições de operação

A Tabela 3.1 mostra as 10 condições operacionais de planejamento às quais o ciclo de resfriamento por compressão de vapor foi submetido, tanto nos testes com o refrigerante propano como nos testes com o refrigerante original no sistema (R22).

Tabela 3.1 – Condições operacionais testadas

Teste	Temperatura do fluido do tanque $T_{\text{tanque}}(^{\circ}\text{C})$	Temperatura do fluido de resfriamento no condensador $T_{\text{ar}}(^{\circ}\text{C})$
1	6	25
2	12	25
3	18	25
4	24	25
5	30	25
6	6	35
7	12	35
8	18	35
9	24	35
10	30	35

Capítulo 4

Análise de Resultados

Foram levantados dados de pressão, temperatura e vazão do ciclo de refrigeração por compressão de vapor do tanque de resfriamento de leite utilizado no presente estudo e, a seguir, parâmetros de desempenho do ciclo foram calculados, com a finalidade de se comparar os ciclos operando com o HC290 em substituição ao refrigerante HCFC22.

Para a análise energética foi construída, para cada refrigerante estudado, a curva de consumo de potência do compressor em função do tempo, e calculados os seguintes parâmetros de desempenho: o coeficiente de desempenho (COP), a capacidade de resfriamento específica do tanque ($\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ref}}$), a taxa de transferência de calor específica no condensador ($\frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{ref}}$) e o trabalho de compressão específico ($\frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{m}_{ref}}$).

4.1 Teste de tempo de resfriamento.

De acordo com a norma ISO 5708, tanques para resfriamento de leite devem reduzir a temperatura do produto de 36 °C até 4°C, em um período máximo 3 horas. Com o objetivo de verificar se o R290, como candidato a substituto do R22 em operações de *retrofit*, atende a esse requisito, procedemos ao teste de resfriamento, cujo perfil de temperatura em função do tempo pode ser visto na Figura 4.1.

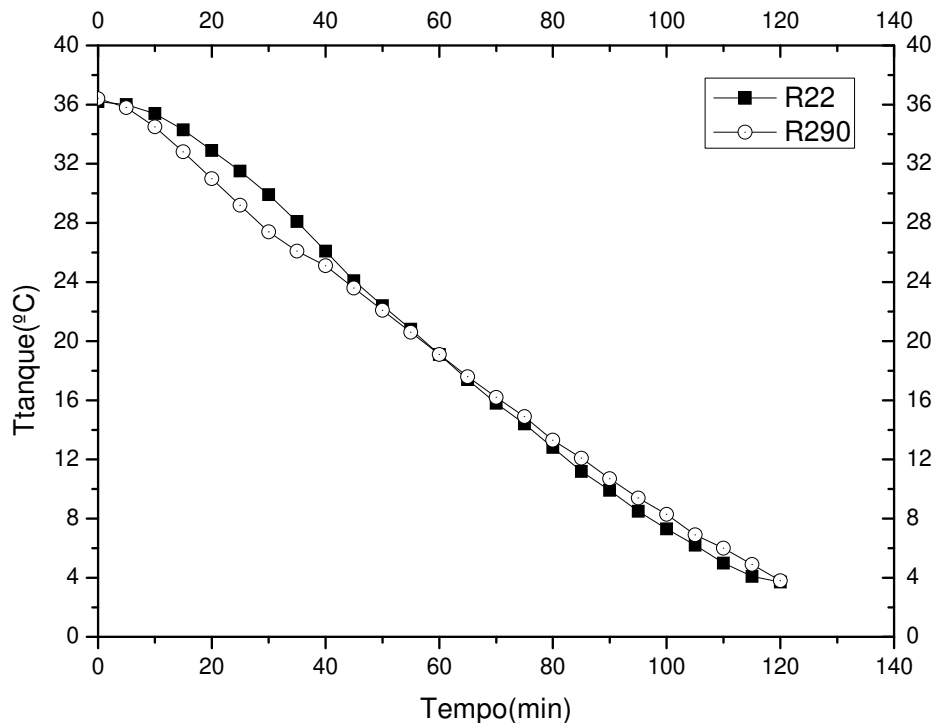


Figura 4.1: Temperatura da água no interior do tanque em função do tempo de resfriamento desde 36 até 4°C para o R22 e o R290.

Como se pode concluir da análise do gráfico da Figura 4.1, o R290 tem um desempenho extremamente parecido com o do R22 no que diz respeito a resfriar o fluido do tanque no prazo estipulado pela norma ISO 5708, ou seja, de no máximo três horas: ambos os fluidos conseguiram atingir a temperatura mínima exigida em duas horas.

Para determinação da massa de refrigerante necessária ao sistema, os cilindros foram pesados antes e depois da carga. Os resultados obtidos foram 2,20 kg e 1,08 kg para o R22 e R290, respectivamente. Portanto, a carga de R22 foi cerca de 2 vezes maior do que a carga de propano. Esse resultado está de acordo com os trabalhos de PARK e JUNG (2007), que obtiveram um valor de massa de R22 2,3 vezes maior do que o R290, e de DEVOTTA et al. (2005), que obtiveram uma carga de R290 entre 48 e 50% menor do que a carga original de R22.

O consumo de energia elétrica pelo compressor é um dos fatores mais importantes a ser levado em conta na escolha de um fluido refrigerante. A Figura 4.2 mostra as curvas de consumo de potência elétrica do compressor em função do tempo, considerando o processo de resfriamento

desde 36 até 4°C. A potência elétrica necessária para o acionamento do sistema foi calculada segundo a Equação (4.1):

$$\dot{W}_{e,sist} = U \cdot I \quad (4.1)$$

Durante os testes de resfriamento, a resistência elétrica do ar de resfriamento do condensador foi mantida desligada, sendo que a temperatura do ar na entrada do condensador foi de 23,2°C.

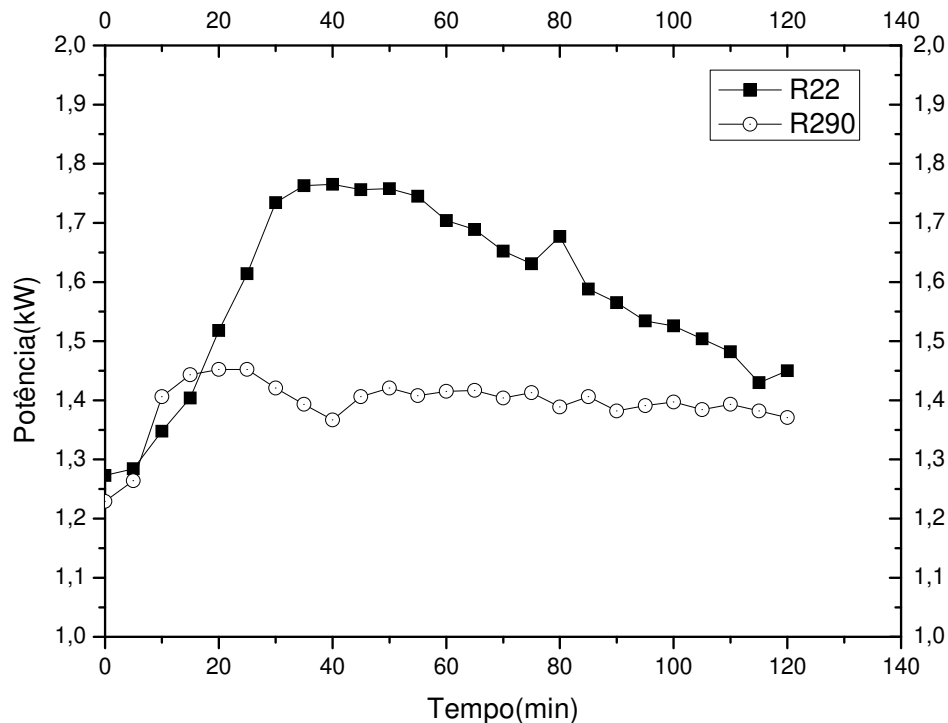


Figura 4.2: Curva de potência elétrica consumida pelo compressor em função do tempo de resfriamento da água do tanque desde 36 até 4°C.

Através da Figura 4.2, percebe-se superioridade do R290 em relação ao R22 no que diz respeito à economia de energia. O propano apresenta um consumo de potência menor e mais uniforme durante o processo de resfriamento. Considerando o tempo necessário para cada refrigerante, que foi de 2 horas para ambos, calculou-se o consumo de energia necessário para o

processo de resfriamento obtendo-se um consumo de $3,2 \pm 0,06$ kWh e de $2,9 \pm 0,06$ kWh para o R22 e o R290, respectivamente. As incertezas foram calculadas de acordo com o descrito no Apêndice F.

Portanto, o consumo de energia elétrica do sistema operando com o R290 foi 11,7% menor do que com o R22, em virtude do propano apresentar menores razões de pressão e menor massa circulante, o que leva o compressor a requerer menor potência de acionamento.

Esse resultado é muito próximo dos valores encontrados por DEVOTTA et al. (2005), que, também numa comparação entre R290 e R22, encontraram percentuais de 12,4 a 13,5%.

4.2 Análise energética

Os valores de pressão e temperatura utilizados para os cálculos do desempenho energético estão tabelados no Apêndice D.

4.2.1 Pressão de evaporação

Admitindo como desprezível a variação de pressão entre a saída do evaporador e a entrada do compressor, considerou-se que a pressão de evaporação correspondia à pressão na entrada do compressor (P1).

A Figura 4.3 (a) e (b) apresenta os gráficos da pressão de evaporação em função da temperatura da água no tanque para as temperaturas do ar de resfriamento do condensador de 25°C e 35°C, respectivamente.

Os gráficos mostram que a pressão de evaporação do propano é, em média, 5% superior aos valores conseguidos com o ciclo operando com o R22 em ambas as temperaturas do ar de resfriamento do condensador. Considerando-se os valores das incertezas podemos concluir que essa diferença não é significativa. Sendo assim, não há necessidade de alteração do projeto do evaporador, o que viabiliza a operação de *retrofit*.

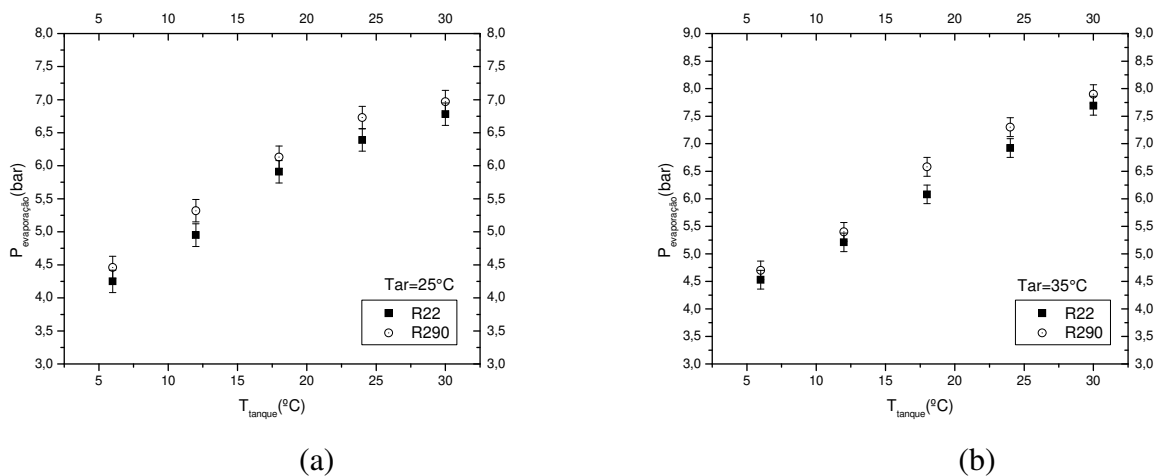


Figura 4.3: Pressão de evaporação em função da temperatura da água no interior do tanque

4.2.2 Pressão de condensação

Para a confecção dos gráficos de pressão de condensação em função da temperatura da água no tanque, foi considerada como sendo a pressão de condensação, a pressão na saída do condensador (P_3).

A Figura 4.4 (a) e (b) apresenta os gráficos da pressão de condensação em função da temperatura da água no tanque para as temperaturas do ar de resfriamento do condensador de 25°C e 35°C, respectivamente.

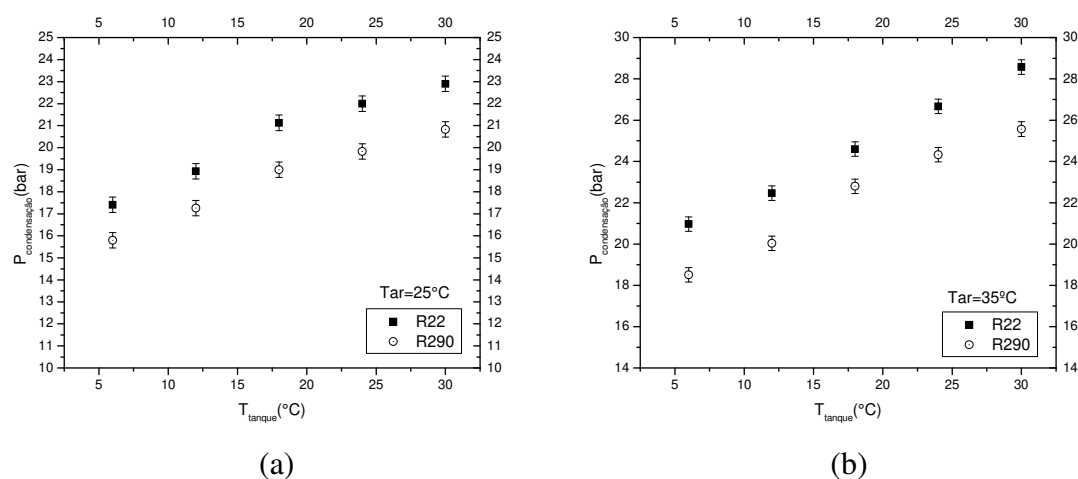


Figura 4.4: Pressão de condensação em função da temperatura da água no interior do tanque

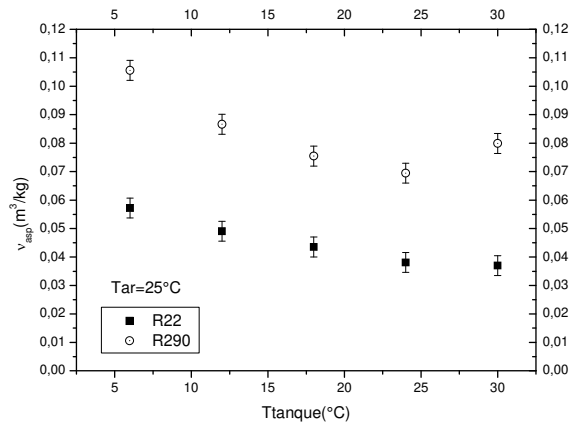
Os gráficos mostram que a pressão de condensação do R22 é, em média, 10% maior do que a do propano, quando a temperatura do ar de resfriamento do condensador é 25°C, e 13% maior quando essa temperatura é 35°C. Como a pressão de condensação do propano é menor em ambos os casos, também não há a necessidade de alteração no projeto do condensador, podendo a operação de *retrofit* ser executada sem problemas.

