

JACQUELINE PEDRERA YANES

**INFLUÊNCIA DA PRESENÇA DE UM GÁS NÃO  
CONDENSÁVEL NO DESEMPENHO DE UM  
CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO  
DE VAPOR DE HIDROCARBONETOS**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para a obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia.

São Paulo  
2000

JACQUELINE PEDRERA YANES

**INFLUÊNCIA DA PRESENÇA DE UM GÁS NÃO  
CONDENSÁVEL NO DESEMPENHO DE UM  
CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO  
DE VAPOR DE HIDROCARBONETOS**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para a obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica.

Orientador:  
Dr. José Roberto Simões Moreira

São Paulo  
2000

12/02/2023  
12/02/2023  
12/02/2023

A Guillermo, meu melhor amigo, meu amor.

A minha família, incrivelmente solidária,

Aos meus irmãos: Jenly e Didier,

Aos meus maravilhosos pais,

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao Brasil pela solidariedade do seu povo, sua cálida acolhida e por ter-me dado a oportunidade de realizar estes estudos.

Ao meu orientador Prof. Dr. José Roberto Simões Moreira, por toda a orientação técnica e pessoal dispensada incansavelmente.

À Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) cujo apoio financeiro tornou possível este trabalho e à Universidade de São Paulo (USP).

Aos maravilhosos amigos brasileiros: Leila, Wal, Edvaldo, Marcelo e muitos outros, pelo constante e desinteressado apoio, a todos meu agradecimento e amizade eterna.

Aos amigos de América toda, principalmente a Mônica, amiga incrivelmente maravilhosa, pelos momentos compartilhados.

À comunidade de amigos cubanos pela a sua irmandade, especialmente Juan, Raiza, Rubén e Valín, sem seu carinho impossível sobreviver as saudades.

A Guillermo pela sua dedicação, antes e depois.

A todos, muito obrigada.

# ERRATA

Dissertação de Mestrado.

Autor: Jacqueline Pedreira Yanes.

Orientador: José R. Simões Moreira.

Título: Influência da presença de um gás não condensável no desempenho de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor de hidrocarbonetos.

Capítulo	Página	Parágrafo	Linha
1	24	2	
1	24	3	
2	33	3	
2	37	2	2
2	38	1	10
2	49	2.4	9
2	49	2.5	1
2	49	2.5	4
2	53	1	12
3	55	2	6
3	56	1	2
3	61	4	1

*Leia-se...*

*Onde se lê...*

Este parágrafo deve ser excluído.

Por outro lado, nos Mas por outro lado, os sistemas...

...especialmente do compressor possa ser o menos pesado possível.

$NH_3$

Não reage...

Calor latente a pressão (kJ/kg mol)

pressão atm (kJ/kg mol)

Viscosidade (Mpa.s)

(Wm/K)

ascende produz...

inflama produz...

...uma parte da energia recebida...

térmica recebida...

...realiza-se a custa da...

...realiza-se por meio da...

...representamos...

...representam-se...

64	1	4	...de calor sensível que... ...de calor de mudança de fase que...
64	1	5	...de calor latente... ...de calor de
65	1	1	...o calor que recebe o de sobreaquecimento...
76	3	3	...seja a mínima as mínimas possíveis. possível.
77	1	1	...uma mistura mecânica... uma mistura de gases...
78	3	3	...ou teor de gás no ou teor de gás na mistura refrigerante...
80	3	3	...e a <i>Multibras S.A.</i> ... ...e a <i>Multibras S.A. do</i> <i>Brasil</i> ...
83	2	7	...encontramos... ...encontra-se...
83	2	5	...é o valor da... ...é o valor menor das capacidades térmica da corrente de fluido das correntes de fluidos... menor...
93	1	6	...é a temperatura de... ...é a temperatura de evaporação do gás... evaporação do hidrocarboneto...
95	3	37	...do compressor que o... ...do compressor que é volume... volume...
97	1	5	...temos... ...tem-se...
97	2	5	...podemos... ...pode-se...
99	2	4	...temos... ...tem-se...
100	1	3	...claramente e a... ...claramente e a isotérmico e a medida... medida...



# SUMÁRIO

Lista de Figuras.

Lista de Tabelas

Lista de Símbolos

Resumo

Abstract

## CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO.

1.1 Prefácio 1

1.2 Análise da Problemática Ambiental 5

1.2.1 Camada de Ozônio 5

1.2.2 Equilíbrio natural da Camada de Ozônio 6

1.2.3 Causa principal do empobrecimento da Camada de Ozônio 7

1.2.4 Efeito Estufa 11

1.2.5 Coeficientes que caracterizam a influência de cada substância sobre a deterioração atmosférica 12

1.2.5.1 Potencial de esgotamento do ozônio 12

1.2.5.2 Potencial de aquecimento global 13

1.2.5.3 Impacto total equivalente sobre o aquecimento terrestre. TEWI (Total Equivalent Warming Impact) 13



14	1.2.6. Consumo dos CFCs na refrigeração
15	1.2.6.1. Contribuição da refrigeração ao efeito estufa
15	1.2.7. Protocolo de Montreal
16	1.2.7.1. Funcionamento do Protocolo
17	1.2.7.2. Calendário do cessar da produção dos HCFCs
19	1.2.8. Impacto do Protocolo na indústria da refrigeração
21	1.3. Revisão Bibliográfica
	1.3.1. Análise de alguns refrigerantes alternativos na refrigeração
22	doméstica
29	1.3.2. Comentários sobre sistemas alternativos de refrigeração
30	1.4. Objetivos da Pesquisa
30	1.5. Motivação da pesquisa
31	1.6. Divisão da dissertação
<b>CAPÍTULO 2 FLUIDOS REFRIGERANTES.</b>	
32	2.1. Características e propriedades fundamentais dos refrigerantes
33	2.1.1. Pressões de trabalho
34	2.1.2. Volume deslocado por tonelada de refrigeração
34	2.1.3. Potência elétrica por tonelada de refrigeração
34	2.1.4. Inflamabilidade
34	2.1.5. Toxicidade
35	2.1.6. Viscosidade e condutividade térmica
35	2.2. Classificação dos refrigerantes
35	2.2.1. Hidrocarbonetos Halogenados
36	2.2.1.1. Refrigerante CFC-12

65	3.4. Geladeira domestica. Funcionamento
62	no desempenho do sistema
	3.3.1. Influencia de algumas mudançãs nos parâmetros do ciclo
61	3.3. Ciclo real de compressão de vapor
59	3.2. Ciclo Padrão
58	3.1.2. Limites de temperaturas
56	3.1.1. Coeficiente de desempenho do ciclo teórico
55	3.1. Análise teórica de um ciclo
54	3. Ciclos de compressão mecânica de vapor e componentes
	<b>CAPITULO 3 CICLOS DE COMPRESSÃO MECÂNICA E COMPONENTES.</b>
50	na atualidade, o <i>R-134a</i>
	comparados com o refrigerante alternativo mais aceito
	2.3.3.1. Vantagens e desvantagens dos hidrocarbonetos quando
48	2.3.3. Hidrocarbonetos como refrigerantes alternativos
45	2.3.2. Substâncias naturais como alternativas
44	2.3.1.2. Refrigerante <i>MP-39</i>
42	2.3.1.1. Refrigerante <i>SUVA® R-134a</i>
42	2.3.1. Refrigerantes <i>DUPONT®</i> como alternativas mais usadas
40	2.3. Refrigerantes Alternativos
39	2.2.3. Hidrocarbonetos refrigerantes
39	2.2.2.2. Dióxido de Carbono
37	2.2.2.1. Amônia ( <i>NH<sub>3</sub></i> )
37	2.2.2. Compostos Inorgânicos
36	2.2.1.2. Refrigerante <i>HFC-22</i>

66	3.4.1. Compressor
67	3.4.2. Condensador
68	3.4.3. Dispositivo de Expansão
70	3.4.4. Evaporador
72	3.4.5. Filtro Secador
74	4. Préambulo
75	4.1. Influência dos gases inertes na mistura com um gás combustível
76	4.2. Hipótese principais
79	4.3. Particularidades das geladeiras pesquisadas
79	4.3.1. Geladeira <i>INPUD</i>
80	4.3.2. Geladeira <i>CONSUL</i>
81	4.4. Metodologia para o cálculo do fluxo mássico equivalente de hidrocarboneto puro
82	4.4.1. Cálculo do fluxo mássico para a geladeira <i>INPUD</i>
82	4.4.2. Cálculo do fluxo mássico para a geladeira <i>CONSUL</i>
85	4.4.2.1. Cálculo da efetividade $\epsilon$ do trocador de calor
86	4.4.2.2. Cálculo do valor <i>NUT</i>
87	4.4.2.3. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor <i>U</i>
88	4.4.2.4. Cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção $h_c$
90	4.5. Avaliação dos ciclos com a mistura. Metodologia para a análise
91	4.5.1. Processo no evaporador

**CAPÍTULO 4 AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA DOS CICLOS.**

152 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

148 Anexo E

136 Anexo D

134 Anexo C

122 Anexo B

120 Anexo A

118 1. Descrição dos anexos

## ANEXOS

115 5.3. Recomendações

113 5.2 Conclusões

113 5.1.3. Análise dos resultados obtidos para  $\lambda$

111 5.1.2. Análise da temperatura de saída da mistura do condensador

109 coeficiente de desempenho do ciclo, COP

5.1.1. Influência do coeficiente  $\lambda$  sobre o

109 5.1. Análise de resultados

## CAPÍTULO 5 RESULTADOS E CONCLUSÕES

101 4.7. Cálculo do parâmetro  $\lambda$

100 4.6. Cálculo do desempenho dos ciclos

98 4.5.4. Processo de estrangulamento

97 4.5.3. Processo de condensação

93 4.5.2. Processo de compressão

# LISTA DE FIGURAS

## CAPITULO 1

- 1.1. Consumo de CFCs na industria em 1986 14
- 1.2. Distribuição dos CFCs na industria da refrigeração em 1991 14

## CAPITULO 3

3.1. Representação do ciclo de Carnot em um diagrama  $T-s$  57

3.2. Representação de um sistema padrão de compressão a vapor 59

3.3. Representação dos processos de um ciclo padrão num diagrama  $P-h$  60

3.4. Comparação do ciclo real com o ciclo padrão num diagrama  $P-h$  62

3.5. Representação de uma geladeira doméstica típica 66

3.6. Tipos de condensadores posteriores 67

3.7. Esquema que representa o ciclo de uma geladeira que usa o trocador 69

de calor tubo capilar – linha de sucção

3.8. Representação em um diagrama  $P-h$  do ciclo de uma geladeira 70

com trocador de calor tubo capilar – linha de sucção

3.9. Diferentes formas geométricas dos evaporadores *roll bond* 71

3.10. Acumulador de sucção 72

## CAPITULO 4

4.1. Representação de um trocador de calor do tipo tubos concêntricos 85

102 4.2. Representação do espaço interior ou gabinete refrigerado de uma geladeira comum

102 4.3. Limites de inflamabilidade de  $H_2$ ,  $CO$  e  $CH_4$  misturados com  $H_2O$ , e  $C_3H_8$  e  $C_4H_{10}$  misturados com  $CO_2$  e  $N_2$  em diversas proporções.

