



Universidade Estadual de Campinas
Faculdade de Engenharia Química



Área de Concentração
Sistemas de Processos Químicos e Informática

ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO E AMBIENTAL DE UM CICLO
DE REFRIGERAÇÃO E PROPOSTA DE UMA FUNÇÃO GLOBAL DE
AVALIAÇÃO

Autora: Raquel Jahara Lobosco

Orientador: Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo

Dissertação de Mestrado apresentada
à Faculdade de Engenharia Química
como parte dos requisitos exigidos
para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Química

Campinas – SP

Dezembro/2009

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

L786a	<p>Lobosco, Raquel Jahara Análise do desempenho termodinâmico e ambiental de um ciclo de refrigeração e proposta de uma função global de avaliação / Raquel Jahara Lobosco. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.</p> <p>Orientador: José Vicente Hallak d'Angelo. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.</p> <p>1. Exergia. 2. Refrigeração. 3. Simulação (Computador). I. d'Angelo, José Vicente Hallak. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.</p>
-------	--

Título em Inglês: Thermodynamic and enviromental analisys of a refrigerator cycle performance and propose of a global function evaluation

Palavras-chave em Inglês: Exergy, Refrigerator, Simulation computer

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática

Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora: Elias Basile Tambourgi, Ricardo Belchior Torres

Data da defesa: 14/12/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Química

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

“Análise do Desempenho Termodinâmico e Ambiental de um Ciclo de Refrigeração e
Proposta de uma Função Global de Avaliação”

Autora: Raquel Jahara Lobosco

Dissertação de Mestrado defendida e aprovada em 14 de dezembro de 2009 pela
banca examinadora constituída pelos professores doutores:



Prof. Dr. Ricardo Belchior Tôrres
Centro Universitário da FEI

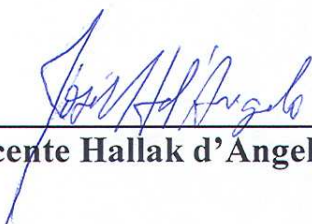


Prof. Dr. Elias Basile Tambourgi
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP



Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo – Orientador
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP

**Este exemplar corresponde à versão final da
Dissertação de Mestrado em Engenharia Química da
aluna Raquel Jahara Lobosco, defendida e aprovada
em 14 de dezembro de 2009.**



Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo – FEQ/UNICAMP

Aos meus pais Sandra J. Lobosco e
Paulo Sergio Lobosco (em memória)
por terem me dado simplesmente,
a vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Maria Paula J. Lobosco por ser minha eterna irmã e ao meu namorado Geraldo Creci filho, pelo auxílio e apoio.

Em especial, agradeço ao meu orientador, Prof. José Vicente Hallak d'Angelo, pelos ensinamentos fornecidos, pelo apoio e pela amizade.

Agradeço também aos meus queridos amigos, que tanto me auxiliaram ao longo desses anos e por fim gostaria de agradecer a Deus por tornar tudo sempre possível.

Resumo

Este trabalho apresenta a proposta de uma função para avaliação do desempenho de ciclos de refrigeração, do ponto de vista termodinâmico e ambiental, através da análise estatística dos resultados da simulação computacional de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor. A função proposta representa um índice global de avaliação da eficiência termodinâmica e dos critérios ambientais e foi desenvolvida com o intuito de facilitar a combinação de critérios utilizados na avaliação de ciclos termodinâmicos e envolve a análise exergética do ciclo, valores do COP (*coefficient of performance*), do ODP (*ozone depletion potencial*) e do GWP (*Global Warming Potential*). Para a simulação computacional foi utilizado o software Hysys versão 3.2 da Aspen Technology. As simulações permitiram testar diferentes combinações de misturas de refrigerantes. As equações de estado de Peng-Robinson e Peng-Robinson Stryjek-Vera (PRSV) foram comparados entretanto a equação de estado Peng-Robinson foi utilizada neste trabalho para estimar as propriedades termodinâmicas. Foram consideradas neste trabalho duas eficiências do compressor, 55% e 75%. Nas simulações foram avaliados diversos refrigerantes puros (R134a, R290, R152a e R600a) e misturas binárias dos mesmos em três proporções mássicas: 75%, 50% e 25%. O desempenho do ciclo termodinâmico foi avaliado com uma variação de 10% e 20% das pressões da região de alta pressão e de baixa pressão e através dessa avaliação foi possível sugerir nova faixa de atuação das pressões visando uma otimização do ciclo. Através do índice da função de desempenho foi possível determinar que o R600a e suas misturas são os refrigerantes mais adequados para o ciclo proposto.

PALAVRAS-CHAVE: COP; GWP; ODP; exergia; refrigeração; simulação; desempenho.

Abstract

This work presents a proposal function to vapor compression refrigerator cycle performance from environmental and thermodynamic point of view. The function was developed through the statistic analysis of a refrigerator cycle computational results. The proposal function represents an evaluation indice of efficiency and environment criterions and was developed to make the analysis of combining criterions evaluations easier in thermodynamics cycles. It includes an exergetic analysis, COP (Coefficient of Performance), ODP (Ozone Depletion Potencial) and GWP (*Global Warming Potential*). Software Hysys version 3.2 from Aspen Technology was used for computational simulation development. The simulations allowed testing several combinations of refrigerants. The thermodynamic packages Peng-Robison and Peng-Robison Stryjek and Vera was compared however Peng-Robinson equation of state, was used to estimate thermodynamic properties of proposed cycle in this work. Two different efficiencies for the compressor were considered, 55% and 75%. The mixtures of refrigerants tested were pair's combinations of: R134a, R290, R152a and R600a. The variation of these mixtures was in the following proportions: 75, 50 e 25% and it was compared with the own refrigerant. In order to evaluate the performance of refrigerant mixtures, the pressure of high pressure region and low pressure region suffered a change of 10%. With this analysis was possible to suggest a new pressure range for cycle optimization. Considering the values of performance function, it was possible to conclude that R600a and its mixtures are the most indicated ones to be used in the proposed cycle.

KEY-WORDS: COP; GWP; ODP; exergy; refrigerator; simulation; performance.

Sumário

LISTA DE FIGURAS.....	XI
LISTA DE TABELAS.....	XII
NOMENCLATURA	XIII
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.2- OBJETIVO DA DISSERTAÇÃO	3
1.2.1- Objetivo Geral.....	3
1.2.2 - Objetivos Específicos	4
1.3- JUSTIFICATIVA DA DISSERTAÇÃO	5
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1 REFRIGERAÇÃO DE ALIMENTOS	12
2.2 PADRONIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	13
2.3 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO	15
2.4 BALANÇO DE ENERGIA E O COEFICIENTE DE DESEMPENHO	20
2.5 BALANÇO DE EXERGIA.....	24
2.6 O COEFICIENTE DE EMISSÃO DE GÁS CARBÔNICO.....	27
2.7 O FATOR DE DESTRUIÇÃO DA CAMADA DE OZÔNIO	31
CAPÍTULO 3 – MATERIAIS E MÉTODOS.....	32
3.1 O CICLO TERMODINÂMICO PROPOSTO	32
3.2 O SIMULADOR COMERCIAL.....	33
3.3 MISTURAS DE REFRIGERANTES.....	34
3.4 MODELOS UTILIZADOS	37
3.5 DESCRIÇÃO DO CICLO TERMODINÂMICO	38
3.6 DADOS DE ENTRADA.....	41
3.7 PARÂMETROS DA ANÁLISE TÉRMICA APLICADOS AO CICLO.....	43
3.7.1 O Coeficiente de desempenho	43

3.7.2 A análise exergética	44
3.8 PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL	45
3.8.1- Planejamento fatorial.....	46
3.8.2- Planejamento de misturas	46
3.9 A FUNÇÃO DE DESEMPENHO	48
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	52
4.1 COMPARAÇÕES ENTRE AS EQUAÇÕES DE ESTADO	52
4.2 VALIDAÇÕES DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	53
4.3 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	55
4.3.1 -Testes preliminares	56
4.3.2 – O planejamento de misturas	57
4.3.2.1- A análise do COP.....	58
4.3.2.2- A análise da perda exergética	60
4.3.3 – A análise fatorial.....	62
4.3.3.1 – Análise da perda exergética em cada componente do ciclo termodinâmico.....	65
4.4 APLICAÇÕES DA FUNÇÃO DE DESEMPENHO	69
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES	74
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	76
ANEXOS	81
ANEXO A1- PROPRIEDADES DE REFERÊNCIA	81
ANEXO A2 – RESULTADO DA ANÁLISE EXERGÉTICA.....	84

Lista de Figuras

FIGURA 1.1 - CONSUMO RESIDENCIAL DE ENERGIA ELÉTRICA POR USO FINAL (PROCEL,2009)	6
FIGURA 2.1 - ETIQUETA EUROPEIA DE CONSUMO ENERGÉTICO	14
FIGURA 2.2 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO À VAPOR	16
FIGURA 2.2.A - DIAGRAMA DA TEMPERATURA VERSUS ENTROPIA	17
FIGURA 2.2.B - DIAGRAMA DA PRESSÃO VERSUS ENTALPIA	17
FIGURA 2.3 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM ACRÉSCIMO DO TROCADOR NA SAÍDA DO CONDENSADOR	19
FIGURA 2.3.A – DIAGRAMA DA TEMPERATURA VERSUS ENTROPIA.....	20
FIGURA 2.3.B – DIAGRAMA DA PRESSÃO VERSUS ENTALPIA	20
FIGURA 2.4 - ILUSTRAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DO CONSUMO ENERGÉTICO BRASILEIRO	29
FIGURA 3.1 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO	33
FIGURA 3.2 – TELA DA SIMULAÇÃO DO CICLO TERMODINÂMICO REALIZADA UTILIZANDO O SIMULADOR HYSYS	39
FIGURA 3.3 – ESPAÇO EXPERIMENTAL DE MISTURA DE UMA DIMENSÃO	47
FIGURA 4.1.A – ANÁLISE DO COP PARA EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR DE 55%	56
FIGURA 4.1.B – PERDA EXERGÉTICA [kJ/kg] -COMPRESSOR DE EFICIÊNCIA 55%	57
FIGURA 4.2 – GRÁFICO DOS RESÍDUOS DA ANÁLISE DO COP	58
FIGURA 4.3 – GRÁFICO DA SUPERFÍCIE DE RESPOSTA DAS MISTURAS PARA ANÁLISE DO COP	59
FIGURA 4.4 – GRÁFICO DOS RESÍDUOS PARA ANALISE DA PERDA EXERGÉTICA	60
FIGURA 4.5 – GRÁFICO DA SUPERFÍCIE DE MISTURAS PARA ANÁLISE DA PERDA EXERGÉTICA	61
FIGURA 4.6 – GRÁFICO DE PARETO DAS VARIÁVEIS SIGNIFICATIVAS NA ANÁLISE EXERGÉTICA	64
FIGURA 4.7 – GRÁFICO DE PARETO DAS VARIÁVEIS SIGNIFICATIVAS NA ANÁLISE DO COP TERMODINÂMICO	64
FIGURA 4.8 – GRÁFICO DA PERDA EXERGÉTICA NO CONDENSADOR	65
FIGURA 4.9 – GRÁFICO DA PERDA EXERGÉTICA NO TROCADOR DE CALOR	66
FIGURA 4.10 – GRÁFICO DA PERDA EXERGÉTICA NO EVAPORADOR	67
FIGURA 4.11 – GRÁFICO DA PERDA EXERGÉTICA NA VÁLVULA	67
FIGURA 4.12 – GRÁFICO DA PERDA EXERGÉTICA NO COMPRESSOR	68
FIGURA 4.13 – GRÁFICO DO IDAE	72

Lista de Tabelas

TABELA 2.1 - ÍNDICE DE CLASSIFICAÇÃO CLIMÁTICA	13
TABELA 2.2 - BALANÇO DE ENERGIA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DA FIGURA 2.1	24
TABELA 2.3 - CLASSIFICAÇÃO DE GWP DOS REFRIGERANTES	28
TABELA 2.4 - PROCEDÊNCIA DA ENERGIA DO SETOR RESIDENCIAL.....	29
TABELA 2.5 - EMISSÃO ANUAL DE CO ₂ NO ANO DE 2002 RELATIVO AOS PROCESSOS DE REFRIGERAÇÃO	30
TABELA 2.6 - POTENCIAL DE DESTRUIÇÃO DE OZÔNIO (ODP) DE ALGUNS REFRIGERANTES.....	31
TABELA 3.1 - PRINCIPAIS REFRIGERANTES UTILIZADOS NOS EQUIPAMENTOS BRASILEIROS.	35
TABELA 3.2 – MISTURAS PROPOSTAS COMO SUBSTITUTAS DOS CFCs E DO R134A	36
TABELA 3.3 – COMPOSIÇÃO DOS TESTES DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	36
TABELA 3.4 – PARÂMETROS SUGERIDOS COMO MODIFICAÇÕES DA EQUAÇÃO DE VAN DER WAALS	37
TABELA 3.5 – VARIÁVEIS DE ENTRADA DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	43
TABELA 3.6 – NORMALIZAÇÃO DOS VALORES DO GWP.....	50
TABELA 4.1 – COMPARAÇÕES ENTRE AS ANÁLISES EXERGÉTICAS DAS EQUAÇÕES DE ESTADO	52
TABELA 4.2- COMPARAÇÃO ENTRE DADOS DA LITERATURA E OBTIDOS NA SIMULAÇÃO.	54
TABELA 4.3 – VALORES DE NORMALIZAÇÃO DO GWP	70
TABELA 4.4 – TERMOS DA FUNÇÃO DE DESEMPENHO E VALORES DO IDAE	71
TABELA A.1.1 - PROPRIEDADES DAS CORRENTES DE REFERÊNCIA NOS COMPONENTES PUROS.	81
TABELA A.1.2 PROPRIEDADES DAS CORRENTES DE REFERÊNCIA DAS MISTURAS (25/75).	82
TABELA A.1.3 PROPRIEDADES DAS CORRENTES DE REFERÊNCIA DAS MISTURAS (50/50).	82
TABELA A.1.4 PROPRIEDADES DAS CORRENTES DE REFERÊNCIA DAS MISTURAS (75/25).	83
TABELA A.2.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	84

NOMENCLATURA

Letras latinas

A	Area da seção transversal [m ²]
a	Parâmetro da equação de estado. Relaciona a espécie dos gases
C	Concentração Atmosférica
E	Energia [J]
Ex	Exergia específica [kJ/kg]
<i>Exd</i>	Taxa de exergia destruída [kJ/h]
<i>F</i>	Força radioativa
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
H	Entalpia [kJ]
K	Parâmetro binário
<i>K</i>	Fatores do planejamento experimental
N	Número de moles,
<i>N</i>	Níveis do planejamento experimental
<i>m</i>	Vazão mássica [kg/s]
P	Pressão [N/m ²]
Q	Calor [J]
R	Constante dos gases ideais
R ²	Coeficiente de determinação estatística
S	Entropia específica [kJ/kg. K]
t	Tempo [s]

T	Temperatura [K]
U	Energia interna [J]
u	Energia interna por unidade de massa [J/kg]
V	Volume [m ³]
v	Velocidade [m/s]
x	Proporções da composição de misturas
W	Trabalho [kJ]
w	Parâmetro da equação de estado
z	Altura [m]

Letras Gregas

ρ	Massa específica
$\varphi(\omega)$	Coeficiente de interação binária
ω	Fator acêntrico
τ	Ciclo de vida atmosférico

Siglas e abreviaturas

CFCs	Cloroflúor Carbonos
CO ₂	Dióxido de Carbono
COP	Coeficiente de Desempenho
GWP	Global warming potential
HCs	Hidrocarbonetos
HCFCs	Hidrocloroflúor carbono
HFCs	Hidroflúor Carbono

HFES	Hidrofloreto
PEX	Potencial Exergético
IDAE	Índice do desempenho ambiental e da eficiência
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia Normalização e Qualidade Industrial
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change Scientific Assessment
ITH	Integral da Força Radioativa
MEPS	Minimum Energy Performance Standards
ODP	Ozone Potential Depletion
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PRSV	Equação de Peng-Robinson com regras de mistura de Stryjek-Vera
REFPROP	Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database

Sub-índices

0	Grandeza de referência
a	Ambiente
c	Crítico
cond	Condensador
CO ₂	Gás Carbonico
d	Destruído
e	Valor da variável na entrada do volume de controle
evap	Evaporador
F	Fonte fria
Q	Fonte quente
s	Valor da variável na saída do volume de controle
sat	Saturado
Vc	Volume de controle
x	Variável de Interesse

Capítulo 1 – Introdução

1.1 – Introdução

Considerando o crescente aumento que a temperatura ambiente vem apresentando nos últimos anos, decorrente de alterações climáticas geradas por um aumento do efeito estufa, é possível verificar o quanto cada vez mais sistemas de refrigeração para climatização de ambientes vêm se tornando indispensáveis e de modo especial cresce o comércio de aparelhos de ar-condicionado para uso doméstico. Em tempos em que o aquecimento global toma proporções significativas, países que possuíam demanda exclusiva de aquecedores de ambientes, passam agora a aderir também à utilização de condicionadores de ar.

Atualmente as alterações climáticas são notáveis em todas as partes do planeta e destacam uma atenção primordial à emissão de CO₂ para o ambiente, que é o principal responsável pelo efeito estufa na atmosfera. Considerando que o desperdício de energia pode ser contabilizado no aumento da temperatura, a má utilização de ciclos de refrigeração torna-se um problema recursivo. Quanto maior a temperatura do ambiente, maior será a demanda de refrigeração e conseqüentemente maior o gasto de energia, o que nos retorna ao ponto inicial.

A demanda de energia por geladeiras e freezers representa um fator relevante no índice de consumo energético uma vez que são aparelhos de uso constante e de necessidade básica, principalmente em países de clima tropical. Em tais circunstâncias, processos de otimização de eficiência energética, quando aplicados aos ciclos de refrigeração, podem agregar benefícios significativos ao contexto global.

Em 1834, Jacob Rerkins fez a primeira descrição completa através de um registro de patente de uma máquina de refrigeração operando de maneira cíclica. Mas foi em 1919, nos EUA, que o refrigerador realmente passou do estágio pioneiro para a etapa produtiva. Spreen (1925, referenciado por James, 2008) cita que de 1919 a 1924 o aumento na venda dos refrigeradores foi de 100% a cada

ano. Sendo que em 1924 o aumento foi de 350%. Desde então, o equipamento doméstico vem se tornando de utilidade comum.

Desde a sua criação, os refrigeradores são equipamentos com um tempo de vida útil relativamente longo. A cultura popular costuma até enfatizar que modelos mais antigos, por possuírem robustez e resistência, apresentavam uma vida útil ainda mais extensa. Entretanto a falta de rotatividade e super aproveitamento dos equipamentos é vista como pouco proveitosa em muitos aspectos. Enquanto existem no mercado equipamentos que dispõem de tecnologias mais avançadas, equipamentos ultrapassados ainda estão presentes em grande parte das residências. Esses equipamentos, na maioria das vezes, além de serem de baixo aproveitamento energético, são equipamentos descalibrados perante as normas de refrigeração que estipulam os parâmetros necessários ao armazenamento de alimentos. Em James (2008) há um apanhado de dados publicados sobre o desempenho no uso de refrigeradores domésticos no mundo nos últimos 30 anos. Concluiu-se que muitos refrigeradores têm operado acima da temperatura recomendada. A temperatura ideal está entre 0 e 1°C e consiste nas condições ideais para armazenamento de peixe e frutos do mar, carne e outros produtos.

Pesquisas recentes, Horie (2004), têm buscado avaliar o ciclo de vida de equipamentos elétricos perante condições de eficiência energética e indicadores ambientais, afirmando que o consumo de energia em um refrigerador aumenta de 2,0% a 3,5% por ano.

Existe hoje nos Estados Unidos da América uma campanha criada pelo Departamento Americano de Energia e a Agência de Proteção Ambiental que encoraja todos os americanos que possuem refrigeradores antigos e ineficientes, a economizarem dinheiro, energia e depredações ao ambiente reciclando seu refrigerador antigo. Na campanha é enfatizada a percentagem de metal que pode ser reaproveitado.

O mercado atual, principalmente nos países em desenvolvimento, possui os mais variados tipos de equipamentos de refrigeração, que podem ser classificados entre os que priorizam efetivamente o baixo custo de venda e

aqueles que apresentam preocupações com critérios ambientais e energéticos. Consumidores que ainda hoje optam por baixa eficiência em equipamentos pouco “politicamente corretos” refletem parcelas de desperdício de energia pelas próximas décadas. Desse fato advém à importância de reduzir ao máximo os custos de equipamentos bem representados em seus parâmetros ambientais e de eficiência.

1.2- Objetivo da Dissertação

1.2.1 - Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho é propor uma metodologia para avaliar o desempenho termodinâmico e ambiental de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor. Ou seja, desenvolver uma função de desempenho para análise global da eficiência de ciclos de refrigeração de forma a auxiliar na análise de critérios ambientais e da eficiência já que o aquecimento global, ao mesmo tempo em que aumenta a demanda por equipamentos de refrigeração, alerta para que medidas sejam adotadas no contexto ambiental. Representar critérios ambientais de refrigerantes consiste não apenas em considerar o GWP das substâncias, mas em considerar também a restrição de uso associada ao ODP. E é através da análise exérgica e com a avaliação do COP termodinâmico que a eficiência de um ciclo pode ser analisada.

Com o intuito de investigar diversificadas composições de refrigerantes puros e suas misturas, um simulador comercial é utilizado. Para facilitar na identificação dos parâmetros operacionais do ciclo termodinâmico que podem ser aperfeiçoados, faz-se uso de um planejamento estatístico.

Focar a análise térmica em um problema baseado na realidade brasileira permite contextualizar o Brasil perante a realidade mundial. O clima tropical do país e a demanda energética do setor residencial brasileiro direcionam a escolha do ciclo de refrigeração ao ciclo equivalente ao funcionamento de uma geladeira.

1.2.2 - Objetivos Específicos

Os seguintes tópicos podem ser caracterizados como objetivos específicos deste trabalho:

- 1- Investigar o rendimento de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor, baseado nas normas de refrigeração;
- 2- Avaliar os refrigerantes R134a, R152a, R290 e o R600a em sua forma pura e na forma de misturas em combinações binárias;
- 3- Analisar as variações causadas na eficiência do ciclo pela variação da eficiência do compressor;
- 4- Propor ajustes às pressões de atuação do ciclo termodinâmico almejando um aumento na eficiência energética;
- 5- Por meio do balanço de energia baseado na Primeira Lei da Termodinâmica, avaliar o COP do ciclo quando operando em cada uma das condições anteriormente propostas;
- 6- Através do balanço de exergia analisar o desempenho dos processos de refrigeração sob a ótica da Segunda Lei da Termodinâmica. Investigar componentes do ciclo de maneira individual, de forma a destacar qual parte do ciclo requer melhorias. Aplicar o balanço de exergia ao ciclo em sua forma integral para obter um índice de avaliação do funcionamento do ciclo como um todo;
- 7- Através da análise estatística dos resultados, sugerir uma função de desempenho que enquadre não apenas critérios referentes ao rendimento do ciclo, mas que englobe também, ponderações sobre os parâmetros de efeito ambiental. Introduzir o princípio do estudo do que podemos chamar de índice de avaliação ambiental e da eficiência, IDAE;
- 8- Alcançar valores representativos para que cada um dos parâmetros: O coeficiente de desempenho (COP – do inglês *coefficient of*

performance); O potencial exergético (PEx) do ciclo, o potencial de destruição de ozônio do refrigerante (ODP – do inglês *ozone depletion potential*); O índice equivalente de emissão de gás carbônico, (GWP - *Global Warming Potential*); incorporem a função de desempenho;

- 9- Permitir que as ponderações da função de desempenho evidenciem com clareza os parâmetros de eficiência e os critérios de restrição de uso de cada um dos refrigerantes.

1.3- Justificativa da Dissertação

Em tempos em que as alternativas de minimizar o desperdício de energia passam a ser buscadas em todas as ordens de grandeza, as otimizações de sistemas de refrigeração tornam-se ainda mais necessárias.

Dados recentes demonstram que o setor residencial vem passando por uma situação crítica. Segundo Khalil *et al.* (2006), no Brasil, o setor residencial, juntamente com o de transporte, é responsável pela maior parcela do crescimento da emissão de CO₂. Segundo estes autores, metade desta parcela, poderia ser reduzida através de aplicação de técnicas de melhoria da eficiência energética.

Os sistemas de refrigeração são grandes consumidores de energia elétrica. Segundo dados do PROCEL – Programa de Conservação da Energia Elétrica, do Ministério de Minas e Energia, coordenado pela Eletrobras, o setor residencial é responsável por 24% do consumo total de energia elétrica no País (PROCEL, 2009). Dentro deste setor, em média, 30% são dispendidos com ciclos de refrigeração, conforme mostra a Figura 1.1. Desta forma, pode-se constatar que o consumo de energia dos aparelhos de refrigeração do setor residencial é responsável por mais de 7% de todo o consumo de energia elétrica nacional.

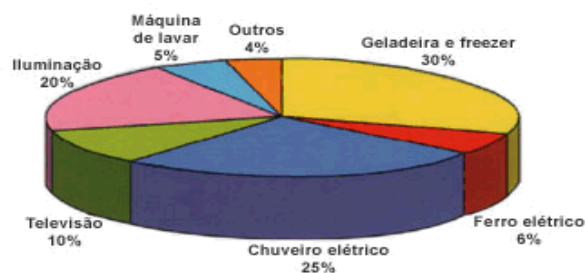


Figura 1.1 - Consumo Residencial de Energia Elétrica por Uso Final (PROCEL,2009)

O fato de o refrigerador doméstico possuir normas claras, que restringem o funcionamento operacional do equipamento, permite que a simulação computacional caracterize perfeitamente o problema em questão e dessa forma é possível avaliar a coerência da função de desempenho proposta neste trabalho com maior clareza. Além disso, essa é uma aplicação de grande abrangência, uma vez que atinge uma classe inteira de refrigeradores, o que facilita na calibração dos parâmetros que compõem a função proposta. No entanto a metodologia de desenvolvimento da função de desempenho aplicar-se-á à investigação de qualquer ciclo de refrigeração por compressão a vapor.