É possível observar que a razão entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação ($P_{\text{cond}}/P_{\text{evap}}$) foi em média cerca de 14,0% maior para o R22, na temperatura do ar de resfriamento do condensador de 25°C. Quando essa temperatura foi de 35°C, a razão ($P_{\text{cond}}/P_{\text{evap}}$) foi em média 17% maior para o R22.

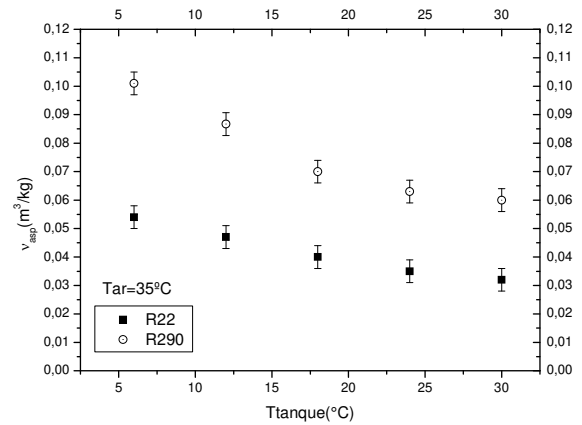
4.2.3 Volume específico na aspiração do compressor (v_{asp})

O volume específico na aspiração do compressor sofre influência da pressão de evaporação e do grau de superaquecimento do refrigerante no evaporador. Esses parâmetros sofrem influência da temperatura da água do tanque. O volume específico, por sua vez, influencia a vazão mássica aspirada pelo compressor, uma vez que o deslocamento volumétrico do compressor é constante.

O volume específico na aspiração do compressor para os dois refrigerantes testados foi obtido a partir das medidas de pressão e temperatura na aspiração do compressor (T_1 e P_1) e estão mostrados na Figura. 4.5 (a) e (b), para a temperatura do ar de resfriamento do condensador de 25°C e 35°C, respectivamente.



(a)



(b)

Figura 4.5: Volume específico do refrigerante em função da temperatura da água no interior do tanque

A Figura 4.6 apresenta a razão entre os volumes específicos para as duas condições de temperatura do ar de resfriamento do condensador.

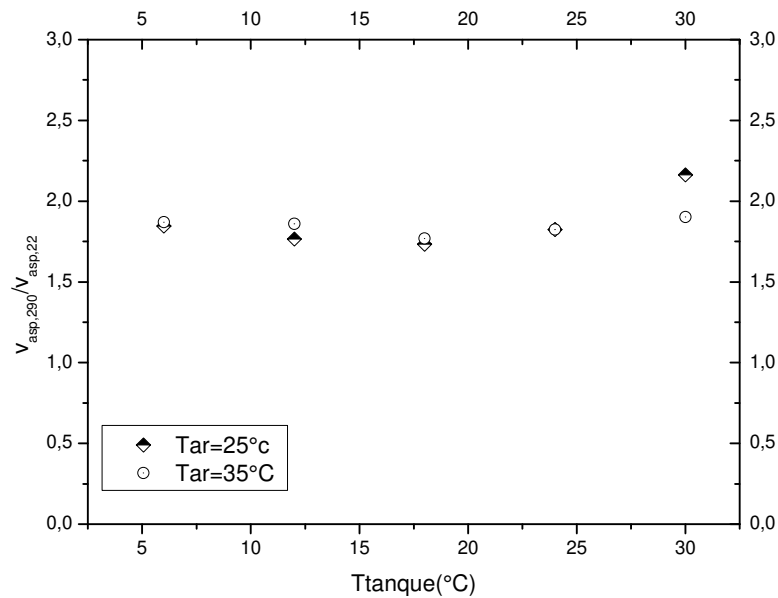


Figura 4.6: Razão entre os volumes específicos do R290 e do R22

A Figura 4.6 mostra que o volume específico do R290 na aspiração foi cerca de 1,8 vezes superior ao do R22 na faixa de operação testada, resultando em vazões mássicas impulsionadas

pelo compressor significativamente menores (cerca de 56% quando desprezamos a variação no eficiência volumétrica do compressor) na operação com R290.

4.2.4 Capacidade específica de resfriamento do sistema $\left(\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ref}}\right)$

Na Figura 4.7 temos os gráficos da capacidade específica de resfriamento do tanque para as duas temperaturas do ar de resfriamento do condensador. Neles, pode-se constatar que o calor trocado (por unidade de massa) no evaporador se mantém constante, com pequenas variações, em função da temperatura da água do tanque, com uma tendência de diminuição quando a temperatura da água do tanque atinge os 18°C. A capacidade específica de resfriamento (que representa também o efeito frigorífico do refrigerante) do tanque operando com o R290 é 68,8% maior do que com o R22, quando a temperatura do ar de resfriamento do condensador é 25°C, e 66,7% maior quando a temperatura do ar de resfriamento do condensador é 35°C.

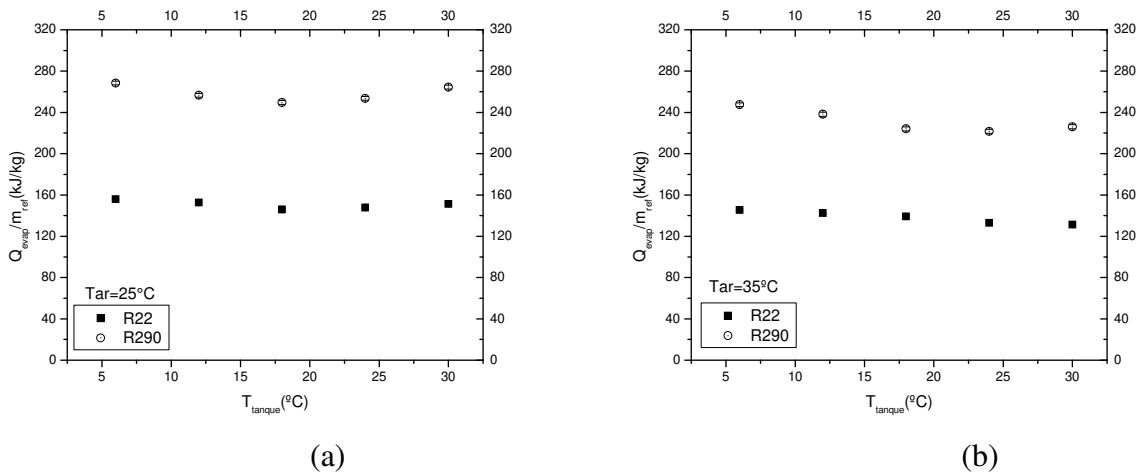


Figura 4.7: Capacidade específica de resfriamento do sistema em função da temperatura da água no interior do tanque.

A Figura 4.8 apresenta a razão entre as capacidades de resfriamento do sistema para o R290 e o R22.

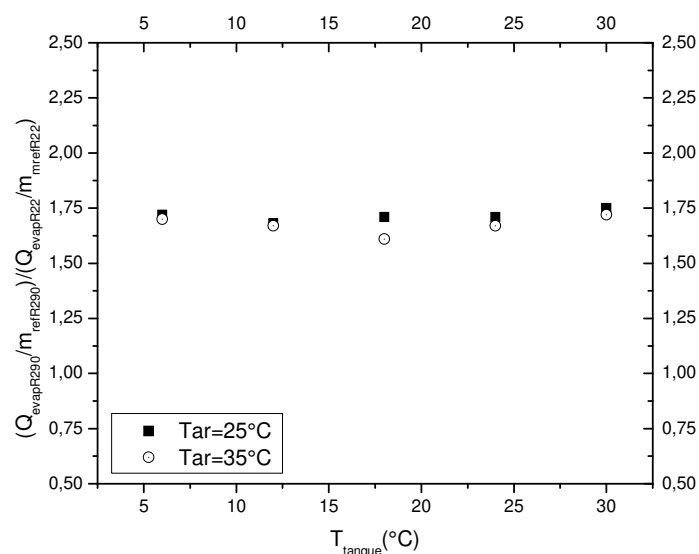


Figura 4.8: Razão entre as capacidades específicas de resfriamento do sistema do R290 e do R22.

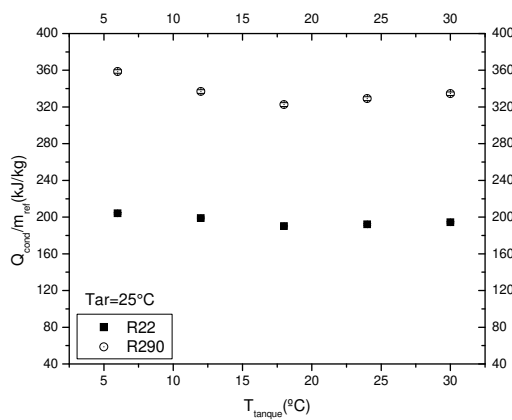
A análise das figuras 4.6 e 4.8 indica que a taxa de transferência de calor no evaporador operando com R290 deve ser ligeiramente menor que quando operando com R22 pois o incremento médio observado no efeito frigorífico (68,8% para $T_{ar} = 25^{\circ}\text{C}$) foi menor que o decréscimo na vazão mássica de refrigerante aspirada pelo compressor (56%). Portanto, para a mesma eficiência volumétrica do compressor, teríamos capacidades frigoríficas do ciclo cerca de 6% menores para o R290.

GRANRYD (2001) mostrou que o coeficiente convectivo de transferência de calor do R290 no evaporador é 37,5% maior do que para o R22, para um fluxo de calor de 8.000W/m^2 , e 48,7% maior do que para o R22, para um fluxo de calor de 10.000W/m^2 , o que contribui para uma maior taxa de transferência de calor no evaporador operando com o propano.

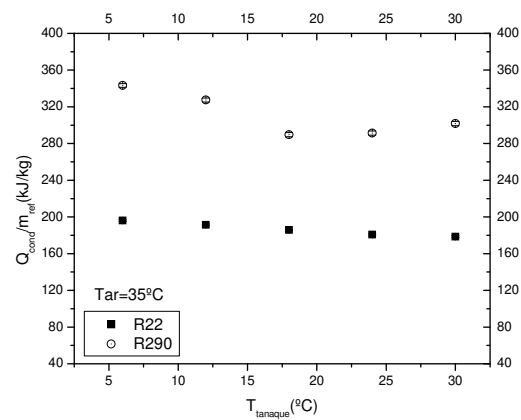
Os resultados obtidos neste trabalho estão de acordo com os obtidos por DEVOTTA et al. (2005) que obtiveram capacidades de resfriamento do sistema operando com R290 na faixa de 6,6% a 9,7% menores que quando o sistema operava com o R22.

4.2.5 Taxa de transferência específica de calor no condensador $(\frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{ref}})$

A Figura 4.9 mostra os gráficos do calor trocado no condensador (por unidade de massa) nas duas temperaturas do ar de resfriamento do condensador. Notamos aqui uma tendência de comportamento do sistema bastante parecida com a da capacidade específica de resfriamento do tanque. Tal como no evaporador, o R290 apresenta uma taxa de transferência específica de calor no condensador maior do que o R22. Na temperatura do ar de resfriamento do condensador de 25°C, essa diferença é de 80,0%, enquanto para a temperatura do ar de resfriamento do condensador de 35°C, a diferença é de 70,0%.



(a)



(b)

Figura 4.9: Taxa de transferência de calor no condensador em função da temperatura da água no interior do tanque.

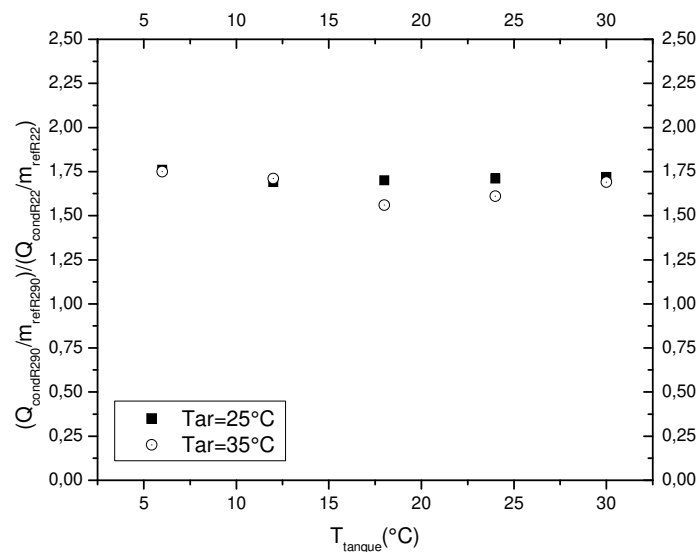


Figura 4.10: Razão entre as taxas específicas de calor trocado no condensador com o R290 e o R22.

A análise das figuras 4.6 e 4.10 indica que a taxa de transferência de calor no condensador operando com R290 deve ser aproximadamente igual à obtida na operação com R22, pois o incremento médio observado na taxa específica (80% para $T_{ar} = 25^{\circ}\text{C}$) compensou o decréscimo na vazão mássica de refrigerante aspirada pelo compressor (56%).

GRANRYD (2001) obteve, para o processo de condensação, um coeficiente de transferência de calor para o R290 levemente inferior ao obtido para o R22. Por outro lado, CHANG et al (2000) mostraram que os coeficientes de transferência de calor obtidos para o R290 foram levemente maiores tanto no evaporador como no condensador quando comparados com o R22.

PURKAYSTHA e BANSAL (1998) obtiveram resultados em que o R290 apresentou uma capacidade no condensador 13% a 15% inferior ao R22. CHANG et al (2000) verificaram que a capacidade no condensador operando com o R290 foi 6,7% menor do que com o R22.