103 4.4. Representação da reta *Limf*

## CAPÍTULO 5

110 5.1. Desempenho da geladeira vs.  $\lambda$ . Propano – Nitrogênio *INPUD*

110 5.2. Desempenho da geladeira vs.  $\lambda$ . Isobutano – Nitrogênio *INPUD*

111 5.3. Desempenho da geladeira vs.  $\lambda$ . Propano – Nitrogênio *CONSUL*

111 5.4. Desempenho da geladeira vs.  $\lambda$ . Isobutano – Nitrogênio *CONSUL*

112 5.5. Comparação da temperatura de saturação  $T_c$  para a

112 da mistura de condensação com a temperatura real de saída

112 5.6. Comparação da temperatura de saturação  $T_c$  para a

112 da mistura de condensação com a temperatura real de saída

112 da mistura de condensador  $T_3$ . (Isobutano – Nitrogênio, *CONSUL*)

# LISTA DE TABELAS

12	1.1. Valores de <i>ODP</i> para alguns gases refrigerantes
13	1.2. Valores de <i>GWP</i> para alguns gases refrigerantes
<b>CAPITULO 1</b>	
35	2.1. Hidrocarbonetos halogenados mais difundidos
37	2.2. Compostos inorgânicos usados como refrigerantes
40	2.3. Alguns dos hidrocarbonetos mais usados na refrigeração
49	2.4. Comparação de algumas das propriedades termodinâmicas do <i>R-12</i> com três hidrocarbonetos
49	2.5. Viscosidade e condutividade térmica
49	2.6. Comparação do impacto ambiental do <i>R-12</i> , <i>R-134a</i> e alguns hidrocarbonetos
50	2.7. Comparação das propriedades dos hidrocarbonetos com o <i>R-12</i> e o <i>R-134a</i>
<b>CAPITULO 4</b>	
79	4.1. Dados técnicos da geladeira <i>INPUD</i> (Cubana)
80	4.2. Dados técnicos da geladeira <i>CONSUL</i> (Brasileira)
	4.3. Valores de <i>R<sub>mdx</sub></i> , <i>L<sub>min</sub></i> e <i>L<sub>mdx</sub></i> para as retas que

136	Tabelas Anexo D
134	Tabelas Anexo C
122	Tabelas Anexo B
120	Tabelas Anexo A
	<b>ANEXOS</b>

108	4.6. Valores de $\lambda$ .
108	4.5. Valores de $x_{(HC)}$
106	de cada substância de interesse para cada caso
	4.4. Valores das massas moleculares e das massas
104	inflamabilidade do propano e do isobutano diluídos com $N_2$
	representam as curvas do limite inferior de



## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$  Área [ m<sup>2</sup> ]

$C_p$  Calor específico a pressão constante [ kJ / kg K ]

$C_v$  Calor específico a pressão constante [ kJ / kg K ]

$h$  Entalpia [ kJ / kg ]

$h$  Coeficiente de transferência de calor por convecção [ W/m<sup>2</sup> °C ]

$\dot{m}$  Vazão mássica [ kg / s ]

$M$  Massa Molecular [ kg/kgmol ]

$P$  Pressão [ kPa ]

$q$  Fluxo de calor específico [ kJ / kg ]

$\dot{Q}$  Taxa de transferência de calor [ kW ]

$\dot{Q}_e$  Capacidade de refrigeração [ kW ]

$R$  Constante particular [ kJ/kgmol K ]

$R$  Constante universal dos gases [ kJ/kg K ]

$T$  Temperatura [ K ]

$U$  Coeficiente global de transferência de calor. [ W/m<sup>2</sup> °C ]

$W_s$  Trabalho de compressão isentrópica [ kJ/kg ]

$W_r$  Trabalho real que recebe o fluido [ kJ/kg ]

## Índices

$c$  condensação, condensador

$\eta$  Eficiência

$\varepsilon$  Efetividade do trocador

mássico total da mistura.

$\beta$  Razão entre o fluxo mássico de um componente da mistura com respeito ao fluxo

$\lambda$  Razão entre o fluxo mássico de gás em relação ao fluxo mássico de refrigerante.

## **Gregos**

$NUT$  número de unidades de transferência de calor [ - ]

$COP$  Desempenho do ciclo [ - ]

$k$  Razão entre calores específicos [ - ]

## **Adimensionais**

$m$  parâmetros de misturas

$R$  refrigerante hidrocarboneto

$G$  gás inerte

$e$  evaporador, evaporação

## RESUMO

As pesquisas na busca de refrigerantes alternativos que possam substituir os refrigerantes tradicionalmente usados nos sistemas de refrigeração por compressão a vapor de pequeno porte, abarcam desde substâncias sintéticas até as substâncias naturais. Dentro das substâncias naturais sobressaem os hidrocarbonetos por suas excelentes propriedades como refrigerantes e a possibilidade que oferecem de serem substitutos "drop in" em algumas instalações já usadas, misturados em diferentes composições ou até puros em alguns casos. Embora as inúmeras vantagens que oferecem, por serem substâncias altamente inflamáveis, os hidrocarbonetos são pouco aceitos como refrigerantes em muitos países. Este trabalho contém um levantamento bibliográfico sobre as últimas pesquisas realizadas sobre a utilização de hidrocarbonetos em geladeiras domésticas, vantagens e desvantagens, o que inclui a comparação dos fluidos hidrocarbonetos com maiores potenciais de uso com outros grupos de refrigerantes tradicionais. Neste trabalho estudam-se as possibilidades que existem de misturar hidrocarbonetos com um gás inerte, ou não-condensável, que iniba, em caso de vazamento ao ambiente, a formação de uma mistura inflamável com o ar atmosférico. O gás nitrogênio foi escolhido pela sua grande disponibilidade e já ser o componente principal do ar atmosférico. Como ocorre com outros gases inertes, o nitrogênio tem a tendência de modificar os limites de inflamabilidade das misturas de gases inflamáveis, principalmente aumentando o valor do limite de inferior de inflamabilidade. É feito um estudo da influência da presença, no ciclo de refrigeração, deste gás inerte principalmente, no desempenho do ciclo de duas geladeiras domésticas.

## ABSTRACT

New alternative refrigerants for vapor compression refrigeration system of low capacity are continually tested looking for the substitution of traditional refrigerants. Natural and synthetic substances are investigated with this purpose. The hydrocarbons are one group among the natural substances with better characteristics, including, the possibility of a drop in substitution in pure or mixed state at different proportions. Their high inflammability properties, however, have been presented as a hurdle to avoid their widespread usage as refrigerants.

The present work presents an extensive literature review about the use of hydrocarbons (propane and isobutane) in domestic refrigeration equipment. Advantages and disadvantages of these substances are mentioned and a comparison with traditional refrigerants are made. An study is carried out to investigate the possibility of adding inert or non-condensable gases into the refrigeration system along with the hydrocarbon aiming to increase the lower inflammability limit, in case of leakage. Nitrogen was studied for this purpose and their effect on the performance of two domestic refrigerators were examined.

# I INTRODUÇÃO

## *1.1. Prelúdio.*

A refrigeração é uma tecnologia essencial na vida atual. Sua aplicação é variada e inclui, entre outros, conservação de alimentos, ar condicionado para o conforto térmico de residências, escritórios e outros, em processos químicos e industriais, na medicina e na indústria de materiais.

Embora os primeiros métodos de refrigeração tais como, a evaporação da água e a fusão do gelo, foram usados há muito tempo, os sistemas modernos de refrigeração mecânica foram introduzidos em aplicações domésticas, comerciais e industriais apenas no começo do século XIX. (Stoecker, 1993)

Desde que se inventou a primeira máquina frigorífica de éter em meados do século XIX, tem-se testado uma grande gama de fluidos como substâncias de trabalho em ciclos de compressão a vapor. Esses fluidos devem ter propriedades específicas que lhes permitam operar nesses sistemas, cuja função principal é evidentemente absorver calor a baixa temperatura e rejeitá-lo a temperatura e pressão mais altas.

Até 1920 apenas se usaram como refrigerantes substâncias naturais, e o fluido mais amplamente usado foi a amônia, mas em 1930 a “*General Motors*” fabricou a primeira geladeira “*Frigidaire*” com gases cloro-fluoro-carbonados CFCs, os quais dominaram a indústria da refrigeração por muitas décadas daí por diante. (Stoecker, 1987)

Mesmo que a qualidade de vida do homem comum tenha melhorado durante o período de desenvolvimento da refrigeração moderna, hoje enfrentam-se dois problemas fundamentais por causa disto: o grande consumo energético e a deterioração do meio ambiente.

A quantidade de energia usada para a refrigeração no mundo é uma parte significativa da energia total consumida globalmente, o que explica a necessidade de desenvolver sistemas de refrigeração muito eficientes. Por outro lado, durante meio século, os clorofluorocarbonetos (CFCs), que são as substâncias mais prejudiciais para a camada de ozônio, foram considerados milagrosos, de uma utilidade incomparável para a indústria da refrigeração e aos consumidores e inócuas para os seres humanos e o meio ambiente. O fato destas substâncias serem inertes, muito estáveis quimicamente, não inflamáveis, não tóxicas e fáceis de produzir e armazenar, diminuiu o interesse dos cientistas no uso das substâncias naturais, tendo como exceção a amônia que seguiu-se usando nas instalações de maior capacidade.

Com o decorrer dos anos, começaram-se a ver os efeitos destrutivos que tinham aquelas substâncias manufaturadas sobre a vida no planeta e, em 1987, os governos de alguns países do mundo, concordaram em solucionar este grave problema assinando o Protocolo de Montreal relativo às substâncias que afetam a camada de ozônio. Foi um acordo notável que estabeleceu um precedente para uma maior cooperação internacional com o objetivo de se encarar os problemas globais do meio ambiente.

Sob os auspícios do Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (PNUMA), cientistas, representantes industriais e governos se reuniram para iniciar uma ação preventiva global contra a ação dos CFCs e o resultado foi um acordo mediante o qual se comprometeram os países desenvolvidos a uma ação imediata e os países em vias de desenvolvimento a cumprir o acordo num prazo de dez anos.

Em 1990, numa revisão feita ao Protocolo de Montreal, decidiu-se pela paralisação da produção dos refrigerantes halogenados para a comunidade europeia até 1995, até o ano 2000 para os demais produtores em nível mundial e sua total eliminação em 2030.

Frente à futura escassez dos refrigerantes sintéticos usados até o presente, são de grande importância as pesquisas realizadas com o objetivo de encontrar substâncias de trabalho novas para substituírem os refrigerantes até agora usados nas instalações de refrigeração e ar condicionado e que sejam seguras para o meio ambiente.

A indústria da refrigeração faz tempo desenvolveu os hidroclorofluoro carbonetos (*HCFCs*), substâncias que ao ter hidrogênio em adição ao cloro e ao flúor tem menor estabilidade química e, conseqüentemente, uma vida atmosférica mais curta, o que evita que o gás chegue à estratosfera. Na realidade chegam à atmosfera menor porcentagem de *HCFCs* que de *CFCs*, que é um composto muito mais estável, mais ainda assim os *HCFCs* prejudicam o meio ambiente.

Mais tarde surgiu outro grupo de substâncias sintéticas, os hidrofluorocarbonetos (*HFCS*), que não colaboram com a destruição do ozônio mais influem no efeito estufa. Essas substâncias são as mais usadas como alternativas na atualidade embora provoquem inúmeros problemas técnicos e econômicos que serão analisados no presente trabalho.

Outra categoria estudada são os refrigerantes naturais como a amônia, os hidrocarbonetos (*HCS*) puros e suas misturas. Estas alternativas são estudadas internacionalmente por um grande grupo de cientistas. A limitação fundamental desta variante, no caso da amônia é a sua toxicidade e no caso dos hidrocarbonetos sua inflamabilidade.

No caso particular dos hidrocarbonetos, embora tenham características termodinâmicas ótimas e sejam substâncias muito compatíveis com os sistemas que trabalham com *CFCs* e *HCFs*, o simples fato de serem substâncias altamente inflamáveis paralisou por muitos anos as possibilidades de serem usadas negando todas as enormes vantagens que envolvem.

Uma opinião bastante geral entre muitos entendidos da problemática é que no passado (anos 1940-1950) ao se usar esses refrigerantes eram comuns os acidentes. Na atualidade tem-se conhecimentos importantes que podem minimizar as probabilidades de ocorrência de explosões e incêndios até níveis de segurança razoáveis, além disso, a quantidade de gás necessário em pequenas instalações domésticas é muito pequena, aproximadamente a terça parte da carga de *CFCs* necessária para obter o mesmo efeito refrigerante, mas ainda assim existe uma grande resistência à adoção destas substâncias.

Um exemplo feliz de hidrocarbonetos substituindo um *HCFs*, é o propano que tem substituído ao *R-22* em instalações hermeticadas de pequenas capacidades. Foi verificado que quando o propano substitui o *R-22* o custo das mudanças necessárias no sistema (tubo capilar e lubrificante) é baixo e que a carga de refrigerante é reduzida também em até 50 % quando comparada a carga necessária em um sistema operando com *R-22* para a mesma geometria. Esse fato se deve principalmente à maior capacidade de refrigeração dos hidrocarbonetos em relação à mesma quantidade de *R-22* (*Tengblad, 1993*).

No presente trabalho, apresenta-se uma nova abordagem dentro da procura de substitutos para as substâncias condenadas, usando hidrocarbonetos, sobretudo no aspecto referente à segurança e modificações nos ciclos.