Segundo Khalil et al. (2006), políticas de padronização para o mínimo desempenho de energia (MEPS - Minimum Performance Standards) incentivam os fabricantes a produzir e vender produtos com maior eficiência, mas estas políticas ainda não foram adotadas no setor residencial.

Existem no mercado brasileiro opções de equipamentos de refrigeração, tais como geladeiras, que são energeticamente mais eficientes só que estas não são largamente utilizados devido ao seu custo elevado. Um equipamento que, no Brasil, possui uma vida útil em torno de 16 anos e do qual se faz uso constante, certamente possui fator relevante nos índices de eficiência energética. Kim (2006) cita que nos EUA a média do ciclo de vida de um refrigerador está entre 14 e 18 anos. Segundo James (2008), na Inglaterra este número está em torno de 8.

Nos refrigeradores comuns, o dimensionamento do sistema de refrigeração é freqüentemente realizado com base na experiência. Contudo, a maioria dos refrigeradores domésticos opera abaixo da capacidade, o que significa

um desperdício de energia. Haselden e Carter (1999) em sua análise para aparelhos de ar condicionado demonstram a redução anual dos custos como sendo maior que 41% no ciclo por eles proposto, com a substituição do refrigerante R407C pela mistura R32/R134a.

Um caso específico a ser considerado é o uso do R134a que tanto no Brasil quanto na Índia e em outros países em desenvolvimento, vem sendo largamente utilizado nos refrigeradores domésticos. Entretanto este refrigerante necessita ser substituído devido às exigências do protocolo de Kyoto.

Ao longo das últimas décadas, ciclos de refrigeração vêm sendo avaliados e reanalisados. Diversas investigações foram realizadas no que diz respeito ao coeficiente de desempenho de ciclos de refrigeração. Sugestões e avaliações de misturas de refrigerantes foram efetuadas por diferentes autores e encontram-se em variedade na literatura (Domanski e McLinden, 1991; Carter e Haselden, 1999; Jung e Radermacher, 1991). Entretanto, exigências ambientais surgiram nos últimos anos e prazos foram estabelecidos para o desenvolvimento limpo, tudo isso faz com que condições anteriormente admissíveis não sejam tão bem aceitas em tempos recentes.

O capítulo dois introduz os conceitos termodinâmicos de um ciclo de refrigeração e constrói o embasamento teórico através de um levantamento bibliográfico. A simulação computacional é descrita no capítulo três juntamente com a metodologia utilizada para a análise termodinâmica. Condições de entrada da simulação, misturas de refrigerantes avaliadas e hipóteses admitidas, encontram-se lá descritas. O capítulo quatro investiga os resultados da simulação e abrange o tratamento estatístico dos dados. O Capítulo 5 apresenta as conclusões da simulação e da análise do ciclo termodinâmico.

CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo os conceitos teóricos são estruturados para que a análise do ciclo termodinâmico possa ser bem compreendida. A avaliação do ciclo de refrigeração é desenvolvida através de enfoques diversificados e aborda os conceitos de balanço de energia, exergia e os parâmetros de avaliação do COP de um ciclo termodinâmico. Representações quantitativas da emissão de CO₂ e fatores representativos da destruição da camada de ozônio também fazem parte da abordagem dada à análise do ciclo de refrigeração e seus conceitos fundamentais serão aqui detalhados.

Esclarecendo os princípios físicos e enumerando as equações matemáticas é possível caracterizar de forma completa, as equações que regem a simulação computacional.

Um aspecto relevante da avaliação de ciclos de refrigeração é que em geral eles são pouco padronizáveis. N-graus de liberdade fazem com que o estudo dos ciclos termodinâmicos adote peculiaridades específicas. A geometria de trocadores de calor, propriedades do compressor, variações de pressões são exemplos de parâmetros que quando variados exigem uma reavaliação para garantia e validação dos critérios de eficiência.

Em geral novas misturas de refrigerantes são avaliadas na tentativa de propor propriedades diversificadas e na tentativa de alcançar uma capacidade volumétrica igual ou maior. Em tempos recentes, a busca por parâmetros benéficos à camada de ozônio e a outros aspectos ambientais tem impulsionado novas propostas de refrigerantes. A destruição da camada de ozônio fez com que o uso dos CFCs (Clorofluorcarbonos) como refrigerantes fosse banido pelo protocolo de Montreal, em 25 de novembro de 1992. Os países desenvolvidos baniram voluntariamente o uso de CFCs em novas instalações antes mesmo do ano 2000, porém nos países em desenvolvimento a situação é bastante diferenciada. Os refrigerantes parcialmente halogenados, HCFCs (hidroclorofluorcarbonos), foram introduzidos como fluidos de transição cujo uso

está permitido até 2030. Estes também traziam um aspecto ambiental crítico, só que em menores proporções. Considerando os seus efeitos inofensivos, os HFCs (hidrofluorcarbonos), HCs (hidrocarbonos) e HFEs (hidrofluoretos), por não possuírem cloro em sua molécula, parecem ser as substâncias apropriadas para a substituição dos CFCs. O método de busca de novos refrigerantes contendo estes compostos ou uma mistura dos mesmos vem sendo realizado, através da variação da porcentagem massa/mol.

Composições ótimas e capacidades volumétricas de refrigeração vêm sendo alvo de investigação nas últimas décadas. Domanski e McLinden (1991), Carter e Haselden (1999), Jung e Radermacher (1991), Swaminathan e Visco (2005) analisaram misturas de refrigerantes. Mudanças foram freqüentes na utilização de fluidos refrigerantes devido principalmente aos efeitos danosos dos CFCs ao meio ambiente. Medidas adaptativas, por permitiram que etapas intermediárias fossem adotadas no processo de substituição dos CFCs, ocasionaram um significativo número de pesquisas termodinâmicas para validação das cargas térmicas proporcionadas. Devotta et al. (2001) e Aprea e Greco (2002) são alguns dos autores que estudaram os HFCS.

Com o advento do protocolo de Montreal o R134a passou a ser sugerido como alternativa para o R12 e para os HCFCs devido ao seu ODP igual a zero e a não necessidade de alterações em componentes do ciclo. Entretanto por ser um HFC o R134a tem um alto GWP e passou a ser controlado pelo protocolo de Kyoto. Os HFCs são um dos 6 compostos químicos banidos por este protocolo¹.

É de se notar que o grau de requisitos para os refrigerantes vem aumentando significativamente. Quesitos de degradação ambiental antes totalmente permissíveis tornam-se cada dia mais intoleráveis. Recentemente Kumar e Rajagopal (2007), Mani e Selladurai (2007), Park e Jung (2007) estudaram misturas de refrigerantes para a fase pós protocolo de Kyoto.

A capacidade de refrigeração é um fator tão importante quanto o COP. Se a capacidade de um refrigerante alternativo desviar muito do fluido de referência o

¹ Foram banidos pelo protocolo de kyoto em 1997 seis tipos de gases: CO₂, CH₄, N₂O, HCFCs (hidrofluorcarbonos), SF₆ e PFCs (Perfluorcarbonos).

compressor precisa ser totalmente redimensionado. A maioria dos hidrocarbonetos tem uma densidade menor que a dos halocarbonetos e devido a isso, a quantidade de refrigerante no processo diminui significativamente. Segundo Park et al. (2007) a carga de refrigerante chegou a ser diminuída em 55% em aparelhos de ar condicionado quando usando hidrocarboneto na substituição do CFC, o que alivia diretamente a emissão responsável pelo GWP.

Kumar e Rajagopal (2007) propõem o desenvolvimento de uma mistura de refrigerantes ambientalmente amigáveis (com um ODP e GWP desprezíveis) e um desempenho equivalente ao do R12. O R123 possui baixo ODP e GWP, mas devido ao seu alto volume específico e alto ponto de ebulição este não é considerado substituto para o R12. O autor propõe a mistura do R123 com o R290 e sugere a composição 70% R123 e 30% R290 como uma aproximação do R12.

Segundo Jung (1997), os HCs possuem muitas vantagens, dentre elas incluem-se o fato de serem ambientalmente amigáveis, de possuírem estabilidade química e um alto coeficiente de transferência de calor. Contudo, apresentam uma inflamabilidade relativamente alta. Investigações teóricas e experimentais vem sendo realizadas com os HCs puros e misturas aplicados aos refrigeradores domésticos. Segundo Richards (1992) e Ritter (1996), a principal desvantagem do uso de hidrocarbonetos como refrigerante é sua inflamabilidade.

Mani e Selladurai (2007) citam o uso do R134 como substituto do R12 devido as suas características favoráveis tais como: ODP igual a zero, não inflamabilidade, estabilidade e pressão de vapor similar à do R12. Entretanto comentam o fato deste possuir um GWP relativamente alto.

Wongwises e Chimres (2005), investigaram o desempenho de misturas de hidrocarbonetos para substituição do R134a nos refrigeradores domésticos. As misturas de R290 com R600a foram reportadas como alternativas promissoras em termos de desempenho do sistema.

Recentemente, Mani e Selladurai (2007) estudaram a mistura de R290 e R600a como substitutos para o CFC12 e realizou comparações com o HFC134a em um sistema de refrigeração por compressão a vapor. Os estudos experimentais mostraram que os refrigerantes R290/R600a tiveram uma

capacidade de refrigeração de 19,9% à 50,1% maior que o R12, considerando outras variáveis do processo. A mistura R290/R600a consumiu 6,8% à 17,4% mais energia que o R12. Em altas temperaturas de evaporação o R12 consumiu mais energia. O coeficiente de desempenho da mistura R290/R600a aumentou de 3,9% para 25,1% quando comparado ao R12 em baixa temperatura de evaporação. O R134a demonstrou um coeficiente de desempenho mais baixo que o R12. A mistura R290/R600a na proporção 68%/32% foi considerada o melhor substituto para o CFC12 e HFC134a.

Lee et al. (2008) estudaram misturas de R290 e R600 com fração mássica de 55/45 como uma alternativa para o R134. Otimizações foram aplicadas à carga de refrigerante e o comprimento do tubo capilar. O experimento comparou o R134 com a mistura R290/R600. O consumo de energia foi 12,3% maior no uso do R134a. A velocidade de refrigeração, sendo a temperatura considerada -15 °C, aumentou 28,8% quando usando a mistura.

Segundo Kumar e Rajagopal (2007), os hidrocarbonetos tais como propano (R290) e isobutano (R600a) apresentam soluções simultâneas para os dois problemas ODP e GWP, devido as suas boas propriedades. Os autores constataram que o R290, além de apresentar um desempenho maior que do R12, o compressor solicitado é de menor tamanho e a capacidade de refrigeração apresentada é cerca de 5% maior.

Lee et al. (2008) propondo alternativas para o R134a descreveram a mistura R290/R600 com um maior desempenho. Wongwises e Chimres (2005), apresentaram a flamabilidade da mistura dos hidrocarbonos R290/R600, como não sendo um problema em sistemas de refrigeração de pequena capacidade, com carga menor que 100 g. Contudo destacaram que esta característica pode causar empecilhos em refrigeradores de grande capacidade.

Levantamentos sobre as emissões de CO₂ para o ambiente também foram recentemente alvo de estudo. Dentre estes podemos citar: Ashford (2004), que fez um levantamento das emissões de refrigerantes para o período de 2003-2015, comparando o seu uso no mercado e emissões causadas por diferentes refrigerantes tais como CFCs, HCFCs e HFCs. Hanaoka et al. (2002) fizeram um

estudo de contabilização das emissões dos fluorcarbonos no Japão a fim de mensurar o potencial de combate e redução do GWP. Eles estipulavam que a emissão de fluorcarbonos de 1999 a 2010 seria entre 3 e 7% semelhante às de 1990.

2.1 Refrigeração de Alimentos

Segundo Çengel (2001), refrigerar alimentos é uma forma prática e efetiva de aumentar o tempo de armazenamento de alimentos perecíveis. Alimentos frescos tais como carnes, peixes e vegetais podem ser armazenados por diversos dias sob temperaturas entre 1 e 4 °C. Dependendo do tipo de alimento o tempo pode ser estendido por diversos meses se a temperatura de armazenamento estiver entre -18 e -35 °C.

Levando em consideração que aspectos como a estrutura e a composição química dos alimentos variam com o tempo e com a temperatura, o processo de refrigeração exige cuidados e as faixas de temperatura devem estar de acordo com as normas de funcionamento de um refrigerador doméstico.

Segundo as normas ISO 8187 e EN 153 os refrigeradores são classificados de acordo com a classe climática dos locais onde devem operar. As escalas de temperatura ambiente podem ser visualizadas na Tabela 2.1.

Nos aparelhos de utilização em clima tropical o congelador está destinado a refrigerar alimentos de +32 °C a -18 °C. Enquanto que o compartimento de produtos frescos deve dispor de uma temperatura de 5 °C.

James et al. (2008) realizaram um levantamento mundial a respeito dos refrigeradores doméstico, constatando que muitos deles não operam sob temperaturas recomendadas. Em estudos recentes sobre a higiene em refrigeradores domésticos, Kennedy et al. (2005) citam que 52% de refrigeradores contêm ao menos um tipo de patogénia. Em Portugal, Azevedo et al. (2005) constaram que 6% da população limpam semanalmente seus refrigeradores enquanto que 80% limpam uma vez ao mês ou menos frequentemente, o que

constata a pouca preocupação, em geral, com o funcionamento da geladeira em condições ideais para a refrigeração. Nauta et al. (2003) destacam o crescimento microbiológico e revelam potenciais problemas devido aos níveis de temperatura dos refrigeradores.

Tabela 2.1 - Índice de classificação climática

Classe	Temperatura ambiente
Subnormal	+10 e 32
Normal	+16 e 32
Subtropical	+18 e 38
Tropical	+18 e 43

Fonte: Norma ISO 8187.

2.2 Padronização da eficiência energética

Na Europa está em vigor desde 1995 a lei que obriga estar anexado na parte externa do frigorífico à frente ou em cima, de forma a ser claramente visível, sempre que seja proposto para venda ou para locação, uma etiqueta de especificação do consumo energético. É o chamado selo europeu que classifica os equipamentos por categoria. Constam na etiqueta: o nome do fornecedor ou marca comercial; a classe de eficiência energética dos aparelhos; consumo de energia; soma do volume útil dos compartimentos; a classificação do compartimento de congelamento e o nível de ruído. Veja a Figura 2.1.

Silva (2007) estudou diversos modelos de etiquetas de padronização de energia adotadas em diversos países nas últimas décadas. No Brasil a adesão ao programa de etiquetagem de eficiência energética é voluntária, os fabricantes não são obrigados sobre formas legais a participarem do programa. A etiqueta de eficiência energética do Inmetro se assemelha a etiqueta Europeia visualizada na Figura 2.1 e segue o mesmo padrão.

Segundo portal do consumidor (2005), o Ministério de Minas e Energia está traçando diretrizes para transformar os padrões de eficiência energética voluntários em compulsórios em alguns produtos e dentre eles estão os refrigeradores.

Para medir a eficiência energética de um frigorífico e saber a classificação do consumo de energia é necessário medir o consumo durante 24h.

Para a realização de testes de eficiência energética a norma exige que o compartimento do congelador esteja ao máximo cheio de pacotes de ensaio previamente arrefecidos à temperatura de -18°C . Esses pacotes possuem, características térmicas, semelhante às de carne magra de vaca e o ponto de congelamento é de -1°C .

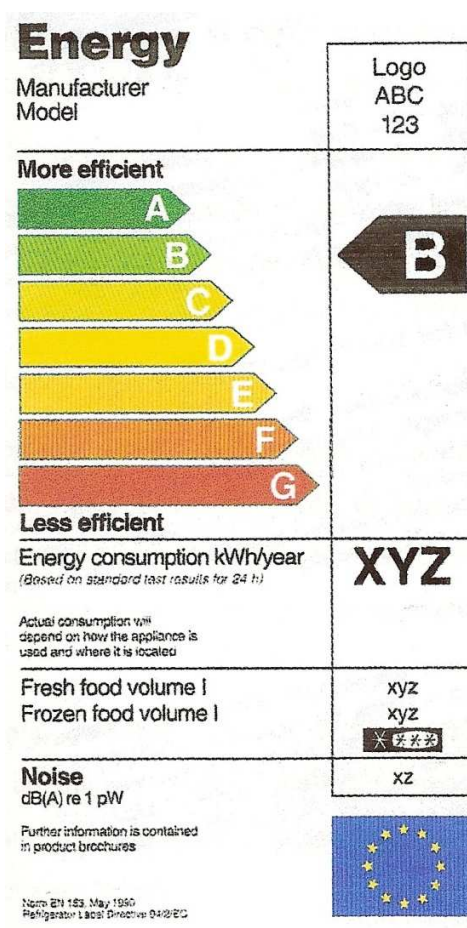


Figura 2.1 - Etiqueta europeia de consumo energético

O índice de eficiência energética representa o consumo anual de energia elétrica do aparelho e é expresso em percentagem. O consumo anual de energia elétrica é o consumo de energia elétrica do aparelho medido durante 24h e multiplicado por 365. É feita uma normalização no consumo anual de energia segundo características do refrigerador em função do volume dos compartimentos de refrigeração e da temperatura do compartimento mais frio.

Dimensionando o índice de eficiência energética que varia da classe A, de menor consumo, até a classe G, de maior consumo de energia, a diferença entre refrigeradores de tal categoria consiste em mais do que o dobro do consumo energético.

2.3 Ciclos de refrigeração

Dentre os ciclos mais comuns de refrigeração podemos citar:

- 1- O ciclo de refrigeração por compressão a vapor, no qual o refrigerante alterna entre a vaporização e a condensação;
- 2- A refrigeração a gás em que o refrigerante permanece na fase gasosa durante todo o ciclo;
- 3- Os ciclos de refrigeração por absorção, nos quais o refrigerante é absorvido em um líquido antes de ser comprimido.

Existem ainda outras formas de refrigeração, mas o enfoque deste trabalho está centralizado no ciclo de refrigeração por compressão a vapor que vem a ser o mais comum quando se trata de geladeiras. Neste processo, certa quantidade de calor de um sistema é transferida para o denominado fluido refrigerante, a baixas temperaturas, vaporizando-o. Posteriormente o fluido refrigerante rejeita o calor absorvido para uma fonte a uma temperatura mais elevada o que causa a condensação.

O exemplo de um ciclo frigorífico por compressão a vapor encontra-se ilustrado na Figura 2.2. Em condições ideais temos:

- O compressor opera isentropicamente;
- A perda de carga é desprezível nos trocadores de calor;
- A válvula opera isentalpicamente;
- As perdas de carga são desprezíveis nos trocadores de calor.

Desmembrando as etapas do ciclo básico ideal de refrigeração por compressão a vapor temos:

1-2 Compressão isentrópica num compressor

2-3 Rejeição de calor a pressão constante num condensador

3-4 Expansão numa válvula

4-1 Absorção de calor a pressão constante no evaporador

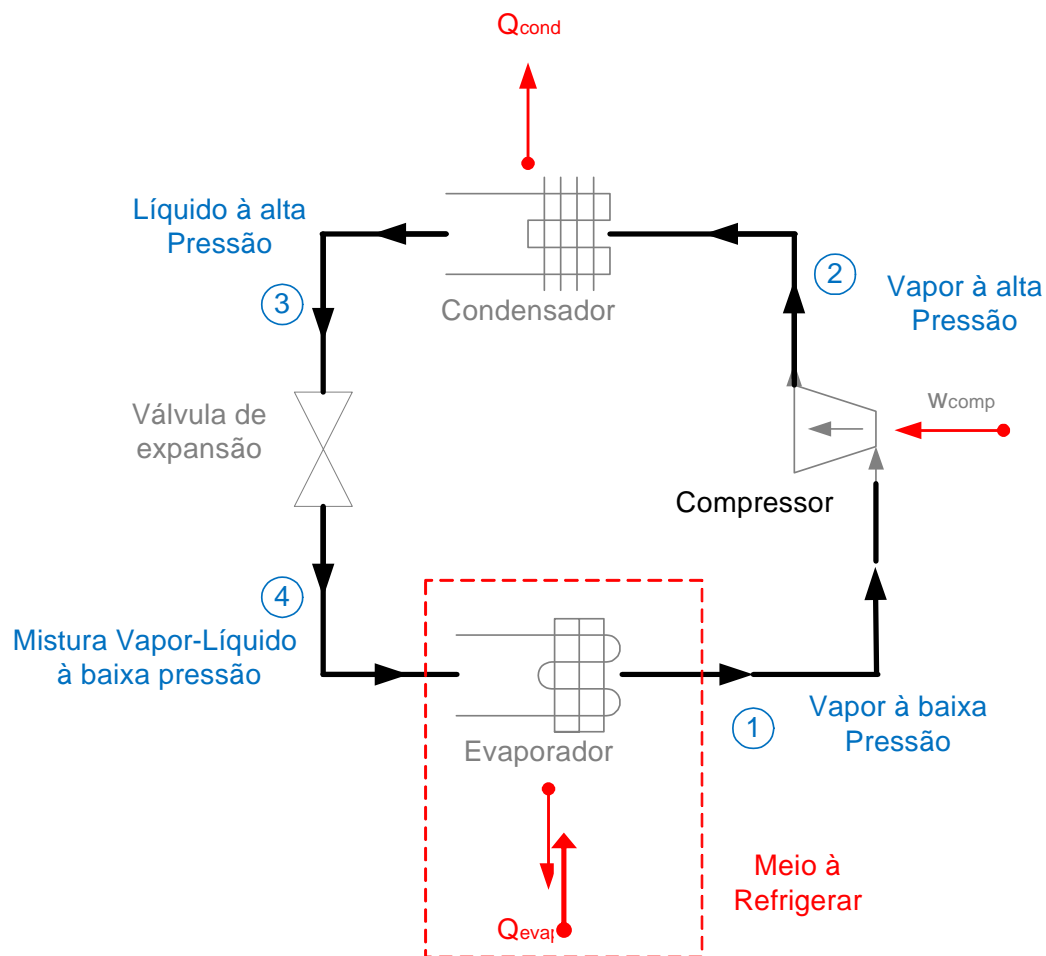


Figura 2.2 - Ciclo de Refrigeração por Compressão à Vapor

Em um ciclo ideal por compressão de vapor, o refrigerante entra no compressor no *estado 1*, como vapor saturado, e é comprimido isentropicamente até a pressão do condensador.

Nesta compressão a temperatura do fluido eleva-se acima da temperatura do meio ambiente. Então, o refrigerante entra no condensador na fase de vapor superaquecido, *estado 2*, e sai como líquido saturado no *estado 3*. Esta mudança de estado é resultado da rejeição de calor para a vizinhança, sendo a temperatura ainda superior à da vizinhança.

Na etapa subsequente o refrigerante como líquido saturado, *no estado 3*, é expandido até a pressão do evaporador, conseqüência da passagem por uma válvula de expansão ou por um tubo capilar. Este processo faz com que a temperatura do fluido diminua para uma temperatura inferior à do ambiente arrefecido.

Em seguida, o refrigerante entra no evaporador, no *estado 4*, como uma mistura líquido-vapor e é totalmente vaporizado devido à absorção de calor do ambiente refrigerado.

Na etapa final o refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, reiniciando o ciclo.

A Figura 2.2a ilustra o diagrama TS (diagrama Temperatura-Entropia) do caminho executado pelo ciclo, enquanto a Figura 2.2b é a ilustração do diagrama PH (diagrama Pressão-Entalpia).

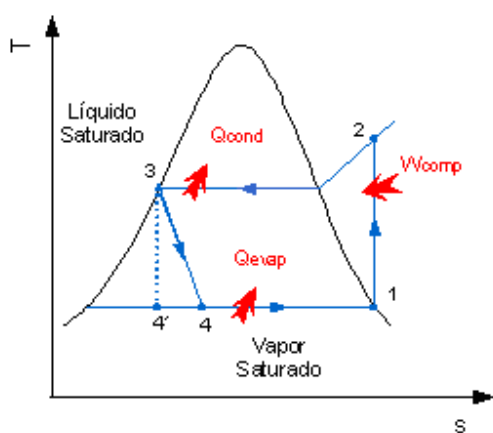


Figura 2.2.a - Diagrama da Temperatura versus Entropia

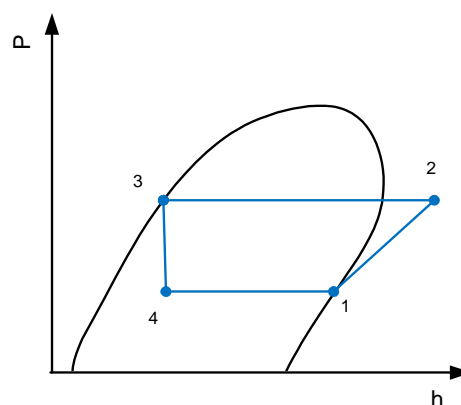


Figura 2.2.b - Diagrama da Pressão versus Entalpia

Num frigorífico doméstico, o compartimento do congelador serve de evaporador, onde ocorre a absorção de calor pelo refrigerante. A serpentina localizada na parte traseira do refrigerador serve de condensador, onde o calor é dissipado para o ar exterior.