4.2.6 Trabalho de compressão ou potência específica de compressão ($\frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{m}_{ref}}$)

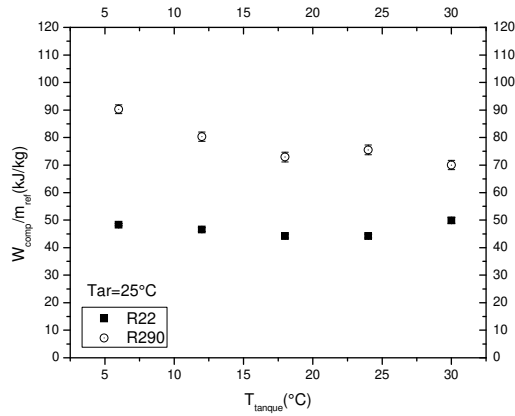
A Figura 4.11 apresenta a potência específica de compressão obtida em cada teste em função da temperatura da água no tanque.

Na medida em que a temperatura de evaporação aumenta, a pressão de aspiração do compressor também deve aumentar, provocando o aumento da vazão mássica impulsionada pelo compressor devido à redução do volume específico do refrigerante. No entanto, o aumento na pressão de evaporação provoca a redução do trabalho de compressão. O efeito na potência de compressão será, portanto, resultado da combinação desses dois fatores.

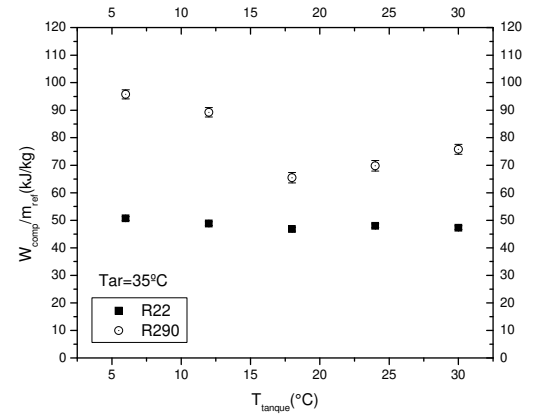
Pelo que se pode verificar nos gráficos da Figura 4.11, o trabalho de compressão se comporta de maneira diferente, diminuindo com o aumento da temperatura da água no tanque, no caso do R290, e mantendo seu valor relativamente constante no caso do R22. A maior diferença entre os trabalhos de compressão para ambas as temperaturas do ar de resfriamento do condensador foi de 104% em favor do R290. Como a carga de R290 é aproximadamente a metade da carga de R22 (de onde se conclui que a vazão mássica de R290 é aproximadamente a metade da vazão de R22), verifica-se que a potência de compressão para ambos os fluidos deve ter um valor próximo. Isso pode ser verificado no gráfico da Figura 4.12, que mostra que a potência de compressão obtida nos testes com o propano ficou em torno de 90% da obtida nos testes com R22.

DEVOTTA et al.(2001) obtiveram, em comparação entre R290 e R22, uma potência de compressão 15% menor para o R290, enquanto DEVOTTA et al. (2005), também em comparação entre esses dois refrigerantes, obtiveram um consumo 13% menor para o R290. PURKAYASTHA e BANSAL (1998) obtiveram, para o propano, uma potência 15% menor em comparação ao R22.

Uma menor potência de compressão requer menor consumo de energia elétrica e, portanto, proporciona um menor custo de operação, sendo característica altamente vantajosa.



(a)



(b)

Figura 4.11: Potência específica de compressão em função da temperatura da água no interior do tanque

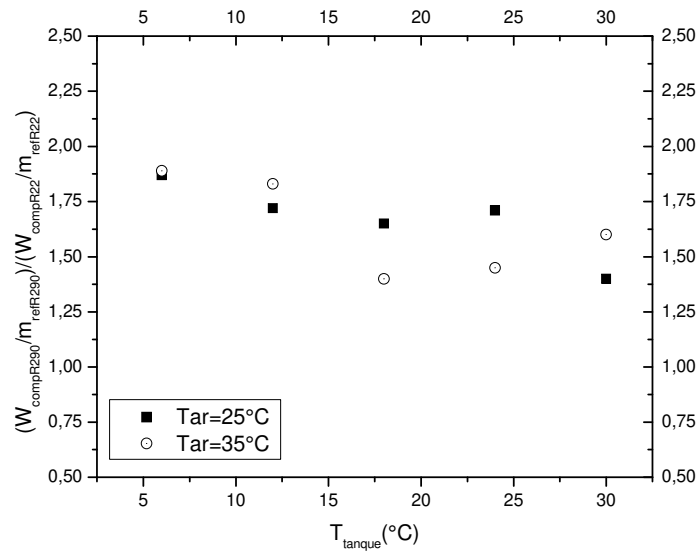


Figura 4.12: Razão entre os trabalhos de compressão do ciclo operando com R290 e com R22.

4.2.7 Temperatura de descarga no compressor (T_{desc})

A temperatura de descarga no compressor também é um parâmetro importante, pois influencia na durabilidade do equipamento. Uma menor temperatura de descarga no compressor

diminui a probabilidade de degradação do óleo e do próprio fluido refrigerante, além de exigir um condensador de tamanho menor, o que afeta diretamente o custo de projeto da instalação.

Neste item também constatamos uma superioridade do R290 em relação ao R22, que apresentou uma temperatura de descarga no compressor bastante inferior, com uma diferença média de 32% para ambas as temperaturas do ar de resfriamento do condensador. As temperaturas de descarga no compressor para os dois fluidos nas duas condições de temperatura do ar de resfriamento do condensador estão na Figura 4.13

PURKAYASTHA e BANSAL (1998) obtiveram temperaturas de descarga para o propano com valores 30% menores do que para o R22 e PARK e JUNG obtiveram valores 25% menores para a temperatura de descarga do compressor operando com R290, em comparação ao R22. DEVOTTA et al. (2005) obtiveram valores de temperatura de descarga do compressor 25% menores para o R290 frente ao R22.

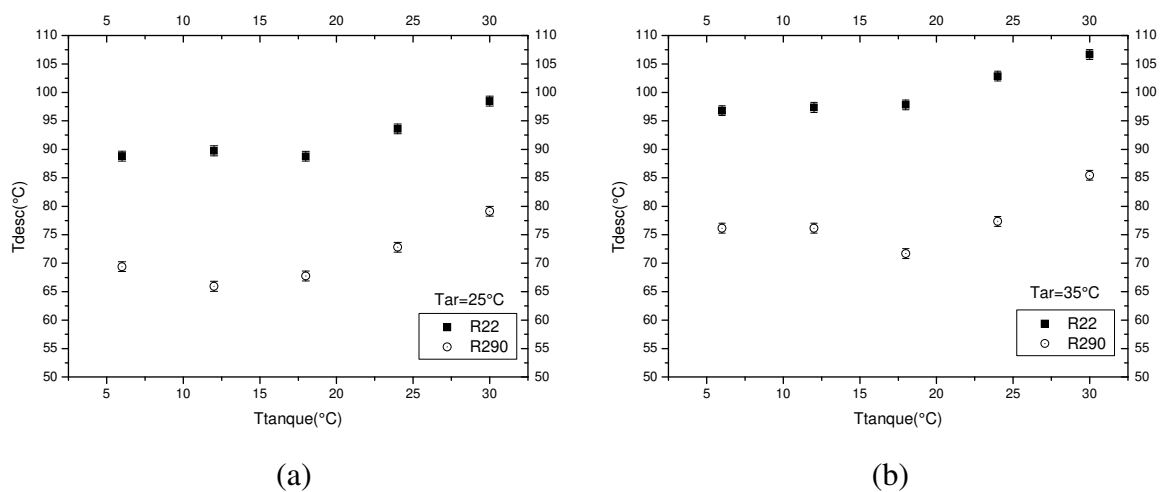


Figura 4.13: Temperatura do refrigerante na descarga do compressor em função da temperatura da água no interior do tanque.

A Figura 4.14 apresenta a razão entre as temperaturas de descarga no compressor para ambos os fluidos refrigerantes. Verifica-se que em média, a temperatura do refrigerante na saída do compressor foi cerca de 75% inferior do que a obtida nos testes com R22.

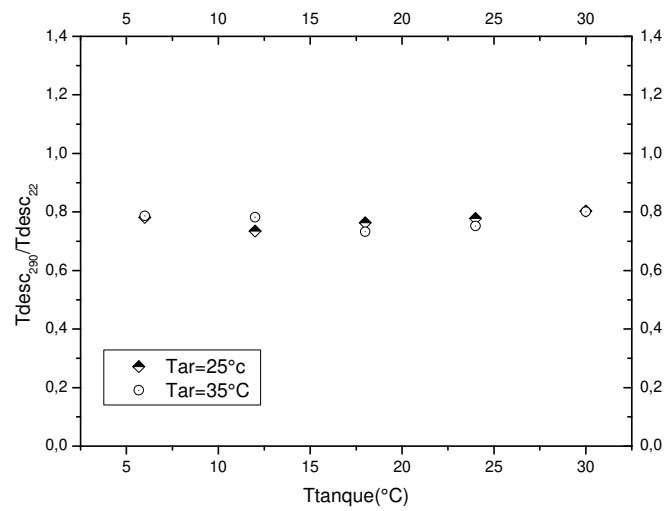
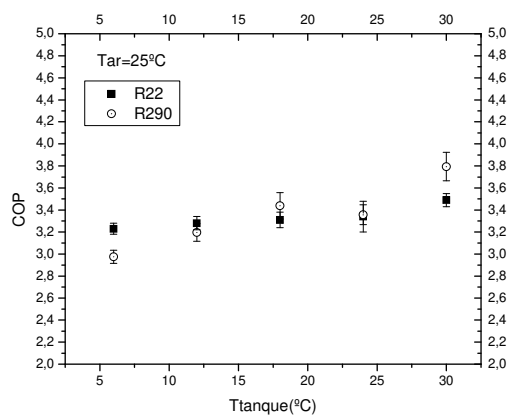


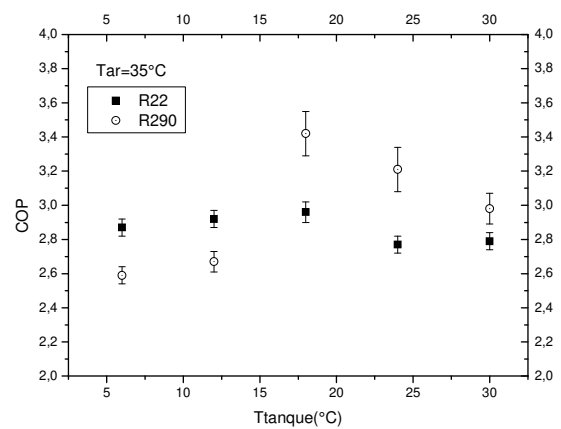
Figura 4.14: Razão entre as temperaturas de descarga no compressor para o R290 e o R22.

4.2.8 Coeficiente de desempenho (COP)

A Figura 4.15 mostra o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor do tanque de resfriamento de leite para as duas temperaturas do ar de resfriamento do condensador.



(a)



(b)

Figura 4.15: Coeficiente de desempenho do ciclo em função da temperatura da água no interior do tanque.

Observando as figuras 4.8 e 4.12 verificamos que tanto a capacidade frigorífica do refrigerante como o trabalho de compressão são maiores para o R290. Como os valores do coeficiente de desempenho para ambos os refrigerantes foram similares, principalmente nos testes onde a temperatura do ar no condensador era de 25°C, significa que as razões entre esses aumentos foram da mesma ordem de grandeza.

As maiores incertezas no coeficiente de desempenho foram obtidas nos testes onde foram medidas menores diferenças de temperatura do refrigerante entre a entrada e a saída do evaporador.

PURKAYASTHA e BANSAL (1998) obtiveram valores de COP de 4 a 18% maiores para o R290 em comparação com o R22, enquanto PARK et al.(2007), comparando R22 com uma mistura de R290 com R134a, encontraram valores de COP variando de 3 a 5 % maiores para a mistura. DEVOTTA et al.(2005), numa comparação entre R290 e R22, encontraram valores de COP de 3 a 8% superiores para o R290. CHANG et al (2000) obteve valores de COP levemente superiores para o R290.

A Figura 4.16 apresenta a razão entre os valores de COP para o R290 e o R22. Nela é possível observar que não foram obtidas variações significativas entre os dois refrigerantes para as menores temperaturas da água do tanque. O valor médio obtido do COP para o propano foi 1% superior ao obtido no ciclo operando com R22 quando a temperatura do ar era de 25°C, enquanto que para a temperatura do ar de 35°C esse valor aumenta para 4%. Para a temperatura do ar de 35°C, observa-se valores de COP cerca de 15% maiores para o R290 em relação ao R22, para as maiores temperaturas da água do tanque.

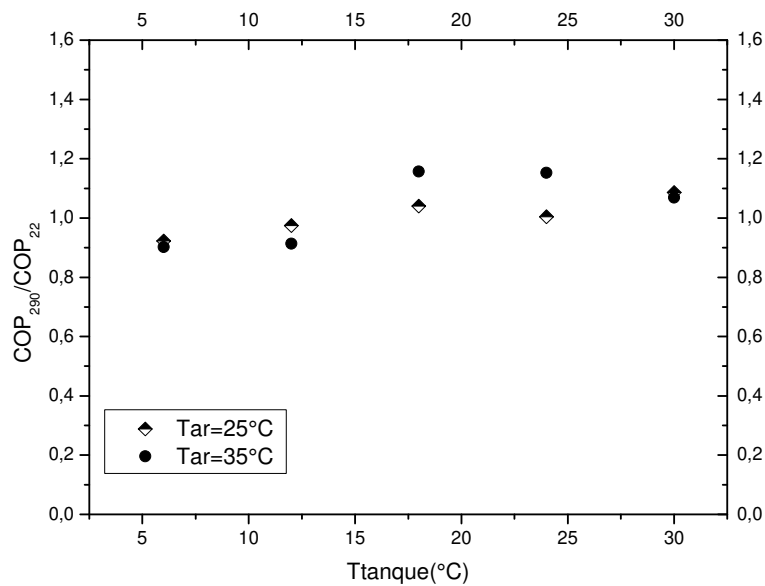


Figura 4.16: Razão entre os valores de COP para o R290 e o R22.

4.2.9 Consolidação dos resultados da análise energética

A Tabela 4.1 mostra os resultados obtidos no teste de resfriamento da água do tanque desde 36 até 4°C. Nessa tabela são apresentados os valores da temperatura da água do tanque e da potência elétrica consumida pelo sistema ao longo do tempo.

Os valores referentes aos parâmetros de desempenho energético do ciclo são apresentados nas Tabelas 4.2 e 4.3. Os valores mostrados nessas tabelas são os valores médios calculados para as três séries de repetições para cada fluido.