Sua concentração na atmosfera é pequena, aproximadamente 1 ppm, concentrando-se em sua maioria na estratosfera, a uma altura entre 20 e 35 quilômetros da superfície da terra, faixa na qual denomina-se camada de ozônio e onde encontramos concentrações de até  $10^{12}$  ppm. É esta camada a que constitui a proteção da terra, pois esta absorve as radiações ultravioletas do sol, que são letais para a vida no planeta,

oxigênio para a vida do homem. (Rowland e Molina, 1974)

ácida; mas para a segurança da terra, na estratosfera, o ozônio é tão importante como o parte do "smog" fotoquímico e das substâncias conhecidas popularmente como chuva da superfície da terra, o ozônio é um poluente que causa muitos problemas, formando combinam com uma molécula de oxigênio e formam as moléculas de ozônio,  $O_3$ . Perto terrestre, faz com que sejam liberados átomos livres de oxigênio. Estes átomos se camadas altas da atmosfera e sobre o óxido nítrico na atmosfera perto da superfície A ação dos raios ultravioletas do sol sobre as moléculas de oxigênio nas

### *1.2.1. Camada de Ozônio.*

Nos últimos anos, a utilização de refrigerantes convencionais e alguns outros produtos químicos tem sido questionados devido a uma nova exigência: a proteção ao meio ambiente. As indústrias que produzem, usam e consomem esses produtos devem reconsiderar sua utilização e eliminá-los em um tempo determinado, como é o caso dos clorofluorocarbonetos (CFCs), devido ao fato desses compostos atuarem diretamente no empobrecimento da camada de ozônio e no aumento do efeito estufa. Devido aos poucos conhecimentos que existem das reações químicas que ocorrem na atmosfera e suas consequências, é bom começar lembrando a lógica do raciocínio que levaram aos cientistas a tomar a decisão de eliminar os CFCs.

## *1.2. Análise da problemática ambiental.*

impedindo-as de chegarem à superfície terrestre (PNUMA, 1995).

As contínuas informações sobre a diminuição da espessura da camada de ozônio em latitudes polares, justificam o crescente alarme, pois a deterioração dela é hoje o problema ambiental mais grave que enfrenta a humanidade.

### 1.2.2. Equilíbrio natural da Camada de Ozônio.

A intensidade da produção de ozônio depende diretamente da intensidade da radiação solar ( $h\nu$ ) e flutua em função da latitude e da estação do ano. Os compostos naturais de nitrogênio presentes na atmosfera parecem ser os responsáveis pela estabilidade na concentração do ozônio.



A molécula de ozônio tem grande reatividade e é por isso que se encontra muito

escassa (menor de 1 ppm) na densa atmosfera perto da superfície da Terra onde se acumulam muitos poluentes. Entretanto, são dissociadas pela radiação solar e por reações naturais com outras moléculas, mesmo com o  $NO$ , o que provoca uma destruição líquida do ozônio e o resultado será um ligeiro aquecimento atmosférico. (Dugard, 1997).



A molécula de  $NO$  reage com o ozônio produzindo uma molécula de  $NO_2$  e uma molécula de oxigênio para depois, numa reação com um radical livre de oxigênio

Segundo o critério da maioria dos cientistas, o entraquecimento da camada de ozônio deve-se ao incremento contínuo da concentração de vários gases poluentes, em especial, dos cloroftuorocarbonetos, principalmente os refrigerantes *R-11* e *R-12*, que são os gases mais usados na refrigeração, em espumas e aerossóis e em solventes na indústria eletrônica. A existência destas substâncias na atmosfera pode ser devido a duas

anos (*Rowland e Molina, 1974*).

Essas equações indicam que os átomos de cloro podem destruir milhares de moléculas de ozônio antes de serem destruídos. Isto se deve ao fato de que o cloro é um elemento muito estável e só pode ser dissociado fotoliticamente com uma radiação entre 170 nm e 220 nm e dessa dissociação é que se produz o radical *Cl* livre que debilita cataliticamente a camada de ozônio e que tem uma vida atmosférica de mais de 100



teoria sobre o efeito danoso do cloro na atmosfera segundo a seguinte reação:

Em 1974 dois cientistas norte-americanos, *Rowland e Molina* apresentaram a

### 1.2.3. *Causa principal do empobrecimento da camada de ozônio.*

O exposto acima pelas equações de reação, mostra que existe um equilíbrio natural entre a destruição e a formação do ozônio, o qual depende basicamente da altura, encontrando seu máximo na camada de ozônio.



produzir novamente *NO* e *O<sub>2</sub>*, assim a molécula de ozônio foi destruída.

causas:

*Fontes naturais:* Considera-se que as emissões cloradas devidas à decomposição na atmosfera de gases de origem natural e às erupções vulcânicas deram como resultado um conteúdo de cloro de 0,6 ppm em 1950. Essas emissões naturais são relativamente estáveis no tempo e contribuem ao equilíbrio da concentração de ozônio.

*Fontes antropogênicas:* Em 1980, o conteúdo de cloro era de 2 ppm e desde 1988 de 3 ppm. Este aumento dos valores médios de cloro na atmosfera, é sido atribuído ao cloro contido em substâncias produzidas pelo homem.

O incremento do conteúdo destes gases na atmosfera é diretamente proporcional à diminuição do ozônio e de acordo com os modelos matemáticos estabelecidos, uma redução de 15 % do ozônio, provoca um aumento aproximadamente de 30 % dos raios ultravioletas que chegam à superfície da Terra. Isto modifica a estrutura térmica da atmosfera, com possíveis consequências importantes nas condições climáticas do planeta e efeitos desastrosos sob os ecossistemas marinhos e terrestres. Tais incrementos nos níveis de radiação ultravioleta devido a uma diminuição mínima do ozônio estratosférico, provoca um incremento do número de casos de câncer de pele, assaduras, problemas visuais, entranquecimento ou desaparecimento de alguns árvores e animais, além de uma ação forte sobre determinados materiais. (*Stephen e Andersen, 1997*)

Os efeitos devastadores deste tipo de radiação sobre os mecanismos moleculares das células, nas quais ocorre a fotossíntese, pode ocasionar estragos no desenvolvimento do fitoplâncton e alterar com isso a cadeia alimentar no oceano, com consequências adversas para a alimentação da população mundial e de uma forma especial para os países tropicais (*PNUMA, 1995*).

Desde os anos 70 este tema começou a ser notícia de interesse mundial quando foi detectada uma redução notável da espessura da camada de ozônio sobre a Antártica.

Em 1985 um interessante descobrimento acordou ao mundo, ao comprovar-se que os resultados das observações realizadas na Bahía de *Halley*, na Antártica, mostravam perdas de até 40% do ozônio total durante o inverno austral. Este lugar onde se detectou esta diminuição é no denominado "Buraco na Camada de Ozônio da Antártica". Este fenômeno foi verificado mais tarde por meios técnicos com sondas de ozônio e observações de satélite, mas ainda constitui um enigma, já que ocorre apenas em determinados meses do ano.

Medições no polo sul mostraram que a concentração de ozônio diminuiu quase 50% a partir de 1960. O primeiro relatório que analisou estas medições foi preparado pelos membros do "*British Antarctic Survey*" e publicado em 1986. Um relatório mais recente foi anunciado por "*The Ozone Trends Panel*" (Painel sobre as Tendências do Ozônio), composto por mais de 100 reconhecidos pesquisadores atmosféricos e auspiciados pelas Nações Unidas. O relatório revelou que a quantidade de ozônio no mundo tem decrescido mais de um 2% durante a década passada e que as mudanças na concentração do ozônio são devido principalmente à abundância dos *CFCs* na atmosfera (PNUMA, 1995).

O decréscimo observado pelo *TOMS*, "*Total Ozone Mapping Spectrometer*", através do satélite "*Nimbus*", mostra que no hemisfério sul esta diminuição da concentração do ozônio é maior e que possui uma variação relacionada com as estações climáticas. Nesta região, durante a longa noite polar, ocorrem movimentos fortes do ar, onde as massas de ar são muito geladas e permanecem relativamente isoladas das pertencentes às latitudes médias. Com a chegada dos primeiros raios do sol, em princípios de setembro, o ozônio decresce rapidamente. Esse decréscimo chega a ser de 50% a 60% no interior do vórtice a finais de outubro. Esse fenômeno ocorre praticamente todos os anos.

A partir de 1980, os anos 1985, 1987, 1989, 1991 e 1992 estão associados a uma formação mínima de ozônio, entre 100 e 150 unidades “Dobson” comparadas às 300 unidades dos anos 1970. (PNUMA, 1995).

Outros resultados obtidos das medições realizadas por esse sistema de vigilância internacional, revelam que entre 1989 e 1991 a espessura da camada se debilitou entre 3% e 4% nas latitudes médias e polares. Nos anos atuais se estima que o buraco na camada de ozônio tem as dimensões do Canadá ou dos Estados Unidos e tão profundo quanto um vulcão.

A NOZE, “National Ozone Experiment” criada em 1986, pela NOAA “National Oceanic and Atmospheric Administration” a partir da estação de Mcmurdo na Antártica, permitiu as primeiras medições no vórtice polar. Esta experiência revelou a quase desaparecimento do ozônio sobre uma camada relativamente fina, entre os 14 e os 17 km de altura e a supremacia da química do cloro, que se traduz numa concentração elevada do radical CIO. O conjunto de resultados mostra claramente que a reação química com o cloro é verdadeiramente a causa principal da destruição do ozônio, especialmente as grandes quantidades concentradas do radical CIO, cem vezes mais elevado que as quantidades correspondentes à latitudes médias, o que confirma as previsões de Rowland e Molina. (Houghton, 1995)

Os países da região tropical estão expostos a um maior perigo devido a duas razões fundamentais: uma é que a intensidade e quantidade de radiação ultravioleta é maior nesta faixa devido à proximidade ao equador e a outra é que o ozônio se encontra em menor concentração por causa da distribuição não uniforme do ozônio na atmosfera da Terra.

Na atualidade existe um sistema mundial de observação do ozônio, dirigido pela Organização Meteorológica Mundial e composto por mais de 140 laboratórios

variem de um modelo a outro, em todos os casos, a duplicação da concentração  
Embora os critérios sobre o aquecimento da atmosfera pelo  $CO_2$  e outros gases

alcançar recentemente um ritmo anual de 3,6 a 4 ppm (*Hartley, 1991*).

ppm em 1986 e que o ritmo de crescimento desta concentração tem-se acelerado até  
média de  $CO_2$  na atmosfera planetária aumentou de 275 ppm na era pré-industrial a 345  
respiração e putrefação) e a absorção (pela vegetação). Estima-se que a concentração  
de  $CO_2$  presente na atmosfera é um equilíbrio entre a emissão (por combustão,  
Igualmente à água, o  $CO_2$  faz parte do ciclo indispensável da vida. A quantidade

superfície da terra, impedindo que estas irradie para o espaço.

absorvem as radiações infravermelhas de grande comprimento de onda emitidas pela  
Isto se deve a que estes gases deixam passar a radiação solar incidente embora

como o vapor de água, tem provocado transtornos no clima terrestre.

aquecimento terrestre, principalmente uma acumulação de gás carbônico e outros gases  
vida. Na atualidade a acumulação de substâncias na atmosfera que acentuam o  
O efeito estufa controla a temperatura na terra, permitindo a manutenção da

#### *1.2.4. Efeito estufa.*

*Swisscontact-Ecozone, 1996*).

que acentuam a eficácia dos ciclos químicos destruidores de ozônio. (*Pro-Eco-*  
próximas aos  $-100^\circ C$  e a presença de nuvens estratosféricas polares são outros fatores  
meteorológicas extremas encontradas no vórtice polar, com temperaturas muito baixas,  
campanha de investigações aplicando meios aero-transportados e satélites. As condições  
Para corroborar e elucidar o fenômeno, em 1987 foi feita uma segunda

meteorológicos (*Obasi, 1997*).

terrestres, distribuídos em aproximadamente 60 países com o apoio de satélites

atmosfera destes gases conduziram a um aumento da temperatura média da terra de 1,5 a 4,5 °C, com consequências incertas sobre o nível dos oceanos, modificações da flora e da fauna e do clima de forma geral. As atividades humanas ocasionaram um aumento da concentração destes gases pela combustão de combustíveis fósseis por parte das atividades industriais, a calefação e o transporte. Além disso, com o incremento da temperatura do ar, aumenta-se o conteúdo em vapor de água da atmosfera, favorecendo o efeito estufa. (Rowland, 1997).