Certamente que condições ideais divergem da realidade. Em um ciclo real por compressão a vapor existem variadas formas de irreversibilidades dentre elas pode-se citar: o atrito do fluido acarretando perdas de carga e a transferência de calor para a vizinhança, ocasionando perda na capacidade frigorífica.

No ciclo ideal o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como vapor saturado enquanto que na prática o estado do refrigerante não costuma ser tão precisamente controlado. Neste caso, os sistemas de refrigeração são geralmente projetados para que o refrigerante esteja ligeiramente superaquecido na entrada do compressor. O superaquecimento vai garantir que o refrigerante esteja totalmente vaporizado na entrada do compressor. No entanto, provoca um aumento do volume específico do refrigerante na sucção do compressor. Dependendo do refrigerante o superaquecimento pode aumentar o calor do evaporador, mas também aumenta o valor da potência a ser fornecida ao compressor. O superaquecimento pode ser obtido através de um superdimensionamento do evaporador ou através do uso de um trocador de calor na saída do evaporador.

Outro problema prático é a vaporização parcial e a formação de bolhas de vapor que prejudica o fluxo de refrigerante através da válvula. Neste caso, o subresfriamento do líquido na saída do condensador pode amenizar o problema. O subresfriamento pode ser obtido das seguintes maneiras:

- Através de troca de calor com o meio ambiente;
- Com o super- dimensionamento do condensador;
- Através de um trocador de calor na saída do condensador.

Este trabalho adota para análise e simulação, o ciclo de refrigeração com um trocador de calor que propicia o aquecimento do refrigerante na entrada do

compressor e o sub-resfriamento do líquido na saída do condensador, veja a Figura 2.3.

A Figura 2.3a ilustra o diagrama TS (diagrama Temperatura-Entropia) do caminho executado pelo ciclo, enquanto a Figura 2.3b é a ilustração do diagrama PH (diagrama Pressão-Entalpia). Desta forma é possível ter uma visão comparativa entre o ciclo proposto e o ciclo básico de refrigeração por compressão à vapor.

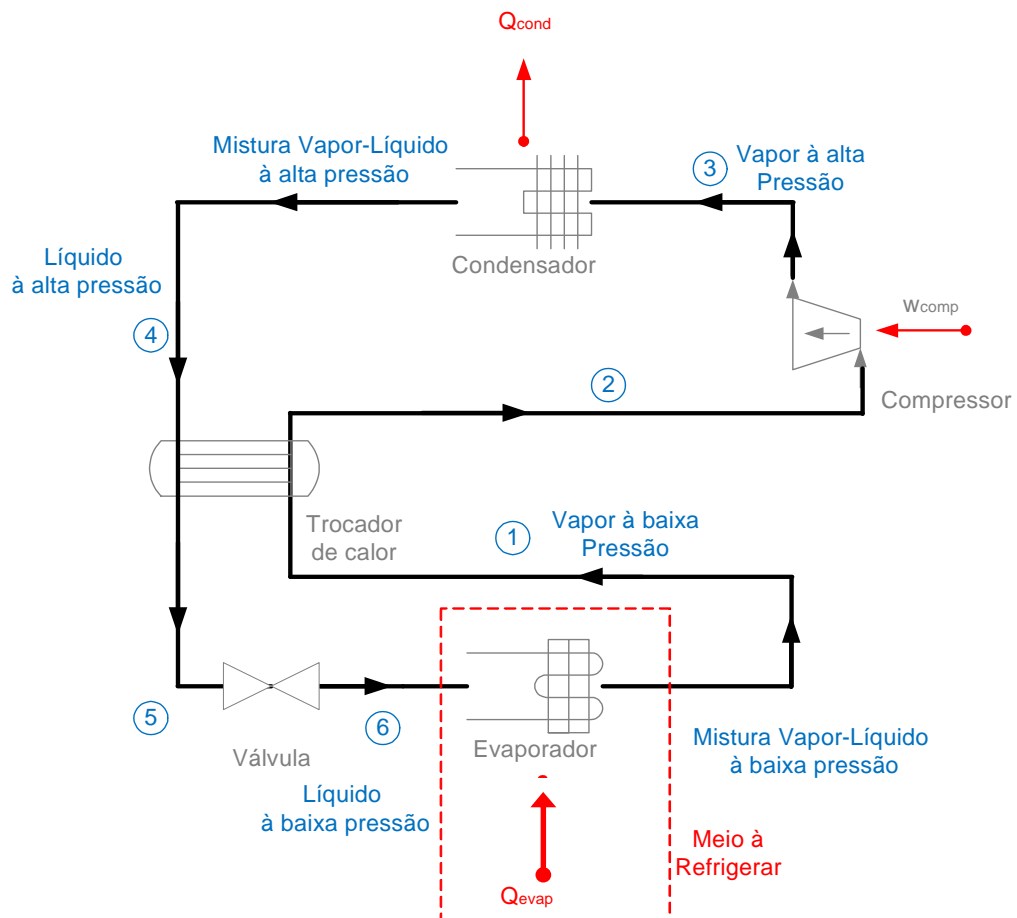


Figura 2.3 - Ciclo de Refrigeração com acréscimo do trocador na saída do condensador

Na Figura 2.3b os índices 5' e 2' representam a região onde estariam localizados os respectivos índices 4 e 2 do ciclo de refrigeração convencional, sem o trocador de calor.

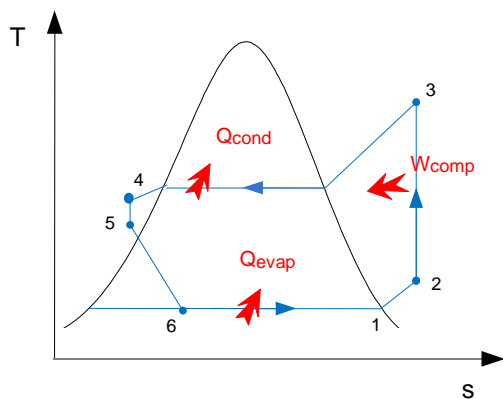


Figura 2.3.a – Diagrama da Temperatura versus Entropia

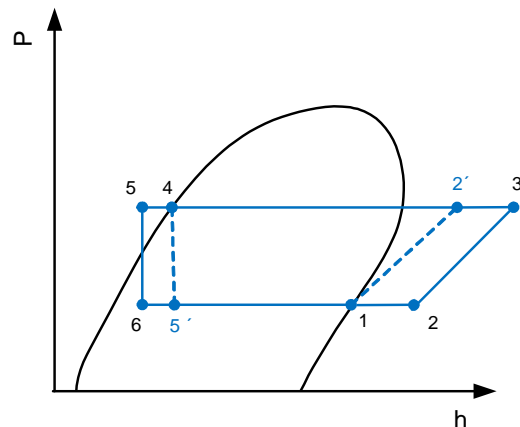


Figura 2.3.b – Diagrama da Pressão versus Entalpia

2.4 Balanço de Energia e o Coeficiente de Desempenho

O balanço de energia advém da Primeira Lei da Termodinâmica que determina que a energia se conserva, não sendo nem destruída e nem criada. A análise da primeira lei ainda é o método mais comum para análise do desempenho de sistemas térmicos.

O conceito da primeira lei consiste apenas na conservação de energia. E não dá informações de como, onde, e quanto da qualidade da energia do sistema foi degradada. Indica apenas que a energia foi transferida de ou para um sistema de três formas: calor, trabalho e escoamento de massa.

A Segunda Lei da Termodinâmica vem estabelecer restrições aos processos, determinando, por exemplo, que o calor sempre flui espontaneamente de um corpo mais quente para um mais frio (Smith e Van Ness, 2000).

Desta forma, os sistemas de refrigeração exigem o uso de uma fonte externa de energia que forneça trabalho ao sistema. Apenas assim é possível rejeitar calor de uma fonte fria para uma fonte quente. Além disso, a Segunda Lei fornece os meios de determinar a qualidade de degradação da energia durante um processo, a geração de entropia e as oportunidades desperdiçadas de realizar trabalho.

Conforme Sandler (1999), assumindo que o sistema consiste de uma única fase e através do princípio de que a energia não pode ser gerada ou consumida, podemos escrever que o balanço energético na ausência de reações químicas consiste em:

$$E_{entra} - E_{sai} = E_{acumulada} \quad (2.1)$$

A energia total do sistema é dada pela soma da energia interna com a energia cinética e potencial, conforme a Equação 2.2. Se a gravidade for a única força de campo presente, então podemos considerar a energia potencial igual à $\bar{g}z$.

$$E_{sistema} = m \cdot \left[u + \frac{\bar{v}^2}{2} + \bar{g}z \right] \quad (2.2)$$

Em que:

u = Energia interna por unidade de massa [J/kg];

$(\bar{v}^2 / 2)$ = Energia cinética por unidade de massa [J/kg];

$\bar{g}z$ = Energia potencial por unidade de massa [J/kg].

A variação da energia do sistema pode ser escrita conforme a Equação 2.3.

$$E_{acumulada} = \Delta E_{sistema} = \Delta E_{cinética} + \Delta E_{potencial} + \Delta E_{interna} \quad (2.3)$$

Em um intervalo de tempo t à $t + \Delta t$ podemos escrever a energia que entra no sistema e a que sai da seguinte forma:

$$E_{entra} = \dot{m}_e \left(u_e + \frac{v_e^2}{2} + \bar{g}z_e \right) \Delta t + Q\Delta t + W\Delta t \quad (2.4)$$

$$E_{sai} = \dot{m}_s \left(u_s + \frac{v_s^2}{2} + \bar{g}z_s \right) \Delta t \quad (2.5)$$

E pelo princípio da variação da energia podemos substituir as Equações 2.4 e 2.5 na Equação de balanço de energia representada pela Equação 2.1. Por convenção temos que se a energia entra no sistema na forma de trabalho ela é

considerada positiva e se estiver saindo do sistema é negativa. A mesma convenção se dá para o calor. O calor que entra no sistema é positivo, ou seja, se o sistema estiver perdendo calor para o ambiente este calor é negativo. Dividindo a equação por Δt e fazendo o Δt tender a zero temos:

$$\frac{dU_{\text{sistema}}}{dt} + \frac{dE_{\text{cinética}}}{dt} + \frac{dE_{\text{potencial}}}{dt} = \dot{m}_e \left(u_e + \frac{v_e^2}{2} + \bar{g}z_e \right) - \dot{m}_s \left(u_s + \frac{v_s^2}{2} + \bar{g}z_s \right) + \dot{Q} + \dot{W} \quad (2.6)$$

Sendo, U a energia interna, P a pressão absoluta e V o volume, a entalpia pode ser escrita como:

$$H = U + PV \quad (2.7)$$

P=Pressão [N/m²];

V=volume [m³];

U= energia interna [J].

A entalpia é uma função termodinâmica útil, pois o grupamento U+PV aparece freqüentemente, particularmente em problemas que envolvem processos de fluxo. Uma vez que o fluxo mássico é dado como:

$$\dot{m} = \rho v A \quad (2.8)$$

Sendo:

v= velocidade [m/s];

A = Área da seção transversal [m²];

ρ = massa específica [kg/m³].

A Equação 2.6 quando escrita em função da entalpia torna-se:

$$\frac{d}{dt} \left\{ U + \dot{m} \left(\frac{v^2}{2} + \bar{g}z \right) \right\} = \sum_{k=1}^k \dot{m}_k \left(h + \frac{v^2}{2} + \bar{g}z \right)_k + \dot{Q} + \dot{W} \quad (2.9)$$

Sendo:

h = Entalpia por unidade de massa [J/kg];

\dot{m} = Fluxo mássico [kg/s].

k = Componente.

Em virtude do sistema que será analisado são feitas aqui algumas simplificações à Equação 2.9, baseados nas seguintes hipóteses:

O processo opera em estado estacionário e por isso a derivada no tempo é igual a zero.

O sistema possui uma única corrente de alimentação e de saída de forma que a massa do sistema não varia com o tempo e cada corrente escoar a mesma vazão mássica ou molar. Desta forma podemos escrever que: $m_e = m_s = m$.

A variação da energia cinética e potencial, na entrada e na saída do sistema pode ser considerada igual à zero.

A partir destas simplificações é possível escrever a Equação 2.9 da seguinte forma:

$$\dot{m}(h_e - h_s) + \dot{Q} + \dot{W} = 0 \quad (2.10)$$

Em que:

\dot{m} = Fluxo de massa [kg/s];

h = Entalpia [J/kg];

\dot{Q} = Fluxo de calor [W];

\dot{W} = Trabalho [W].

Tradicionalmente, o desempenho de um ciclo de refrigeração é expresso em termos do coeficiente de desempenho, COP. Este é definido como a razão entre o calor removido da fonte fria e a quantidade de energia fornecida pelo compressor, na forma de trabalho de compressão. Ele é função de: temperatura de evaporação (vaporização), temperatura de condensação, propriedades do refrigerante na sucção do compressor, e de todos os componentes do sistema tais como compressor, condensador, etc.

A Tabela 2.2 ilustra a Equação 2.9, do Balanço de Energia, quando aplicada ao ciclo ilustrado na Figura 2.2.

Tabela 2.2 - Balanço de Energia do Ciclo de Refrigeração da Figura 2.1

Balanço de Energia	
Evaporador	$Q_{evap} = m(h_1 - h_4)$
Compressor	$W_{comp} = m(h_2 - h_1)$
Condensador	$Q_{cond} = m(h_3 - h_2)$

Utilizando os dados da Tabela 2.2, o COP do ciclo de refrigeração é dado por:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.11)$$

2.5 Balanço de Exergia

A exergia é por definição o máximo trabalho útil que pode ser obtido quando o sistema passa por um processo entre dois estados específicos (Moran e Shapiro, 2002).

A chamada “Análise Exergética” faz uso da conservação da massa e da energia agregando a Segunda Lei da Termodinâmica ao processo de análise dos sistemas térmicos. É uma ferramenta poderosa, no dimensionamento, otimização e acompanhamento do desempenho de sistemas de energia.

O princípio e metodologia da análise exergética são bem estabelecidos e essa análise é geralmente utilizada para determinar o desempenho de um sistema e identificar regiões de destruição de exergia. Avaliando a exergia de um sistema é possível verificar a disponibilidade de recursos e mensurar as ineficiências deste. A análise exergética tem sido um método amplamente utilizado, tanto para a avaliação do desempenho individual de equipamentos, como para processos completos. No caso de um sistema complexo pode ser desenvolvida avaliando os componentes separadamente, em prol da identificação das principais áreas de destruição para possíveis aprimoramentos. Um objeto importante na análise

exergética para sistemas que consomem trabalho (como é o caso de um sistema de refrigeração) é encontrar o menor trabalho requerido para obtenção do resultado almejado.

Existem muitos estudos de análise exegética em ciclos de refrigeração. Dingenç (1999) utiliza a análise exergética para a avaliação termoeconômica de um refrigerador simples. Yumrutas et al. (2002) desenvolveram um modelo computacional baseado na análise exegética para avaliar um sistema de refrigeração por compressão a vapor. No contexto de substituição de refrigerantes, Aprea e Greco (2002) realizaram uma análise exegética de forma a propor substitutos para o refrigerante R22. Para análise de uma planta industrial, Kwak, Kwak et al. (2003) desenvolveram a avaliação exegética e termoeconômica. Recentemente, Hepbasli (2007) utilizou o método para avaliação dos refrigeradores domésticos. Jamaluddin (2007) em sua análise focada no setor residencial da Malásia destacou que a maior perda de exergia do setor residencial ocorre nos refrigeradores e congeladores seguido pelo ar condicionado, máquina de lavar roupa e ventilador.

Quando aplicada ao processo como um todo, a análise exergética, serve como índice de avaliação do rendimento do ciclo, assim como o COP. Desta forma permite buscar novas condições de operação do ciclo que proporcionem um melhor desempenho.

Quando aplicada em componentes isolados possibilita a identificação de perdas individualizadas em que, por exemplo, outro tipo de refrigerante poderia ser sugerido para um melhor desempenho. A equação geral do balanço de exergia para volumes de controle, operando em regime permanente, é dada pela Equação 2.12 (Moran e Shapiro, 2002).

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e Ex_e - \sum_s \dot{m}_s Ex_s - \dot{E}x_d = 0 \quad (2.12)$$

Sendo que o primeiro termo representa a taxa temporal de transferência de exergia que acompanha a transferência de calor à taxa \dot{Q}_j que ocorre nos pontos da fronteira em que a temperatura instantânea é T_j .

E os demais parâmetros são:

\dot{E}_x = Exergia do sistema no estado i [kJ];

T_0 = Temperatura no estado de referência [K];

T = Temperatura [K];

\dot{E}_{x_d} = Taxa de destruição de exergia no interior do sistema [kJ];

\dot{m} = Fluxo de massa [kg/s];

\dot{Q} = Fluxo de calor [W];

\dot{W} = Trabalho [W].

A Equação 2.12 representa a exergia que é transferida em um volume de controle de diferentes maneiras. O primeiro termo relaciona a taxa de exergia referente à transferência de calor no volume de controle. O segundo termo diz respeito à taxa associada à transferência de trabalho. O terceiro termo da Equação 2.12 representa a taxa da exergia agregada ao sistema através da corrente de entrada, enquanto o quarto termo representa a taxa de exergia da corrente de saída. Por fim o quinto e último termo representa a taxa de exergia destruída.

Sendo os volumes de controle considerados adiabáticos, a Equação do balanço de exergia pode ser reescrita na forma da Equação 2.13.

$$-\dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e [(h_e - h_0) - T_0(s_e - s_0)] - \sum_s \dot{m}_s [(h_s - h_0) - T_0(s_s - s_0)] - \dot{E}_{x_d} = 0 \quad (2.13)$$

h = Entalpia específica [J/kg];

s = Entropia específica [kJ/(kg.K)];

h_0, s_0 = Entalpia e Entropia específica no estado de referência [kJ/(kg.K)].

A Equação 2.13 é utilizada no Capítulo 3 no cálculo de avaliação da eficiência do ciclo termodinâmico proposto.

2.6 O Coeficiente de Emissão de Gás Carbônico

A emissão de gás carbônico não deixa de ser um parâmetro de consumo energético. A demanda de grande quantidade de energia elétrica implica em grande quantidade de energia fóssil primária e grande emissão de dióxido de carbono para o ambiente. Tal fato vem se tornando um fator preocupante já que com o protocolo de Kyoto a emissão de gases para a atmosfera torna-se limitada no período de 2008-2012 e o mecanismo de desenvolvimento limpo passa a ser um requisito necessário devido às proporções grandiosas do aquecimento global.

A emissão equivalente de gás carbônico é um parâmetro que dimensiona os impactos ambientais devido a persistência de um determinado componente na atmosfera. Alguns compostos levam centenas ou milhares de anos para serem degradados.

Segundo o IPCC, *Intergovernmental Panel on Climate Change Scientific Assessment* (1996), o GWP é calculado pela integral da força radioativa que 1 kg de componente causa em relação à 1 kg de CO₂ em um determinado período de tempo, veja a Equação 2.14:

$$GWP = \frac{\int_0^{ITH} F_x C_{x0} \exp(-t / \tau_x) dt}{\int_0^{ITH} F_{CO_2} C_{CO_2}(t) dt} \quad (2.14)$$

Em que F é a força radioativa por unidade de massa de um componente e representa a mudança na atmosfera devido à absorção desse componente. C é a concentração atmosférica do componente e τ é o ciclo de vida atmosférico do mesmo. A variável t representa o tempo e x a variável de interesse. Segundo o IPCC, o ITH é comumente proposto como 100 anos, possibilitando comparação com efeitos de curto prazo, 20 anos e efeitos de longo prazo, 500 anos. Assume-se que a concentração de um componente orgânico x na atmosfera adota uma cinética de primeira ordem, com decaimento exponencial. Enquanto a concentração de CO₂ incorpora um decaimento complexo baseado no modelo do ciclo de carbono de Bern.

A Tabela 2.3, ilustra os dados do IPCC que representam a emissão equivalente de CO₂ dos refrigerantes. O valor 1 é atribuído como base ao GWP do CO₂ como refrigerante. Encontram-se na Tabela 2.3 apenas os refrigerantes de interesse neste trabalho.

Tabela 2.3 - Classificação de GWP dos refrigerantes

Refrigerante			GWP [anos]		
			20	100	500
CFCs	R-12	CCl ₂ F ₂	10200	10600	5200
HFCs	R152a	CH ₃ CHF ₂	410	120	37
	R134a	CH ₂ FCF ₃	3300	1300	400
Natural	R600a	C ₄ H ₁₀	3	3	3
	R290	C ₃ H ₈	3	3	3

Fonte: Intergovernmental Panel on Climate Change Scientific Assessment (1996)

Através da Tabela 2.3 ficam notáveis os efeitos danosos dos CFCs também em relação ao GWP. Os compostos naturais são as propostas ambientalmente promissoras.

Tatsuya, Ishitami (2002), em sua análise para a realidade japonesa, relata que para o combate ao aquecimento global é indispensável não apenas restringir a produção de fluorcarbonos, mas também suas utilizações. A meta estipulada no protocolo de Kyoto, de redução da emissão de CO₂ de 1990 em 6% no período de 2008 a 2012, ainda assim não seria cumprida. Ele afirma que o índice seria de 2 a 5%.

Evidenciando a realidade do setor residencial, existem dados que demonstram a quantificação do gasto de energia e a procedência da mesma. O Gráfico da Figura 2.4 ilustra a procedência do gasto de energia de diversos setores, dentre eles o setor residencial. O gráfico foi construído com dados do Ministério de Minas e Energia do ano de 2001, obtidos em Achão [2003]. O setor residencial representa 17% do consumo total de energia distribuída entre os seguintes setores: industrial, transporte, comercial, energético, público e agropecuário. Na tabela 2.4 o termo derivado de petróleo inclui: óleo diesel, óleo combustível, gasolina, GLP e querosene.

Conforme esperado, pode-se observar na Figura 2.4, o gasto de energia elétrica no setor residencial. É interessante notar que acima do gasto de energia elétrica do setor residencial está apenas o uso de derivados de petróleo nos transportes e o uso de eletricidade no setor comercial. Aproximam-se dessa parcela de eletricidade gasta no setor residencial, os derivados de petróleo no setor agropecuário, a eletricidade no setor industrial e a eletricidade no setor agropecuário.

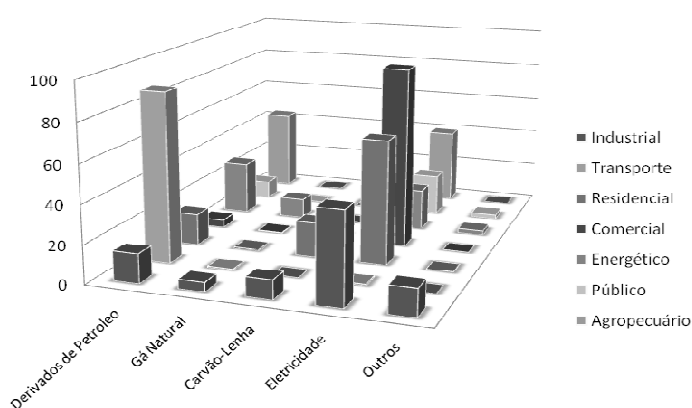


Figura 2.4 - Ilustração da distribuição do consumo energético Brasileiro

A Tabela 2.4 ilustra numericamente os dados da procedência da energia dependida no setor residencial, esses dados podem ser comparados com os outros setores na Figura 2.4.

Tabela 2.4 - Procedência da energia do setor residencial

Setor residencial	%
Derivados de Petróleo	16,5
Gás Natural	0,8
Carvão ou lenha	18,4
Eletricidade	64,2
Outros	0,2

Fonte: Achão [2003]

No Brasil a maior parte da energia elétrica advém de usinas hidroelétricas, sendo que a associação entre gasto de energia elétrica e emissão de CO₂, não pode ser diretamente considerado, como nos países em que a predominância de geração de energia é através de termoelétricas. Entretanto será aqui feita a consideração como se a associação fosse direta, em caráter de quantificação de emissão de CO₂ em função do gasto energia. Essa consideração ilustra situações em que o gás natural é utilizado para suprir o déficit de energia produzido pelas hidrelétricas. Sabe-se que em função do aquecimento global e das alterações climáticas, o aumento das chuvas tem feito com que as hidrelétricas atendam a demanda de energia, entretanto a ocorrência de inundações tem sido cada vez mais freqüentes no território brasileiro. E é justamente para quantificar o gasto de energia e os efeitos danosos ao meio ambiente que faremos a associação entre demanda energética e emissão de CO₂.

Ashford et. al [2004] apresentam os dados da Tabela 2.5 que ilustra a emissão equivalente de CO₂ em processos de refrigeração no ano de 2002.

Segundo a Tabela 2.3, os CFCs possuem os maiores GWPs entretanto, podemos ver na Tabela 2.5 que os maiores responsáveis pela emissão equivalente de CO₂ no ano de 2002 além do R22 que é um HCFC, foi responsabilidade dos HFCs o que alerta para os danos ao ambiente causados por esses substitutos dos CFCs.

Tabela 2.5 - Emissão anual de CO₂ no ano de 2002 relativo aos processos de refrigeração

Emissão equivalente de CO ₂ em 2002 [ktoneladas]		
CFCs	R11	2,70x10 ⁴
	R12	1,02x10 ³
	R115	9,74x10 ⁴
HCFCs	R22	3,43x10 ⁵
	R123	3,73x10 ³
	R124	1,34x10 ³
HFCs	R125	2,76x10 ⁴
	R134a	9,66x10 ⁴
	R143a	5,61x10 ⁴
	R152a	1,53x10 ²
	R32	3,69x10 ²

Fonte: Ashford et al. [2004]

2.7 O fator de destruição da camada de ozônio

O fator de destruição da camada de ozônio fornece o dimensionamento do efeito que um componente causa na camada de ozônio estratosférica. O ODP representa a capacidade de destruição quando comparado com o potencial do CFC-11. Ele pode ser contabilizado em toneladas, multiplicando-se a massa pelo ODP. A Tabela 2.7 apresenta o ODP de alguns refrigerantes.