Tabela 4.1: Temperatura da água no tanque e potência elétrica consumida pelo sistema em função do tempo de resfriamento

Tempo (min)	Temperatura da água no tanque(°C)		Potência elétrica consumida pelo sistema (kW)	
	R22	R290	R22	R290
0	36,2	36,4	1,273	1,229
5	36,0	35,8	1,284	1,264
10	35,4	34,5	1,348	1,406
15	34,3	32,8	1,404	1,443
20	32,9	31,0	1,518	1,452
25	31,5	29,2	1,614	1,452
30	29,9	27,4	1,734	1,421
35	28,1	26,1	1,763	1,393
40	26,1	25,1	1,765	1,367
45	24,1	23,6	1,756	1,406
50	22,4	22,1	1,758	1,421
55	20,8	20,6	1,745	1,408
60	19,1	19,1	1,704	1,415
65	17,4	17,6	1,689	1,417
70	15,8	16,2	1,652	1,404
75	14,4	14,9	1,631	1,413
80	12,8	13,3	1,677	1,389
85	11,2	12,1	1,588	1,406
90	9,9	10,7	1,565	1,382
95	8,5	9,4	1,534	1,391
100	7,3	8,3	1,526	1,397
105	6,2	6,9	1,504	1,384
110	5,0	6,0	1,482	1,393
115	4,1	4,9	1,430	1,382
120	3,7	3,8	1,450	1,371

Tabela 4.2: Resultados obtidos para o ciclo operando com o refrigerante R22
(valores médios das três repetições realizadas)

Teste	$T_{\tan que} (^{\circ}C)$	$T_{ar,e} (^{\circ}C)$	COP	$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ref}} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$	$\frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{mref}} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$	$\frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{m}_{ref}} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$
Teste 1	6	25	3,23±0,05	156,0±0,0,29	204,3±0,84	48,36±0,41
Teste 2	12	25	3,28±0,06	152,6±0,30	199,1±0,85	46,56±0,65
Teste 3	18	25	3,31±0,07	146±0,31	190,3±0,87	44,25±0,69
Teste 4	24	25	3,34±0,14	147,9±0,32	192,1±0,87	44,24±0,69
Teste 5	30	25	3,49±0,06	151,3±0,32	194,5±0,88	49,90±1,03
Teste 6	6	35	2,87±0,05	145,4±0,28	196,1±0,87	50,69±0,65
Teste 7	12	35	2,92±0,05	142,5±0,27	191,4±0,88	48,81±0,67
Teste 8	18	35	2,96±0,06	139,2±0,26	185,9±0,87	46,77±0,69
Teste 9	24	35	2,77±0,05	132,9±0,25	180,9±0,93	47,98±0,68
Teste 10	30	35	2,79±0,05	131,3±0,45	178,6±0,96	47,31±0,71

Tabela 4.3: Resultados obtidos para o ciclo operando com o refrigerante R290
(valores médios das três repetições realizadas)

Teste	$T_{\tan que} (^{\circ}C)$	$T_{ar,e} (^{\circ}C)$	COP	$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ref}} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$	$\frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{mref}} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$	$\frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{m}_{ref}} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$
Teste 1	6	25	2,98±0,06	268,4±0,06	358,7±1,95	90,24±1,61
Teste 2	12	25	3,20±0,08	256,6±0,08	336,8±2,00	80,29±1,68
Teste 3	18	25	3,44±0,12	249,7±0,28	322,6±2,10	72,91±1,77
Teste 4	24	25	3,36±0,09	253,6±0,21	329,1±2,08	75,53±1,77
Teste 5	30	25	3,79±0,13	264,5±0,21	334,5±2,08	70,02±1,72
Teste 6	6	35	2,59±0,05	247,5±0,21	343,3±2,30	95,75±1,66
Teste 7	12	35	2,67±0,06	238,2±0,20	327,4±2,13	89,25±1,72
Teste 8	18	35	3,42±0,13	224,1±0,31	289,6±2,32	65,46±1,89
Teste 9	24	35	3,20±0,13	221,6±0,27	291,4±2,25	69,81±1,94
Teste 10	30	35	2,98±0,09	226,1±0,23	301,8±2,28	75,76±1,81

4.3 Análise exergética

A análise exergética baseou-se em dois parâmetros:

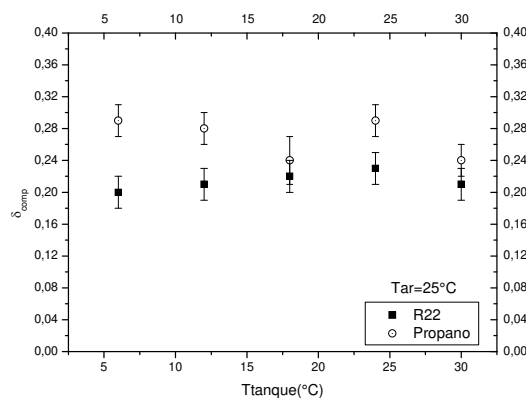
- Déficit de exergia, ou seja, a medida de aproveitamento exergético de cada componente;
- Eficiência exergética do ciclo como um todo.

4.3.1 Déficit de exergia no compressor

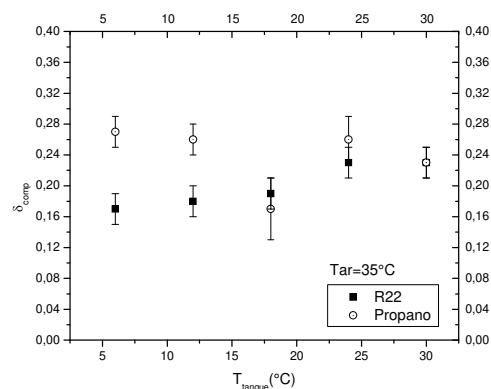
Pelo que se pode verificar na Figura 4.16, o déficit de exergia no compressor apresenta maiores valores para os testes com o R290, com exceção dos testes para as maiores temperaturas da água do tanque, quando a temperatura do ar de resfriamento estava fixada em 35°C [Figura 4.16(b)]. O comportamento observado na maioria dos testes pode ser explicado em função da vazão mássica de refrigerante circulado no sistema, uma vez que o déficit de exergia depende da taxa de destruição de exergia, a qual é afetada diretamente pela vazão mássica, conforme mostram as Equações (3.5) e (3.7):

$$\frac{\dot{E}x_{des,comp}}{\dot{m}_{ref}} = [(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] + \frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.5)$$

$$\delta_{comp} = \frac{\dot{E}x_{des,comp}}{\dot{W}_{útil}} \quad (3.7)$$



(a)



(b)

Figura 4.16: Déficit de exergia no compressor em função da temperatura da água no interior do tanque.

Comparando os dois refrigerantes, verifica-se que, em termos de aproveitamento exergético no compressor, o R22 apresenta vantagem em relação ao R290.

Analisando as três séries de medidas para o R290, verificamos que, quando a temperatura da água no tanque atingia 18 $^{\circ}C$ na condição (b), a diferença entre as temperaturas do refrigerante na saída e entrada do compressor variava mais entre cada série do que para as outras temperaturas da água no tanque. Daí a elevada incerteza neste ponto.

A Figura 4.17 mostra a razão entre os déficits de exergia no compressor para o R22 e o R290.

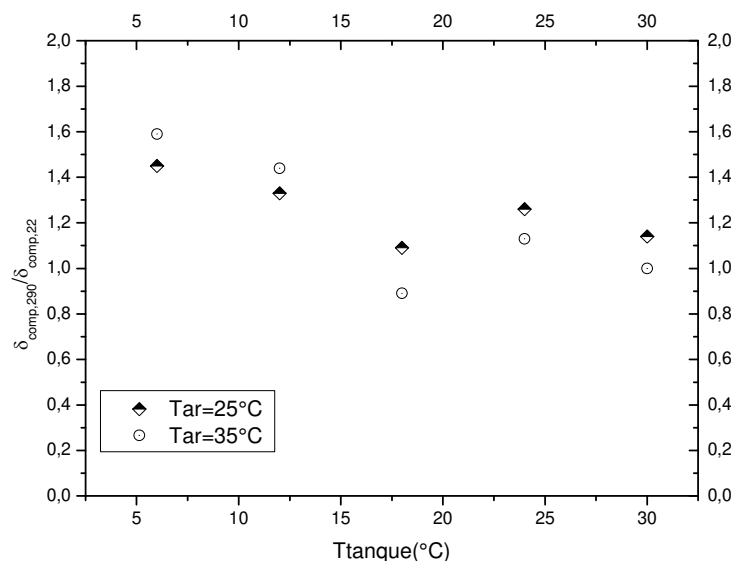


Figura 4.17: Razão entre os déficits de exergia no compressor para o R290 e o R22.

4.3.2 Déficit de exergia no evaporador

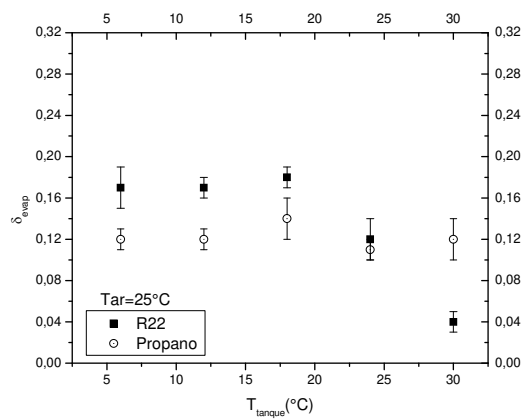
No caso do evaporador, podemos notar uma tendência de aumento de déficit de exergia para ambos os refrigerantes até a temperatura da água no tanque de 18°C, invertendo-se essa tendência para temperaturas acima de 18°C. No caso da tendência de aumento do déficit de exergia, isso pode ser explicado pelo fato de que, quanto maior a temperatura de evaporação, menor é a diferença entre as temperaturas do evaporador e do tanque. Quanto menor essa diferença, menor a quantidade de exergia destruída.

À semelhança do que ocorreu na figura que apresenta o coeficiente de desempenho do ciclo (COP), as maiores incertezas experimentais ocorreu nos testes onde foram medidas menores diferenças entre as temperaturas do refrigerante na entrada e na saída do evaporador.

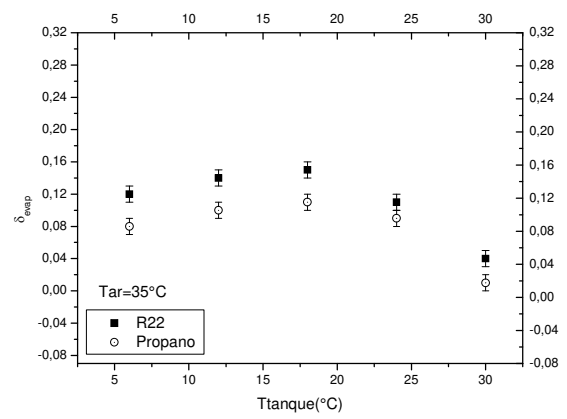
Na comparação, o R290 mostrou ser exergeticamente mais vantajoso para o desempenho do evaporador. As curvas de déficit de exergia para o evaporador estão mostradas na Figura 4.18.

A Figura 4.19 mostra a razão entre os déficits de exergia no evaporador do sistema operando com o R290 e com o R22.

Os resultados obtidos estão em conformidade com os resultados do estudo de YUMRUTAS et al. (2002), que também revelaram a mesma tendência de destruição de exergia no evaporador.



(a)



(b)

Figura 4.18: Déficit de exergia no evaporador em função da temperatura da água no interior do tanque.

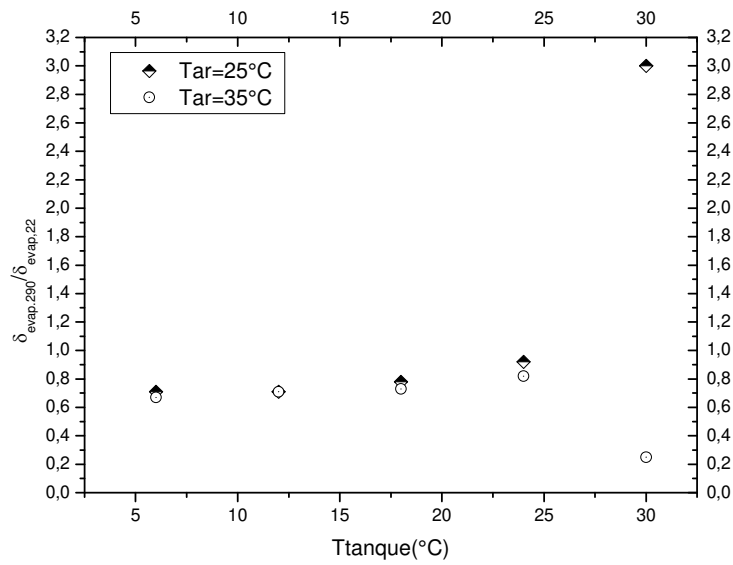


Figura 4.19: Razão entre os déficits de exergia no evaporador para o R290 e o R22.