*1.2.5. Coeficientes que caracterizam a influência de cada substância sobre a deterioração atmosférica.*

#### 1.2.5.1. Potencial de esgotamento do ozônio. ODP.

É o coeficiente que representa a ação dos produtos que contêm cloro, como os CFCs e os HCFCs, sobre a camada de ozônio. É a redução estimada do ozônio, em regime permanente, por cada unidade de massa de gás emitido por ano à atmosfera em vazão contínua, referida à de unidade de massa de R-11. (Vide tabela 1.1)

*Tabela 1.1. Valores de ODP para alguns gases refrigerantes. (PNUMA, 1995).*

Substância	Nome	Fórmula	ODP
R-11	Triclorofluorometano	CCl <sub>3</sub> F	1,0
R-12	Diclorodifluorometano	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	1,0
R-13	Clorotrifluorometano	CClF <sub>3</sub>	1,0
R-114	1,2-Diclorotetrafluorometano	CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	1,0
R - 500	R-12 (73.8 %) e R-152 (26.2 %)		0,74
R - 502	R-22 (48.8 %) e R-115 (51.2 %)		0,34
R-22	Clorodifluorometano	CHClF <sub>2</sub>	0,05



### 1.2.5.2. Potencial de aquecimento global. *GWP*.

É um índice que caracteriza a contribuição dos gases ao efeito estufa comparado com  $CO_2$ . O *GWP* pode definir-se como a integração, durante um tempo dado, da contribuição adicional de 1 kg de um gás, em comparação com a contribuição de 1 kg de  $CO_2$ . Seu valor então varia segundo o período de tempo de integração considerado.

(Vide tabela 1.2)

### 1.2.5.3. Impacto total equivalente sobre o aquecimento terrestre. "Total

*Equivalent Warming Impact*, *TWFI*.

É um coeficiente que permite considerar simultaneamente as concentrações

diretas (emissões de refrigerantes) e as indiretas (consumo energético), expressada em kg de  $CO_2$ . Ou seja a quantidade de  $CO_2$  equivalente ao *GWP* de um gás que contribui ao efeito estufa e a quantidade de  $CO_2$  produzido pelo consumo de energia. Este coeficiente é um fator de grande importância, usado atualmente para avaliar os refrigerantes alternativos.

*Tabela 1.2. Valores de GWP para alguns gases refrigerantes (PNUMA, 1995).*

Gás	20 anos	50 anos	100 anos	200 anos	500 anos
$CO_2$	1	1	1	1	1
CFC-11	4500	4100	3400	2400	1400
CFC-12	7100	7400	7100	6200	4100
CFC-113	4600	4700	4500	3900	2500
CFC-114	6100	6700	7000	7000	5800
CFC-115	5500	6200	7000	7800	8500
HFC-123	330	150	90	55	30
HFC-134a	3100	1900	1200	730	400
HFC-22	4200	2600	1600	970	540

1.2.6. Consumo dos CFCs na refrigeração.

A indústria frigorífica é uma indústria milionária que atende à refrigeração doméstica, comercial e industrial, o transporte frigorífico, tratamento e armazenamento de alimentos e a climatização de edificações e veículos. Na maioria destas aplicações se utilizam os CFCs. A refrigeração é responsável pela quarta parte do consumo mundial de CFCs, como podemos ver na figura 1.1.

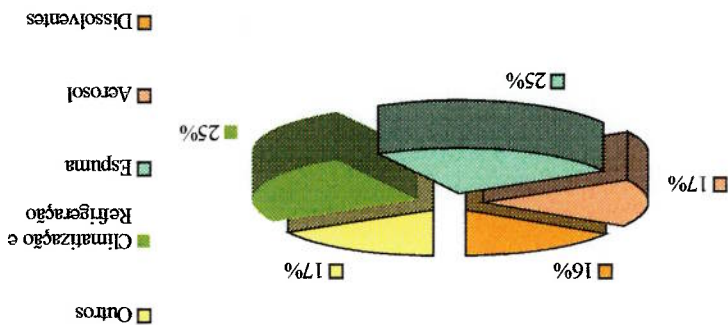


Figura 1.1 Consumo de CFCs na indústria em 1986. (Noland, 1992)

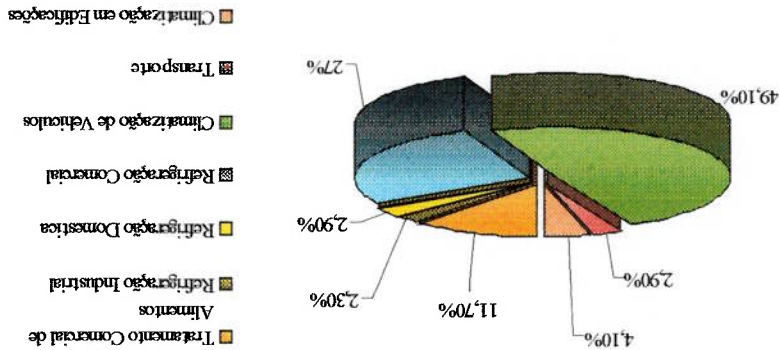


Figura 1.2 Distribuição dos CFCs na indústria da refrigeração em 1991. (Noland, 1992)

Dentro da indústria da refrigeração, o setor de refrigeração industrial responde por quase a metade do consumo total, como mostrado na figura 1.2.

#### 1.2.6.1. Contribuição da refrigeração ao efeito estufa.

A refrigeração é responsável por dois terços dos fatores que causam o efeito estufa, primeiramente, pelo uso dos *CFCs* citados e, em segundo lugar, pelo consumo desnecessário de energia em instalações ineficientes. O maior consumo energético na indústria da refrigeração é o consumo de energia elétrica. A contribuição indireta representa o número de quilogramas de  $CO_2$  emitidos à atmosfera no momento da produção de cada quilowatt de eletricidade utilizada para produzir frio e para produzir as substâncias *CFCs* usadas nos sistemas.

Diferentes experiências e cálculos têm demonstrado que a contribuição indireta ao efeito estufa dos sistemas termodinâmicos é superior à contribuição direta associada à emissão da substâncias à atmosfera, por exemplo, para uma geladeira doméstica que trabalha com *R-12* e usa para isolamento espuma de poliuretano contendo *R-12*, a contribuição indireta (o  $CO_2$  produzido pelas combustões das centrais elétricas) representa 80% da contribuição do sistema termodinâmico ao efeito estufa e a emissão das substâncias à atmosfera representaria os 20% restante (*PNUMA, 1995*). A soma dessas duas contribuições é o *TEWI*, "*Total Equivalent Warning Impact*".

#### 1.2.7. *Protocolo de Montreal.*

O Protocolo de Montreal foi o primeiro acordo internacional em matéria de política sobre o meio ambiente, cuja finalidade é prevenir a deterioração atmosférica. Subscrito em 16 de setembro de 1987, é considerado uma continuação da convenção de Viena, de 22 de março de 1985. Esta convenção é um acordo voluntário através do qual os signatários, acordaram tomar medidas concretas para a proteção da camada de

ozônio.

Na reunião de Montreal, 49 nações, entre elas a maioria das nações Europeias, Canadá, EUA e Japão, consumidores do 80% dos produtos mencionados, assinaram o Protocolo, incluindo também o Brasil. Nesta reunião as nações participantes se comprometeram a proteger a saúde humana e o meio ambiente contra os efeitos do esgotamento dos meios naturais de proteção à vida e, em dois anexos, os países participantes se comprometeram a colaborar nas investigações, observações e troca de informações.

O Protocolo elaborado sob os auspícios do Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (*PNUMA*), entrou em vigor em 1 de janeiro de 1989. Definiram-se as medidas que seus signatários deveriam tomar para limitar a produção e a utilização das substâncias controladas. Ao final de 1992 formavam parte do Protocolo mais de 80 países, 40 dos quais eram países em desenvolvimento.

#### 1.2.7.1. Funcionamento do Protocolo de Montreal.

Cada um dos compostos químicos controlados tem um *ODP* com relação ao *R*-11, ao qual foi designado arbitrariamente um *ODP* de 1. Esses valores são utilizados para calcular um índice do dano provocado à camada de ozônio por cada um dos países que produzem e utilizam estas substâncias. A utilização destas substâncias se define como sendo a produção total mais a importação e menos a exportação e do total se excluem as substâncias recicladas.

O efeito relativo da produção dos *CHCs* sobre o esgotamento do escudo da vida se calcula multiplicando a produção anual de cada um dos *CHCs* controlados por seu *ODP*. Estes totais se somam para obter um índice do dano potencial sobre o ozônio. Os países signatários deveriam ter reduzido este total de utilização em 50% em 1995, em

85% em 1997 e 100% no 2000, com relação às cifras de 1986. Os países em vias de desenvolvimento dispõem de um período de 10 anos a mais para cumprir esses requisitos.

Uma revisão feita em Londres em junho do 1990 adotou medidas de controle suplementares e ofereceu assistência técnica e financeira aos países em desenvolvimento, signatários do Protocolo. Dois anos depois, em Copenhague, novembro de 1992, teve lugar outro encontro dos signatários onde acordaram:

- acelerar o processo de extinção dos *CFCs* e os compostos halogenados,
- cessar por classes a produção dos *HCFCS*, segundo um calendário definido,
- combinar os volumes de produção, desde a data do cessar, para suprir as necessidades fundamentais dos países compreendidos no artigo 5 (países em vias de desenvolvimento, cujo consumo de *CFCs* por habitante é inferior a 0,3 kg/ano).
- regulamentar os novos produtos halogenados não utilizados no âmbito da refrigeração e do condicionamento de ar, como o brometo de metil e os hidrofluorocarbonetos.

### 1.2.7.2. Calendário do fim da produção dos *HCFCS*

O ano de referência tomado para iniciar este calendário é 1989. As quantidades de referência são as dos consumos de *CFCs* e de *HCFCS* em *ODP* equivalente. A quantidade de referência assim calculada, deveria reduzir-se segundo o calendário seguinte:

- menos 35% a partir de 1 de janeiro do ano 2004,
- menos 65% a partir de 1 de janeiro do ano 2010,
- menos 90% a partir de 1 de janeiro do ano 2015,

2. Hidrofluorocarbonetos (*HFCs*): Para os países desenvolvidos (países contidos no artigo 2), as datas para o fim do uso destas substâncias não foram mudadas, mas se em 1992. O cessar da utilização dos *CFCs* para esses países está fixado para o 2010.
- 2ª Reunião dos Signatários em Londres em 1990 e não as adotadas em Copenhague que estes poderiam adiar por mais 10 anos o cumprimento das medidas adotadas na artigo 5). Em Viena a situação desses países foi examinada novamente. Decidiu-se *CFCs* mais importantes seja menor que 0,3 kg por habitante (países incluídos no exceto nos países em vias de desenvolvimento e em aqueles cujo consumo anual do consumo dos *CFCs* foi fixada para o 1º de janeiro de 1996 em todos os países
1. Clorofluorocarbonetos (*CFCs*): Na reunião em Copenhague, a data limite para o fim entre o 5 e o 7 de Dezembro de 1995. A seguir um resumo das modificações propostas.
- O 7º encontro dos signatários do Protocolo de Montreal se realizou em Viena, a camada de ozônio, com segurança e economia.
- os *HFCs* devem ser usados de forma que levem a um valor mínimo sua ação sobre utilização existentes dos *CFCs*, os *HFCs* e os outros produtos citados e,
  - não deverá desenvolver-se aplicação nenhuma dos *HFCs*, salvo tratando-se de proteger a vida ou a saúde do ser humano. Seu uso deve limitar-se aos âmbitos de nenhum outro produto ou técnica melhor,
  - a utilização dos *HFCs* deverá limitar-se às aplicações para as quais não exista
- respeitar os três pontos seguintes:
- Também os signatários do Protocolo de Montreal devem esforçar-se em
- fim total a partir de 1 de janeiro do ano 2030.
  - menos 99,5% a partir de 1 de janeiro do ano 2020, e

lhes somaram outras exigências como que:

- limite para o consumo dos *HCFs* foi reduzido de 3,1% para 2,8% o que significa uma diminuição de todos os níveis de consumo em quase 10%, em comparação com os níveis fixados em Copenhague em 1992 e,

- para os países contidos do artigo 5, o consumo dos *HCFs* tem de ser paralisado 10 anos depois da data de paralisação acordada em Londres em 1990, isto quer dizer que o cessar total deve ser em primeiro de janeiro do 2040.

### *1.2.8. Impacto do Protocolo na indústria da refrigeração.*

As substâncias usadas na refrigeração, como dito anteriormente, contribuem indiretamente ao aquecimento global, já que a energia utilizada para a operação destes sistemas é produzida utilizando combustíveis fósseis, que emitem  $CO_2$  durante sua combustão.