Tabela 2.6 - Potencial de Destruição de Ozônio (ODP) de alguns refrigerantes.

Refrigerante	ODP
CFC-11	1,000
CFC-12	1,000
HCF-134a	0,000
R152a	0,000
R290	0,000
R600a	0,000

Fonte: Fatouh [2006]

Os fluidos halogenados brometo e cloreto são conhecidos como causa da destruição da camada de ozônio. Cada átomo desses halogênios pode reagir com centenas de moléculas de ozônio o que causa a destruição da camada.

Capítulo 3 – Materiais e métodos

Este capítulo descreve os métodos de avaliação do ciclo termodinâmico para obtenção da função de desempenho e através do planejamento experimental direciona parâmetros a comporem a função de desempenho. Além de justificar individualmente o contexto e o significado de cada parâmetro avaliado no ciclo, este capítulo aborda enfoques de otimização do ciclo, apresentando as características do processo escolhido, as hipóteses adotadas na simulação e descrição de suas etapas. Os conceitos descritos no Capítulo 2 são aqui aplicados na simulação do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, priorizado neste trabalho. Alternativas da Equação de Estado, utilizada como ferramenta para a predição das propriedades termodinâmicas das substâncias utilizadas no processo, também são aqui avaliadas. Todo esse embasamento fornece artifícios para posterior análise dos resultados e avaliação das composições de misturas de refrigerantes.

3.1 O ciclo termodinâmico proposto

Conforme mencionado no Capítulo 2, a análise computacional deste trabalho foi direcionada para o ciclo de refrigeração de aparelhos frigoríficos, domésticos. Tal ciclo diferencia-se de um ciclo termodinâmico básico de compressão a vapor pelo acréscimo de um trocador de calor, veja a Figura 3.1.

Dentre outros, Jung e Radermacher (1990) e Arcaklioglu et al. (2006) desenvolveram análises de possíveis substitutos para os CFCs na mesma arquitetura do ciclo termodinâmico sugerido e servem como referência para este trabalho de pesquisa. Dados de seus trabalhos servem como critério de comparação e validação da simulação aqui proposta. Jung e Radermacher (1990) fizeram uso do pacote REFPROP e focaram na sugestão de misturas de refrigerantes avaliando seu desempenho através do COP. Arcaklioglu et al. utilizaram os mesmos dados fornecidos por Jung e Radermacher (1990) e direcionaram seu trabalho para a avaliação da capacidade volumétrica das

misturas sugeridas. Ambos não realizaram a análise exérgica do processo em seus artigos.

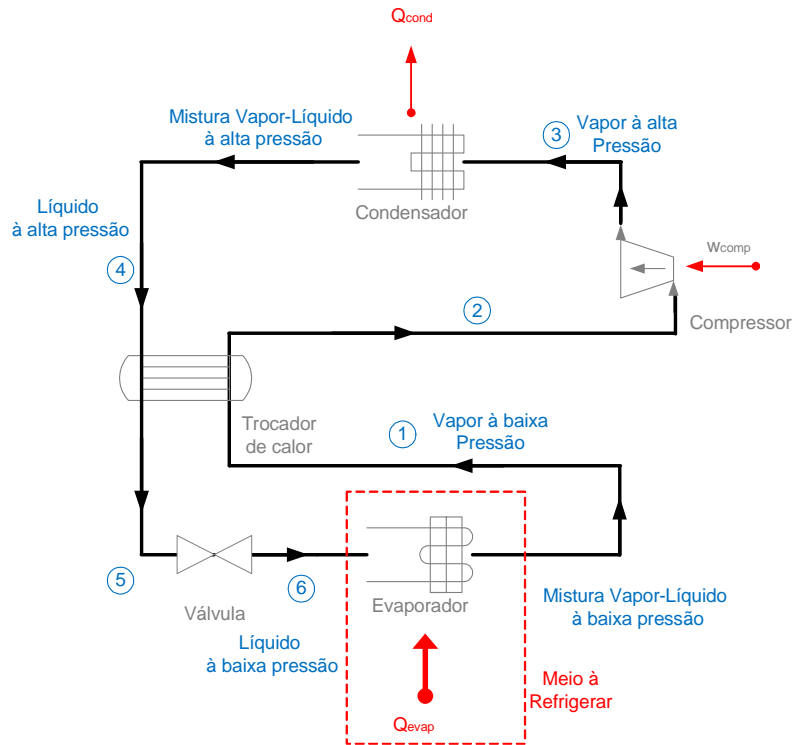


Figura 3.1 - Ciclo de Refrigeração

3.2 O simulador comercial

Fazendo uso do simulador comercial HYSYS (versão 2.2 da Hyprotech) para auxiliar na determinação das grandezas termodinâmicas de cada linha do ciclo, tanto para refrigerantes puros como para misturas, é possível avaliar o desempenho do ciclo termodinâmico proposto, para diferentes configurações de suas variáveis operacionais. O simulador permite a predição das propriedades térmicas das substâncias e dispõe dos pacotes termodinâmicos adequados a investigação dos refrigerantes sugeridos neste trabalho para operação no ciclo termodinâmico.

O modelo computacional desenvolvido propicia a realização de simulações com misturas diversificadas o que permitiu que diferentes composições fossem investigadas. Os critérios de seleção das misturas encontram-se descritos no item 3.3. Os pacotes termodinâmicos utilizados para a determinação das grandezas termodinâmicas do refrigerante foram as equações de estado de Peng-Robinson e Peng-Robinson-Stryjek-Vera. Os critérios utilizados para a seleção desses pacotes encontram-se descritos no item 3.4.

3.3 Misturas de Refrigerantes

Durante as ultimas décadas, diversos artigos foram publicados, dentre eles: Jung e Radermacher, (1991), Haselden e Carter, (1999), Aprea e Greco, (2002), Arcaklioglu et al. (2006) e Park et al. (2007) com o objetivo de propor novas misturas de refrigerantes que pudessem substituir satisfatoriamente os CFCs.

As principais propriedades consideradas na escolha de um refrigerante são: solubilidade, toxicidade, flamabilidade, estabilidade física, custo e ODP (Ozone Depletion Potencial). Contudo, se os substitutos são estabelecidos com um baixo COP, grande quantidade de energia elétrica é exigida para suprir os equipamentos, o que implica em grandes quantidades de energia fóssil e grande emissão de dióxido de carbono para o ambiente.

A Tabela 3.1 ilustra o uso comercial dos refrigerantes segundo a sua aplicação e demonstra o CFC equivalente, a este relacionado. Esta tabela está baseada no levantamento bibliográfico realizado e foi construída com dados adquiridos para a realidade brasileira.

Arcaklioglu et al. (2006), em seu trabalho de análise de misturas de refrigerantes como substituto para os CFCs relatam um COP melhorado em 1% para a mistura 40%R290/60%R600a na substituição do R12. Como substituto do R22 eles descrevem a mistura 25%R32/75%R134a que apresentou um COP

1,15% melhor. No caso do R502 sugeriram uma mistura 20%R32/40%R125/40%R134a que apresenta um COP 0,9% melhorado.

Tabela 3.1 - Principais refrigerantes utilizados nos equipamentos brasileiros.

Aplicação	Refrigerantes utilizados	CFC equivalente
Frigoríficos domésticos	R-134a, R-600 (n-butano) R-600a (iso-butano) R-600b (ciclo-pentano)	R-12
Refrigeração comercial (temperaturas até -23°C)	R13 4a	R-22
Sistema de refrigeração industrial	R404a	R-502
Ar condicionados de grande porte	R123, R134a	R-22
Ar condicionado doméstico	R407c,R410a	R-22

Fonte: Revista de refrigeração e climatização, n47, ano 4

Recentemente, Park et al. (2007) desenvolveram em seu trabalho uma análise de dois hidrocarbonetos puros e sete misturas compostas de polipropileno, propano, HFC152a e dimetiléter para a substituição do HCFC22. Esses autores sugerem alternativas para o ar condicionado do setor residencial. Atualmente misturas HFCs como R410 e R407 são usadas no mercado como substitutos do HCFC22. Segundo Park et al. (2007) o R600a dominou o setor de refrigeradores na Europa nas décadas passadas enquanto o propano (R290) e o propileno (R1270) são atualmente utilizados. Apresentam em seus resultados um COP melhorado em 5,7% para a mistura 45%R1270/40%R290/15%DME quando comparado com o HCFC22.

Os HCs são denominados refrigerantes naturais e são inofensivos à camada de ozônio e ao aquecimento global. No passado devido à sua inflamabilidade eles chegaram a ser proibidos, por critérios de segurança, em geladeiras e ar condicionados. Essa exigência se tornou recentemente mais flexível devido aos critérios ambientais.

A Tabela 3.2 ilustra algumas das misturas utilizadas e testadas com a proposta de substituição dos refrigerantes R12, R22, R502 e R134a. Desta forma é possível visualizar algumas das misturas que vieram, ao longo dos anos, a ser mencionadas com potencial para substituição destes.

Tabela 3.2 – Misturas propostas como substitutas dos CFCs e do R134a

R12	R22	R502	R134a
R290/R600a	R32/R134a	R134a/R125/ R143a	R152a
R290/R134a	R290/R134a	R143a/R125/R290	R600a
R600a/R290	R290	R143a/R125	R290/R600a
R152a/R134a	R32/R125/R290/R134a	R1270	
R152	R600	R32/R125/ R134a	
R134	R32/ R134a	R125/ R290/R134a	
R600	R32/R125	R290	
R290	R32/R134a/R143	R290/R152a	

Fonte: Lee et al. [2008], Jwo et al. [2008], Arcaklioglu et al.[2006], Park [2007], Mani [2007].

A Tabela 3.3 ilustra a combinação de misturas de refrigerantes testadas neste trabalho. Os refrigerantes foram escolhidos com base na Tabela 3.2 que ilustra possíveis substitutos para o R12 e para o R134a. Na Tabela 3.3, a coluna denominada “teste” especifica cada um dos testes realizados em que a composição do refrigerante está especificada na designada linha. A escolha dos refrigerantes se deve também à sua proposta ambientalmente promissora.

Tabela 3.3 – Composição dos testes da simulação computacional

Teste	R12	R134a	R290	R600a	R152a
1	100				
2		100			
3			100		
4				100	
5					100
6		50	50		
7		50		50	
8		50			50
9			50	50	
10			50		50
11				50	50
12		75	25		
13		75		25	
14		75			25
15			75	25	
16			75		25
17				75	25
18		25	75		
19		25		75	
20		25			75
21			25	75	
22			25		75
23				25	75

A combinação da Tabela 3.3 foi realizada para dois valores diferenciados de eficiências do compressor: 55% e 75%.

3.4 Modelos utilizados

Existem na literatura diferentes referências de Equação de estado para componentes puros e misturas, Bruce et al. [2000]. Dentre elas estão as equações cúbicas de estado capazes de prever o comportamento PVT das substâncias puras e das misturas. Podemos escrevê-la conforme a Equação 3.1.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2 + ubv + wb^2} \quad (3.1)$$

A Tabela 3.4 ilustra algumas dessas equações cúbicas sugeridas ao longo dos anos.

Tabela 3.4 – Parâmetros sugeridos como modificações da Equação de Van der Waals

Equação	u	w	b	a	$\varphi(\omega)$
Redlich-kwong	1	0	$\frac{0,08664RT_c}{P_c}$	$\frac{0,42748R^2T_c^{2,5}}{P_cT^{0,5}}$	-
Soave	1	0	$\frac{0,08664RT_c}{P_c}$	$\frac{0,42748R^2T_c^2}{P_c} [1 + \varphi(\omega)(1 - T_r^{0,5})]$	$0,48 + 1,574\omega - 0,176\omega^2$
Peng-Robinson	2	-1	$\frac{0,07780RT_c}{P_c}$	$\frac{0,45724R^2T_c^2}{P_c} [1 + \varphi(\omega)(1 - T_r^{0,5})]^2$	$0,37464 + 1,54226\omega - 0,26992\omega^2$

Fonte: Bruce et al. [2000]

Da Tabela 3.4 temos que: As constantes a e b relacionam a espécies dos gases, P_c é a Pressão crítica, R é a Constante dos gases, T_c representa a temperatura crítica e ω é o fator acêntrico.

A Equação de Peng-Robinson aplica funcionalidades para alguns parâmetros específicos de interação componente a componente e é adotada neste trabalho no cálculo do equilíbrio das fases da simulação do ciclo termodinâmico.

Tal escolha se deve ao fato dos componentes utilizados como misturas de refrigerantes serem hidrocarbonetos ou mistura de gases apolares. Neste casos a escolha pela equação de Peng-Robinson se mostra bastante adequada.

Em 1986, Stryjek e Vera sugeriram uma modificação na Equação de Peng- Robinson. No termo $[1 + \varphi(\omega)(1 - T_r^{0,5})]^2$ introduzido por Soave em 1972 está o coeficiente de interação binária, $\varphi(\omega)$. O aprimoramento na equação de Peng-Robinson consistiu em modificações nas dependências de $\varphi(\omega)$. Seguem abaixo, as expressões propostas:

$$\varphi(\omega) = \varphi(\omega_0) + \varphi(\omega_1)(1 + T_r^{0,5})(0,7 - T_r) \quad (3.2)$$

com:

$$\varphi(\omega_0) = 0,378893 + 1,4897153\omega - 0,17131848\omega^2 + 0,0196554\omega^3 \quad (3.3)$$

Sendo $\varphi(\omega_1)$ um parâmetro de ajuste de cada componente puro.

Segundo Stryjek e Vera (1986), a equação modificada reproduz a pressão do vapor de componentes puros com uma acurácia melhor que 1% para pressões abaixo de 1,5 kPa. Uma comparação entre os resultados obtidos com a equação de Peng- Robinson modificada, Stryjek e Vera, e a mesma em sua forma original encontra-se descrita no Capítulo 4, Tabela 4.1.

3.5 Descrição do ciclo termodinâmico

São aqui descritas as etapas da simulação computacional e as hipóteses adotadas.

Para maior acompanhamento da simulação computacional temos o condensador representado por três trocadores de calor sendo eles TC1, TC2 e TC3. De forma similar o evaporador é representado por dois trocadores de calor, sendo eles denominados na simulação por: TC5 e TC6. Veja a Figura 3.2. O trocador adicional que diferencia o ciclo proposto do ciclo básico de refrigeração por compressão à vapor é denominado, TC4.

No desenvolvimento da simulação computacional do processo termodinâmico, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- 1- Operação em regime permanente;
- 2- Equipamentos adiabáticos (Isentos de trocas de calor com o ambiente);
- 3- Variações de energia cinética e potencial desprezadas em cada volume de controle;
- 4- A válvula de expansão é isoentálpica (não realiza nem recebe trabalho do ambiente);

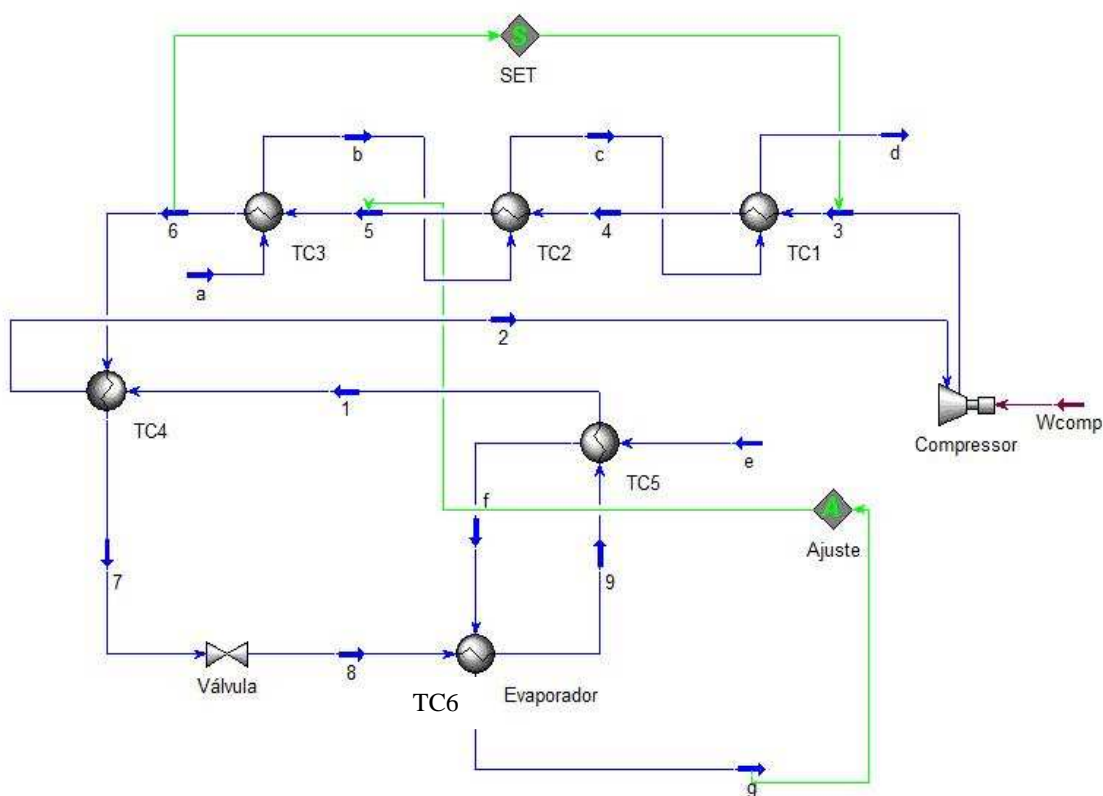


Figura 3.2 – Tela da simulação do ciclo termodinâmico realizada utilizando o simulador Hysys

Fazendo uma descrição detalhada de cada uma das correntes do ciclo termodinâmico temos:

Compressor (corrente 2-3): A corrente 2 entra no compressor como Vapor superaquecido e ao ser comprimida passa a ser chamada de corrente 3.

Trocador TC1 (corrente 3-4): A corrente 3 ao passar pelo trocador TC1 e trocar calor com a corrente c, perde calor para o ambiente e passa a ser chamada de corrente 4.

Trocador TC2 (corrente 4-5): A corrente 4 entra no trocador TC2 na forma de vapor saturado e sai como corrente 5 na forma de líquido saturado. A transferência de calor da corrente 4 com a corrente b representa a perda de calor latente do refrigerante.

Trocador TC3 (corrente 5-6): A corrente 5 perde calor sensível no trocador TC3 e é chamada de corrente 6.

Trocador TC4 (corrente 6-7, 1-2): A corrente 6 ao passar pelo trocador TC4 auxilia no aquecimento da corrente de entrada no compressor (corrente 2) e quando resfriada passa a ser chamada de corrente 7. Conforme enfatizado anteriormente, devido a dificuldade de se garantir o estado de vapor saturado na entrada do compressor o superaquecimento da corrente 2 é de grande utilidade prática. O sub-resfriamento do líquido da corrente 6 pelo trocador TC4 também apresenta utilidades práticas, uma vez que a formação de bolhas de vapor prejudicaria o fluxo de refrigerante através da válvula.

Válvula (corrente 7-8): Ao passar pela válvula de expansão a corrente 7 sofre um decréscimo brusco de temperatura e passa a ser chamada de corrente 8.

Trocador TC5 (corrente 8-9): A corrente 8 ao passar pelo trocador TC5 ganha calor latente até o estado de vapor saturado, passando a ser chamada de corrente 9.

Trocador TC6 (corrente 1): A corrente 9 ao passar pelo trocador TC6 ganha calor do ambiente a ser resfriado e passa a ser chamada de corrente 1 que por sua vez é aquecida pelo trocador TC4 e é denominada de corrente 2, retornando à etapa inicial de entrada no compressor.

As correntes de nomeação alfabética, *a,b,c,d,e,f,g* são as correntes cuja composição é o ar.

3.6 Dados de entrada

Os dados de entrada da simulação computacional são aqui descritos. Iremos acompanhar e descrever cada um dos componentes do ciclo ilustrado na Figura 3.2 de forma a evidenciar os dados iniciais do ciclo e o resultado almejado pela carga de refrigeração.

Segundo a norma de refrigeração a temperatura do compartimento frio deve estar em -18°C para os casos de operação em clima tropical. Logo, a temperatura da corrente “g” deve ser de -18°C . Conforme citado anteriormente, o evaporador, em um refrigerador doméstico é representado pelo compartimento frio do equipamento, ou seja o congelador.

No condensador, o primeiro trocador de calor, TC1, representa uma perda de calor sensível reduzindo a temperatura do fluido na saída do compressor. O segundo trocador de calor, TC2 representa a perda de calor latente. O estado em 4 é, dessa forma, tido como vapor saturado, enquanto que em 5 o estado é de líquido saturado. A temperatura em 6, na saída do condensador é um dado de entrada em função da temperatura na corrente “a”. Esta restrição busca garantir que a área de troca térmica requerida pelo trocador tenha dimensões plausíveis. Foi adotada uma diferença de 10°C entre T_6 e T_a , INCROPERA, DEWITT [2001]. Como T_6 é a corrente a ser resfriada, evidentemente T_6 é maior do que T_a em no mínimo 10°C .

No evaporador os trocadores também estão divididos em calor latente e calor sensível. Ocorrendo no trocador TC5 o ganho de calor latente que faz com que o refrigerante no estado 9 passe para a condição de vapor saturado. Conseqüentemente o trocador TC6 representa a troca de calor sensível representando o aumento da temperatura.

Para simulação do ciclo termodinâmico é preciso fornecer uma pressão da parte do ciclo denominada região de alta pressão e uma pressão da região denominada, região de baixa pressão. As pressões fornecidas como dado de entrada são: P8 (Pressão da região de baixa pressão) e P3 (Pressão da região de alta pressão). Essas duas pressões fazem parte da avaliação do resultado da

eficiência do ciclo termodinâmico. E são variadas em duas combinações para cada uma das composições ilustrada na Tabela 3.3.

Além dos parâmetros citados, para o fechamento da análise térmica, o fluxo mássico da corrente de ar “e” é fornecida, assim como a temperatura. Logo, o ar no interior do congelador é considerado à -18°C sob a pressão atmosférica. A fração mássica a ser resfriada foi adotada como $94,7 \text{ kg/h}$ de ar, equivalente a $0,5 \text{ m}^3/\text{h}$, Jung e Radermacher [1991]. Nesta corrente, é razoável adotar a pressão atmosférica. Na corrente “a”, a temperatura e o fluxo mássico também são previamente definidos. E também para esta corrente, a pressão pode ser adotada como a pressão atmosférica considerando que ocorre troca de calor com o meio ambiente.

As perdas de pressão do evaporador e do condensador são previamente definidas. A temperatura T_g representa o resultado almejado pela carga térmica. A temperatura T_2 , na entrada do compressor é a variável final para o fechamento do ciclo. A Tabela 3.5 ilustra todas as variáveis de entrada da simulação computacional. As temperaturas T_6 , T_7 e as pressões P_3 e P_8 representam os graus de liberdade da simulação computacional, onde possíveis variações são avaliadas tendo como objetivo investigar a eficiência do ciclo proposto. Cuidados especiais devem ser adotados de forma que variações destas temperaturas e pressões não acarretem em cruzamentos de temperatura na região dos trocadores de calor. O cruzamento de temperatura acontece quando a diferença de temperatura mínima entre as correntes que trocam calor não é respeitada, ou seja, o trocador passa a não proporcionar a troca de calor requerida para o processo.

A análise combinatória das investigações realizadas através de variação de parâmetros da simulação computacional encontra-se descritos no Item 3.8.

O fluxo mássico da corrente “5” sofre um ajuste de forma que sua variação atinja a carga térmica necessária para temperatura de -18°C almejada na corrente “g”. Encontram-se enumeradas na Tabela 3.5 apenas índices que possuem algum dado de entrada a ele associado.

Tabela 3.5 – Variáveis de entrada da simulação computacional

	Temperatura	Pressão	Fluxo mássico	Estado
2	T_2			
3		P_3		
4		$\Delta P = P_4 - P_3 = 5\text{kPa}$		Vsat
5		$\Delta P = P_5 - P_4 = 5\text{kPa}$	\dot{m}_5	Lsat
6	$T_6 \geq (T_a + 10)$	$\Delta P = P_6 - P_5 = 5\text{kPa}$		
7	T_7			
8		P_8		
9				Vsat
a	$T_a = T_{\text{ambiente}}$		\dot{m}_a	
e	T_e		\dot{m}_e	
g	$P_g = -18^\circ\text{C}$			

3.7 Parâmetros da Análise Térmica aplicados ao ciclo

São aqui apresentados alguns dos parâmetros adotados durante a simulação computacional para posterior análise de resultados.

O ciclo de refrigeração foi simulado através do software Hysys baseado em dados apresentados por Jung e Radermacher (1991) e Arcaklioglu et al. (2006). Após a finalização da simulação computacional e a obtenção de dados coerentes, realizou-se uma comparação entre os dados fornecidos e os adquiridos de forma que a simulação computacional pudesse ser validada. Esta comparação será apresentada posteriormente no Capítulo 4.

3.7.1 O Coeficiente de desempenho

O coeficiente de desempenho aplicado ao ciclo proposto é expresso através de Equação 3.4.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{\dot{m}_e (h_e - h_g)}{W_{comp}} \quad (3.4)$$

Sendo, Q_{evap} o calor do evaporado, W_{comp} o trabalho do compressor, \dot{m}_e o fluxo mássico da corrente “e”, h_e e h_g as entalpias da corrente “e” e da corrente “g”.