4.3.3 Déficit de exergia no condensador

Diferentemente do que ocorre no evaporador, no condensador as curvas de déficit de exergia se comportam de maneira. A vazão mássica afeta diretamente a taxa de destruição de exergia, que afeta o déficit de exergia. Na comparação entre o R290 e o R22, podemos verificar uma similaridade no desempenho exergético dos dois refrigerantes, como mostram os gráficos da Figura 4.20. Vale ressaltar que, na comparação entre as duas condições de temperatura do ar de resfriamento do condensador, verifica-se que o déficit de exergia diminui quando a temperatura de condensação aumenta. Isso ocorre porque, aumentando-se a temperatura de condensação, aumenta-se a taxa de transferência de exergia associada à transferência de calor, diminuindo a taxa de destruição de exergia, conforme mostra a Equação (3.3)

$$\frac{\dot{E}x_{des,cond}}{\dot{m}_{ref}} = [(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] - \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{ref}} \tau_{cond} \quad (3.3)$$

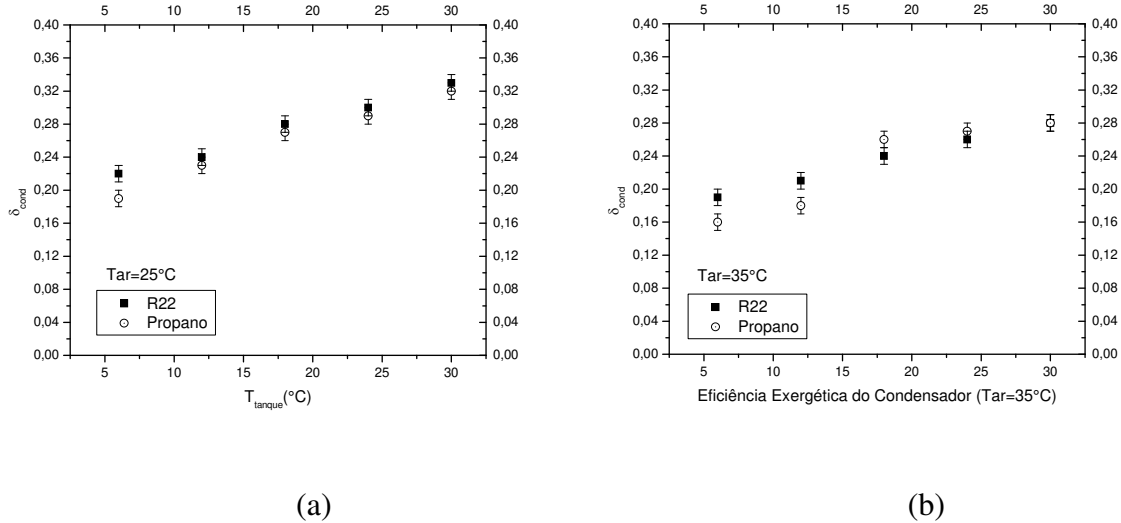


Figura 4.20: Déficit de exergia no condensador em função da temperatura da água no interior do tanque.

O trabalho publicado por YUMRUTAS et al. (2002) obteve resultados semelhantes, em que as taxas de destruição de exergia no condensador se situaram em torno de 40%.

A Figura 4.21 apresenta a razão entre os déficits de exergia dos dois refrigerantes no condensador.

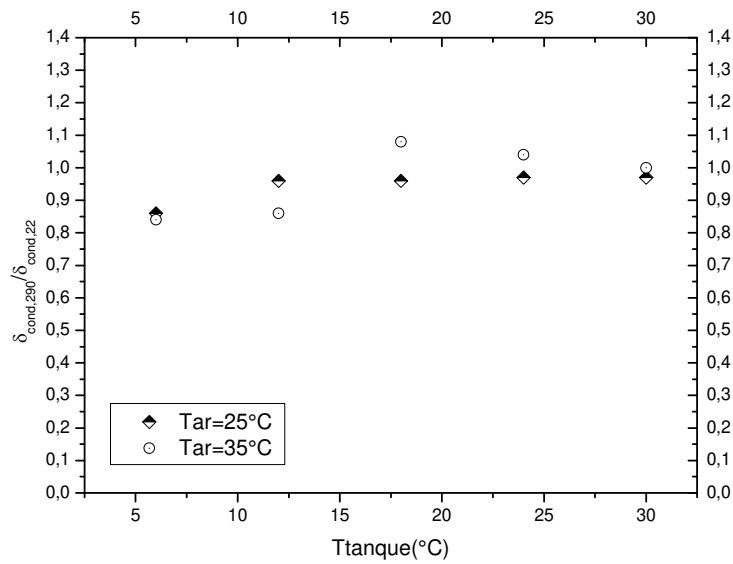
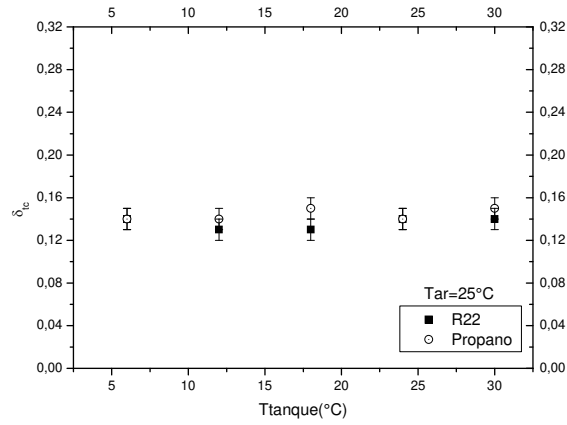


Figura 4.21: Razão entre os déficits de exergia no condensador para o R290 e o R22.

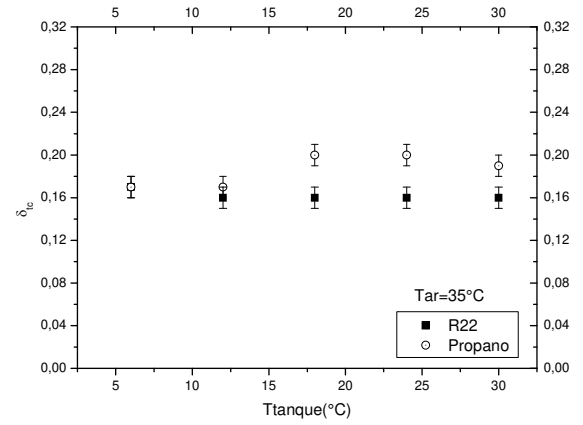
4.3.4 Déficit de exergia no tubo capilar

As Figuras 4.22 e 4.23 mostram o déficit exergético do tubo capilar, onde se verifica que ambos os refrigerantes apresentam uma tendência de estabilidade no que diz respeito à destruição de exergia, resultados bastante parecidos com os obtidos por APREA e GRECO (2002).

Essa estabilidade pode ser explicada pelo fato de que no tubo capilar não estão envolvidos trabalho e calor. Sendo assim, o desempenho exergético depende apenas da vazão mássica.



(a)



(b)

Figura 4.22: Déficit de exergia no tubo capilar em função da temperatura da água no interior do tanque.

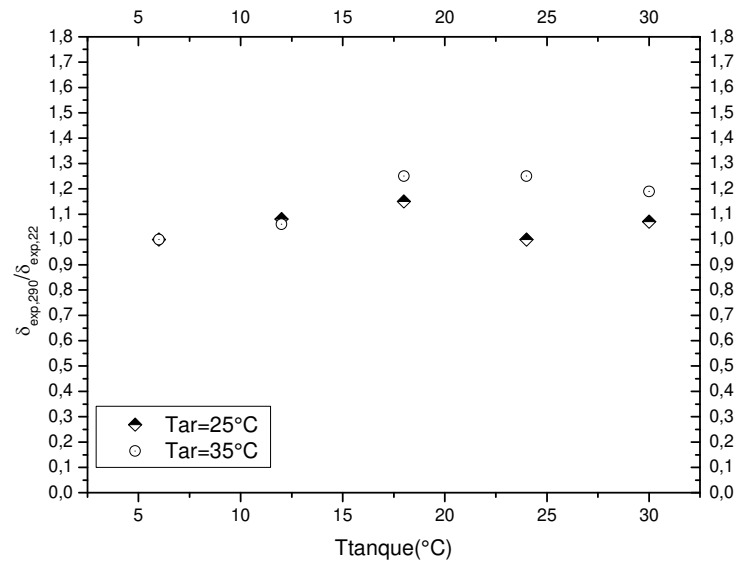


Figura 4.23: Razão do déficit de exergia no tubo capilar para o R290 e o R22.

4.3.5 Eficiência exérgica global do sistema

A eficiência exérgica global do sistema dá uma idéia do aproveitamento total que o equipamento consegue fazer de toda a exergia disponível. Ela é calculada descontando-se os déficits de todos os elementos do sistema do total da exergia disponível, isto é, 100%.

As Figuras 4.24 e 4.25 apresentam a análise exérgica dos componentes do ciclo. Não foram observadas diferenças significativas entre as eficiências exérgicas obtidas para os dois refrigerantes. Os valores estão coerentes com o trabalho de APREA e GRECO (2002), que encontraram valores de eficiência exérgica de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor variando de 0,1 a 0,3.

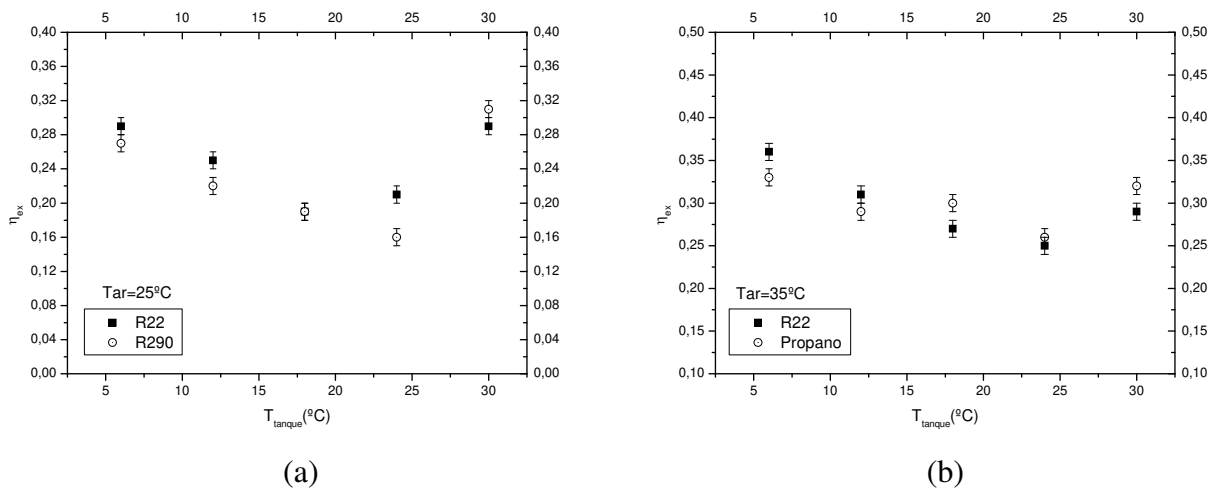


Figura 4.25: Eficiência exérgica global do sistema em função da temperatura da água no interior do tanque.

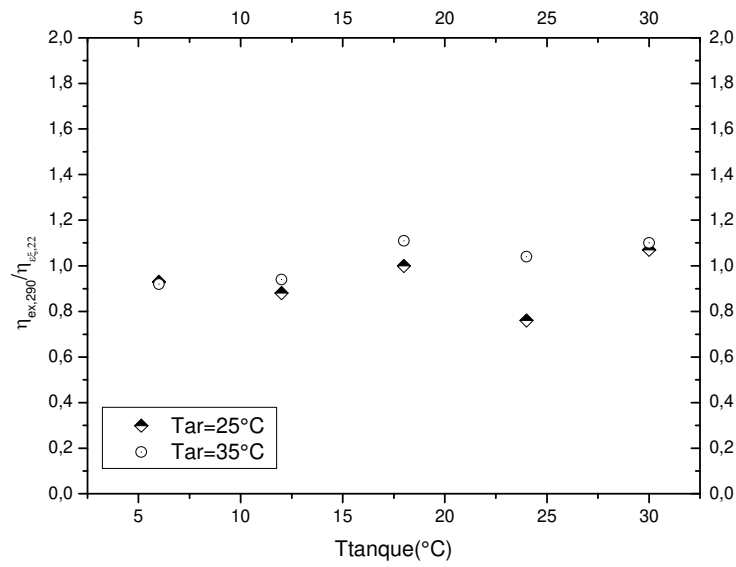


Figura 4.26: Razão da eficiência exergética global do sistema para o R290 e o R22.

Com a análise exergética verificamos que o compressor e o condensador são responsáveis por aproximadamente 60% da destruição da exergia do sistema sendo, portanto os equipamentos que merecem atenção especial no que diz respeito à otimização do sistema.

4.3.6 Consolidação dos resultados da análise exergética

Os valores referentes aos parâmetros de desempenho exergético do ciclo são apresentados nas Tabelas 4.4 a 4.6. Os valores mostrados nessas tabelas são os valores médios calculados para as três séries de repetições para cada fluido.

Tabela 4.4: Resultados obtido para a deficiência exergética para o R22
(valores médios das três séries de medidas)

	$T_{\text{água}}$	T_{ar}	δ_{comp}	δ_{evap}	δ_{cond}	δ_{tc}
Teste 1	6	25	0,20±0,02	0,17±0,01	0,22±0,02	0,14±0,01
Teste 2	12	25	0,21±0,02	0,17±0,01	0,24±0,03	0,13±0,01
Teste 3	18	25	0,22±0,02	0,18±0,01	0,28±0,03	0,13±0,01
Teste 4	24	25	0,23±0,02	0,12±0,01	0,30±0,03	0,14±0,01
Teste 5	30	25	0,21±0,02	0,04±0,01	0,33±0,03	0,14±0,01
Teste 6	6	35	0,17±0,02	0,19±0,01	0,19±0,03	0,17±0,01
Teste 7	12	35	0,18±0,02	0,21±0,01	0,18±0,03	0,16±0,01
Teste 8	18	35	0,19±0,02	0,24±0,01	0,20±0,02	0,16±0,01
Teste 9	24	35	0,23±0,02	0,26±0,01	0,22±0,02	0,16±0,01
Teste 10	30	35	0,23±0,02	0,28±0,01	0,26±0,04	0,16±0,01

Tabela 4.5: Resultados obtidos para a deficiência exergética para o R290
(valores médios das três séries de repetições)

	$T_{\text{água}}$	T_{ar}	δ_{comp}	δ_{evap}	δ_{cond}	δ_{tc}
Teste 1	6	25	0,29±0,02	0,12±0,01	0,19±0,01	0,14±0,01
Teste 2	12	25	0,28±0,02	0,12±0,02	0,23±0,01	0,14±0,01
Teste 3	18	25	0,24±0,03	0,14±0,02	0,27±0,01	0,15±0,01
Teste 4	24	25	0,29±0,02	0,11±0,01	0,29±0,01	0,14±0,01
Teste 5	30	25	0,24±0,02	0,12±0,02	0,32±0,01	0,17±0,01
Teste 6	6	35	0,27±0,02	0,08±0,01	0,16±0,01	0,17±0,01
Teste 7	12	35	0,26±0,02	0,10±0,01	0,18±0,01	0,20±0,01
Teste 8	18	35	0,17±0,04	0,11±0,01	0,26±0,01	0,20±0,01
Teste 9	24	35	0,26±0,03	0,09±0,01	0,27±0,01	0,20±0,01
Teste 10	30	35	0,23±0,02	0,01±0,01	0,28±0,01	0,19±0,01

Tabela 4.6: Resultados obtidos para a eficiência exergética do sistema para o R22 e o R290

Teste	$T_{\text{água}}$	T_{ar}	$\eta_{\text{ex,sist,R 22}}$	$\eta_{\text{ex,sist,R 290}}$
Teste 1	6	25	0,29±0,01	0,27±0,01
Teste 2	12	25	0,25±0,01	0,22±0,01
Teste 3	18	25	0,19±0,01	0,19±0,01
Teste 4	24	25	0,21±0,01	0,16±0,01
Teste 5	30	25	0,29±0,01	0,31±0,01
Teste 6	6	35	0,36±0,01	0,33±0,01
Teste 7	12	35	0,31±0,01	0,29±0,01
Teste 8	18	35	0,27±0,01	0,30±0,01
Teste 9	24	35	0,25±0,01	0,26±0,01
Teste 10	30	35	0,29±0,0	0,32±0,01

Conforme salientado anteriormente, os dados relativos aos valores de pressão e temperatura coletados durante todos os testes estão mostrados no Apêndice D.