Segundo pesquisas, o impacto indireto da indústria da refrigeração é alto mas o fator correspondente à geladeira doméstica será muito maior em 1999, o que indica que a eficiência energética e a quantidade de energia consumida pelo sistema de refrigeração doméstica deve ser considerada, já que é tão importante quanto à questão dos refrigerantes alternativos.

O *UNEP "United Nations Environment Programme"*, tem revisado os efeitos que trouxe o Protocolo de Montreal à indústria da refrigeração e do ar condicionado. Novos refrigerantes, materiais, projetos e métodos de resfriamento estão sendo desenvolvidos para enfrentar este desafio. Pelas medidas drásticas e a rapidez com que se desenvolvem, teme-se que não vão existir suficientes testes para garantir bons resultados destes novos sistemas. (Dowdeswell, 1998)

De acordo com a Agência de Proteção Meio Ambiental, *EPA*: "*Environmental*

*Protection Agency*”, em alguns países como EUA terão problemas pela escassez imediata dos refrigerantes. Além disso, espera-se um incremento dos preços e uma demora na obtenção de alternativas aceitáveis.

Para se prevenir desse problema, os signatários fizeram um plano que consiste em:

- estudar o tamanho das instalações e as condições dos equipamentos de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor, para prepará-los para o fornecimento dos novos refrigerantes.

- tomar medidas para assegurar a conservação do fornecimento dos refrigerantes existentes, recuperação, reciclagem e manutenção das instalações.

- avaliar as condições dos equipamentos e investimentos de manutenção e substituição considerando o custo total, o custo de operação, a disponibilidade de refrigerantes, as condições dos equipamentos existentes, as leis e os regulamentos vigentes e as considerações ambientais.

- também deve considerar-se o aspecto energético, incluindo uma análise de eficiência energética.

Para resolver esta problemática foram propostas as seguintes soluções divididas em três etapas que serão resumidas a seguir.

1. Solução imediata: É claro que o problema começou desde o instante em que deixaram escapar estas substâncias letais à atmosfera, as que destruíram parte do ozônio da estratosfera e por conseguinte diminuíram a espessura da camada protetora. Evidentemente a redução da emissão dos CFCs merece muita atenção, sendo importante tomar as seguintes medidas de controle:



Nas publicações científicas aparece uma grande quantidade de trabalhos que analisam o problema ambiental, o papel das substâncias que esgotam a camada de ozônio e as possíveis soluções a este problema. Na refrigeração, onde são mais consumidos os clorofluorocarbonetos (*CFCs*), definidos como os gases mais prejudiciais à atmosfera, o trabalho dos pesquisadores está dirigido no sentido de encontrar substitutos que sejam inócuos ao meio ambiente e que conservem a maior quantidade de parâmetros iguais aos das substâncias que estão sendo substituídas, o que

### ***1.3. Revisão Bibliográfica***

ambiente.

Os refrigerantes alternativos deverão ser completamente inofensivos a meio desenvolvendo novos refrigerantes que no futuro vão substituir os *CFCs* e os *HCFCs*. refrigerantes com zero *ODP*, pouco ou nada poluente. Atualmente estão-se 3. Solução definitiva a longo prazo: Esta última etapa consiste na substituição de

tempo de busca do refrigerante mais apropriado.

*ODP* muito menor que os *CFCs*, tornando-se assim uma alternativa para durante este refrigerantes com menor *ODP* como os *HCFCs* (exemplo o *R-22*). O *R-22* tem um 2. Solução na etapa de transição: Nesta etapa considera-se a utilização de alguns

às características intrínsecas que tem essas substâncias. (*Clodic, 1995*).

a reciclagem poderiam ser opções. Os *CFCs* podem ser recuperados e reciclados devido

Para minimizar o efeito dos vazamentos e perdas de refrigerante, a recuperação e

outras coisas, uma mínima vibração nos sistemas de condutos.

➤ introduzir um sistema mais eficiente de manutenção o qual vai garantir, entre

➤ reduzir os vazamentos de refrigerantes nas instalações.

Depois de assinar o Protocolo de Montreal em 1987, a indústria química desenvolveu uma campanha enorme para que a comunidade internacional adotasse os hidroclorofluorocarbonetos (HCFCs) em algumas aplicações da refrigeração e, mais tarde, os hidrofluorocarbonetos (HFCs) como substitutos dos clorofluorocarbonetos (CFCs) R-11, R-12, R-114, R-115 e R-502. Estas substâncias são patenteadas pela indústria química, que mantém um rígido controle sobre sua produção, distribuição e

*doméstica.*

### *1.3.1. Análise de alguns refrigerantes alternativos para a refrigeração*

Também estão sendo pesquisados sistemas alternativos de refrigeração para varias aplicações nas quais se usam substâncias naturais, como são os casos do ciclo de absorção-difusão (DA) e o ciclo Lorenz-Meutzner que aproveitam as características das misturas zeotrópicas de mudar de fase num "glide" de temperatura ou com uma variação de temperaturas em função da composição. (Radermacher e Kim, 1996).

*1993)*

Outra vertente das pesquisas atuais é a procura de realizar mudanças nos ciclos mais usados que facilitem diminuir as irreversibilidades termodinâmicas como resultado da operação ineficiente dos sistemas e da introdução dos refrigerantes alternativos nos mesmos, já que a melhora da eficiência energética dos sistemas influi indiretamente na proteção do meio ambiente pois, com a diminuição dos consumos elétricos e por conseguinte dos consumos de combustíveis fósseis, diminui também a emissão à atmosfera de CO<sub>2</sub> e outros gases que colaboram com o aquecimento terrestre. (Fischer,

refrigerantes são conhecidos como alternativos "drop-in".

permitirá que sejam utilizadas as instalações já existentes sem mudanças tecnológicas muito radicais e garantirá sua comercialização no mercado internacional. Esses fluidos

pregos. Entretanto ambos grupos de substâncias são ambientalmente insustentáveis já que são gases danosos de alguma forma à atmosfera.

Os *HFCs*, como o *R-22*, *R-141b* e o *R-123*, embora sejam gases menos estáveis que os *CFCs* e, devido a isto, cheguem à estratosfera em menor quantidade, ainda contém cloro na sua composição, portanto eles também colaboram diretamente com a destruição do ozônio estratosférico e o crescimento do buraco na camada de ozônio, razão pela qual são substâncias censuradas pelo Protocolo, a longo prazo.

Os *HFCs*, como o *R-134a* e o *R-152a*, desenvolvidos pela indústria química para substituir o *R-12* em várias aplicações, embora não estejam compostos por cloro tem flúor. O flúor é outro halogênio que por sinal é a substância que forma o ácido mais forte até hoje conhecido e é por isso que alguns especialistas químicos manifestam suas preocupações enquanto aos problemas ambientais que isto poderia provocar, possivelmente mais perigosos que os causados pelo cloro. Além disso, também colaboram com o aquecimento terrestre.

A utilização dos *HFCs* e dos *HFCs*, no critério de muitos pesquisadores, é contraproducente para tentar resolver uma crise ambiental como a que temos atualmente, porque umas destroem o ozônio, e outras colaboram com o incremento do aquecimento terrestre (Meyersen, 1997).

Na refrigeração doméstica, que é a maior e mais importante aplicação dos sistemas de refrigeração de pequenas capacidades, que dependia quase totalmente do *R-12*, novos refrigerantes começam a serem desenvolvidos e testados como resposta às exigências médio ambientais. Primeiramente foi testado o *R-22*, mas o refrigerante mais amplamente considerado como substituto do *R-12* em geladeiras domésticas tem sido o *R-134a*. Pesquisas teóricas baseadas num modelo de um ciclo simples, mostraram que a eficiência energética do sistema diminuiria quando comparado com o *R-12*.

Posteriormente resultados práticos comprovaram que a diminuição da eficiência energética estava na ordem de 4 a 10%, embora levando em consideração um subestriamento e um superaquecimento adequados, o R-134a mostra valores de desempenho equivalentes ao R-12 (Wilson e Basu, 1988; Behrens et al., 1990).

Infelizmente estudos recentes, feitos pela "Atlantic Consultants" da Alemanha, revelaram que o R-134a usado no ar condicionado de automóveis em 1995 no leste de Europa, vá gerar o equivalente de CO<sub>2</sub> de cinco usinas de potência. Do mesmo jeito, que o R-134a usado em automóveis em Japão pode contribuir para o efeito estufa com o equivalente em CO<sub>2</sub> de dez usinas de potência (Greenpeace, 1996).

Por outro lado, nos sistemas que trabalham com R-134a, que tolera menor quantidade de contaminantes que o R-12, encontram-se inúmeros problemas como a umidade no compressor e as destruições misturas com o óleo de lubrificação.

Outra alternativa potencial para o R-12 é o R-152a, outro HFC. Este refrigerante apresenta um GWP muito pequeno quando comparado com outras alternativas, mas sua inflamabilidade é seu maior inconveniente. Teoricamente esperava-se que o consumo energético dos sistemas com R-152a fosse entre 3 e 4% menor que no caso do R-134a, mas recentes pesquisas experimentais mostram que o desempenho obtido em sistemas com R-152a e o sistema equivalente com R-134a (com o mesmo compressor), é essencialmente o mesmo e foi confirmado que com o éster usado como óleo de lubrificação, apresenta uma ótima miscibilidade (Parnock et al., 1994; Vineyard et al., 1995; Komatsuzaki e Iizuka, 1992).

A consequência da dificuldade em se encontrar substâncias puras que puderam ser considerados refrigerantes "drop-in" para as instalações existentes na atualidade, foram sugeridas misturas binárias e terciárias. (McLinden e Radermacher, 1987; Jung e Radermacher, 1991; He et al., 1992)

mostram que o coeficiente de desempenho pode aumentar com estas misturas em sejam ambientalmente sustentáveis. Trabalhos teóricos e alguns trabalhos experimentais uma das soluções propostas é a utilização das misturas zeotrópicas de refrigerantes que Dentro das novas alternativas desenvolvidas e testadas em geladeiras domésticas, capacidade do sistema (Schulz, 1996).

ciclo, mudando a densidade do fluido de trabalho, resultando em uma variação da de calor diminuem e também possibilita mudar de composição durante o trabalho do interesse, porque a utilização destas possibilita que as irreversibilidades nos trocadores utilização de misturas de fluidos com diferentes pontos de ebulição voltou a ser tema de devido à necessidade que existe de desenvolver sistemas mais eficientes e seguros, a Na atualidade os objetivos principais no estudo das misturas são outros, pois

1990; Vineyard et al., 1989).

misturas zeotrópicas (Araújo, 1967; Tschaitkovsky e Kuznetsov, 1967; Didion e Bivens, temperatura constante, mas atravessando um "glide" de temperatura, o que é próprio das resfriamento ocorre, durante a mudança de fase do refrigerante, mas não a uma compressão de apenas uma etapa, e (2) pesquisar a conservação da energia quando o evaporador com uma moderada diferença de pressão durante um processo de refrigerantes com dois objetivos fundamentais: (1) conseguir uma baixa temperatura no Em 1960 realizaram-se muitas pesquisas sobre a utilização de misturas de

1930, desenvolvessem os refrigerantes halogenados (Stoecker, 1987).

1876, introduzira a amônia e quarenta e dois anos antes de que Midgley e Henne, em proposto primeiramente por Pictet em 1888, apenas doze anos depois de que Linde, em utilização das misturas de fluidos em sistemas de compressão a vapor tenha sido misturas de substâncias em sistemas de refrigeração e bombas de calor, embora a Há mais de trinta anos começaram-se a publicar trabalhos sobre a utilização de

algumas aplicações.

Entre os fluidos propostos encontra-se uma mistura de R-22 com R-142b, este último inflamável. As misturas de R-22 com outras substâncias são aceitas pelo Protocolo como substitutos transitórios e tem como vantagens a compatibilidade com o óleo lubrificante, muito usado nestas instalações. Por outro lado, sendo a quantidade do composto inflamável, muito pequena, o problema da inflamabilidade é eliminado. Desta forma esta substância pode ser considerada um "drop-in" (Won e Radermacher, 1993).

Resultados experimentais mostram que muitas misturas favorecem a diminuição nos consumos de energia nos sistemas, quando otimizados em termos de tamanho do capilar e de carga de refrigerante, porém com outras o consumo aumenta em pouco (Vineyard et al., 1989; Jung e Radermacher, 1991; Won e Radermacher, 1993).