3.7.2 A análise exergética

Para o tratamento da análise exergética, os valores de referência, dos refrigerantes e do ar, foram estipuladas à temperatura de 25 °C e à pressão de 101,32 kPa. Os valores das propriedades destas correntes de referência são necessários para o cálculo da exergia destruída nos equipamento e, no cálculo da exergia total destruída no ciclo.

O motivo pelo qual os valores de entalpia e entropia de referência divergem dos encontrados em tabelas termodinâmicas da literatura se deve ao fato do simulador *Hysys* utilizar um sistema próprio de referência. Entretanto, tal divergência não altera o resultado final, uma vez que o cálculo da exergia é baseado na variação das grandezas termodinâmicas, e não faz uso de valores absolutos. A tabela com as propriedades de referência de cada um dos refrigerantes pode ser visualizada no Anexo I.

Conforme a hipótese 2 do item 3.5, todos os volumes de controle são considerados adiabáticos. Dessa forma a Equação do balanço de exergia apresentada no capítulo 2 pode ser reescrita na forma da Equação 3.5.

$$-\dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e [(h_e - h_0) - T_0 (s_e - s_0)] - \sum_s \dot{m}_s [(h_s - h_0) - T_0 (s_s - s_0)] - \dot{E} x_d = 0 \quad (3.5)$$

$\dot{E} x_d$ = Taxa de exergia destruída [kJ];

T = Temperatura [K];

\dot{m} = Fluxo de massa [kg/s];

\dot{W} = Taxa de trabalho envolvida no volume de controle [W];

h = Entalpia específica [J/kg];

s = Entropia específica [kJ/(kg.K)];

h_0, s_0 =Entalpia e Entropia específica no estado de referencia [kJ/(kg.K)]

T_0 = Temperatura no estado de referência [K].

A exergia destruída nos equipamentos (volume de controle) é obtida por meio da Equação 3.5. A destruição da exergia varia de acordo com o componente do ciclo. Devido às irreversibilidades dos compressores, a destruição de exergia deste equipamento está relacionada à fatores dissipativos tais como perda de calor e fricção. Nos evaporadores assim como nos condensadores, a exergia destruída pode ser calculada, considerando-se apenas as correntes de entrada e saída dos trocadores. Por ser considerada isoentálpica a válvula de expansão não realiza nem recebe trabalho do ambiente. A soma das exergias destruídas em cada equipamento nos fornece a taxa de exergia total destruída no ciclo avaliado.

3.8 Planejamento Experimental

Para que a influência de cada uma das variáveis pudesse ser investigada, fez-se uso de um planejamento experimental. Um dos objetivos da utilização de técnicas estatísticas de um planejamento está na redução do número de ensaios sem prejuízo da qualidade de informações. Além de auxiliar na determinação da confiabilidade dos resultados um planejamento experimental também auxilia na separação da influência que cada uma das variáveis pode causar na resposta.

Atualmente inúmeras aplicações de análises experimentais são desenvolvidas em diferenciados segmentos da engenharia em prol da otimização de processos e produtos.

Um planejamento experimental é designado fatorial quando permite o estudo simultâneo dos efeitos que vários fatores podem ter no processo e de suas interações, podendo ser completo, ou fracionado Dean e Voss (1999). Um fatorial completo combina todos os níveis das variáveis, o que algumas vezes pode causar um aumento significativo no número de processos. Um fatorial fracionado

permite que a resposta seja mensurada, com um número menor de análises do que a variação de todas as variáveis em todos os níveis.

3.8.1- Planejamento fatorial

Conforme dito anteriormente, a metodologia de planejamento fatorial foi adotada por ser adequada à análise da influência das variáveis sobre a variável de resposta. Após identificar todos os fatores e respostas é preciso definir o nível em que os fatores devem ser avaliados. Segundo (Barros Neto et al., 2001), se houver n_1 níveis do fator 1, n_2 níveis do fator 2, ..., e n_k níveis do fator k, o planejamento terá, no mínimo, $n_1 \times n_2 \times \dots \times n_k$ experimentos.

O planejamento fatorial desenvolvido neste trabalho permitiu avaliar a influência da variação da eficiência do compressor na perda exergética do ciclo para os refrigerantes puros. A variação da eficiência ocorreu em dois níveis, 55, 75% e foi caracterizada por um fatorial completo. Uma posterior análise também foi realizada sobre as variações de pressão do ciclo termodinâmico conforme descrito no Capítulo 4.

3.8.2- Planejamento de misturas

O planejamento experimental de misturas é uma classe especial de experimentos do tipo “superfície de resposta”, na qual a investigação da função resposta baseia-se nos componentes da mistura. Ou seja, a resposta é uma função da proporção dos diferentes componentes da mistura.

Em geral o planejamento de misturas pode ser classificado de três formas:

1- Experimento de misturas – A resposta depende da proporção dos componentes da mistura

2 - Experimento de quantidade de misturas – A resposta é função da proporção dos componentes e da quantidade total da mistura

3 - Experimento de variável de processo da mistura – A resposta é função da proporção dos componentes e de variáveis do processo.

Neste trabalho a variação das misturas de refrigerantes foi realizada através da variação da composição mássica. Fazendo uso do software Minitab versão 1.5.3 a superfície de resposta que foi traçada em função da perda exérgica do ciclo termodinâmico, pode ser avaliada.

No caso de dois componentes em que a composição mássica deles soma 1, temos que as proporções de cada elemento estão restritas pela seguinte fronteira:

$$x_1 + x_2 = 1$$

Estando ambos na faixa $0 \leq x_i \leq 1$ e os extremos do espaço experimental entre:

$$x_1 = 1 \quad e \quad x_2 = 0$$

$$x_1 = 0 \quad e \quad x_2 = 1$$

Então, geometricamente todas as possibilidades podem ser representadas pelo triângulo da figura 3.3.

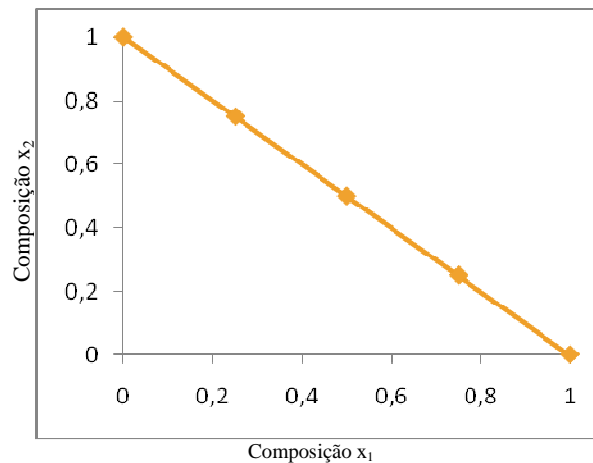


Figura 3.3 – Espaço experimental de mistura de uma dimensão

De acordo com a Figura 3.3, o planejamento de misturas desenvolvido neste trabalho consiste na simulação de 4 refrigerantes, R134a, R152a, R290 e o R600a. As misturas são combinações binárias em três proporções: 75%, 50% e

25% ou seja 3 níveis. Entretanto, estes também são comparados com o refrigerante na sua forma pura, 100%.

3.9 A função de desempenho

Depois de avaliados os resultados de variação de parâmetros do ciclo termodinâmico a investigação se aprofunda no âmbito da função de desempenho. Esta função é aqui proposta e considera o desempenho global do ciclo termodinâmico, sugerindo ponderações para fatores ambientais e da eficiência. Uma vez elaborada a análise exergética e a investigação do COP, existem dois fatores representativos do desempenho que estão diretamente relacionados com a eficiência do compressor: o ODP e o GWP do refrigerante representam as ponderações ambientais. A proposta é que essa função de desempenho possa ser tomada como um índice de avaliação operacional do ciclo termodinâmico. Este índice será aqui denominado de IDAE, índice de desempenho ambiental e da eficiência. Todas as ponderações que compõem a função de desempenho são normalizadas em relação a um valor de referência de forma que seus valores encontram-se entre zero e um. A perda da exergia total é o componente representativo da análise exergética na função proposta. No caso de misturas o ODP e o GWP são representados por uma média ponderada de acordo com a composição dos refrigerantes. Em termos de proporcionalidade temos a Equação 3.6.

$$IDAE \propto (1 - Ex_{calculada}) + \frac{COP_{Carnot}}{COP} + \frac{ODP}{(ODP_{CFCl_1})} + GWP \quad (3.6)$$

Vale ressaltar que todos os parâmetros que compõem a função de desempenho foram normalizados em relação a um valor de referência de forma a tornar o índice de um número adimensional.

Fazendo uma análise individual de cada um dos termos da Equação 3.6 temos:

- 1) O primeiro termo representa a ponderação da eficiência do ciclo através da análise exergética. Neste termo, o cálculo do fator $Ex_{calculada}$ é dado pela perda exergética no compressor dividido pela perda exergética total do ciclo. Ou seja, a perda exergética do ciclo é normalizada com relação a perda exergética no compressor, veja a Equação 3.7.

$$Ex_{calculada} = \frac{E_{compressor}}{E_{total}} \quad (3.7)$$

Sendo $E_{compressor_i}$ a exergia destruída no compressor e E_{total_i} a perda total de exergia do ciclo.

- 2) O segundo termo, também representa uma ponderação da eficiência, entretanto considera os efeitos da análise da primeira lei da termodinâmica através do COP. O cálculo do desempenho do ciclo de Carnot oferece a normalização com relação à condição de operação ideal e pode ser calculado através de Equação 3.8.

$$\eta_{carnot} = \frac{T_F}{T_Q - T_F} \quad (3.8)$$

Sendo T_F a temperatura da fonte fria e T_Q a temperatura da fonte quente.

- 3) No terceiro termo está representado o termo que representa uma ponderação ambiental denominado ODP. Este já é um valor normalizado em relação ao OPD de referência que varia entre zero e um, ou seja, o ODP dos refrigerantes já são estipulados com relação ao ODP do CFC-11 que admite o valor 1. Este termo acrescenta na função de desempenho a restrição do uso dos CFCs. Caso um ciclo termodinâmico que faça uso de um CFC seja comparado com a

operação de outro refrigerante através do índice de desempenho, fica claramente evidenciada a desvantagem no uso do CFC.

- 4) O quarto e último termo da função de desempenho é assim como o ODP uma ponderação ambiental. Para que a classificação do GWP fosse normalizada, desenvolveu-se uma linearização em faixas que variam conforme a escala dos GWPs de interesse. Para a faixa de GWPs dados pela Tabela 3.8, a equação de linearização é dada pela Equação 3.9. Os valores linearizados também podem ser visualizados na Tabela 3.6 no campo denominado normalização.

$$GWP_{Normalizado} = \frac{GWP - 3}{10,597} \quad (3.9)$$

Tabela 3.6 – Normalização dos valores do GWP

GWP	Normalização
3	0,00
120	0,01
400	0,04
1300	0,12
3300	0,31
5200	0,49
10200	0,96
10600	1,00

Da forma como foi proposto quanto mais próximo de zero estiver o índice IDAE, melhores são as condições de operação do ciclo termodinâmico em termos dos parâmetros ambientais e da eficiência. Na Equação 3.6, o termo da exergia $(1 - Ex_{calculada})$ é subtraído de 1 para que a contribuição da perda exérgica esteja coerente com os demais ponderações propostas. Ou seja, um alto ODP é prejudicial ao índice e aumenta o valor deste. Dessa forma o valor do aumento do COP deve diminuir o valor o IDAE assim como a diminuição da perda exérgica. Está é a razão também para o termo do COP ser expresso como: $\left(\frac{COP_{carnot}}{COP}\right)$.

O IDAE e seus resultados são abordados com detalhes no Capítulo 4 a seguir, após a análise de resultados do ciclo proposto, no qual foi desenvolvida uma investigação minuciosa de propriedades do índice sugerido, ilustrando-o através da análise termodinâmica desenvolvida neste trabalho.

Capítulo 4 – Resultados e Discussões

Este capítulo apresenta os resultados da simulação computacional que foram obtidos através do planejamento experimental sugerido no Capítulo 3. A comparação e validação do ciclo termodinâmico foram realizadas em função da comparação dos dados da literatura. Os resultados também foram analisados perante a utilização de diferentes equações de estado do pacote computacional.

Tanto a exergia destruída quanto o COP foram parâmetros utilizados nos planejamentos experimentais como variáveis de resposta para que as variáveis do processo pudessem ser analisadas sob ambos os aspectos.

4.1 Comparações entre as equações de estado

Na comparação das diferentes equações de estado utilizadas pelos pacotes termodinâmicos fez-se uso do R12 em condições de operação padrão, descritas no Capítulo 3. Tal caso considera a eficiência do compressor de 55% e as propriedades ilustradas na Tabela 3.5. Conforme citado no Capítulo 2, foi realizada uma comparação entre os resultados obtidos com a equação de estado sugerida por Peng-Robison, P-R, e a sua forma modificada, denominada Peng-Robison-Stryjek-Vera, P-V. A Tabela 4.1 ilustra os resultados do COP e da análise exergética obtidos por ambas.

Tabela 4.1 – Comparações entre as análises exergéticas das Equações de Estado

<i>Equação de Estado</i>	Trocador 1	Evaporador	Compressor	Válvula	Condensador	Exergia total	C.O.P
<i>Peng Robison</i>	6,51	79,6	196,00	65,9	143,00	491.01	0,907
<i>Peng Robison Stryjek Vera</i>	6,65	79,3	196,00	67,1	143,00	492.05	0,906
$\Delta \%$	2	0,3	0	1,8	0	0,2	0,1

Sendo a diferença entre os resultados obtidos pela equação de P-R e P-V da ordem de 0,2% para o cálculo da perda exergética total e da ordem de 0,1%

para o resultado do COP adotou-se o pacote termodinâmico Peng-Robison. Ambas atendem satisfatoriamente as necessidades do estudo em questão e poderiam ter sido utilizadas neste trabalho.

Vale ressaltar que devido às suas restrições ambientais o R12 não foi analisado em composição com outros refrigerantes e por isso não é abordado nas demais avaliações de refrigerantes, sua simulação serve apenas como parâmetro de referência.

4.2 Validações da simulação computacional

Conforme citado anteriormente, as referências literárias utilizadas como parâmetro de análise do ciclo proposto são: Jung e Radermacher (1991) e Arcaklioglu et al. (2006). Tais referências servem como base para a investigação computacional desenvolvida neste trabalho uma vez que o ciclo termodinâmico proposto é o mesmo. Antes que o planejamento experimental fosse realizado houve uma tentativa prévia de que a simulação computacional pudesse reproduzir os resultados disponíveis na literatura de forma a garantir a consistência do modelo computacional. A falta de dados da literatura não permitiu que os resultados literários fossem reproduzidos com completa exatidão. A Tabela 4.2 ilustra as pressões e as temperaturas disponíveis nos artigos de referência e os adotados através do simulador Hysys. Os dados descritos na Tabela 4.2 utilizam um compressor com eficiência de 55%. Os valores incompletos nos campos destinados aos dados literários representam os valores que não foram divulgados na publicação. A primeira coluna faz referência as correntes do ciclo, conforme ilustrado na Figura 3.2.

Tabela 4.2- Comparação entre dados da literatura e obtidos na simulação.

Corrente	Temperatura [°C]	Pressão [kPA]
1	-22,49	60
	-	P1-P8=10
2	-10	60
	-	-
3	184,83	1455
	-	P6-P3=15
4	Vapor Saturado	
	Vapor Saturado	
5	Líquido Saturado	
	Líquido Saturado	
6	42	1440
	-	P6-P3=15
7	36	1440
	-	-
8	-30,6	70
	-	P1-P8=10
9	Vapor Saturado	
	Vapor Saturado	
a	32,22	101,33
	32,22	101,33
b	32,22	101,33
	-	-
c	35,9	101,33
	-	-
d	38,53	101,33
	-	101,33
e	-11	101,33
	-11	101,33
f	-11,2	101,33
	-	-
g	-18	101,33
	-18	101,33

Sendo:

	Valores da Simulação
	Valores da Literatura

A ausência de alguns dados dificulta a comparação com os resultados da literatura, porém os dois ciclos possuem os mesmos critérios e restrições operacionais. A diferença dos resultados provavelmente advém de fatores como:

- Diferente fluxo mássico adotado;
- Faixas diferenciadas de operação das pressões.
- Diferentes temperaturas adotadas

A utilização das normas de funcionamento de um frigorífico e o bom conhecimento das etapas deste mesmo ciclo são componentes que favorecem na validação da simulação proposta. A seção 4.3.3 deixa claro que variações nas pressões representaram um aumento significativo do COP termodinâmico. Vale ressaltar que buscou-se aqui uma faixa de operação do ciclo proposto em que os refrigerantes sugeridos pudessem ser avaliados sob a mesma configuração operacional de forma que ambos pudessem ser comparados entre si na avaliação final da função de desempenho.

4.3 Resultados da simulação computacional

São aqui descritos os resultados obtidos computacionalmente. A secção 4.3.2 descreve a avaliação do ciclo termodinâmico de acordo com a investigação do planejamento das misturas. Já a seção 4.3.3 utiliza o planejamento fatorial para investigar a função resposta quando parâmetros operacionais do ciclo são variados. Conforme descrito no Capítulo 3, o planejamento de mistura permite que variáveis operacionais influenciem na resposta do planejamento, entretanto, optou-se neste trabalho pela realização das análises individualmente. Tal opção se deve ao fato da simulação computacional estar baseada nas referências da literatura anteriormente citadas, dessa forma é possível comparar a alteração de cada componente com o resultado obtido na literatura. Todos os dados e resultados não explicitados ao longo deste capítulo, encontram-se em forma de tabela no Anexo 2.

À priori já foram citados os valores do ODP e do GWP de cada refrigerante. No caso de misturas usar-se-á médias ponderadas de acordo com a composição de cada refrigerante. A investigação dos resultados segundo a função

de desempenho é feita na seção 4.4. As conclusões finais estão descritas no Capítulo 5, assim como as sugestões para trabalhos posteriores.

4.3.1 - Testes preliminares

Antes de iniciar os planejamentos experimentais propostos neste trabalho, foram realizados alguns testes preliminares de simulação do ciclo de refrigeração. Estes testes tinham como objetivo avaliar o comportamento das variáveis de resposta do sistema, que são o COP e a exergia total destruída no ciclo. Além das análises comparativas aqui ilustradas, o desempenho de alguns desses refrigerantes foi avaliado em Lobosco e d'Angelo (2008).

A Figura 4.1.a ilustra os valores do COP termodinâmico obtido na simulação dos refrigerantes puros. Os valores inferiores a unidade demonstram a necessidade de otimização do ciclo para operação com compressor de eficiência maior que 55%. Esta constatação conduz a variações nas pressões do ciclo termodinâmico para que possíveis otimizações de valores do COP possam ser investigadas. Tal investigação estatística encontra-se descrita na seção 4.3.3.

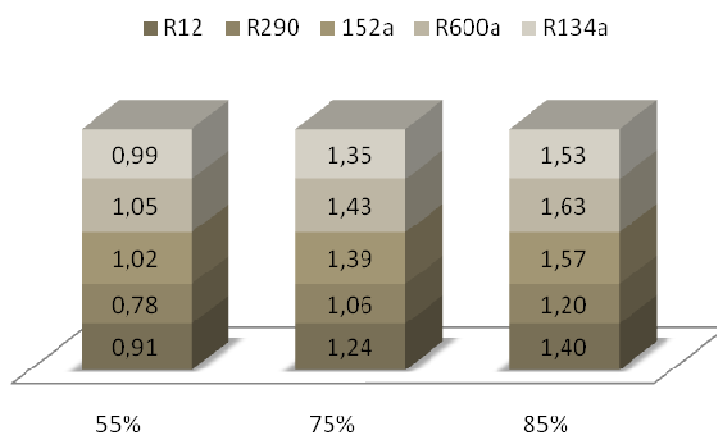


Figura 4.1.a – Análise do COP para eficiência do compressor de 55%

Os valores preliminares obtidos para a exergia destruída nos elementos do ciclo utilizando refrigerantes puros encontram-se ilustrados na Figura 4.1.b. É

possível observar que a maior perda exergética localizada ocorre com o R290 no compressor. Tais constatações nos conduzem a investigações da perda exergética com relação à eficiência do compressor. De uma forma geral, como as maiores perdas exergéticas do ciclo estão localizadas no compressor, isso já indica que a eficiência de 55% de operação do compressor deve ser aprimorada para que o ciclo opere com menores perdas. A perda exergética no trocador de calor foi tão pequena em relação aos demais componentes do ciclo que pode ser desprezada na Figura 4.1.

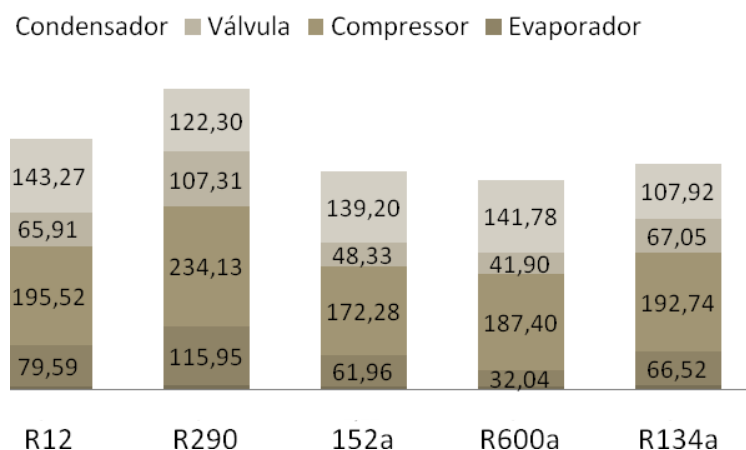


Figura 4.1.b – Perda exergética [kJ/kg] -Compressor de eficiência 55%

4.3.2 – O planejamento de misturas

O planejamento de misturas permite obter uma superfície de resposta em função da composição das misturas utilizadas. Tanto a perda exergética quanto o COP termodinâmico foram utilizados como variável de resposta para obtenção das superfícies das misturas, as seções 4.3.2.1 e 4.3.2.2 ilustram estes casos respectivamente.

4.3.2.1- A análise do COP

Para obtenção da superfície de mistura com a utilização do COP termodinâmico como função resposta, fez-se uso do ciclo termodinâmico com eficiência de 75%. Uma posterior análise irá representar a influência que uma possível variação da eficiência do compressor causa no COP termodinâmico. Os gráficos da Figura 4.2 ilustram o ajuste dos dados experimentais à superfície de resposta sugerida pela Figura 4.3.

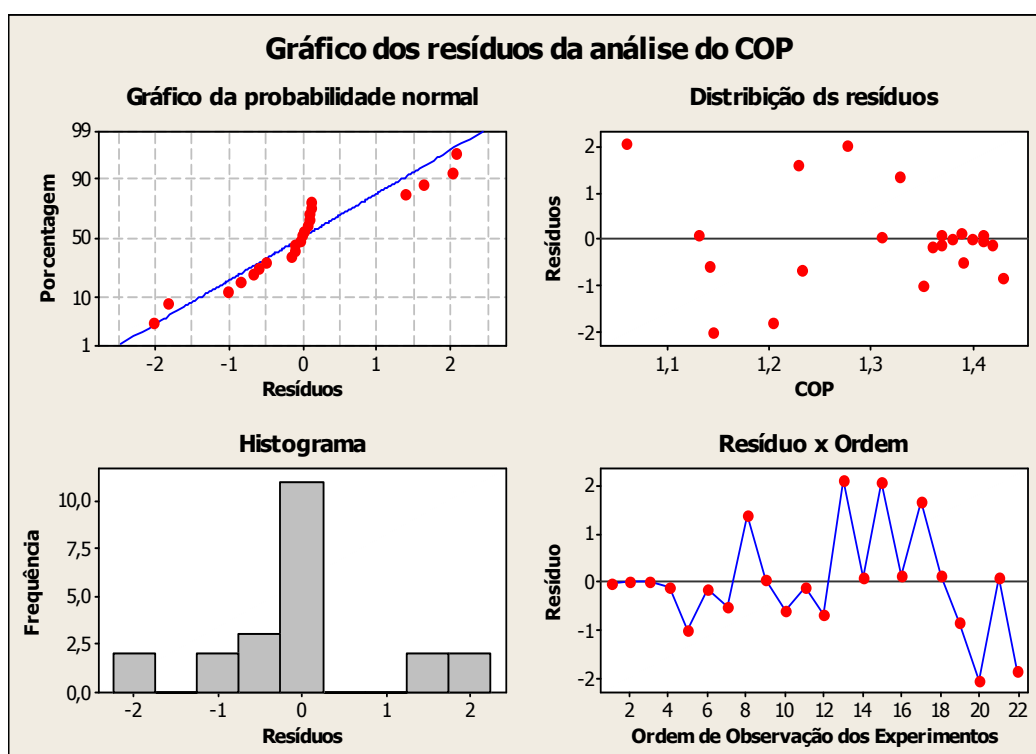


Figura 4.2 – Gráfico dos resíduos da análise do COP

A Figura 4.2 é o gráfico da probabilidade normal. Este gráfico demonstra o quanto o modelo proposto pode ser representado por uma distribuição normal.

Quanto mais os pontos se aproximarem da linha, mais adequadamente o modelo poderá ser representado por uma distribuição normal. Neste estudo, este gráfico nos indica que o modelo para predição do COP termodinâmico, no intervalo estudado, não pode ser representado por uma distribuição normal. Este

fato também pode ser observado no gráfico do histograma. Mas embora o problema não seja representado por uma distribuição normal é possível constatar a alta concentração dos resíduos no zero. Tal fato nos garante um bom ajuste para a equação, ou seja, um R^2 alto.

O gráfico de distribuição dos resíduos demonstra pontos com comportamento bastante aleatório, mas ainda assim é possível observar que para valores mais altos do COP, o sistema em análise pode ser melhor representado.