4.4 Considerações finais

As análises energética e exergética permitiram o levantamento de vários parâmetros importantes não só para a comparação entre os dois fluidos refrigerantes, como também para identificar quais equipamentos do sistema de refrigeração do tanque de resfriamento de leite merecem maior atenção no que diz respeito à otimização do sistema.

Capítulo 5

Conclusão e Sugestões para Trabalhos Futuros

Os resultados mostraram que o R290 apresenta um desempenho energético ligeiramente superior ao R22, o que possibilita a operação do sistema com o propano sem prejuízos da eficácia do equipamento. Também as pressões de evaporação e de condensação permitem a operação de *retrofit* sem a necessidade de alteração dos projetos do condensador e do evaporador.

Quando analisamos o desempenho exergético, verificamos que existe um equilíbrio de desempenho dos dois refrigerantes no que diz respeito à temperatura do ar de resfriamento do condensador.

Em termos de eficiência exergética do sistema como um todo, o R290 se mostrou superior para uma temperatura do ar de resfriamento do condensador de 25°C e equivalente quando essa temperatura foi mantida em 35°C.

Somando-se a esses fatores temos também, como visto anteriormente, um menor consumo de energia elétrica quando o sistema opera com o propano, sem deixar de atender à exigência da norma ISO 5708.

Assim, podemos concluir que o R290 é uma alternativa bastante viável para substituir o R22 em operações de *retrofit*, tanto do ponto de vista energético quanto exergético, além de ser um fluido ecologicamente correto, que não agride a camada de ozônio nem colabora com o aquecimento global.

Apesar deste trabalho ter analisado o ciclo de refrigeração por compressão de vapor de um tanque de leite em regime permanente, é importante lembrar que o regime de trabalho desse equipamento quando em campo é transiente.

Sugestões para trabalhos futuros:

- Realização de testes utilizando-se uma válvula de expansão termostática em substituição ao tubo capilar, pois se acredita que esse é o dispositivo de expansão mais adequado a um tanque de resfriamento de leite, em função da expansão sofrida pelo refrigerante ao entrar no evaporador ser significativa;
- Determinação da potência líquida fornecida para a compressão do refrigerante, através da determinação da potência no eixo e das perdas de calor para o fluido ao redor do compressor. Para isso será necessário a construção de um dispositivo envoltório para o compressor, contendo serpentina para circulação de água de resfriamento em seu interior. Uma vez determinada a potência transmitida ao fluido e as entalpias na entrada e saída do compressor, pode-se obter a vazão mássica de refrigerante atravessando o ciclo.
- Realização da análise energética e exergética do sistema operando em regime transiente, ou seja, durante o processo de resfriamento do fluido no tanque.
- Obter dados experimentais do consumo energético real da planta durante o período de operação necessário para o resfriamento da água desde 36 até 4°C, visando comparar os custos de operação para os dois refrigerantes testados.
- Procurar instrumentar o sistema de modo a permitir a determinação da pressão de evaporação real no evaporador.

Referências Bibliográficas

- Apréa, C., Greco, A. *An exergetic analysis of R22 substitution*. Applied Thermal Engineering, vol.22, 2002, pp. 1455-1469.
- Chang, Y.S., Kim, M.S., Ro, S.T., *Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system*. International Journal of Refrigeration, vol. 23, 2000, pp. 232-242.
- Devotta, S., Padalkar, A.S., Sane, N.K., *Performance assessment of HC-290 as a drop-in substitute to HCFC-22 in a window air conditioner*. International Journal of Refrigeration, vol.28, 2005, pp. 594-604.
- Devotta, S., Waghmare, A.V., Sawant, N.N., Domkundwar, B.M., *Alternatives to HCFC-22 for air conditioners*. Applied Thermal Engineering, vol.21, 2001, pp. 703-715.
- Domanski, P.A., *Evolution of refrigerant application*. International Congress on Refrigeration, May 4, 1999, Milan, Italy.
- Granryd, E., *Hydrocarbons as refrigerants – an overview*. International Journal of Refrigeration, vol 24, 2001, pp.15-24.
- Holman, J.P., *Experimental methods for engineers*, 6th ed., McGraw-Hill Inc., 1994, Cap.3.

- Ismail, K.A.R., Koury, R.N.N., Machado, L., *Thermal evaluation of a vapor compression system using R22 and propane*. IIF-IIR – Commission B2, with B1, E1 & E2 – Oslo, Norway – 1998/4.
- Jung, D., Chae, S., Bae, D., Oho, S., *Condensation heat transfer coefficients of flammable refrigerants*. International Journal of Refrigeration, vol. 27, 2004, pp. 314-317.
- Jung, D., Song, Y., Park, B., *Performance des mélanges de frigorigènes utilisés pour remplacer le HCFC22*. International Journal of Refrigeration, vol. 23, 2000, pp. 466-474.
- Lee, Y.S., Su, C.C., *Experimental studies of isobutene (R600a) as the refrigerant in domestic refrigeration system*. Applied Thermal Engineering, vol. 22, 2002, pp.507-519.
- Lorentzen, G., *The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament*. International Journal of Refrigeration, vol.18, No. 3, pp.190-197, 1995.
- McCulloch, A., Midgley, P.M., Lindley, A.A., *Recent changes in the production and global atmospheric emissions of chlorodifluoromethane (HCFC-22)*. Atmospheric Environment, vol. 40, 2006, pp.936-942.
- Mcmullan, J.T., *Refrigeration and the environment – issues and strategies for the future*. Journal of Refrigeration, vol. 25, 2002, pp.89-99.
- Meyer, J.P., *Experimental evaluation of five refrigerants as replacements for R22*. ASHRAE Transactions, 2000, pp. 583-588.
- Moran, M.J., Shapiro, H.N., *Princípios de termodinâmica para engenharia*, 4 ed., LTC, 2002, Cap. 7 e 10.
- Park, K.J., Jung, D., *Thermodynamic performance of HCFC-22 alternative refrigerants for residential air-conditioning applications*. Energy and Buildings, vol. 39, 2007, pp. 675-680.

- Pimenta, J.M., Teixeira, P.S., *Estudo da aplicação de hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes*. Mercofrio 2004.
- Powell, R.L., *CFC phase-out: have we met the challenge?* Journal of Fluorine Chemistry, vol. 114, 2002, pp. 237-250.
- Purkayastha, B., Bansal, P.K., *An experimental study on HC290 and a commercial liquefied petroleum gas (LGP) mix as suitable replacements for HCFC22*. International Journal of Refrigeration, vol. 21, No. 1, pp.3-17, 1998.
- Urchueguía, J.F., Corberán, J.M., Gonzálvez, J., Díaz, J.M., *Experimental characterization of a commercial-size scroll and reciprocating compressor working with R22 and propane (R290) as refrigerant*. International Congress of Refrigeration, 2003, Washington, D.C., U.S.A.
- Yumrutas, F., Mehmet, K. Mehmet, K., *Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems*, Exergy, an International Journal, pp.266-272, 2002.

Apêndice A: Procedimento de Operação

Foi adotado o seguinte procedimento de operação em cada teste realizado:

A.1 Ligação do sistema de aquisição de dados

- Ligar o computador em tomada de 110V estabilizada;
- Ligar o estabilizador e carregar o computador;
- Ligar a fonte de tensão conectada aos transdutores de pressão (verificar antes se o botão de tensão encontra-se no zero). Ajusta-la para 24,0V e não alterar o ajuste de corrente;
- Ligar a alimentação do medidor de vazão Incontrol em tomada 110V estabilizada;

Na tela inicial do computador, seguir a seguinte sequência:

- Field Chart Novus
- Configurações
- Configuradores
- Executar
- Diagnóstico (verificar se os valores de pressão e temperatura mostrados na tela são coerentes)

A.2 Ligação do variac 1 (aquecimento da água)

- Certificar-se de que ele se encontra no zero (chave giratória superior);
- Ligar a chave geral principal (caixa cinza grande, instalada ao lado da janela);
- Ligar a chave secundária (caixa cinza pequena, sob a principal);

- Ligar o disjuntor (caixa branca pequena, sob a secundária);

A.3 Ligação do variac 2 (aquecimento do ar)

- Certificar-se de que ele se encontra no zero (chave giratória superior);
- Ligar a chave geral (caixa cinza grande, instalada ao lado da chave geral principal).

A.4 Ligação do sistema experimental

- Ligar o tanque em tomada de 220V;
- Ligar os ventiladores auxiliares em tomada de 220V;
- Ligar a chave geral do tanque na caixa de controle que possui o visor de temperatura da água;
- O agitador passa a funcionar e, após 2 minutos, o sistema de refrigeração deverá iniciar seu funcionamento se a temperatura da água estiver acima do set-point;
- Certificar-se de que a chave da agitação manual (sobre a caixa de controle) esteja na posição liga/on;
- Ao atingir a temperatura desejada para o teste deve-se ajustar a tensão no variac 1 (sem ultrapassar 20A medidos na conexão de saída do variac pelo amperímetro tipo “alicate”) para manter a temperatura da água constante. Ajustar inicialmente para uma tensão de aproximadamente 130V e verificar se a temperatura se mantém constante (variação de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$).
- Tentar manter a constância da temperatura durante 5 a 10 minutos. Caso seja necessário, varie levemente a tensão no variac ao longo do teste para manter a temperatura desejada.
- Ajustar a tensão no variac 2 (aquecimento do ar) sem ultrapassar 20A medidos na conexão de saída do variac pelo amperímetro tipo alicate, para tentar manter a temperatura do ar no valor adequado. O aquecimento pode levar vários minutos.
- Caso seja necessário, variar levemente a tensão no variac ao longo do teste para manter a temperatura desejada.

A.5 Aquisição de dados

Após o sistema atingir o regime permanente, quando não se observavam variações significativas nos valores de temperatura nos diversos pontos do sistema, iniciou-se o processo de aquisição de dados conforme a seqüência seguinte:

- Sair da tela “diagnóstico” e entrar na tela “aquisições”;
- Clicar em “iniciar”, para começar a aquisição dos dados de pressão, temperatura e vazão;
- Clicar em “dispositivo” e a seguir em “monitorar”;
- Selecionar “Unicamp 1” e “Unicamp 2”, para abrir as telas dos gráficos de monitoramento de dados;
- Registrar os dados por um período de 15 minutos;
- Selecionar “parar agora”;
- Selecionar “dispositivo”;
- Selecionar “coletar”;
- Selecionar “Unicamp 1” e clicar em “coletar”;
- Selecionar “arquivo” e em seguida “salvar”;
- Salvar em “meus documentos” como “FL1”;
- Selecionar “Unicamp 2” e clicar em “coletar”;
- Selecionar “arquivo” e em seguida “salvar”;
- Salvar em “meus documentos” como “FL2”;

Apêndice B

Exemplo de programa EES para o cálculo das análises energética e exergética

Temperatura do ar de resfriamento do condensador : 25°C

Temperatura da água no tanque : 6°C

```
P_bar = 0,95725 [bar]
T_amb = 24,2 [C]
T0 = 297,2 [K]
TMA = 8,64176+273 [K]
TMAR = (T_ent_ar+T_sai_ar)/2+273
T_evap = 0,0552
{T_evap = (1-(T0/TMA))}
T_cd = 1-(T0/TMAR)
```

```
T1 = 3,289 [C]
P1 = 3,457+0,95725 [bar]
H1 = ENTHALPY(R290;T=T1;P=P1)
S1 = ENTROPY(R290;T=T1;P=P1)
V1 = VOLUME(R290;T=T1;P=P1)
```

```
T2 = 69,16 [C]
P2 = 14,64+0,95725 [bar]
H2 = ENTHALPY(R290;T=T2;P=P2)
S2 = ENTROPY(R290;T=T2;P=P2)
V2 = VOLUME(R290;T=T2;P=P2)
```

```
T3 = 41,61 [C]
P3 = P2
H3 = ENTHALPY(R290;T=T3;P=P3)
S3 = ENTROPY(R290;T=T3;P=P3)
V3 = VOLUME(R290;T=T3;P=P3)
Vaz3 = 3,17246E-5 [m^3/s]
```

```
T5 = -3,138 [C]
H4 = H3
S4 = ENTROPY(R290;T=T5;H=H4)
V4 = VOLUME(R290;T=T5;H=H4)
```

$$T_{ent_ar} = 27,167 [C]$$

$$T_{sai_ar} = 37,353 [C]$$

$$I_{comp} = 6,44 [A]$$

$$U_{comp} = 215 [V]$$

$$\eta_{comp} = 0,85$$

$$V_{var_ar} = 61,4 [V]$$

{Análise Energética}

$$\{\dot{m} = V_{az3}/V_3\}$$

$$\dot{m} = \dot{W}_{comp_elet}/(H_2-H_1)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \cdot (H_2-H_1)$$

$$\dot{W}_{elet} = (I_{comp} \cdot U_{comp} \cdot 0,001 - 0,323)$$

$$\dot{W}_{comp_elet} = (I_{comp} \cdot U_{comp} \cdot 0,001 - 0,323) \cdot \eta_{comp}$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (H_1-H_4)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (H_2-H_3)$$

$$COP = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{comp}$$

$$COP_{carnot} = (T_1+273,15)/(T_3-T_1)$$

$$\dot{Q}_{cond_ver2} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{comp_elet}$$

{Análise Exergética}

{Destruição de Exergia nos Componentes}

$$E_{\dot{Q}_{evap}} = (H_4-H_1) - T_0 \cdot (S_4-S_1)$$

$$E_{\dot{Q}_{evap}} = \dot{m} \cdot E_{\dot{Q}_{evap}} - \dot{Q}_{evap} \cdot T_{evap}$$

$$E_{\dot{Q}_{cond}} = (H_2-H_3) - T_0 \cdot (S_2-S_3)$$

$$E_{\dot{Q}_{cond}} = \dot{m} \cdot E_{\dot{Q}_{cond}} - \dot{Q}_{cond} \cdot T_{cd}$$

$$E_{\dot{Q}_{comp}} = (H_1 - H_2) - T_0 \cdot (S_1 - S_2)$$

$$E_{\dot{Q}_{comp}} = \dot{m} \cdot E_{\dot{Q}_{comp}} + \dot{W}_{elet}$$

$$E_{\dot{Q}_{exp}} = (H_3-H_4) - T_0 \cdot (S_3-S_4)$$

$$E_{\dot{Q}_{exp}} = \dot{m} \cdot E_{\dot{Q}_{exp}}$$

$$E_{\dot{Q}_{sist}} = E_{\dot{Q}_{evap}} + E_{\dot{Q}_{cond}} + E_{\dot{Q}_{comp}} + E_{\dot{Q}_{exp}}$$

{Cálculo da Eficiência Exergética dos Componentes}

$$\delta_{evap} = E_{\dot{Q}_{evap}}/\dot{W}_{elet}$$

$$\delta_{cond} = E_{\dot{Q}_{cond}}/\dot{W}_{elet}$$

$$\delta_{comp} = E_{\dot{Q}_{comp}}/\dot{W}_{elet}$$

$$\delta_{exp} = E_{\dot{Q}_{exp}}/\dot{W}_{elet}$$

{Cálculo da Eficiência Exergética do Ciclo}

$$\eta_{ex_ciclo} = 1 - (\delta_{evap} + \delta_{cond} + \delta_{comp} + \delta_{exp})$$

Apêndice C

Metodologia para Calibração dos Sensores de Temperatura

Para a medição das temperaturas do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, foram utilizados cinco sensores de temperatura PT-100 e doze sensores de temperatura tipo T.