Outros fluidos que estão sendo analisados como possíveis alternativas são as substâncias naturais como o CO<sub>2</sub>, a amônia e os hidrocarbonetos (HCs), esta última compete com os HCFCs e os HFCs como substitutos dos CFCs em instalações de pequenas capacidades.

Do ponto de vista termodinâmico e tecnológico, os hidrocarbonetos são a melhor alternativa para os CFCs, HCFCs e HFCs, em uma ampla faixa de temperaturas e capacidades. A única característica negativa destas substâncias é a sua inflamabilidade. Entretanto, no caso das geladeiras, que utilizam uma pequena carga de refrigerante (perto da terça parte da carga usada no sistema com R-12), esta é uma desvantagem pouco perigosa (Camporese et al., 1991; Bodin et al., 1993; Baskin e Chorowski, 1994; Liu et al., 1995).

Os hidrocarbonetos tem baixo custo e grande disponibilidade. São seguros ambientalmente já que são substâncias naturais, tem zero ODP e um GWP desprezível. Suas propriedades de transporte são muito boas, baixa viscosidade e maior

substituir ao R-12, mas trabalhos realizados por *Richardson e Butterworth* em 1995 e Infelizmente a maioria dos hidrocarbonetos puros não são adequados para

hidrocarbonetos no mundo e estima-se que para o 2000 será superior aos 40 milhões.

Em 1994 existiam aproximadamente 12 milhões de geladeiras que trabalhavam com Paulatinamente *Greenfreeze* foi dominando o mercado alemão em quase 100%.

substâncias é pelo menos 10% maior que para o R-12 (*Greenpeace, 1996*).

mais vendidos e 10% do preço do R-134a e a eficiência dos sistemas com estas disponíveis no mercado internacional por um preço de quase 50% abaixo dos CFCs como substância refrigerante pura. O propano e o isobutano são gases naturais funciona com uma mistura de propano-isobutano (R-290/R-600a) ou com isobutano doméstica funcionando com um hidrocarboneto. Esta geladeira, chamada *Greenfreeze*,

Em 1992 na Alemanha, se iniciou a comercialização da primeira geladeira

rapidamente.

países do artigo 5 ou em vias de desenvolvimento, onde estão sendo aceitos tecnologia dos hidrocarbonetos em países do artigo 2 ou desenvolvidos e também em Na Europa, a organização *Greenpeace*, tem estimulado a introdução desta

adequadas destas substâncias.

introduzidos em países em vias de desenvolvimento onde existiam disponibilidades domésticas com testes que simularam incêndios e explosões. Os resultados foram sistema. Já em 1992, *James e Missenden*, realizaram uma pesquisa em geladeiras geladeiras domésticas, e obteve excelentes resultados quanto ao desempenho do *Kuipjev* (1988), testou uma mistura de 79% de n-butano e 21% de propano em

com os óleos minerais usados na lubrificação nas instalações de R-12.

similares às do R-12 e R-22. Outra vantagem dos hidrocarbonetos é a boa miscibilidade condutividade térmica que outras alternativas e suas propriedades termodinâmicas são

outros, mostram que as misturas de propano e isobutano podem ser usadas em sistemas de *R-12* sem modificações e ainda com melhor desempenho. Foram testadas várias misturas e após várias horas de trabalho não foram detectados problemas no compressor ou degradação no óleo de lubrificação.

Os que se opõem à introdução dos hidrocarbonetos como refrigerantes no mercado e defendem os *HCFCS* e os *HFCs* argumentam que a tecnologia dos *HCS* se torna muito cara devido ao investimento em segurança dos sistemas por causa da sua inflamabilidade, o que não é totalmente certo, como será analisado posteriormente nesta dissertação. Várias pesquisas mostram que não são necessárias medidas especiais durante a operação dos sistemas, apenas uma boa ventilação durante a carga do sistema. Além do mais a carga de hidrocarboneto dentro dos ciclos é tão pequena quando comparada com a de *CHCs* ou *HCFCS* para as mesmas condições de trabalho, que em muitos casos não existe a possibilidade de formação de uma mistura inflamável em caso de vazamento para o gabinete do refrigerador.

Experimentos realizados na Holanda com geladeiras com uma média de 5 anos de uso, indicam que o propano, misturas de propano-isobutano e propano-butano, podem ser usadas como substitutos nesses equipamentos sem mudanças significativas nos componentes. O efeito refrigerante é similar e o consumo de energia é pelo menos equivalente e em alguns casos menor que com o *R-12*. Misturas perto do 50 % de propano e 50 % de isobutano apresentam características de saturação similares com a do *R-12* e o *COP* apresenta melhoras em proporção ao aumento de propano (*Richardson e Butterworth, 1995*).

Os *HCFCS* e os *HFCs* são alternativas para o período de transição, mas já os hidrocarbonetos oferecem soluções reais e são tecnologicamente confiáveis e sua adoção em definitivo é tão somente limitada por uma diminuição do perigo de



explosão ao mínimo possível, respeitando as normas de segurança internacionalmente impostas há muito tempo, para oferecer confiança e segurança aos consumidores.

Foi demonstrado que em geladeiras que usam *HCFCs/HFCs*, como pode ser a mistura de *R-141b/R-134a*, o custo de operação é cinco vezes maior que para os hidrocarbonetos, já que existem custos significativos associados à tecnologia necessária para preservar o *R-134a* de uma mistura indesejável com o lubrificante do compressor. Isto porque ao ser contaminado com o óleo de lubrificação este refrigerante muda seu comportamento e, além disso, existem custos associados a problemas que aparecem facilmente durante a operação dos sistemas com esta substância, principalmente nos compressores causados pela presença de umidade (Meyersen, 1997).

A eficiência energética das geladeiras que usam *HCS* é muito boa, tanto quanto, ou maior ainda, que para as geladeiras que usam *CFCs* ou *R-134a*. Utilizam-se óleos minerais como lubrificantes e não apresentam nenhuma dificuldade durante o serviço, como no caso do *R-134a*.

### *1.3.2. Comentários sobre sistemas alternativos de refrigeração.*

Também estão sendo pesquisados novamente sistemas de refrigeração que não usem as substâncias censuradas como é no caso dos ciclos de absorção e outros (Radermacher e Kim, 1996).

#### 1. Ciclo de absorção - difusão (*DA*)

O primeiro ciclo por absorção – difusão foi patenteado e colocado em prática em 1928 por *Platen e Munters*. Este sistema operava com circulação natural e combinava a circulação de um gás inerte entre o evaporador e absorvedor com a utilização de uma mistura de água e amônia entre o condensador e o evaporador.

A motivação da pesquisa foi a necessidade, decorrente das imposições do Protocolo de Montreal, de substituir-se os CFCs e outros refrigerantes muito usados por fluidos refrigerantes que não prejudiquem a camada de ozônio, além da questão da

### ***1.5. Motivação da pesquisa.***

1. Estudar os aspectos mais importantes relacionados com a adoção dos hidrocarbonetos como refrigerantes em instalações de refrigeração por compressão de vapor de pequenos porte, quanto a suas vantagens e desvantagens,
2. relatar como é possível minimizar o perigo de acidentes a causa da grande inflamabilidade destas substâncias, ao ser misturada a carga de hidrocarboneto com um gás não condensável ou inerte, garantindo uma atmosfera segura no caso de vazamento da substância refrigerante fora do sistema e,
3. analisar as variações dos parâmetros do ciclo e o desempenho do sistema principalmente com a presença do gás inerte.

### ***1.4. Objetivos da Pesquisa.***

1. Estudar os aspectos mais importantes relacionados com a adoção dos hidrocarbonetos como refrigerantes em instalações de refrigeração por compressão de vapor de pequenos porte, quanto a suas vantagens e desvantagens, e
2. Ciclo Lorenz-Meutzner.  
O ciclo de *Lorenz-Meutzner* é o mais avançado na exploração das vantagens termodinâmicas inerentes ao “*glide*” de temperatura que apresentam as misturas zeotrópicas durante a mudança de fase.  
Desde que em 1975, *Lorenz e Meutzner*, no XIV Congresso Internacional de Refrigeração, mostraram que uma geladeira-freezer operando com uma mistura de (R11/R22) experimentava uma redução do consumo energético de 20 %, tem-se testado algumas misturas de refrigerantes ambientalmente seguros e misturas de hidrocarbonetos.

Como visto o capítulo 1 trata da apresentação do problema e a revisão bibliográfica, no intuito de descrever de maneira inicial o problema. O capítulo 2 trata das propriedades e características principais dos refrigerantes, mostra alguns pontos de comparação entre os mais usados, assim como as alternativas mais usadas na atualidade. O capítulo 3 apresenta a teoria dos ciclos de refrigeração e mostra as principais características das geladeiras domésticas. No capítulo 4 se descreve a metodologia para a análise do problema pesquisado e as principais hipóteses que foram admitidas. O capítulo 5 apresenta a análise dos resultados obtidos. O capítulo 6 apresenta a conclusões do trabalho e as recomendações para próximas pesquisas. Em anexos as tabelas com os resultados dos cálculos.

## ***1.6. Divisão da dissertação.***

Como foi relatado na revisão bibliográfica e será analisado posteriormente na sequência desta pesquisa os hidrocarbonetos tem mostrado ser excelentes substâncias refrigerantes para serem substitutos dos *CFCS*, dos *HCFCs* e dos *HFCs* pelas suas características termodinâmicas, são ambientalmente sustentáveis, existe grande disponibilidade de hidrocarbonetos tanto para o mercado dos países mais desenvolvidos como para os países de poucos recursos, devido ao seu baixo custo e já que a única desvantagem reside na sua inflamabilidade, é lógico que as pesquisas devem estar encaminhadas no sentido de minimizar as possibilidades de ocorrência de acidentes no caso de vazamentos destas substâncias ao meio que circunda os aparelhos de refrigeração.

## 2 FLUIDOS REFRIGERANTES

### 2.1. *Características e propriedades fundamentais dos fluidos refrigerantes.*

Uma substância refrigerante é um meio que permite que haja trocas de calor de

um ambiente ou região fria para uma outra região mais aquecida. Geralmente, esse

processo de troca térmica ocorre em virtude da mudança de fase do fluido. O

refrigerante se evapora ao absorver calor a baixa temperatura e pressão e cede calor ao

condensar-se a alta temperatura e pressão. Estas substâncias são largamente usadas em

sistemas de ar condicionado, refrigeração e bombas de calor.

Para escolher um fluido como refrigerante, devem ser considerados vários

fatores. Esses fatores dependem da seleção apropriada de um conjunto de propriedades

termodinâmicas, químicas e físicas, as quais implicam em dados construídos e

operacionais dos ciclos. Entre as propriedades relevantes, podem ser citadas:

#### *Propriedades termodinâmicas:*

➤ Pressão e temperatura de evaporação e de condensação.

➤ Ponto de crítico.

➤ Entalpia específica de vaporização

➤ Razão entre calores específicos.

#### *Propriedades químicas:*

➤ Inflamabilidade.

➤ Toxicidade.

➤ Compatibilidade com os materiais de construção do sistema.

➤ Problemas que podem causar aos produtos que vão ser refrigerados em caso de

vazamento.

➤ Probabilidades de vazamentos e possibilidades de detecção dos mesmos.

➤ Estabilidade química.

#### *Propriedades físicas:*

➤ Viscosidade.

➤ Condutividade térmica.

➤ Ação sobre o lubrificante.

➤ Tensão superficial.

Uma combinação de propriedades termodinâmicas também permite determinar o

volume deslocado pelo compressor por tonelada de refrigeração, bem como a potência

específica de eixo necessária. É muito importante também que se considere o custo da

substância no mercado. Alguns desses fatores de comparação serão discutidos em

continuação.

### *2.1.1. Pressões de trabalho.*

As pressões de trabalho devem ser suficientemente baixas para que o material de

construção do sistema, especialmente o compressor. Por outro lado, devem ser, se

possível, superiores à atmosférica, para evitar que o ar entre no sistema no caso de

vazamentos. No caso de sistemas com substâncias que trabalhem com pressões menores

que a atmosférica, como é o caso do *R-11*, *R-113* e a água, é preciso um dispositivo para

purgar o ar.

### *2.1.2. Volume deslocado por tonelada de refrigeração.*

O volume de refrigerante que o compressor deve comprimir por tonelada de refrigeração indica aproximadamente o tamanho do compressor. Quando o compressor é alternativo, é desejável que o volume por tonelada seja pequeno para que o deslocamento necessário seja pequeno também. Já em compressores centrífugos é possível um volume por tonelada maior.