O quarto gráfico da Figura 4.2 ilustra a representação dos resíduos versus a ordem. Através deste gráfico é possível observar que a maior parte dos resíduos está perto do zero, ou seja, próximo ao eixo horizontal. Acredita-se que outras sugestões de proporções das misturas levem a reduções ainda maiores do resíduo.

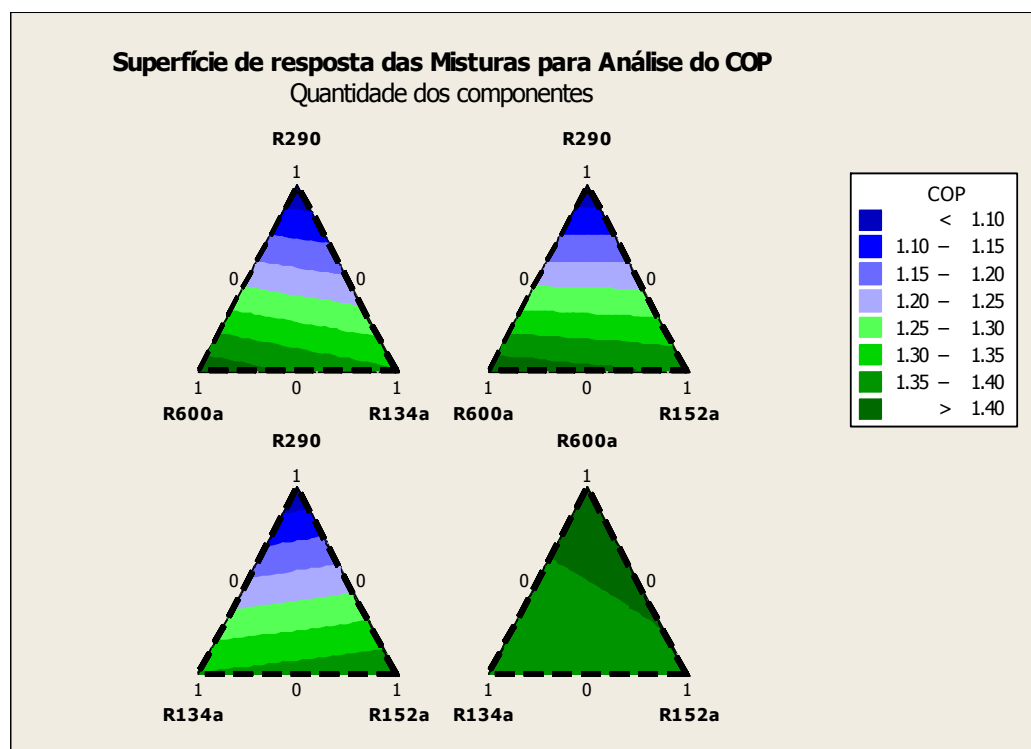


Figura 4.3 – Gráfico da superfície de resposta das misturas para análise do COP

A Figura 4.3 demonstra os gráficos de superfície de resposta das misturas. Através desses gráficos é possível constatar claramente o alto COP do

R600a em comparação com o COP do R290. Em sua forma pura os refrigerantes estariam classificados em função do COP na seguinte ordem: R600a, R152a, R134a, R290. Essa também é a ordem que pode ser visualizada na Figura 4.1.a. Com relação as misturas em proporções 50-50%, a Figura 4.3 demonstra que uma mistura do R600a com o R152a representa um desempenho maior que o R290 e o R134a em suas forma puras. Vale ressaltar ainda que qualquer composição de mistura do R134a com o R152a apresenta um COP superior ao do R290 e de suas misturas. Esses dados poderão ser comparados com os resultados avaliados para a perda exergética desenvolvidos na próxima secção.

4.3.2.2- A análise da perda exergética

Conforme citado anteriormente, a obtenção da superfície de mistura também foi desenvolvida tendo como função de resposta a exergia destruída. Os gráficos da Figura 4.4 ilustram o ajuste dos dados experimentais à superfície de resposta sugerida na Figura 4.5.

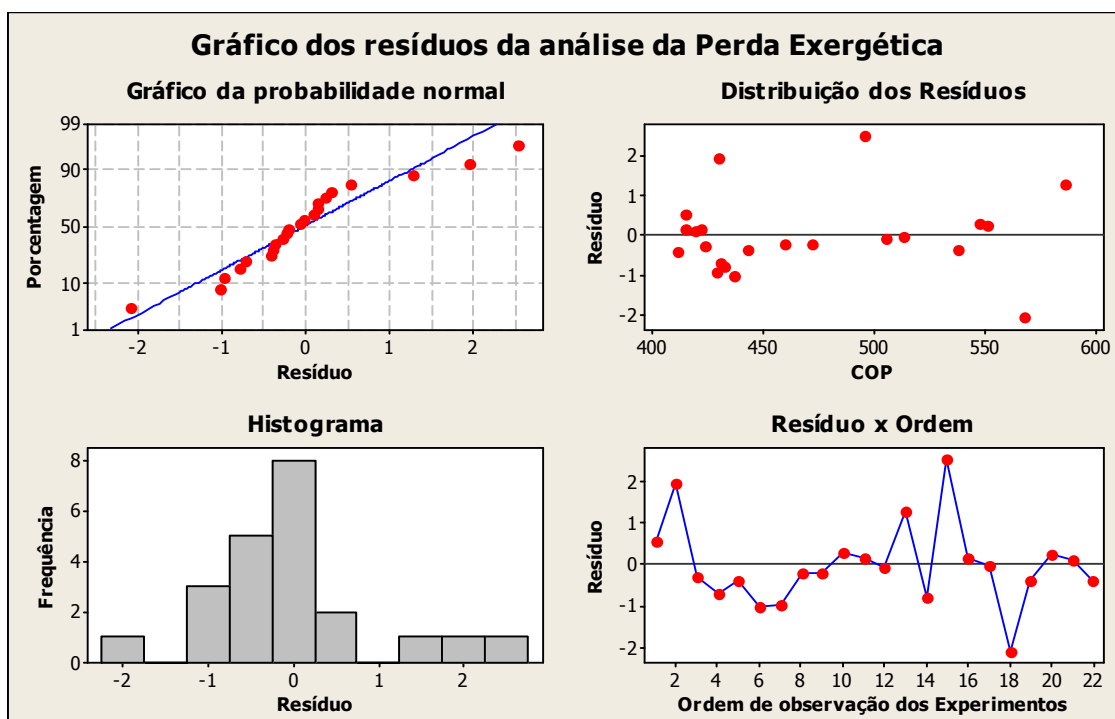


Figura 4.4 – Gráfico dos resíduos para análise da perda exergética

Novamente podemos afirmar pelo histograma e pelo gráfico da probabilidade normal que os dados não podem ser representados por uma distribuição normal. O fato do resíduo ser visualizado no histograma com grande concentração no zero nos traz o benefício do alto ajuste para a equação da superfície de resposta sugerida pelos gráficos da Figura 4.5.

O gráfico de distribuição dos resíduos demonstra um comportamento melhorado em relação ao gráfico do COP, mas ainda assim é possível observar algumas aleatoriedades.

Por fim, podemos dizer que a representação dos resíduos versus a ordem apresentou um ajuste melhor da perda exérgica que do COP termodinâmico. Conforme dito anteriormente, o fato da maior parte do resíduo estar próximo ao zero nos garante uma boa representabilidade do modelo estatístico proposto para a faixa em estudo.

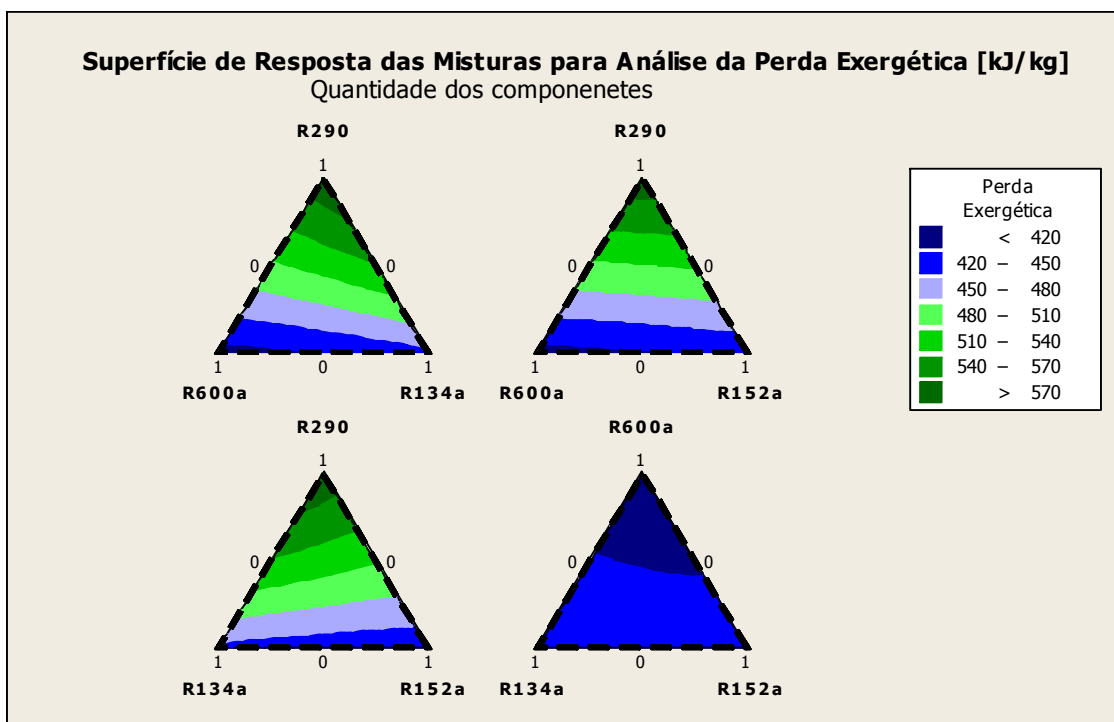


Figura 4.5 – Gráfico da superfície de misturas para análise da perda exérgica

As ilustrações da Figura 4.5 permitem constatar que a perda exergética do R600a é significativamente baixa quando comparada com os outros refrigerantes. Para os refrigerantes puros a ordem da perda exergética total do ciclo é exatamente a ordem inversa da do COP. Com relação às misturas, as observações feitas para o COP prevalecem na mesma proporção na investigação da perda exergética. Ou seja:

- Uma mistura do R600a com o R152a na proporção 50-50% tem perdas menores que qualquer outro refrigerante (exceto o próprio R600a) em sua forma pura.

- Qualquer composição do R134a com o R152a tem perda exergética menor que o R290 puro e suas misturas.

4.3.3 – A análise fatorial

Esta seção descreve os planejamentos fatoriais abordados para análise das variações de parâmetros do funcionamento do ciclo termodinâmico.

Em prol da otimização do ciclo proposto, as investigações foram direcionadas para as pressões da região de baixa e de alta pressão. Disso consistiu o fato da função resposta ser investigada através das variações das pressões P3 e P8.

Rendimentos do compressor também foram investigados na análise da função resposta do planejamento fatorial. Mesmo estando claro que um aumento na eficiência do compressor geraria uma redução na exergia destruída do ciclo, escolheu-se esta variável para avaliar a magnitude da influência da eficiência do compressor na variável resposta.

Tanto a resposta em relação à perda exergética quanto a resposta em relação ao COP foram abordadas para um refrigerante genérico. Devido ao seu baixo desempenho, comprovado pelos resultados na seção 4.3.2, optou-se pela investigação do R290.

A variação da eficiência do compressor consistiu em duas faixas de atuação, 55% e 75%. Devido ao fato de alterações da ordem de 10% não terem acarretado influências na função resposta, as pressões foram alteradas para uma variação máxima da ordem de 20%.

O gráfico de Pareto é um artifício para demonstrar a significância de efeitos individuais e combinados de variáveis em uma função resposta. Neste trabalho, o gráfico de Pareto ilustra a investigação da resposta em função da variação das pressões e das eficiências do ciclo termodinâmico. Tais gráficos podem ser visualizados nas Figuras 4.6 e 4.7 e ilustram respectivamente a resposta em função da análise do COP termodinâmico e em função da análise exergética.

Os efeitos estatisticamente significativos, na obtenção da menor taxa de exergia destruída e na obtenção do maior COP, estão à direita da reta vertical do limite de confiança de 95%. O valor de $\alpha = 0,05$ representa o teste de probabilidade e explicita um intervalo de confiança de 95%.

Na Figura 4.6 somente as variáveis B e C são estatisticamente significativas, ou seja, somente as alterações da eficiência do compressor e a pressão P8, geram influência na variável de resposta. Observa-se que a variável que mais influencia na resposta é a eficiência do compressor conforme previamente esperado.

Na Figura 4.7, os resultados são coerentes com os apresentados pela análise exergética, entretanto vale ressaltar que o valor do COP apresentou-se sensível à combinação da variação da eficiência do compressor com a variação da pressão P8.

Através de ambos os gráficos é possível constatar que a variação de P3 é pouco significativa para as variáveis de resposta.

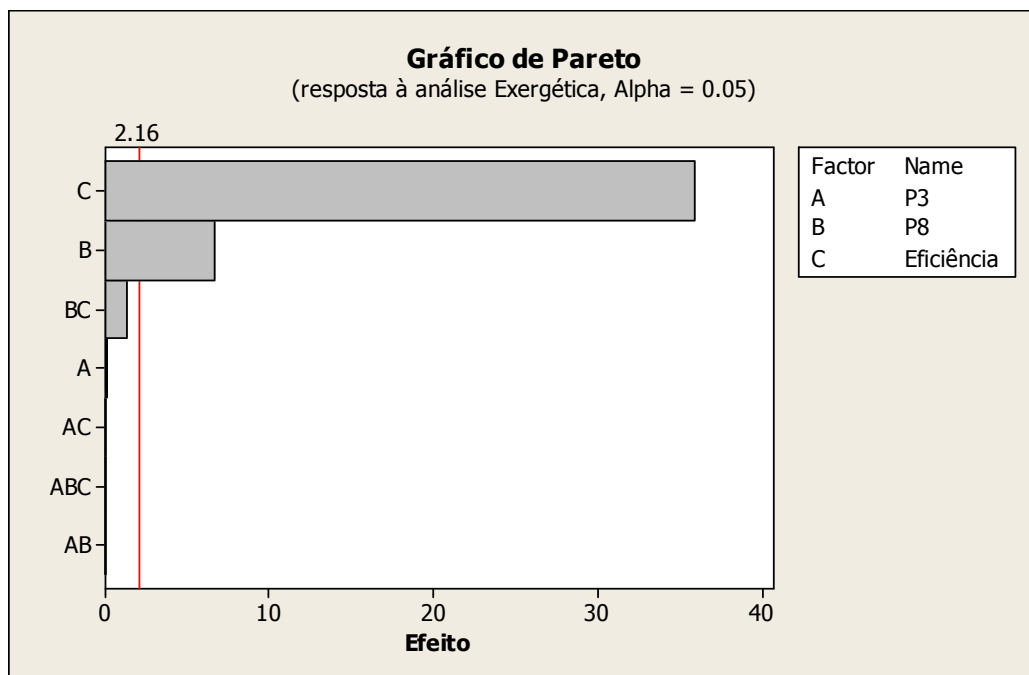


Figura 4.6 – Gráfico de Pareto das variáveis significativas na análise exergética

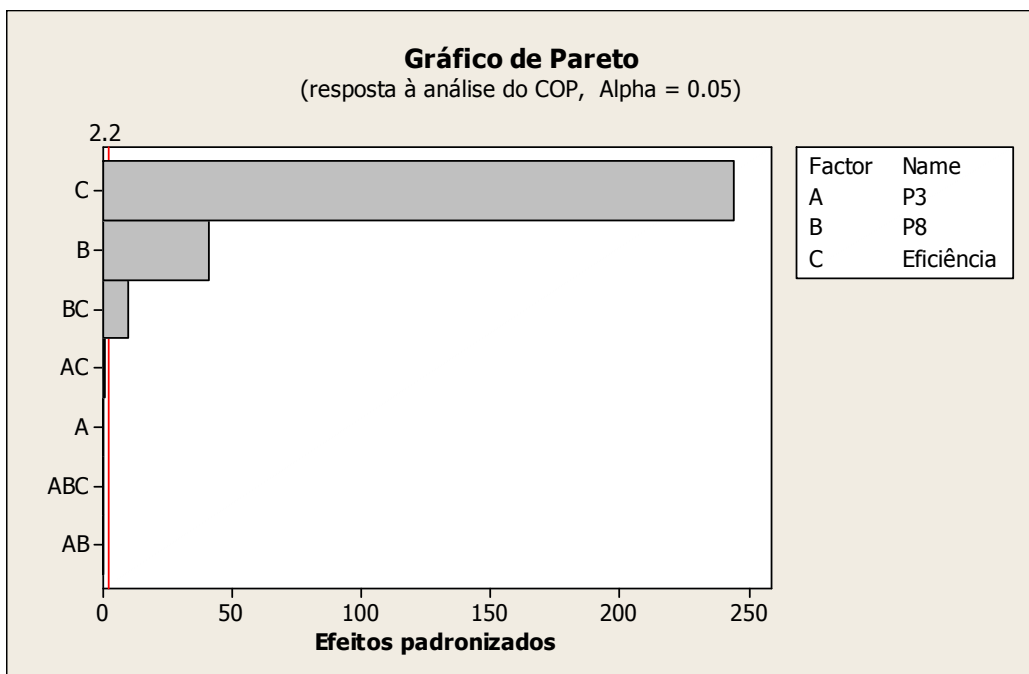


Figura 4.7 – Gráfico de Pareto das variáveis significativas na análise do COP termodinâmico

4.3.3.1 – Análise da perda exergética em cada componente do ciclo termodinâmico

Na seção 4.3.2.2 foram apresentados os resultados da perda exergética total, vistos na Figura 4.5. Entretanto, a análise exergética pode ser investigada componente a componente de forma a elucidar questionamentos da otimizado da operação do ciclo. Os gráficos a seguir ilustram o comportamento das misturas em cada uma das etapas do ciclo proposto, ou seja, no compressor, condensador, evaporador, válvula e trocador de calor.

A Figura 4.8 nos leva a observar que o R134a tem a menor perda no condensador. Já o R600a e o R152a predominam com uma alta perda nesse componente do ciclo. Vale à pena ressaltar que a mistura do R152a com o R134a diminui significativamente a perda exergética em comparação com o R152a puro.

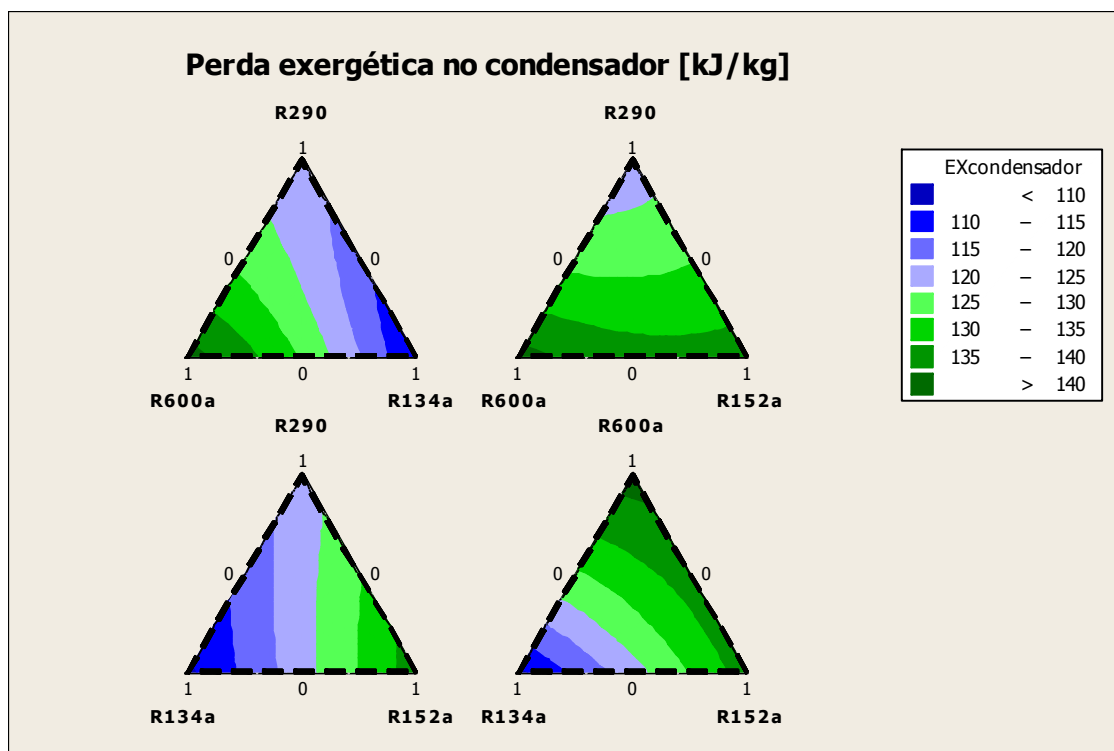


Figura 4.8 – Gráfico da perda exergética no condensador

Na Figura 4.9 demonstram a perda exergética no trocador de calor. Conforme pode ser verificado na Figura 4.1, comparativamente com as demais perdas exergéticas do ciclo, a perda no trocador de calor é quase insignificante.

Tal fato pode ser visualizado nas legendas das Figuras 4.8 e 4.9. Enquanto a perda de exergia no condensador oscila na faixa de 110 à 140 kJ/kg, a exergia no trocador oscila entre 6 e 8 kJ/kg. Ainda assim, analisando os dados da Figura 4.1 podemos constatar que as maiores perdas no trocador pertencem ao R290 e ao R134a. Ao contrário do apresentado no condensador o R152a apresenta uma perda exergética baixa.

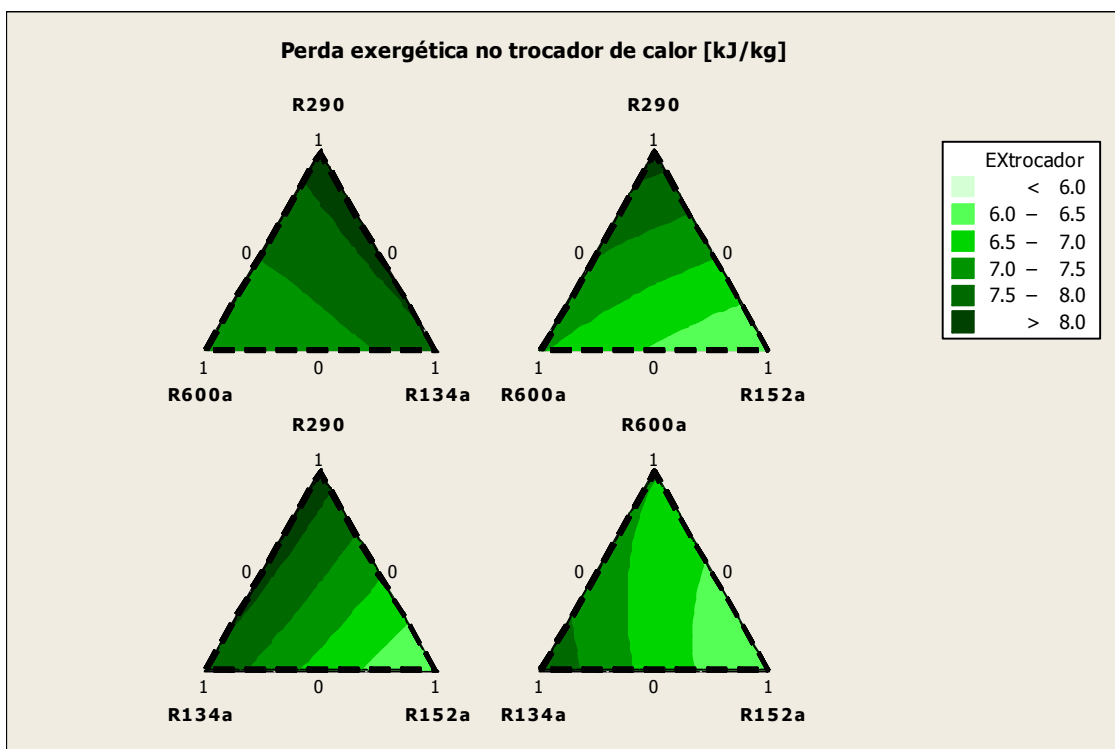


Figura 4.9 – Gráfico da perda exergética no trocador de calor

A Figura 4.10 permite a observação das perdas exergéticas no evaporador. As perdas do evaporador não são tão grandes quanto as perdas do condensador, entretanto a variação entre os refrigerantes analisados é mais significativa. Podemos observar que o R600a apresenta a menor perda exergética no evaporador. A mistura do R600a com o R134a e do R600a com o R152a apresentam uma perda inferior à do R290, R134a, R152a em sua forma pura.