Os sensores PT-100 foram utilizados para medir as seguintes temperaturas:

- saída do evaporador / entrada do compressor
- saída do compressor / entrada do condensador
- saída do condensador / entrada do tubo capilar
- saída do tubo capilar / entrada do evaporador
- temperatura da água dentro do tanque

Os termopares tipo T foram divididos em dois grupos de seis ligados em paralelo. Um conjunto de termopares em paralelo foi colocado na entrada do fluxo do ar de resfriamento do condensador e o outro na saída.

Os PT-100 foram calibrados numa faixa de -5 a 50°C, e os termopares tipo T numa faixa de 25 a 55 °C.

Para realizar a calibração dos sensores de temperatura foram utilizados os seguintes equipamentos e materiais de insumo:

- béquer;
- agitador magnético;
- termômetro padrão PT-100;

- termômetro de mercúrio padrão;
- cinco termômetros PT-100 para calibração;
- dois conjuntos de seis termopares tipo T ligados em paralelo;
- sistema de aquisição de dados Novus V2.2x;
- microcomputador;
- gelo moído;
- sal.

C.1 Procedimento de calibração

Para realizar a calibração dos PT-100 foi seguida a seqüência abaixo:

1. Conectar o PT-100 a ser calibrado e o PT-100 padrão ao sistema de aquisição de dados e ligá-lo;
2. Colocar água no béquer ;
3. Em seguida, adicionar gelo moído e sal;
4. Agitar bem, a fim de se conseguir uma temperatura abaixo de zero;
5. Mergulhar o padrão e o PT-100 na mistura;
6. Esperar a mistura atingir o equilíbrio térmico, com a estabilização da temperatura;
7. Anotar a temperatura assinalada pelo padrão e em seguida anotar três valores, em intervalos de tempo de três minutos, da temperatura do PT-100;
8. Em seguida, passar para a nova temperatura requerida através da regulagem do agitador magnético;
9. Repetir os passos 6 e 7 até atingir a última faixa de temperatura requerida;
10. Repetir todo o procedimento para os demais PT-100.

Para realizar a calibração dos termopares tipo T, deve-se realizar o mesmo procedimento feito para calibrar os PT-100, com a diferença que a temperatura padrão será lida diretamente no termômetro padrão de mercúrio, com o termopar tipo T ligado ao sistema de aquisição de dados.

As Figuras C.1 a C.7 mostram as curvas de calibração para os termômetros PT-100 e para os seis conjuntos de termopares tipo T ligados em paralelo.