### *2.1.3. Potência elétrica por tonelada de refrigeração.*

Uma característica de muita importância na seleção do refrigerante é o coeficiente de desempenho ou a potência por tonelada. Essas características mostram a eficiência do ciclo frigorífico, e para cada substância refrigerante e para cada aplicação existem valores diferentes.

### *2.1.4. Inflamabilidade.*

O perigo de explosão influi na seleção do refrigerante. Os hidrocarbonetos tais como propano, etano e butano são altamente inflamáveis, de forma que são usadas unicamente naquelas instalações industriais que dispõem de segurança para a utilização de gases inflamáveis. Os hidrocarbonetos halogenados, como os refrigerantes R-11, R-12 e R-22, não são inflamáveis. A amônia apenas é inflamável quando misturada com ar em concentrações de 16% a 25% em volume.

### *2.1.5. Toxicidade.*

Um refrigerante é considerado tóxico se, ao ser mesclado com ar em pequenas quantidades, é danoso para o homem. Todos os refrigerantes comuns, com exceção do ar, podem causar sufocação mas apenas em grandes concentrações.

Numeração	Nome Químico	Formula Química
R-11	Tricloromonofluormetano	$CCl_3F$
R-12	Diclorodifluormetano	$CCl_2F_2$
R-13	Monoclorotrifluormetano	$CClF_3$
R-22	Monoclorodifluormetano	$CHClF_2$
R-30	Cloruro de metileno	$CH_2Cl_2$
R-40	Cloruro de metilo	$CH_3Cl$
R-113	Triclorotrifluoretano	$CCl_2FCClF_2$
R-114a	Diclorotetrafluoretano	$CCl_2F_2CF_3$
R-152a	Difluoretano	$CH_2CHF_2$

**Tabela 2.1.** Hidrocarbonetos halogenados mais difundidos.

O grupo dos hidrocarbonetos halogenados compreende refrigerantes que contêm um ou mais dos três halogêneos: cloro, flúor e bromo. A tabela 2.1 indica uma série de refrigerantes halogenados, sua classificação, nome e fórmula química.

### 2.2.1. Hidrocarbonetos Halogenados.

A norma 34 da Sociedade Americana de Engenheiros de Refrigeração (ASHRAE), classifica os refrigerantes em vários grupos. Os mais importantes são: os hidrocarbonetos halogenados, misturas azeotrópicas, hidrocarbonetos, compostos inorgânicos e as substâncias orgânicas não saturadas. (Stoeker, 1987)

### 2.2. Classificação dos refrigerantes.

A viscosidade e a condutividade térmica, são duas características muito importantes na seleção de uma substância refrigerante, já que influem diretamente na troca de calor. Para uma boa troca de calor, a substância deve ter baixa viscosidade e uma condutividade térmica grande.

#### 2.1.6. Viscosidade e condutividade térmica.

Estes refrigerantes foram desenvolvidos inicialmente em 1928 nas investigações realizadas pelos pesquisadores Kettering e Migley. Deste grupo de refrigerantes os mais populares são os conhecidos *R-12* e *R-22*.

#### 2.2.1.1. Refrigerante *CFC-12*.

O *R-12* é o mais amplamente usado em aparelhos de refrigeração doméstica, em condicionamento de ar, em comércio e indústria e em muitos outros tipos de sistemas de refrigeração. As propriedades do *R-12*, que o fazem tão útil, são as convenientes pressões de trabalho, a pequena potência que necessita o compressor por tonelada de refrigeração, além de não ser tóxico ou corrosivo de forma direta aos seres humanos embora, seja muito danoso à atmosfera, como analisado no capítulo 1.

#### 2.2.1.2. Refrigerante *HFC-22*.

Igualmente ao *R-12*, o *R-22* é muito utilizado já que não é tóxico e necessita de uma pequena potência no compressor por tonelada de refrigeração. Este refrigerante é usado, como o *R-12*, em unidades de pequeno porte para condicionamento de ar e, assim como a amônia, em sistema industriais de baixa temperatura e maiores capacidades, sobretudo naqueles casos em que a amônia não deve ser usada devido a sua toxicidade.

As vantagens do refrigerante *R-12* sobre o *R-22* são seu menor custo, pressão de condensação mais baixa, menor tendência a vazamentos e menor temperatura de saída do compressor.

Por outro lado, uma vantagem do refrigerante *R-22* é que o ciclo necessita uma vazão volumétrica menor por tonelada de refrigeração. Portanto para conseguir a mesma capacidade de refrigeração, um sistema com refrigerante *R-22*, usará um compressor menor embora o tamanho do motor seja o mesmo para os dois casos pois a potência



Designação Numérica	Nome Químico	Formula Química
717	Amônia	$NH_3$
718	Água	$H_2O$
729	Ar	
744	Dióxido de Carbono	$CO_2$
764	Anidrido Sulfuroso	$SO_2$

**Tabla 2.2.** Compostos inorgânicos usados como refrigerantes.

A amônia é um refrigerante muito conhecido, e tem sido usado em sistemas de média e grande capacidade mas, como é muito tóxico e um pouco inflamável em algumas concentrações, requer precauções adicionais como a utilização de um sistema de refrigeração indireto. Na atualidade, é considerado um dos melhores refrigerantes porque não afeta em nada a situação ambiental.

#### 2.2.2.1. Amônia. ( $NH_3$ )

Os primeiros refrigerantes foram os compostos inorgânicos, alguns dos quais são utilizados ainda na atualidade. Esses refrigerantes tem zero *ODP* e a maioria tem zero *GWP*. Os mais importantes são mostrados na tabela 2.2, também classificados de acordo com a norma da *ASHRAE*.

#### 2.2.2. Compostos Inorgânicos.

O *R-22* pode absorver muita mais umidade que o *R-12* antes de que se produza o congelamento na entrada da válvula de expansão. Também, por ser um *HFCs*, afeta em menor grau a camada de ozônio, assim como tem uma menor influência no efeito estufa. Em virtude disso, sua vida útil tem sido prolongada até o ano 2040 pelos protocolos internacionais.

consumida por toneladas de refrigeração com os dois refrigerantes é quase idêntica.

Como refrigerante tem muitas vantagens. As mais importantes são as seguintes:

- Tem boas propriedades termodinâmicas. Sob condições específicas de trabalho, o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração é um dos maiores.

- Não se dissolve em óleo de lubrificação.

- Não é sensível ao ar úmido e à água.

- É o refrigerante de menor custo na atualidade. Os equipamentos de refrigeração tem um custo competitivo, não apenas no investimento inicial, mas também nos custos operacionais (especialmente no consumo energético).

- Os vazamentos são facilmente detectados pelo seu odor.

- Não faz reação química com os materiais de construção dos sistemas de refrigeração, exceto com aqueles fabricados com cobre ou seus compostos. A amônia não pode ser usada como substituto num sistema construído para refrigerantes halogenados.

Como vantagens do ponto de vista do meio ambiente temos as seguintes:

- O gás de amônia é duas vezes mais leve que o ar. Com isso, em caso de vazamento, se dispersa rapidamente na atmosfera onde se decompõe em poucos dias.

- No caso de vazamento de líquido, a amônia se evapora imediatamente, graças ao seu baixo ponto de ebulição de  $-30^{\circ}\text{C}$  à pressão atmosférica, o que evita a poluição do subsolo e as águas da superfície terrestre.

- A amônia não tem efeito danoso sobre a camada de ozônio, já que é hidrogenado e não contém átomos de cloro ou de bromo.

- Não exerce influência no efeito estufa.

A principal desvantagem da amônia como refrigerante está em ser tóxico,

inflamável e tem um odor muito desagradável. Para maior segurança, quando usado para o condicionamento ambiental de um local é necessária a utilização de um fluido secundário. Apesar dessas desvantagens, apresenta-se como uma alternativa eficaz tanto do ponto de vista econômico, como em relação aos problemas ambientais.

#### 2.2.2.2. Dióxido de Carbono.

O  $CO_2$  é uma substância natural, não inflamável, não tóxica, com zero *ODP* e

zero *GWP* e sem odor. É compatível com os lubrificantes comuns e os materiais mais usados na construção dos componentes do sistema. Tem uma temperatura crítica muito baixa (30 °C) e a pressão crítica está abaixo de 74 bar. No passado, foi muito usada como substância de trabalho em instalações marítimas devido à sua segurança, mas na década de 1950, foi substituído pelos halocarbonetos, como consequência do processo de comercialização generalizada desses refrigerantes sintéticos no mercado. Entretanto, recentemente começou novamente o interesse por esta substância pelo desenvolvimento de novos sistemas de condicionamento de ar para veículos automotivos. Por outro lado é barato, quando comparado aos halocarbonetos e ainda mais se comparado com o R-134a, já que é uma substância que se pode obter como subproduto dos processos químicos de liquefação do ar atmosférico, sem custo adicional como ocorre na combustão de hidrocarbonetos. Além disso, sua densidade é pequena na fase líquida, o que permite que se tenha uma quantidade reduzida de refrigerante no sistema, bem como um tamanho menor das instalações, de uma forma geral.

#### 2.2.3. Hidrocarbonetos refrigerantes.

Os hidrocarbonetos são substâncias altamente inflamáveis, os limites de explosão mínimo e máximo estão na ordem de 1,5 a 2,1% e 8,5 a 11,4%, respectivamente, por volume de ar.

- influência da substância refrigerante em áreas biológicas e genéticas,
  - efeito de seus produtos de decomposição na atmosfera,
  - no caso de existirem possibilidades de explosão, deve-se delimitar as condições em que pode ocorrer,
  - impacto direto (*ODP* e *GWP*) e impacto indireto (consumo energético durante sua
- como:

Além das principais propriedades dos refrigerantes já analisadas, na atualidade é necessário considerar outros fatores de caráter ambiental para os novos refrigerantes,

### 2.3. Refrigerantes Alternativos.

Na realidade são usados há muito tempo nas indústrias de petróleo e na petroquímica, onde é comum a existência destas substâncias inflamáveis. Na atualidade estão sendo retomados, já que apresentam ótimas características para substituírem os hidrocarbonetos halogenados em muitas aplicações e são realizadas muitas pesquisas com o objetivo de otimizar sistemas usando hidrocarbonetos. Os mais usados são o propano, o propileno e misturas de propano e butano ou isobutano.

A tabela 2.3 apresenta alguns hidrocarbonetos que podem ser usados como refrigerantes, segundo a nomenclatura adotada pela *ASHRAE*.

Designação Numérica	Nome Químico	Formula Química
R-50	Metano	CH <sub>4</sub>
R-170	Etano	CH <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>
R-290	Propano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>
R-1270	Propileno	
R-600	Butano	
R-600a	Isobutano	

**Tabela 2.3.** Alguns dos hidrocarbonetos mais usados na refrigeração.

produção e utilização).

E deve existir, segundo as características de cada novo refrigerante, um arranjo

aceitável entre os seguintes critérios:

- contribuição ao efeito estufa,
- toxicidade para o homem,
- inflamabilidade,
- propriedades termodinâmicas,
- propriedades físicas da transferência de calor e de massa,
- propriedades da estabilidade química com os materiais que formam o sistema e com o lubrificante,
- rendimento e propriedades tecnológicas como consumo de energia, lubrificação e detecção de vazamentos,
- capacidade de espumar os isolantes plásticos e
- produção em massa a custos competitivos dos componentes do sistema

(principalmente dos compressores).

Laboratórios, centros de estudos e indústrias químicas e de refrigeração, ao

assinar o Protocolo de Montreal, transformaram num importante objetivo a busca de

novas substâncias. Doze dos produtores químicos mais importantes do mundo

iniciaram, em dezembro de 1988, um estudo conjunto da Aceitabilidade Ambiental dos

Fluorocarbonetos Alternativos (AFEAS). Os resultados foram apresentados às

comissões de avaliação do Protocolo a medida que ficaram prontos (Busongo, 1991).

Estudaram-se vários efeitos tais como o aquecimento terrestre, a toxicidade, a

cancerogênese (potencial de causar câncer), toxicidade no desenvolvimento (potencial

de causar defeitos de nascença), genotoxicidade (potencial de causar danos aos genes ou

cromossomas), entre outros. As substâncias examinadas foram os hidroclorofluoro carbonetos (HCFCs) e os hidrofluorocarbonetos (HFCs). Nestes dois grupos se incluem o HFC-134a, o HFC-152 e combinações de HCFCs como o R-22, R-123, R-124, R-125 e R-141b, alguns desses refrigerantes serão analisados a seguir.