Figura 4.10 – Gráfico da perda exergética no evaporador

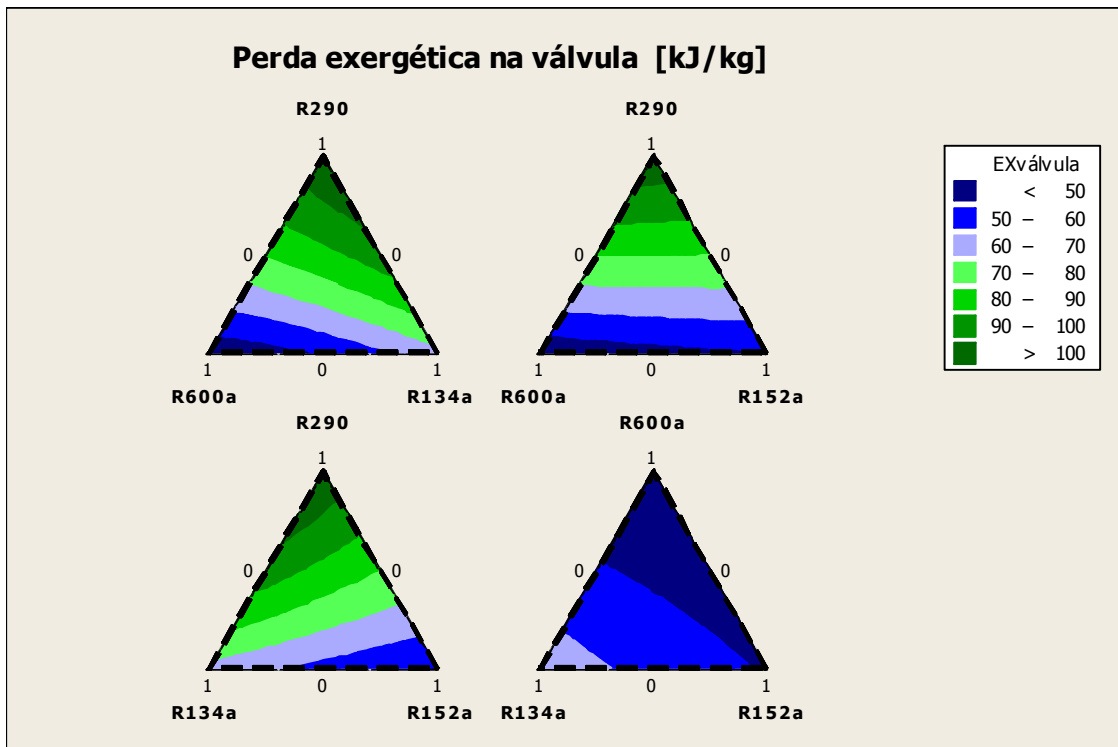


Figura 4.11 – Gráfico da perda exergética na válvula

Em situação oposta a do R600a está o R290 que apresenta uma alta perda neste componente.

Avaliando os dados da Figura 4.11 pode-se dizer que a perda de exergia na válvula é tão significativa quanto a perda no evaporador. Neste componente o R600a predomina com uma perda muito pequena em relação ao R290. Como o R152a também possui baixa perda exergética, a mistura desses refrigerantes também supera o desempenho de qualquer composição que envolva o R290.

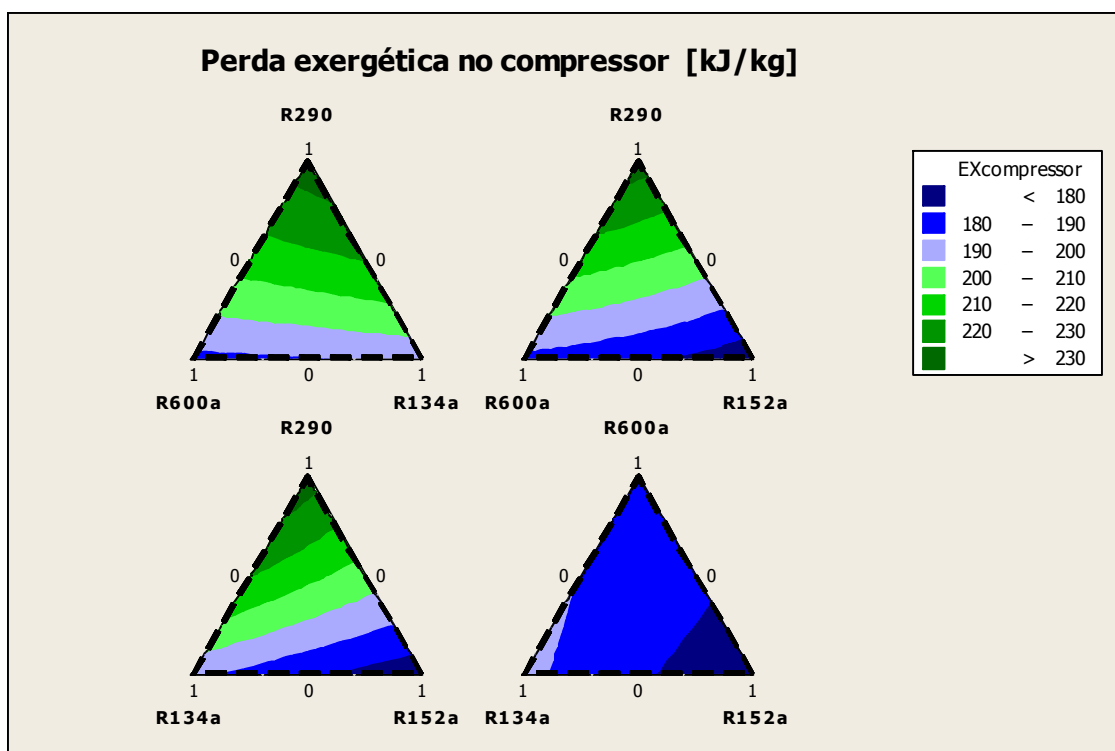


Figura 4.12 – Gráfico da perda exergética no compressor

Os gráficos da Figura 4.12 representam as perdas obtidas no compressor. As perdas nesse componente são ainda mais significativas que as perdas nos demais componentes do ciclo. Isso se deve a baixa eficiência adotada no equipamento. Estipulou-se no início da simulação, conforme a referência bibliográfica que a eficiência seria de 55%. Os gráficos de Pareto das Figuras 4.6 e 4.7 demonstram o quanto essa eficiência pode acarretar benefícios na

minimização da perda exergética total e no aumento do COP do ciclo termodinâmico.

Avaliando a Figura 4.12 podemos dizer que o R152a apresenta a menor perda exergética no compressor. O R290 que só apresentou perda exergética inferior aos outros refrigerantes no condensador, novamente predomina com perda superior a todas as demais composições.

Pela análise das perdas localizadas podemos constatar o que previamente já havíamos avaliado, o R600a seguido do R152a são os refrigerantes que apresentam maior rendimento. O R134a mostrou-se em condições intermediárias enquanto o R290 possui um rendimento inferior.

4.4 Aplicações da função de desempenho

Neste item será utilizada a função de desempenho sugerida no Capítulo 3 para investigar os resultados da simulação computacional sob o ponto de vista ambiental e da eficiência. Iremos aqui, avaliar os resultados de cada um dos termos utilizados na composição do IDAE.

Conforme descrito anteriormente, a função sugerida pode ser representada por:

$$IDAE \propto (1 - Ex_{calculada}) + \frac{COP_{Carnot}}{COP} + \frac{ODP}{(ODP_{CFC11})} + GWP \quad (3.6)$$

Conforme citado no item 3.8, a normalização da perda exergética é representada por $Ex_{calculada}$. Este é um fator representado pela relação entre a exergia destruída no compressor e a perda exergética total do ciclo, veja a Equação 3.7.

$$Ex_{calculada} = \frac{Ex_{compressor}}{Ex_{total}} \quad (3.7)$$

Para o cálculo da componente do COP na função de desempenho é necessário utilizar a Equação 3.8. Com os dados da Tabela 4.2. é possível calcular o valor do desempenho do ciclo de Carnot para as condições de operação do ciclo proposto.

$$\eta_{carnot} = \frac{T_F}{T_Q - T_F} \quad (3.8)$$

O valor obtido no cálculo do rendimento de Carnot para o ciclo proposto foi: 0,55.

Conforme o item 3.8, a proposta de ponderação para o GWP foi realizada através da linearização dos valores. Sabendo que, neste trabalho o objetivo foi analisar os refrigerantes: R600a, R290, R134a, R152a e suas misturas, a linearização do GWP foi realizada conforme a Tabela 4.3. As misturas de refrigerantes foram tratadas como uma média ponderada pela composição.

Tabela 4.3 – Valores de normalização do GWP

Refrigerante	Valor do GWP	Faixas de linearização
R290 (100%), R600a (100%), R290-R600a (50-50%, 25-75%, 75-25%)	3	0,00
R152a-R600a (25-75%), R290-R152a (75-25%)	32,25	0,02
R152a-R600a (50-50%), R290-R152a (50-50%)	61,5	0,05
R290-R152a (25-75%), R152a-R600a (75-25%)	90,75	0,07
R152a (100%)	120	0,09
R290-R134a (75-25%), R134a-R600a (25-75%)	327,25	0,25
R134a- R152a (25-75%)	415,00	0,32
R134a-R600a (50-50%), R290-R134a (50-50%)	651,5	0,50
R134a- R152a (50-50%)	710	0,55
R134a-R600a (75-25%)	975	0,75
R134a- R152a (75-25%),	1005	0,77
R134a (100%)	1300	1,00

A Tabela 4.4 ilustra os resultados dos valores obtidos para o IDAE em condições padrões de operação do ciclo. Foi utilizada a eficiência do compressor de 75% uma vez que as análises anteriores demonstraram que a eficiência de 55% não era adequada à operação do ciclo termodinâmico.

Tabela 4.4 – Termos da função de desempenho e valores do IDAE

Refrigerante	Exergia	ODP	COP	GWP	IDAE
R290 (100%)	0,75	0,00	0,52	0,00	1,27
152a (100%)	0,74	0,00	0,40	0,09	1,23
R600a (100%)	0,71	0,00	0,38	0,00	1,10
R134a (100%)	0,72	0,00	0,41	1,00	2,13
R290-R134a (50%-50%)	0,74	0,00	0,46	0,50	1,70
R290-R600a (50%-50%)	0,73	0,00	0,45	0,00	1,18
R290-R152a (50%-50%)	0,75	0,00	0,45	0,05	1,24
R134a-R152a (50%-50%)	0,73	0,00	0,40	0,55	1,68
R134a-R600a (50%-50%)	0,72	0,00	0,40	0,50	1,61
R152a-R600a (50%-50%)	0,73	0,00	0,39	0,05	1,16
R290-R134a (75%-25%)	0,75	0,00	0,49	0,25	1,48
R290-R600a (75%-25%)	0,74	0,00	0,48	0,00	1,22
R290-R152a (75%-25%)	0,75	0,00	0,48	0,02	1,25
R134a-R152a (75%-25%)	0,73	0,00	0,40	0,77	1,91
R134a-R600a (75%-25%)	0,72	0,00	0,40	0,75	1,87
R152a-R600a (75%-25%)	0,73	0,00	0,39	0,07	1,19
R290-R134a (25%-75%)	0,73	0,00	0,43	0,75	1,91
R290-R600a (25%-75%)	0,72	0,00	0,41	0,00	1,14
R290-R152a (25%-75%)	0,75	0,00	0,42	0,07	1,23
R134a-R152a (25%-75%)	0,74	0,00	0,40	0,32	1,45
R134a-R600a (25%-75%)	0,71	0,00	0,39	0,25	1,35
R152a-R600a (25%-75%)	0,72	0,00	0,39	0,02	1,13

Analisando os dados da Tabela 4.4 acredita-se que o IDAE seja um facilitador da investigação de misturas perante a análise de aspectos ambientais e da eficiência. É possível constatar que o R134a por ter um alto GWP teve o seu valor do IDAE bastante superior às demais misturas. Observando o resultado do R600a é possível observar que este possui o menor IDAE entre as misturas

avaliadas. Isso se deve ao fato dele ter se destacado perante a investigação da eficiência do ciclo e ao fato de ser ambientalmente amigável.

A Figura 4.13 demonstra resultados interessantes com relação ao IDAE das misturas analisadas neste trabalho. Embora o R290 tenha apresentado um desempenho inferior na análise do COP e da eficiência exergética, por ser um refrigerante inofensivo ao ambiente, ele apresenta um rendimento melhorado na avaliação do IDAE. Conforme dito anteriormente, o R600a fica em evidência pelas suas características ambientais e do desempenho. O R134a além de não ter apresentado um alto desempenho de atuação no ciclo termodinâmico, ainda possui um alto GWP o que minimiza ainda mais a análise do ciclo em questão.

Sob a influência dos aspectos ambientais, a mistura do R600a com o R152a já não demonstra tanta relevância quanto na análise apenas do desempenho do ciclo. A mistura do R290 com R600 na composição (25%-75%) já apresenta um IDAE melhor que a mistura R152 com R600 na composição (75%-25%).

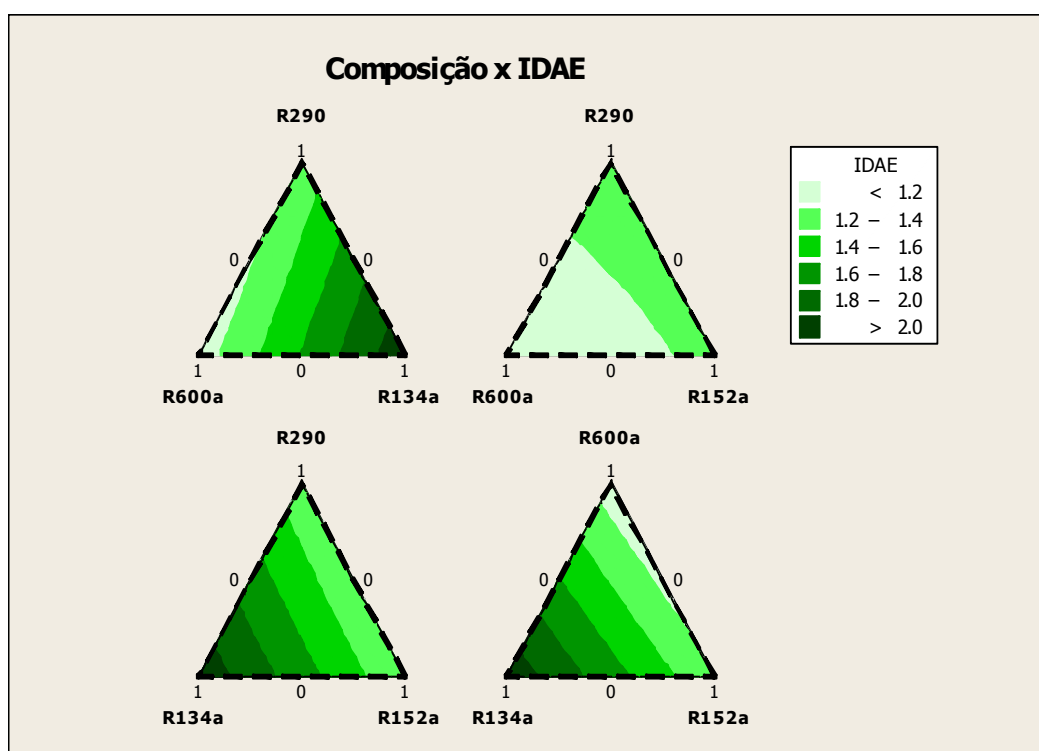


Figura 4.13 – Gráfico do IDAE

Vale ressaltar que o uso de refrigerantes que já demonstrassem um baixo OPD foi priorizado. Isso se deve ao fato dos atuais refrigerantes em estudo já possuírem um ODP igual a zero. Entretanto um alto ODP, prejudicaria de maneira significativa a análise do refrigerante perante o enfoque do IDAE. Acredita-se que essa ponderação se manteve adequada no contexto da função de desempenho pelo fato de refrigerantes com alto ODP estarem submetidos a restrições de uso por regulamentações de ordem ambiental.

Capítulo 5 – Conclusões

A investigação do ciclo termodinâmico de compressão a vapor foi realizada através de um simulador computacional. Parâmetros de eficiência do ciclo foram investigados e a análise estatística permitiu que critérios de otimização fossem propostos. Através da avaliação do desempenho, os refrigerantes puros, R290, R134a, R152a e R600a, e suas misturas foram investigados.

As análises de eficiência do ciclo termodinâmico foram unânimes com relação ao R600a. Todas as investigações apontaram este refrigerante com uma vantagem superior em relação demais, tanto em critérios ambientais quanto energéticos. Seguindo o desempenho deste refrigerante, o que mais se aproximou em termos de eficiência foi o R152a. Entretanto, devido ao fato de possuir um alto GWP o R152a não demonstra tanto destaque perante a análise ambiental. Misturas em qualquer proporção do R600a com o R152a demonstraram na análise do desempenho uma eficiência maior que a do R290. O R134a que se encontrava em um estágio intermediário perante a avaliação do desempenho, sendo considerado inferior as misturas do R600a com o R152a, teve sua significância diminuída através das investigações do GWP. Misturas do R134a com o R600a, em faixas maiores que 50-50% que sob o ponto de vista energético poderiam ser uma alternativa a ser considerada, agregam ponderações negativas quando a influência do GWP foi abordada.

A investigação da variação das pressões do ciclo termodinâmico permitiu constatar quais alterações trazem benefícios ao desempenho. Enquanto a variação da pressão da corrente 8, região de baixa pressão, pode trazer benefícios para a otimização do ciclo termodinâmico, a variação da pressão da corrente 3, região de alta pressão, não acarreta benefícios significativos no desempenho do ciclo. O progresso no aumento da pressão não foi além de 20% devido às impossibilidades operacionais. Diversos refrigerantes apresentaram cruzamento de temperatura quando a pressão varia significativamente em relação ao caso de referência. Tendo em vista que o intuito desse trabalho era comparar diferenças refrigerantes em uma mesma faixa de operação as faixas de variação

de pressão não foram investigadas de maneira individual para cada composição de refrigerante.

Através da investigação do ciclo termodinâmico foi possível sugerir e avaliar parâmetros de utilidade para composição da função de desempenho, IDAE. A calibração dos parâmetros foi realizada através dos resultados da simulação computacional do ciclo de refrigeração. As normas que restringem o funcionamento do ciclo auxiliaram para o desenvolvimento do mesmo, e agregam garantias aos resultados avaliados pela função de desempenho.

Através de índices ponderados, a função de desempenho auxilia na investigação de ciclos termodinâmicos, agregando à análise de resultados parâmetros de âmbito ambiental.

Já existem novas alternativas de refrigerantes que substituam os antigos sem agregar depredações ambientais. O desenvolvimento de uma análise termoeconômica poderia exibir os efeitos desse benefício sobre o ponto de vista econômico. Essa análise e a investigação da capacidade volumétrica das misturas, com ponderações da flamabilidade, ficam como sugestões para trabalhos futuros.

Referências Bibliográficas

1. ACHÃO, C. C. L. Análise da Estrutura de Consumo de Energia pelo Setor Residencial Brasileiro, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2003.
2. APREA, C., GRECO, A. An exergetic analysis of R22 substitution, *Applied Thermal Engineering*, p.1455-1469, 2002.
3. ARCAKLIOGLU, E., ÇAVUSOGLU, A., ERISEN, A. Thermodynamic analysis of refrigerant mixture for possible replacements for CFCs by an algorithm compiling property data. *Applied Thermal Engineering*, v.26, p.430-439, 2006.
4. ASHFORD, P.; CLODIC, D.; MCCULLOCH, A.; KUIJPERS L. Emission profiles from the foam and refrigeration sectors comparison with atmospheric concentrations, *International journal of refrigeration*, vol. 27, p.117, 2004.
5. AZEVEDO, I., REGALO, M., MENA, C., ALMEIDA, G., CARNEIRO, L., TEIXEIRA, P. Incidente of *Listeria* spp. In domestic refrigerators in Portugal. *Food Control*, v.16, p.121-124, 2005.
6. BARROS NETO, B., SCARMINIO, I. S., BRUNS, R. E. *Planejamento e otimização de experimentos*. Campinas: Editora da Unicamp, 1995.
7. CARTER, K. L., HASELDEN, G. G. Reducing running costs in air conditioning. *Internacional Journal of Refrigeration*, v.22, p.442-451, 1999.
8. ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A., *Thermodynamics: An Engineering Approach*, McGraw-Hill, 4a edição, 2001.
9. DEAN, A. M.; VOSS D. *Design and Analysis of Experiments*, p.369, Springer, New York, 1999.
10. DEVOTTA, S., WAGHMARE, A. V., SAWANT, N. N., DOMKUNDWAR, B. M., Alternatives to HCFC-22 for air conditioners, *Applied Thermal Engineering*, v.21, p.703-715, 2001.

11. DINGEÇ H., ILERI, A., Thermo-economic Optimization of simple Refrigerators. *International Journal of Energy Research*, v.23, p.949-953, 1999.
12. DOMANSKI, P. A., MCLINDEN, M., O. A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and mixtures, v.15, p.81-88, 1991.
13. EN 153. 1996, *Methods of measuring the energy consumption of electric mains operated household refrigerators, frozen food storage cabinets, food freezers and their combinations, together with associated characteristics*, EN Standards.
14. HANAOKA, T., ISHITANI, H., MATSUHASHI, R., YOSHIDA, Y., Recovery of fluorocarbons in Japan as a measure for abating global warming, *Applied Energy*, v.72, p.705-721, 2002.
15. HASELDEN, G. G., CARTER K.L. Reducing costs in air conditioning. *International Journal of Refrigeration*, v.22, p.442-451, 1999.
16. HEPBASLI, A., Thermo-economic analysis of household refrigerators, *International Journal of Energy Research*, p.947-959, 2007.
17. HORIE, Y. A. Life Cycle Optimization of Household Refrigerator-Freezer Replacement, *Centre for Sustainable Systems, University of Michigan*, 2004.
18. INCROPERA, F., DEWITT, D. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, ed. LTC, 2001.
19. IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change Scientific Assessment. Disponível em: <http://www1.ipcc.ch/ipccreports/index.htm> Acesso em: Maio/2009.
20. ISO-8187. 1991, Household refrigerating appliances -- Refrigerator-freezers -- Characteristics and test methods, Household refrigerating appliances -- Refrigerator-freezers -- Characteristics and test methods, 52p.
21. JAMALUDDIN, M. Y., MASJUKI, H. H., SAIDUR, R. An application of energy and exergy analysis in residential sector of Malaysia. *Energy Policy*, v.35, p.1050-1063, 2007.

22. JAMES, S. J., EVANS, J., JAMES, C. A review of the performance of domestic refrigerators, *Journal of Food Engineering*, v.87, p.2-10, 2008.
23. JUNG, D. S., RADERMACHER, R. Performance simulation of single evaporator refrigerator with pure and mixed refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, v.14, p.223-232, 1991.
24. JWO, C. -S., TING, C. -C., WANG, W. -R. Efficiency Analysis of Home Refrigerators by replacing Hydrocarbon Refrigerants, Elsevier, 2008.
25. KENNEDY, J., JACKSON, V., BLAIR, I. S., MCDOWELL, D. A., COWAN, C., BOLTON, D.J. Food safety knowledge of consumers and the microbiological temperature status of their refrigerators. *Journal of Food Protection*, v.68, p.1421-1430, 2005.
26. KHALIL, H., COHEN, C. SZKLO, S. A., How to use the clean development mechanism in the residential sector? The case of Brazilian refrigerators, *Energy Policy*, v.34,;p.2150-2160, 2006.
27. KIM, H. C., KEOLEIAN, G. A., HORIE, Y. A. Optimal household refrigerator replacement policy for life cycle energy, greenhouse gas emissions, and cost,. *Energy Policy*, v.34, p.2310-2323, 2006.
28. KUMAR, S. K., RAJAGOPAL, K. Computational and experimental investigation of low ODP and low GWP, HCFC – 123 and HC- 290 refrigerant mixture alternate to CFC-12, *Energy Conversion and Management* , v.48, p.3053-3062, 2007.
29. KWAK, H. -Y., KIM D. -J., JEON J. -S., Exergetic and Thermo-economic analyses of power plants, *Energy*, v.28, p.343-360, 2003.
30. LEE, M. -Y., LEE, D. -Y., KIM, Y. Performance characteristics of a small-capacity direct cooled refrigerator using R290/R600a (55/45). *International Journal of Refrigeration*, 2008, doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.11.014.
31. LOBOSCO, R, d'ANGELO, J. V. H. Avaliação do desempenho termodinâmico de ciclos de refrigeração domésticos utilizando misturas de refrigerantes. *XVII Congresso Brasileiro de Engenharia Química*, 2008.

32. MANI, K., SELLADURAI, V. Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement for CFC12 and HFC134a, *International Journal of Thermal Sciences*, 2008, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.11.008.
33. MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*, LTC Editora, 4a edição, p.681, 2002.
34. NAUTA, M. J., LITMAN, S., BARKER, G. C., CARLIN, F. A retail and consumer phase model for exposure assessment of *Bacillus cereus*, *International Journal of Food Microbiology*, v.83, p.205-218, 2003.
35. PARK, K. -J., JUNG, D. Thermodynamic performance of R502 alternative refrigerant mixtures for low temperature and transport applications, *Energy Conversion and Management*, v.48, p.3084-3089, 2007.
36. PARK, K. -J., SEO, T., JUNG, D. Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications, *Applied Energy*, v.84, p.985-991, 2007.
37. Portal do consumidor, Ministério de Minas e Energia, <<http://www.portaldoconsumidor.gov.br/>> Acesso em: Setembro/2005.
38. BRUCE P. E., PRAUSNITZ, J. M., O'CONNELL, P. J. *The Properties of Gases and Liquids*, McGraw-Hill, 5ª edição, 2000.
39. PROCEL - Programa de Conservação da Energia Elétrica, do Ministério de Minas e Energia. Disponível em: <<http://www.copel.com/hpcopel/root>>. Acesso em: Agosto/2009.
40. Revista de Refrigeração e climatização, n47, ano 4. Disponível em: <http://homologa.ambiente.sp.gov.br/prozonestp/noticias/junho_04.htm>. Acesso em Setembro/2008.
41. RICHARDS, R.G., SHANKLAND, L.R. Flammability of alternative refrigerants, *ASHRE Journal*, v. 4, p.34-38, 1992.
42. RITTER, T. J. Flammability-hydrocarbon refrigerants, *Proceedings of the Institute of Refrigeration Conference, Safe and Reliable Refrigeration*, London, 1996.