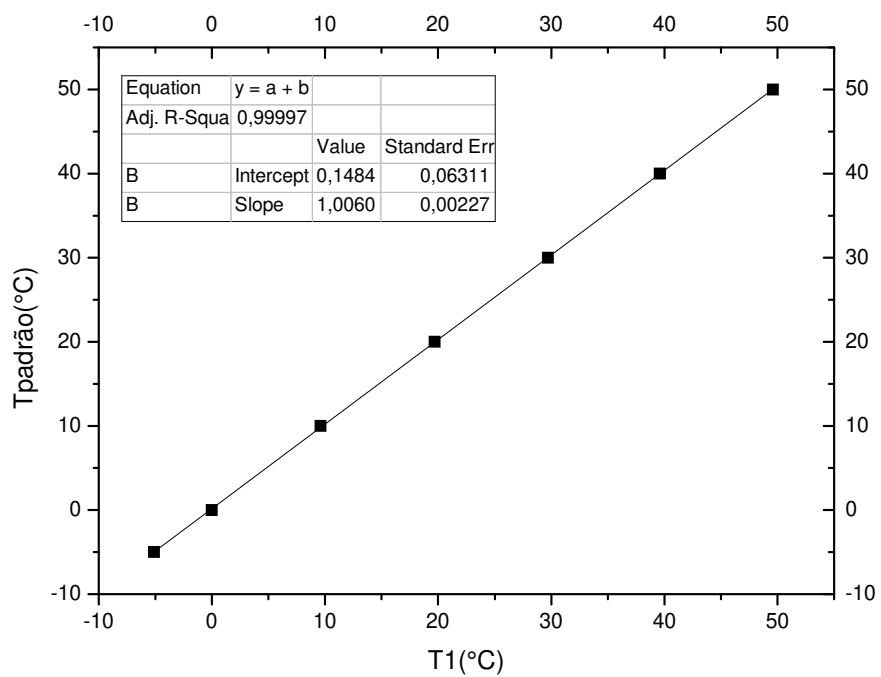


Figura C.1: Curva de calibração do PT-100 T1

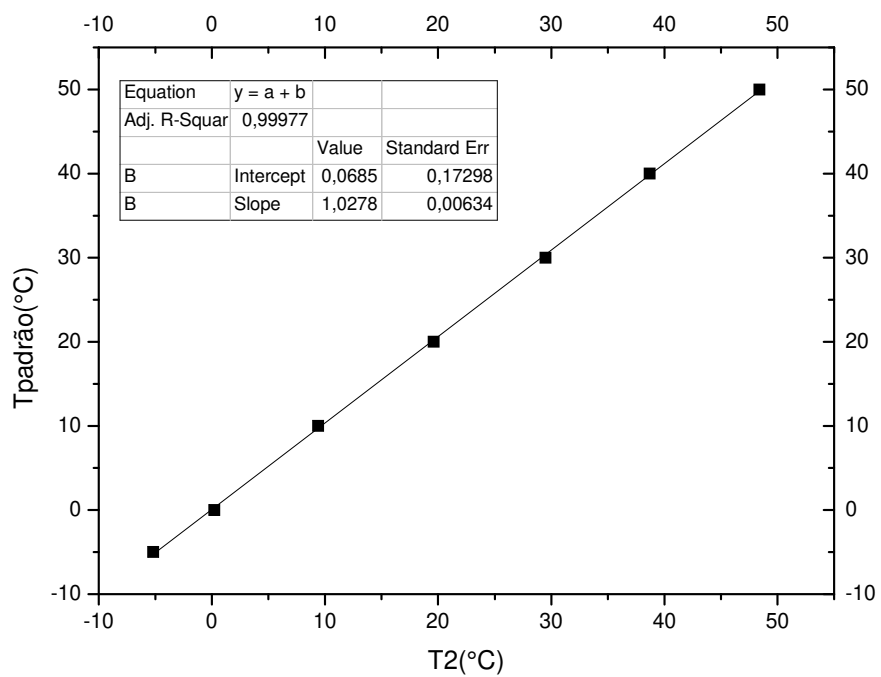


Figura C.2: Curva de calibração do PT-100 T2

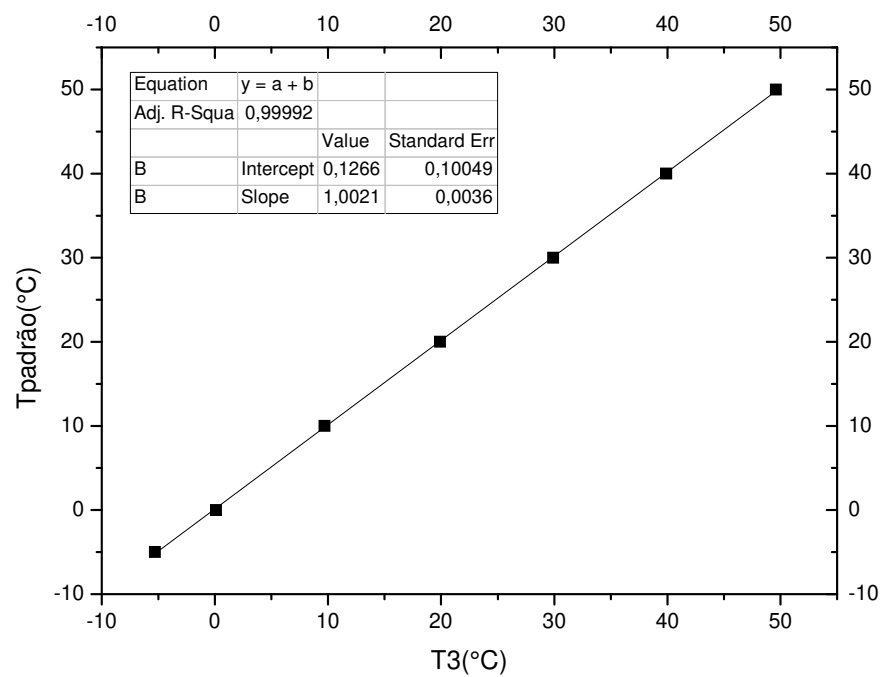


Figura C.3: Curva de calibração do PT-100 T3

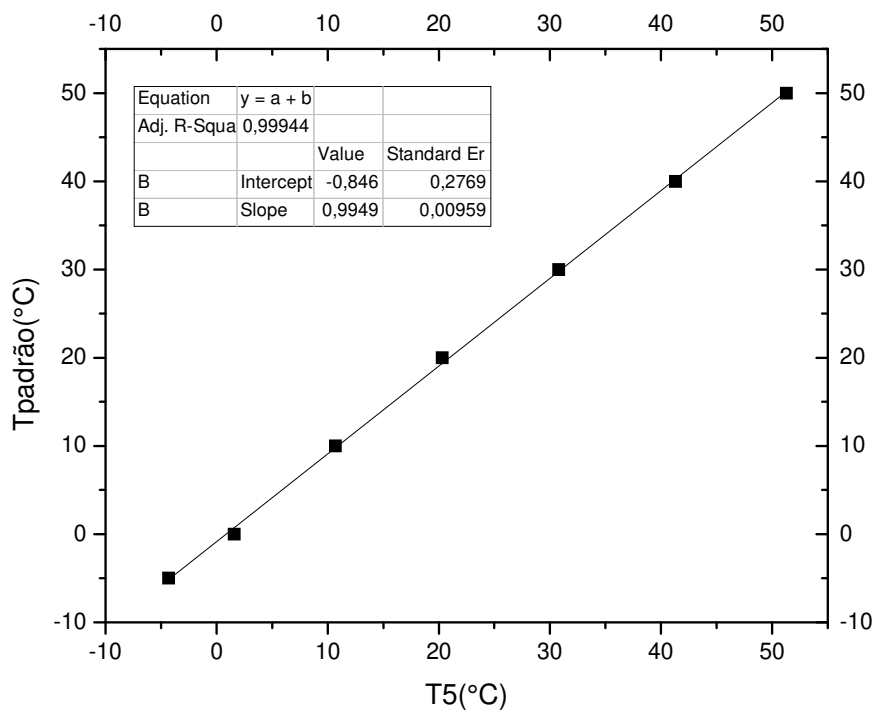


Figura C.4: Curva de calibração do PT-100 T5

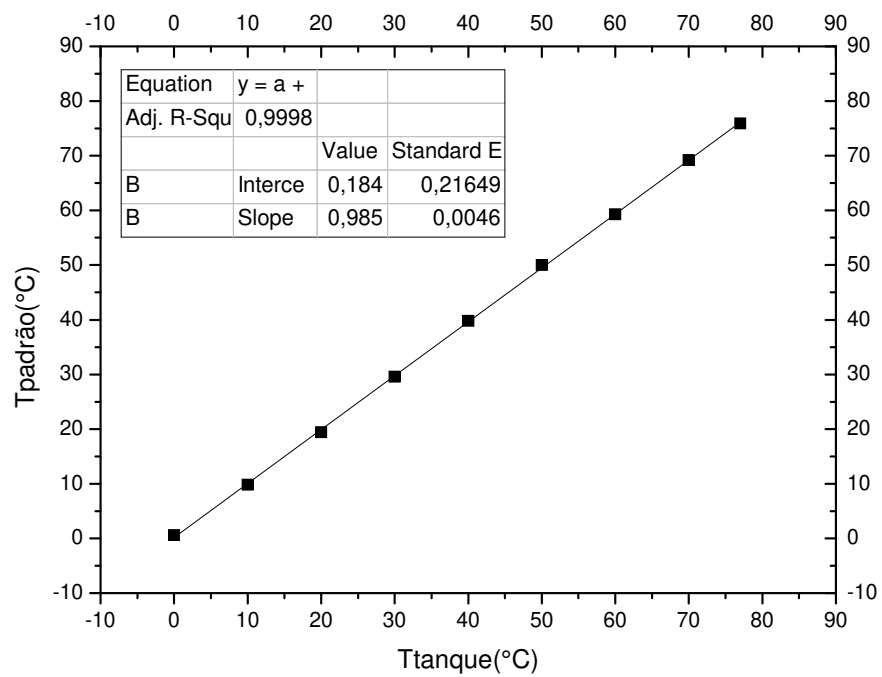


Figura C.5: Curva de calibração do PT-100 Ttanque

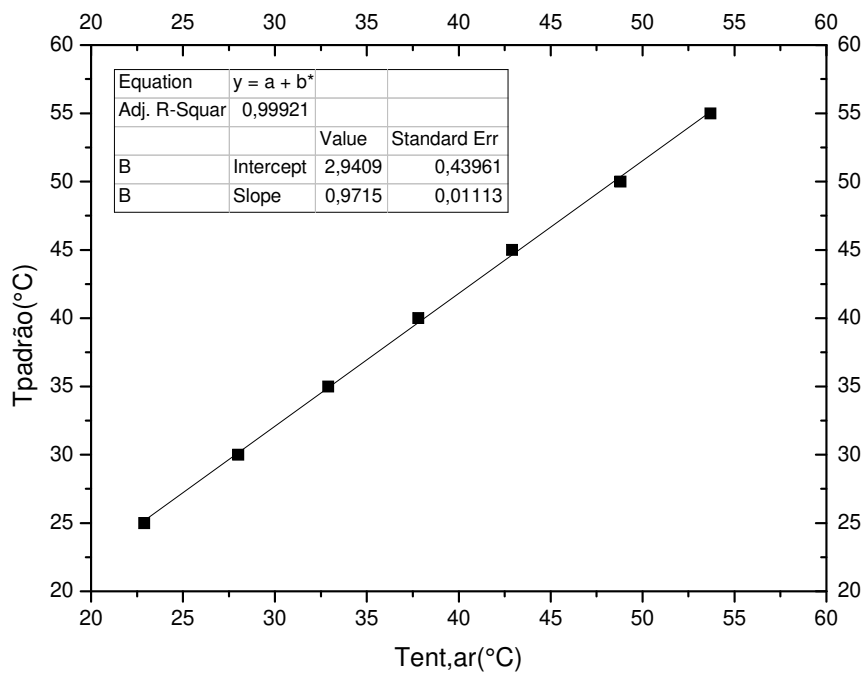


Figura C.6: Curva de calibração do termopar tipo T Tent,ar

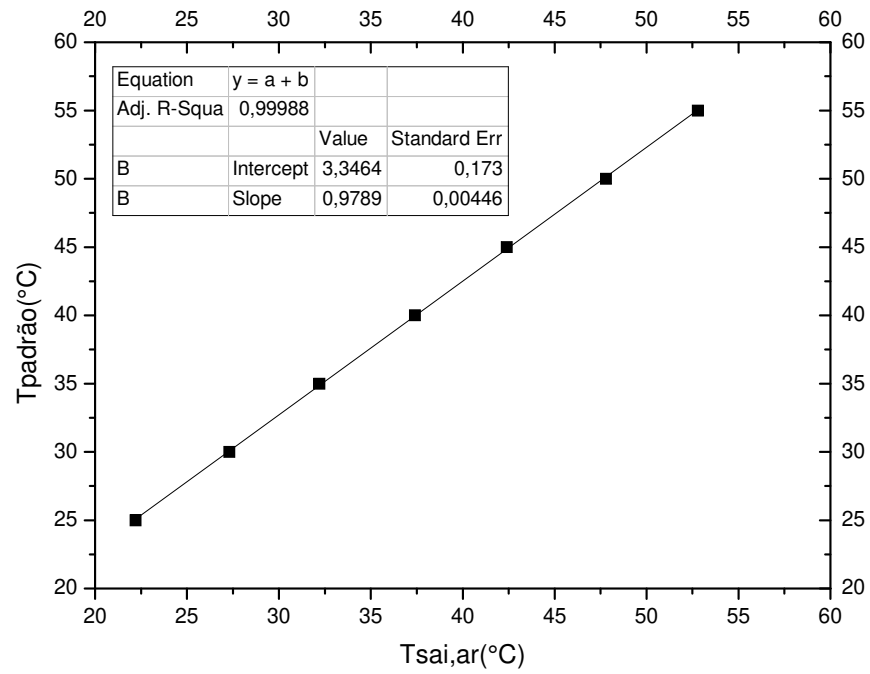


Figura C.7: Curva de calibração do termopar tipo T Tsai, ar

Apêndice D

Convalidação dos resultados

Tabelas de convalidação de dados, referentes aos valores de pressão e temperatura ao longo do ciclo, obtidos para cada uma das repetições realizadas, para cada refrigerante estudado.

Tabela D.1: Resultados de pressão e temperatura obtidos para o R22 na primeira repetição

Teste	T _{ar,e} (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{ar,s} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)
1	27,20	8,72	36,15	4,15	16,65	16,6	2,67	86,79	40,98	-5,10
2	27,31	14,73	37,60	4,85	18,09	18,0	5,96	87,61	44,01	-0,54
3	27,25	20,82	40,20	6,10	-	20,9	6,58	84,43	48,91	6,23
4	27,23	26,77	41,18	6,65	-	21,6	9,83	89,75	49,12	8,93
5	27,38	32,71	43,05	7,37	-	23,1	16,53	95,06	49,16	12,25
6	36,92	8,79	44,45	4,53	-	20,7	4,82	97,21	50,59	-2,47
7	36,94	14,75	43,64	5,16	-	21,4	7,09	96,36	51,98	1,21
8	36,97	20,70	44,99	5,85	-	22,6	9,78	97,93	50,59	4,93
9	37,02	26,88	50,24	6,80	-	25,3	14,39	103,90	60,25	9,72
10	36,84	32,85	53,68	8,00	-	28,1	16,69	107,50	64,47	15,13

Tabela D.2: Resultados de pressão e temperatura obtidos para o R22 na segunda repetição

Teste	T _{ar,e} (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{ar,s} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)
1	27,40	8,86	36,74	4,20	17,53	-	2,61	89,69	42,35	-6,45
2	27,55	14,51	40,13	5,03	19,38	-	6,32	90,52	46,21	-1,25
3	27,55	20,56	41,33	5,62	-	20,6	8,80	91,03	48,4	2,20
4	27,46	26,40	42,45	6,20	-	21,9	14,65	94,76	50,49	5,30
5	28,09	31,67	43,61	6,46	-	22,7	20,66	99,67	52,07	6,66
6	37,18	8,59	44,71	4,51	-	21,1	4,96	97,29	50,59	-4,68
7	37,10	14,59	46,66	5,19	-	22,8	8,09	99,62	53,29	-0,48
8	37,49	20,46	42,28	5,84	-	24,6	11,12	102,1	56,22	3,06
9	37,23	26,83	50,30	6,80	-	26,7	14,37	103,7	59,72	7,91
10	37,65	32,94	52,13	7,55	-	28,7	19,63	105,8	62,37	11,29

Tabela D.3: Resultados de pressão e temperatura obtidos para o R22 na terceira repetição

Teste	T _{ar,e} (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{ar,s} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)
1	27,79	9,05	38,90	4,40	18,06	-	3,90	89,96	43,58	-5,4
2	27,60	14,56	40,11	4,97	19,33	-	6,48	91,11	46,18	-1,78
3	28,02	20,93	43,23	6,01	-	21,9	6,72	90,91	50,82	4,29
4	27,82	26,96	43,93	6,31	-	22,5	14,78	96,32	51,79	5,83
5	27,60	33,03	43,79	6,51	-	22,9	22,16	100,7	52,32	6,78
6	37,05	8,74	44,10	4,56	-	21,1	4,54	95,94	50,40	-4,46
7	37,46	15,01	46,56	5,27	-	23,2	7,63	96,1	53,91	-0,22
8	37,03	20,86	49,77	6,56	-	26,6	8,79	93,45	59,18	6,85
9	37,19	27,01	51,29	7,17	-	28,0	12,20	101,00	61,40	9,65
10	37,02	32,42	51,80	7,51	-	28,9	18,92	106,7	62,36	11,08

Tabela D.4: Resultados de pressão e temperatura obtidos para o R290 na primeira repetição

Teste	T _{ar,e} (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{ar,s} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)
1	27,18	8,86	37,37	4,51	15,91	-	3,89	69,01	42,68	-2,70
2	27,24	14,63	39,90	5,38	17,54	-	4,36	65,43	46,41	3,08
3	27,15	20,81	41,25	5,99	18,61	-	8,88	70,79	48,84	6,58
4	27,16	26,93	42,77	6,55	19,59	-	16,45	74,86	50,82	9,66
5	27,18	32,93	55,80	6,88	-	20,1	25,48	81,20	51,99	11,39
6	36,89	8,90	44,07	4,71	18,60	-	5,17	75,93	50,15	-1,09
7	37,04	14,84	45,76	5,29	19,84	-	7,97	77,37	53,01	2,70
8	37,04	20,94	48,75	6,51	-	22,8	10,76	73,75	58,25	9,70
9	37,00	26,72	50,06	7,10	-	23,8	14,35	80,13	60,12	12,65
10	36,96	32,97	51,16	7,64	-	24,8	24,33	86,78	61,67	15,17

Tabela D.5: Resultados de pressão e temperatura obtidos para o R290 na segunda repetição

Teste	T _{ar,e} (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{ar,s} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)
1	27,17	8,64	37,35	4,41	15,60	-	3,29	69,16	41,61	-3,14
2	27,19	14,66	38,77	5,28	16,87	-	4,11	66,62	43,73	2,62
3	27,15	20,66	41,79	6,14	19,06	-	8,70	67,43	49,50	7,75
4	27,24	26,46	41,72	6,74	19,41	-	12,33	70,78	48,19	10,8
5	27,03	32,76	43,79	7,06	-	20,6	22,91	79,49	52,32	12,41
6	36,76	8,82	42,88	4,68	18,28	-	4,29	75,16	48,67	-1,42
7	36,57	14,83	46,19	5,55	-	20,3	5,54	72,85	53,30	4,30
8	37,05	20,78	49,58	6,62	-	23,1	11,36	71,63	58,70	10,44
9	36,74	27,07	51,27	7,41	-	24,6	15,50	75,33	60,24	14,64
10	37,07	32,88	52,11	7,92	-	25,8	23,09	86,59	63,09	16,50

Tabela D.6: Resultados de pressão e temperatura obtidos para o R290 na terceira repetição

Teste	T _{ar,e} (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{ar,s} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)
1	27,17	8,67	37,84	4,45	15,89	-	3,53	69,69	42,02	-2,93
2	27,15	14,79	39,64	5,29	17,38	-	3,90	65,74	45,38	2,49
3	27,24	20,76	42,37	6,26	19,32	-	9,42	65,06	49,41	8,39
4	27,23	26,87	44,12	6,89	-	20,5	13,04	72,76	51,47	11,39
5	27,08	31,89	45,21	5,04	-	21,8	18,41	76,68	52,50	13,92
6	36,75	8,68	45,05	4,70	18,65	-	5,15	77,37	49,82	-1,40
7	36,79	14,66	46,59	5,35	19,99	-	8,46	78,23	52,83	2,91
8	36,74	20,86	40,08	6,61	-	22,5	11,39	69,69	57,59	10,29
9	37,16	26,72	51,30	7,38	-	24,6	15,31	76,56	60,61	14,17
10	37,00	32,50	52,73	8,13	-	26,1	18,93	82,99	62,42	17,50

Apêndice E

Identificação da Instrumentação

A Tabela E.1 mostra como são identificados no sistema de aquisição de dados as temperaturas, pressões e a vazão do sistema.

Tabela E.1 – Identificação da instrumentação no sistema de aquisição de dados

Identificação	Descrição
T_1	Temperatura do refrigerante na entrada do compressor / saída do evaporador
T_2	Temperatura do refrigerante na saída do compressor / entrada do condensador
T_3	Temperatura do refrigerante na saída do condensador / entrada do tubo capilar
T_4	Temperatura do refrigerante na saída do tubo capilar / entrada do evaporador
T_{tanque}	Temperatura da água no tanque
$T_{\text{ar,e}}$	Temperatura de entrada do ar de resfriamento do condensador
$T_{\text{ar,s}}$	Temperatura de saída do ar de resfriamento do condensador
P_1	Pressão do refrigerante na entrada do compressor/saída do evaporador
P_2	Pressão do refrigerante na saída do compressor/entrada do condensador
P_3	Pressão do fluido refrigerante na saída do condensador
V_3	Vazão volumétrica do fluido refrigerante na saída do condensador

Apêndice F

Cálculo de incertezas

Todos os cálculos de incertezas seguiram o método apresentado em Holman (1994), conforme mostrado neste apêndice, tendo sido feitos utilizando-se o programa EES.

Neste apêndice descrevemos como exemplo o cálculo da incerteza do COP realizado pelo ciclo de resfriamento.

Segundo Holman, sendo o resultado R função das variáveis independentes $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, $R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ então sua incerteza w_R é dada por:

$$w_r = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2}$$

Onde $w_1, w_2, \dots, w_n$ representam as incertezas das variáveis $x_1, x_2, \dots, x_n$, respectivamente.

No caso do COP, temos que o seu valor é calculado pela Equação (2.6):

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

Sendo $h_3 = h_4$ e $P_2 = P_3$ temos as entalpias em função das seguintes variáveis independentes:

$$\begin{aligned} h_1 &= f(P_1, T_1) \\ h_2 &= f(P_2, T_2) \\ h_3 &= f(P_2, T_3) \\ h_4 &= f(P_2, T_3) \end{aligned}$$

Seguindo o método apresentado em Holman, o cálculo da incerteza do COP fica:

$$w_{COP} = \left[\left(\frac{\partial COP}{\partial P_1} w_{P_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial P_2} w_{P_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial T_1} w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial T_2} w_{T_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial T_3} w_{T_3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

onde:

$$w_{P_1} = 0,1 \text{ bar (incerteza do transmissor de pressão que mede } P_1)$$

$$w_{P_2} = 0,2 \text{ bar (incerteza do transmissor de pressão que mede } P_2)$$

$$w_{T_1} = 0,5 \text{ } ^\circ\text{C (incerteza do PT100 que mede } T_1)$$

$$w_{T_2} = 0,5 \text{ } ^\circ\text{C (incerteza do PT100 que mede } T_2)$$

$$w_{T_3} = 0,5 \text{ } ^\circ\text{C (incerteza do PT100 que mede } T_3)$$

A média das incertezas das três séries de medidas foi calculada pelo método do quadrado da soma dos quadrados das incertezas de cada série:

$$w_{médio} = \sqrt{(w_{COP1})^2 + (w_{COP2})^2 + (w_{COP3})^2}$$

onde:

$$w_{COP1} = \text{incerteza do COP calculado para a primeira série de medidas}$$

$$w_{COP2} = \text{incerteza do COP calculado para a segunda série de medidas}$$

$$w_{COP3} = \text{incerteza do COP calculado para a terceira série de medidas}$$

$$w_{médio} = \text{média das incertezas das três medidas de } COP.$$