43. SANDLER, S. I., *Chemical and Engineering Thermodynamics*, John Wiley&Sons, Third Edition, 1999.
44. SILVA Jr., Herculano Xavier ; QUEIROZ, Guilhaer de Castilho ; JANNUZZI, Gilberto Martino . APLICAÇÃO DA METODOLOGIA DE ANÁLISE DO CUSTO DO CICLO DE VIDA (ACCV): REFRIGERADORES COMERCIALIZADOS NO BRASIL. *Ciência & Engenharia*, 2007.
45. SMITH, J. M., VAN NESS, H. C., ABBOTT, M. M., *Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química*, p.697, LTC Editora, 5a edição, 2000.
46. STRYJEK, R., VERA, J. H., PRSV: An Improved Peng-Robinson Equation of State for Pure Compounds and Mixtures. *The canadian journal of chemical engineering*, v. 64, p.323-333, 1986.
47. SWAMINATHAN, S., VISCO, D.P., Thermodynamic Modeling of Refrigerants Using the Statistical Associating Fluid Theory with Variable Range. 2. Applications to Binary Mixtures, *Journal of Chemistry. Engineering*,. V.44, p.4806-4809, 2005.
48. TATSUYA, H., ISHITAMI, H., Recovery of fluorocarbons in Japan as a measure for abating global warming. *Applied Energy*, p.705-721, 2002.
49. WONGWISES, S., CHIMRES, N. Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in domestic refrigerator. *Energy convers*, v.46, p.85-100, 2005.
50. YUMRUTAS, R., KUNDUZ, M., KANOGLU, M. Exergy analysis of vapor compression refrigerant systems, *Exergy International Journal*, v.2, p.266-272, 2002.

Anexos

A1- Propriedades de referência

As propriedades de referência dos componentes utilizados na simulação encontram-se listadas na Tabela A.1.1.

Tabela A.1.1 - Propriedades das correntes de referência dos componentes puros.

Corrente de referência	R12	Ref. ar	R134a	R290	R152a	R600a
Temperatura (°C)	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00
Pressão (kPa)	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Entalpia específica (kJ/kg)	-4008,37	-42,80	-8816,33	-2457,90	-2693,99	-2693,99
Entropia específica [kJ/(kg.K)]	2,47	3,93	1,83	6,08	1,45	1,45

As propriedades de referência das misturas são listadas nas Tabelas A.1.2, A.1.3, A.1.4.

Tabela A.1.2 Propriedades das correntes de referência das misturas (25/75).

Corrente de referência (2575)	R290-R134a	R290-R600a	R290-R152a	R134a-R152a	R600a-R134a	R600a-R152a
Temperatura (°C)	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00
Pressão (kPa)	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Entalpia mássica (kJ/kg)	-8015,65	-2650,98	-6388,64	-7791,22	-7780,80	-6143,92
Entropia mássica (kJ/kg.K)	2,42	1,93	3,48	2,54	2,04	2,89

Tabela A.1.3 Propriedades das correntes de referência das misturas (50/50).

Corrente de referência (5050)	R290-134a	R290-600a	R290-152a	R600a-R152a	R600a-R134a	R134a-R152a
Temperatura (°C)	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00
Pressão (kPa)	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Entalpia mássica (kJ/kg)	-6897,54	-2383,71	-5339,55	-4953,00	-	-8206,06
Entropia mássica (kJ/kg.K)	3,19	4,36	4,22	2,92	2,27	2,28

Tabela A.1.4 Propriedades das correntes de referência das misturas (75/25).

Corrente de referência (75/25)	R290- 134a	R290- 600a	R290- 152a	R600a- R152a	R600a- R134a	R134a- R152a
Temperatura (°C)	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00
Pressão (kPa)	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Entalpia mássica (kJ/kg)	-5226,55	-2418,06	-4058,21	-4037,45	-5032,38	-8540,70
Entropia mássica (kJ/kg.K)	4,31	5,19	5,08	1,54	1,34	2,05

Anexo A2 – Resultado da Análise Exergética

Tabela A.2.1 Resultados da Simulação computacional

	Refrigerante	Trocador I	Evaporador	Compressor	Válvula	Condensador	C.O.P	ExdT
55%	<i>100%</i>							
P3 P8	R12 (100%)	6,51	79,59	195,52	65,91	143,27	0,91	490,79
P8+10%	R12	6,51	72,21	189,57	61,98	134,99	0,95	465,27
P8+-20%	R12	6,52	65,55	184,15	58,48	127,84	0,99	442,53
55%								
P3 P8	R290 (100%)	8,20	115,95	234,13	107,31	122,30	0,78	587,89
P8+10%	R290	8,21	108,35	226,86	101,79	113,65	0,81	558,86
P8+-20%	R290	8,22	101,51	220,27	96,83	106,15	0,85	532,97
55%								
P3 P8	152a (100%)	5,89	61,96	172,28	48,33	139,20	1,02	427,66
P8+10%	152a	5,89	54,97	166,95	45,39	131,64	1,06	404,84
P8+-20%	152a	5,90	48,66	162,11	42,77	125,08	1,11	384,51
55%								
P3 P8	R600a (100%)	7,01	32,04	187,40	41,90	141,78	1,05	410,13
P8+10%	R600a	7,01	28,76	184,54	40,50	139,53	1,07	400,33
P8+-20%	R600a	7,01	28,76	184,54	40,50	139,53	1,07	400,33
55%								
P3 P8	R134a (100%)	7,99	66,52	192,74	67,05	107,92	0,99	442,22
P8+10%	R134a	8,00	59,69	186,59	63,14	101,87	1,03	419,28
P8+-20%	R134a	8,00	53,53	181,02	59,65	96,65	1,08	398,85
75%								
P3 P8	R12	6,51	79,59	83,80	65,91	97,78	1,24	333,59
P8+10%	R12	6,51	72,21	81,13	61,98	92,97	1,29	314,81
P8+-20%	R12	6,52	65,55	78,71	58,48	88,83	1,35	298,09
75%								
P3 P8	R290	8,20	115,95	99,86	107,31	73,71	1,06	405,04
P8+10%	R290	8,21	108,35	96,66	101,79	68,67	1,11	383,67
P8+-20%	R290	8,22	101,51	93,75	96,83	64,32	1,15	364,62
75%								
P3 P8	R152a	5,89	61,96	73,71	48,33	97,26	1,39	287,15
P8+10%	R152a	5,89	54,97	71,34	45,39	92,78	1,45	270,37
P8+-20%	R152a	5,90	48,66	69,19	42,77	88,91	1,51	255,43
75%								
P3 P8	R600a	7,01	32,04	79,05	41,90	114,26	1,43	274,26
P8+10%	R600a	7,01	28,76	77,81	40,50	112,99	1,46	267,06

P8+-20%	R600a	7,01	28,76	77,81	40,50	112,99	1,46	267,06
75%								
P3 P8	R134a	7,99	66,52	81,91	67,05	74,39	1,35	297,86
P8+10%	R134a	8,00	59,69	79,20	63,14	70,97	1,41	280,99
P8+-20%	R134a	8,00	53,53	76,75	59,65	68,04	1,47	265,97
85%								
P3 P8	R12	6,51	79,59	45,15	65,91	85,47	1,40	282,62
P8+10%	R12	6,51	72,21	43,69	61,98	81,65	1,47	266,04
P8+-20%	R12	6,52	65,55	42,36	58,48	78,36	1,53	251,27
85%								
P3 P8	R290	8,20	115,95	53,72	107,31	60,55	1,20	345,74
P8+10%	R290	8,21	108,35	51,97	101,79	56,54	1,26	326,86
P8+-20%	R290	8,22	101,51	50,39	96,83	53,09	1,31	310,04
85%								
P3 P8	R152a	5,89	61,96	39,70	48,33	85,74	1,57	241,61
P8+10%	R152a	5,89	54,97	38,40	45,39	82,14	1,64	226,79
P8+-20%	R152a	5,90	48,66	37,23	42,77	79,03	1,71	213,59
85%								
P3 P8	R600a	7,01	32,04	42,34	41,90	106,93	1,63	230,23
P8+10%	R600a	7,01	28,76	41,67	40,50	105,93	1,66	223,86
P8+-20%	R600a	7,01	28,76	41,67	40,50	105,93	1,66	223,86
85%								
P3 P8	R134a	7,99	66,52	44,00	67,05	65,51	1,53	251,07
P8+10%	R134a	8,00	59,69	42,52	63,14	62,83	1,60	236,17
P8+-20%	R134a	8,00	53,53	41,19	59,65	60,53	1,66	222,90
55%	50%50%							
P3 P8	R290-R134a (5050)	8,12	97,70	219,99	94,77	116,83	0,84	537,41
P8+10%	R290-R134a	8,13	90,45	213,10	89,70	109,09	0,88	510,47
P8+-20%	R290-R134a	8,13	83,94	206,88	85,17	102,40	0,91	486,52
55%								
P3 P8	R290-R600a (5050)	7,54	74,71	214,04	80,33	128,44	0,89	505,06
P8+10%	R290-R600a	7,54	67,40	207,13	75,68	121,64	0,93	479,39
P8+-20%	R290-R600a	7,55	60,80	200,85	71,52	115,76	0,96	456,48
55%								
P3 P8	R290-R152a (5050)	7,07	91,38	205,32	79,66	129,41	0,87	512,84
P8+10%	R290-R152a	7,08	84,10	198,95	75,30	121,29	0,91	486,73
P8+-20%	R290-R152a	7,08	77,55	193,17	71,39	114,26	0,95	463,45
55%								
P3 P8	R134a-R152a (5050)	6,66	63,87	180,07	55,25	125,47	1,01	431,33
P8+10%	R134a-R152a	6,67	56,94	174,44	51,95	118,58	1,05	408,58

P8+-20%	R134a-R152a	6,67	50,69	169,32	49,01	112,62	1,10	388,30
55%								
P3 P8	R134a-R600a (5050)	7,24	44,32	189,52	50,94	129,27	1,03	421,29
P8+10%	R134a-R600a	7,25	37,12	183,17	47,51	123,91	1,08	398,96
P8+-20%	R134a-R600a	7,26	30,61	177,41	44,46	119,28	1,12	379,02
55%								
P3 P8	R152a-R600a (5050)	6,45	46,22	182,19	46,45	137,14	1,03	418,45
P8+10%	R152a-R600a	6,45	39,02	176,21	43,34	131,12	1,08	396,14
P8+-20%	R152a-R600a	6,46	32,52	170,79	40,57	125,91	1,13	376,25
75%								
P3 P8	R290-R134a	8,08	87,56	90,08	86,59	73,65	1,20	345,95
P8+10%	R290-R134a	8,13	90,45	90,70	89,70	69,09	1,20	348,07
P8+-20%	R290-R134a	8,13	83,94	87,96	85,17	65,25	1,25	330,44
75%								
P3 P8	R290-R600a	7,46	68,87	89,41	75,79	93,51	1,23	335,03
P8+10%	R290-R600a	7,54	67,40	87,82	75,68	86,76	1,26	325,20
P8+-20%	R290-R600a	7,55	60,80	85,07	71,52	83,41	1,31	308,35
75%								
P3 P8	R290-R152a	6,84	85,96	85,05	73,73	86,39	1,23	337,97
P8+10%	R290-R152a	7,08	84,10	84,86	75,30	79,26	1,25	330,60
P8+-20%	R290-R152a	7,08	77,55	82,30	71,39	75,15	1,30	313,47
75%								
P3 P8	R134a-R152a	6,88	64,36	77,71	57,23	84,76	1,37	290,95
P8+10%	R134a-R152a	6,67	56,94	74,34	51,95	83,22	1,44	273,13
P8+-20%	R134a-R152a	6,67	50,69	72,07	49,01	79,77	1,50	258,21
75%								
P3 P8	R134a-R600a	7,36	49,05	80,54	54,34	94,34	1,39	285,63
P8+10%	R134a-R600a	7,25	37,12	77,38	47,51	96,79	1,47	266,05
P8+-20%	R134a-R600a	7,26	30,61	74,87	44,46	94,19	1,53	251,39
75%								
P3 P8	R152a-R600a	6,41	47,20	77,15	46,66	103,37	1,41	280,78
P8+10%	R152a-R600a	6,45	39,02	74,69	43,34	100,48	1,47	263,98
P8+-20%	R152a-R600a	6,46	32,52	72,31	40,57	97,49	1,54	249,35
85%								
P3 P8	R290-R134a	8,08	87,56	48,42	86,59	62,90	1,36	293,54
P8+10%	R290-R134a	8,13	90,45	48,75	89,70	58,38	1,36	295,41
P8+-20%	R290-R134a	8,13	83,94	47,26	85,17	55,35	1,41	279,85
85%								
P3 P8	R290-R600a	7,46	68,87	48,00	75,79	83,79	1,40	283,90
P8+10%	R290-R600a	7,54	67,40	47,14	75,68	77,46	1,43	275,21
P8+-20%	R290-R600a	7,55	60,80	45,64	71,52	74,82	1,49	260,33
85%								

P3 P8	R290-R152a	6,84	85,96	45,78	73,73	74,19	1,39	286,50
P8+10%	R290-R152a	7,08	84,10	45,65	75,30	67,85	1,41	279,98
P8+-20%	R290-R152a	7,08	77,55	44,25	71,39	64,58	1,47	264,86
85%								
P3 P8	R134a-R152a	6,88	64,36	41,79	57,23	74,69	1,56	244,96
P8+10%	R134a-R152a	6,67	56,94	39,97	51,95	73,69	1,63	229,22
P8+-20%	R134a-R152a	6,67	50,69	38,74	49,01	70,95	1,70	216,05
85%								
P3 P8	R134a-R600a	7,36	49,05	43,20	54,34	86,32	1,58	240,27
P8+10%	R134a-R600a	7,25	37,12	41,47	47,51	89,62	1,66	222,97
P8+-20%	R134a-R600a	7,26	30,61	40,11	44,46	87,59	1,73	210,02
85%								
P3 P8	R152a-R600a	6,41	47,20	41,42	46,66	94,29	1,60	235,98
P8+10%	R152a-R600a	6,45	39,02	40,08	43,34	92,25	1,67	221,14
P8+-20%	R152a-R600a	6,46	32,52	38,79	40,57	89,89	1,74	208,23
55%								
75%25%								
P3 P8	R290-R134a (7525)	8,17	107,85	228,02	102,10	119,87	0,80	566,01
P8+10%	R290-R134a	8,18	100,43	220,93	96,75	111,62	0,84	537,90
P8+-20%	R290-R134a	8,18	93,74	214,48	91,96	104,47	0,87	512,84
55%								
P3 P8	R290-R600a (7525)	7,85	95,82	224,85	94,97	124,50	0,83	547,99
P8+10%	R290-R600a	7,86	88,40	217,74	89,82	116,78	0,86	520,60
P8+-20%	R290-R600a	7,86	81,71	211,29	85,21	110,10	0,90	496,17
55%								
P3 P8	R290-R152a (7525)	7,65	104,17	220,18	93,89	125,60	0,82	551,49
P8+10%	R290-R152a	7,65	96,74	213,35	88,92	117,21	0,86	523,87
P8+-20%	R290-R152a	7,66	90,04	207,14	84,47	109,94	0,89	499,25
55%								
P3 P8	R134a-R152a (7525)	7,23	65,08	185,55	60,27	117,27	1,00	435,40
P8+10%	R134a-R152a	7,23	58,20	179,69	56,71	110,78	1,05	412,61
P8+-20%	R134a-R152a	7,24	51,98	174,37	53,53	105,16	1,09	392,29
55%								
P3 P8	R134a-R600a (7525)	7,49	53,59	190,92	57,60	120,17	1,01	429,77
P8+10%	R134a-R600a	7,50	46,55	184,66	53,97	114,54	1,06	407,22
P8+-20%	R134a-R600a	7,51	40,19	178,98	50,74	109,68	1,10	387,10
55%								
P3 P8	R152a-R600a (7525)	6,17	54,00	178,00	47,76	136,88	1,03	422,80
P8+10%	R152a-R600a	6,17	46,91	172,32	44,72	130,19	1,07	400,30
P8+-20%	R152a-R600a	6,17	40,50	167,16	42,01	124,39	1,12	380,23
75%								
P3 P8	R290-R134a	8,14	100,57	94,74	96,92	73,56	1,13	373,92

P8+10%	R290-R134a	8,18	100,43	94,09	96,75	68,81	1,15	368,25
P8+-20%	R290-R134a	8,18	93,74	91,25	91,96	64,68	1,19	349,81
75%								
P3 P8	R290-R600a	7,78	91,21	94,67	91,96	83,26	1,14	368,88
P8+10%	R290-R600a	7,86	88,40	92,56	89,82	76,88	1,18	355,52
P8+-20%	R290-R600a	7,86	81,71	89,72	85,21	73,04	1,23	337,55
75%								
P3 P8	R290-R152a	7,46	100,04	91,92	89,26	80,32	1,14	369,00
P8+10%	R290-R152a	7,65	96,74	90,94	88,92	73,67	1,17	357,93
P8+-20%	R290-R152a	7,66	90,04	88,20	84,47	69,44	1,22	339,81
75%								
P3 P8	R134a-R152a	7,42	65,47	79,78	62,02	79,35	1,36	294,04
P8+10%	R134a-R152a	7,23	58,20	76,44	56,71	77,51	1,43	276,09
P8+-20%	R134a-R152a	7,24	51,98	74,09	53,53	74,30	1,49	261,14
75%								
P3 P8	R134a-R600a	7,63	57,76	81,23	60,60	84,36	1,37	291,57
P8+10%	R134a-R600a	7,50	46,55	78,16	53,97	85,94	1,44	272,13
P8+-20%	R134a-R600a	7,51	40,19	75,67	50,74	83,21	1,50	257,33
75%								
P3 P8	R152a-R600a	6,14	54,74	75,64	47,85	99,52	1,40	283,89
P8+10%	R152a-R600a	6,17	46,91	73,31	44,72	95,93	1,46	267,03
P8+-20%	R152a-R600a	6,17	40,50	71,03	42,01	92,57	1,52	252,28
85%								
P3 P8	R290-R134a	8,14	100,57	50,95	96,92	61,68	1,28	318,25
P8+10%	R290-R134a	8,18	100,43	50,58	96,75	57,30	1,30	313,24
P8+-20%	R290-R134a	8,18	93,74	49,04	91,96	54,03	1,35	296,95
85%								
P3 P8	R290-R600a	7,78	91,21	50,87	91,96	71,97	1,30	313,79
P8+10%	R290-R600a	7,86	88,40	49,73	89,82	66,19	1,34	301,99
P8+-20%	R290-R600a	7,86	81,71	48,18	85,21	63,15	1,39	286,12
85%								
P3 P8	R290-R152a	7,46	100,04	49,46	89,26	67,68	1,30	313,90
P8+10%	R290-R152a	7,65	96,74	48,91	88,92	61,90	1,33	304,12
P8+-20%	R290-R152a	7,66	90,04	47,42	84,47	58,53	1,38	288,12
85%								
P3 P8	R134a-R152a	7,42	65,47	42,88	62,02	69,90	1,54	247,69
P8+10%	R134a-R152a	7,23	58,20	41,07	56,71	68,62	1,62	231,84
P8+-20%	R134a-R152a	7,24	51,98	39,80	53,53	66,09	1,68	218,64
85%								
P3 P8	R134a-R600a	7,63	57,76	43,60	60,60	75,93	1,55	245,51
P8+10%	R134a-R600a	7,50	46,55	41,92	53,97	78,39	1,63	228,34
P8+-20%	R134a-R600a	7,51	40,19	40,57	50,74	76,26	1,70	215,27

85%									
P3 P8	R152a-R600a	6,14	54,74	40,67	47,85	89,33	1,58	238,73	
P8+10%	R152a-R600a	6,17	46,91	39,39	44,72	86,65	1,66	223,84	
P8+-20%	R152a-R600a	6,17	40,50	38,15	42,01	83,97	1,73	210,81	
55%		25%75%							
P3 P8	R290-R134a (2575)	8,06	84,52	208,94	83,98	112,94	0,90	498,44	
P8+10%	R290-R134a	8,07	77,48	202,37	79,35	105,91	0,94	473,17	
P8+-20%	R290-R134a	8,07	71,14	196,40	75,20	99,83	0,97	450,63	
55%									
P3 P8	R290-R600a (2575)	7,26	53,42	201,62	62,64	134,20	0,96	459,14	
P8+10%	R290-R600a	7,26	46,11	194,92	58,65	128,30	1,00	435,23	
P8+-20%	R290-R600a	7,27	39,50	188,84	55,09	123,20	1,04	413,90	
55%									
P3 P8	R290-R152a (2575)	6,49	77,41	189,41	64,48	133,87	0,94	471,67	
P8+10%	R290-R152a	6,49	70,29	183,54	60,80	126,03	0,98	447,15	
P8+-20%	R290-R152a	6,50	63,86	178,21	57,50	119,24	1,02	425,30	
55%									
P3 P8	R134a-R152a (2575)	6,66	63,87	180,07	55,25	125,47	1,01	431,33	
P8+10%	R134a-R152a	6,24	55,88	170,30	48,29	125,48	1,06	406,18	
P8+-20%	R134a-R152a	6,24	49,60	165,33	45,53	119,21	1,10	385,90	
55%									
P3 P8	R134a-R600a (2575)	7,10	37,39	188,37	45,89	136,26	1,04	415,02	
P8+10%	R134a-R600a	7,11	30,07	181,96	42,61	131,08	1,09	392,82	
P8+-20%	R134a-R600a	7,11	28,10	180,24	41,75	129,73	1,10	386,94	
55%									
P3 P8	R152a-R600a (2575)	6,73	38,87	185,25	44,47	138,98	1,04	414,29	
P8+10%	R152a-R600a	6,73	31,56	179,01	41,32	133,49	1,09	392,11	
P8+-20%	R152a-R600a	6,74	28,65	176,52	40,08	131,38	1,11	383,36	
75%									
P3 P8	R290-R134a	8,03	76,35	85,83	76,59	73,95	1,28	320,75	
P8+10%	R290-R134a	8,07	77,48	86,05	79,35	69,69	1,28	320,63	
P8+-20%	R290-R134a	8,07	71,14	83,42	75,20	66,22	1,33	304,05	
75%									
P3 P8	R290-R600a	7,21	49,32	84,19	58,87	103,96	1,33	303,54	
P8+10%	R290-R600a	7,26	46,11	82,41	58,65	98,30	1,37	292,72	
P8+-20%	R290-R600a	7,27	39,50	79,75	55,09	95,42	1,42	277,03	
75%									
P3 P8	R290-R152a	6,33	73,38	79,03	60,19	92,01	1,31	310,94	
P8+10%	R290-R152a	6,49	70,29	78,35	60,80	85,57	1,34	301,49	
P8+-20%	R290-R152a	6,50	63,86	75,99	57,50	81,58	1,39	285,42	
75%									

P3 P8	R134a-R152a	6,37	63,19	75,69	52,68	90,70	1,38	288,63
P8+10%	R134a-R152a	6,24	55,88	72,68	48,29	88,27	1,45	271,36
P8+-20%	R134a-R152a	6,24	49,60	70,48	45,53	84,60	1,51	256,45
75%								
P3 P8	R134a-R600a	7,16	40,46	79,82	48,14	104,32	1,41	279,90
P8+10%	R134a-R600a	7,11	30,07	76,75	42,61	105,00	1,48	261,53
P8+-20%	R134a-R600a	7,11	28,10	76,01	41,75	104,24	1,50	257,21
75%								
P3 P8	R152a-R600a	6,70	39,58	78,27	44,69	108,38	1,42	277,62
P8+10%	R152a-R600a	6,73	31,56	75,63	41,32	105,77	1,49	261,01
P8+-20%	R152a-R600a	6,74	28,65	74,55	40,08	104,57	1,51	254,58
85%								
P3 P8	R290-R134a	8,03	76,35	46,12	76,59	64,19	1,45	271,28
P8+10%	R290-R134a	8,07	77,48	46,23	79,35	60,05	1,45	271,17
P8+-20%	R290-R134a	8,07	71,14	44,80	75,20	57,32	1,51	256,53
85%								
P3 P8	R290-R600a	7,21	49,32	45,15	58,87	95,55	1,51	256,08
P8+10%	R290-R600a	7,26	46,11	44,18	58,65	90,33	1,55	246,53
P8+-20%	R290-R600a	7,27	39,50	42,74	55,09	88,07	1,61	232,67
85%								
P3 P8	R290-R152a	6,33	73,38	42,55	60,19	80,18	1,48	262,62
P8+10%	R290-R152a	6,49	70,29	42,16	60,80	74,54	1,52	254,27
P8+-20%	R290-R152a	6,50	63,86	40,87	57,50	71,35	1,58	240,08
85%								
P3 P8	R134a-R152a	6,37	63,19	40,73	52,68	79,94	1,57	242,91
P8+10%	R134a-R152a	6,24	55,88	39,10	48,29	78,15	1,64	227,66
P8+-20%	R134a-R152a	6,24	49,60	37,90	45,53	75,23	1,71	214,49
85%								
P3 P8	R134a-R600a	7,16	40,46	42,79	48,14	96,66	1,60	235,21
P8+10%	R134a-R600a	7,11	30,07	41,12	42,61	98,09	1,68	218,98
P8+-20%	R134a-R600a	7,11	28,10	40,71	41,75	97,49	1,70	215,16
85%								
P3 P8	R152a-R600a	6,70	39,58	41,98	44,69	100,25	1,61	233,19
P8+10%	R152a-R600a	6,73	31,56	40,54	41,32	98,37	1,69	218,52
P8+-20%	R152a-R600a	6,74	28,65	39,95	40,08	97,43	1,72	212,84