### 2.3.1. Refrigerantes DUPONT® como alternativas mais usadas.

A firma "DUPONT® SUVA® Refrigerants", tem trazido muitos refrigerantes ao

comércio mundial tais como os chamados SUVA®: MP-39, MP-52, MP-66, HP-66, HP-62, HP-80 e HP-81, que se tem usado como alternativas transitórias e não param os estudos e testes com os mesmos devido a alguns problemas que provocam, como o efeito estufa no caso do R-134a e problemas operacionais.

#### 2.3.1.1. Refrigerante SUVA® R-134a:

O R-134a é um refrigerante puro do tipo hidrofluorocarbonetos HFCs, comercialmente disponível, para temperaturas de evaporação de  $-7^{\circ}\text{C}$  a  $7^{\circ}\text{C}$ . O mesmo não deve ser utilizado em equipamentos com temperaturas de evaporação inferiores, já que tem uma redução notável na capacidade frigorífica (diminuindo o desempenho de 8% a 15%). Foi o primeiro refrigerante introduzido para substituir os CFCs na refrigeração doméstica e comercial, especialmente em sistemas de pequeno porte.

*Inconveniências do HFC-134a. (Pamock, 1994).*

➤ Destruição do ozono estratosférico.

O R-134a não contém cloro, portanto não está diretamente relacionado com a destruição do ozônio, mas sua produção precisa de reações químicas dos mesmos halogenados totais e parciais dos CFCs proibidos, por destruir indiretamente o ozônio.

➤ Potencial de aquecimento global (efeito estufa)

A potencialidade relativa como gás ao efeito estufa do *R-134a* se estima aproximadamente em 45% ao do *R-12*, 3200 vezes superior ao do  $CO_2$  (durante um período de 20 anos) e o seu tempo de vida na atmosfera é de 16 anos.

O informe de *AFFAS* de 1991, declarou que o fluoruro de hidrogênio (*HF*) e o ácido trifluoroacético (*TFA*), são produtos da degradação fotolítica do *R-134a*. O *HF* é uma substância muito tóxica que é absorvida pelos vegetais diretamente através das folhas e essa toxicidade aumenta dramaticamente quando quantidades mínimas de *HF* entram em combinação com pequenas concentrações de  $SO_2$ .

➤ Inconveniências técnicas: quando comparado com outros refrigerantes como o *R-12* e os hidrocarbonetos tais como o propano e o butano, o *R-134a* é uma substância altamente instável, que causa grandes problemas nos sistemas das geladeiras onde é usado em presença de pequenas quantidades de água, hidrocarbonetos clorados ou *R-12*. Consequentemente, condições virtuais de ausência total de umidade são requeridas durante a carga inicial de um ciclo de refrigeração com esta substância e também durante toda a operação do ciclo que pode chegar a durar até varias décadas. Portanto, operações de “*service in situ*”, acabam sendo muito custosas e complicadas devido à presença de umidade no ambiente, sendo impossível então excluir as possibilidades de que sistemas de refrigeração com *R-134a* como por exemplo, geladeiras domésticas, tenham uma vida útil mais curta que sistemas tradicionais ou sistemas ambientalmente sustentáveis que utilizem outras substâncias. A baixas temperaturas, existe a possibilidade de que o refrigerante se misture com o óleo, o que resulta num maior desgaste do compressor e então numa diminuição da vida útil do equipamento de refrigeração. Esta substância necessita de um tipo diferente de lubrificante para o compressor, incompatível com o utilizado para o *R-12*.

➤ Inconveniências econômicas: atualmente o custo do *R-134a* é varias vezes maior que para os *CFCs* convencionais ou para os substitutos ambientalmente compatíveis. Isto se deve basicamente aos custos do processo de produção serem mais altos e ao fato de serem patenteados por um grupo de corporações multinacionais como a *Dupont*, a *ICI*, e a *Hoechst* determinam o valor desta substância no mercado internacional. O lubrificante éster compatível com o *R-134a* também é patenteado e, conseqüentemente, várias vezes mais caro que os lubrificantes padrões que podem ser usados com os *CFCs*, *HCFCS* e *HCS*.

Considerando que a vida útil dos mencionados sistemas pode de fato ser menor que para as outras alternativas, os países que adotem o *HFC-134a* vão sofrer automaticamente impactos adversos quanto às finanças, manejo de resíduos, compra de materiais de reposição, entre outros, o que poderia ser evitado utilizando alternativas ambientais e tecnológicas compatíveis.

Embora um grande número de cientistas admitiram os efeitos da incessante destruição da vital camada de ozônio, a conferência de Montreal errou em vários aspectos, ainda segundo *Pannock*. Os países ocidentais industrializados ofereceram pouco apoio para a eliminação de *CFCs* nos países em vias de desenvolvimento e, o que é pior, ainda existem riscos de que os halogenados *CFCs* sejam substituídos por outras substâncias que não constituem uma solução viável desde o ponto de vista econômico e sobretudo ambiental.

### 2.3.1.2. Refrigerante *MP-39*.

É um refrigerante alternativo para substituir o *R-12* em temperaturas médias. Este refrigerante possui propriedades ambientais melhoradas em comparação com o *CFC-12*, com um potencial de destruição do ozônio e um potencial de aquecimento da



terra significativamente mais baixos.

As misturas do *MP* com lubrificante de alquibenzeno são compatíveis com a maioria dos materiais de construção mais utilizados nos sistemas com *CFCs*. A composição de cada mistura é selecionada para proporcionar um rendimento comparável com o *R-12* para aplicações específicas, tanto em termos de capacidade quanto de eficiência energética e, como resultado, as modificações mínimas ao sistema são antecipadas, quando se acondicionam os sistemas com *R-12* ao *MP-39*.

O *MP-39*, deve ter um rendimento comparável ao do *R-12* nos sistemas que trabalham com temperatura no evaporador de -23°C a -7°C o que faz com que seja adequado para usar nas seguintes aplicações:

- câmaras de refrigeração,
- conservadores de alimentos e lacteos,
- máquinas resfriadoras de bebidas e,
- geladeiras domésticas.

O *SUVA@MP-39* não é inflamável a temperaturas até 80 °C e à pressão atmosférica. Não se tem dados disponíveis para temperaturas e pressões maiores mas um dos seus componentes, o *R-152a*, é inflamável e, por isso, não deve misturar-se com ar para fazer provas de vazamentos e em geral não deve usar-se em presença de ar a pressões maiores que a atmosférica.

### 2.3.2. *Substâncias naturais como alternativas.*

As substâncias naturais, usadas tradicionalmente como refrigerantes, são uma solução ótima do ponto de vista ambiental, já que são substâncias que fazem parte do sistema ecológico global. Estas substâncias naturais que são usadas na indústria da

Se estão pesquisando também novos sistemas, combinando água e outras substâncias, tendo a água e a amônia por exemplo, em sistemas por absorção. A utilização da água em ciclos de compressão de vapor a baixas temperaturas dependerá resultados são melhores.

refrigeração para temperaturas abaixo de 100 °C. Em sistemas de bombas de calor os que o vapor de água tem uma densidade muito baixa o qual diminui a capacidade de calor. Mostraram que os sistemas não são muito eficientes para baixas temperaturas, já substância em ciclos de compressão de vapor para condicionamento do ar e bombas de disponibilidade. *Gupta et al, 1995 e Endo et al, 1995*, estudaram a utilização desta água é um dos mais aceitos refrigerantes naturais devido a sua segurança e sistemas de condicionamento central de ar.

instalações de condicionamento de ar que ainda usam turbo-compressores com *R-11*, em caso da água, é comum que seja usada como refrigerante secundário, por exemplo em usados apenas em poucas aplicações devido as suas características termodinâmicas; no A água e o ar têm sido agentes frigoríficos por séculos, mas na atualidade são

água e a baixa eficiência energética dos ciclos que trabalham com ar (*Riffat, 1996*). e a baixa temperatura crítica do  $CO_2$ , as extremamente baixas pressões de trabalho dos  $HCS$ , a toxicidade e moderada inflamabilidade da  $NH_3$ , as altas pressões de trabalho dificultam a utilização delas em outras aplicações, como são: a grande inflamabilidade particularmente os  $HCS$ , a  $NH_3$  e o  $CO_2$ , mas também apresentam limitantes que pequena massa molecular e excelentes propriedades termodinâmicas e de transporte, propriedades positivas, entre as quais: o baixo custo, grandes reservas na natureza, Além de serem substâncias que não danificam o meio ambiente mostram também outras refrigeração são: a água, o ar, o dióxido de carbono, a amônia e os hidrocarbonetos.

das pesquisas que se realizem e os resultados que se obtêm quanto à utilização de compressores axiais e centrífugos nestes sistemas.

O ar é o refrigerante mais seguro e mais barato que se conhece. Foi muito usado no passado mais na atualidade é utilizado principalmente em aeronaves. O ciclo que opera com ar é o chamado ciclo inverso de Joule-Brayton no qual apenas é extraído calor sensível. É um ciclo aberto onde o bom desempenho do sistema depende grandemente do trabalho eficiente dos trocadores de calor, do compressor e do dispositivo de expansão.

*Kauffeld et al.* (1991), avaliaram o ciclo de ar para refrigeração e condicionamento de ar. Estudaram teórica e experimentalmente diferentes configurações para esse ciclo e obtiveram os valores mais baixos do *COP* em sistemas que trabalhavam com compressores recíprocos. Ao mudar para a utilização de compressores e expansores rotativos, o desempenho melhorou muito. O ciclo de refrigeração de ar é atrativo devido as baixas temperaturas de trabalho, mas serão preciso pesquisas que considerem compressores rotativos e expansores mais eficazes.

Quanto à amônia, as pesquisas atuais em ciclos de compressão a vapor de amônia enfocam-se em conseguir pequenas cargas tanto em sistemas de grande capacidade assim como em pequenas unidades. Também são realizadas pesquisas para que os sistemas de absorção de amônia e água sejam competitivos e os esforços devam ser encaminhados no sentido de diminuir os tamanhos dos sistemas e aumentar a eficiência dos mesmos para o qual o primeiro passo nesta direção deve ser a utilização de compressores rotativos e sistemas de recompressão de vapor. A utilização do dióxido de carbono depende do desenvolvimento principalmente de componentes para o sistema, compressores, evaporadores, refrigeradores de gás e dispositivos de controle

que sejam convenientes para trabalhar em condições acima do ponto crítico. Também encontramos outros problemas com o óleo de lubrificação.

O caso dos hidrocarbonetos será discutido particularmente na seção abaixo.

### *2.3.3. Hidrocarbonetos como refrigerantes alternativos.*

Os hidrocarbonetos são substâncias quimicamente simples, formados por hidrogênio e carbono. Em termos de estabilidade química, as parafinas (hidrocarbonetos saturados) são superiores. O ponto de ebulição dessas substâncias encontra-se dentro das faixas permissíveis para a refrigeração convencional.

É um fato que as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes contribuem ao comportamento energético dos sistemas de refrigeração. O calor específico e a temperatura crítica são parâmetros que influem no consumo de energia de um ciclo. Uma comparação relativa de algumas propriedades termodinâmicas e termo físicas é apresentada na tabela 2.4 para diversos hidrocarbonetos e o R-12.

Por outro lado, um efeito importante no comportamento energético dos sistemas é a transferência de calor no evaporador e no condensador. Duas propriedades de transporte destas substâncias influem favoravelmente nesses processos, a baixa viscosidade e a alta condutividade térmica, como indicado na tabela 2.5.

Outro fator importante de comparação de substâncias para serem substituídos

adequados, são as propriedades ambientais discutidas no capítulo 1 e resumidas na

tabela 2.6.

**Tabella 2.4.** Comparação de algumas das propriedades termofísicas do R-12 com três hidrocarbonetos.

Propriedades	R-12	R-290	R-600	R-600a
Temp. de ebulição a pressão atm. (°C)	- 29,8	- 42,2	- 10,5	- 11,73
Temperatura crítica.(°C)	112,0	96,8	152,0	135,0
Pressão crítica. (bar)	41,10	42,50	37,94	36,45
Volume crítico. ( $10^3$ m <sup>3</sup> /kg)	1,79	4,54	4,38	4,52
Peso molar. (gr/mol)	120,90	44,10	58,13	58,13
Limite de inflamabilidade (% de volume no ar)	-	2,7 ÷ 7,3	1,6 ÷ 6,5	1,8 ÷ 8,4
Calor latente a pressão atm. KJ/kg mol)	19 982	18 669	22 425	21 174

**Tabella 2.5.** Viscosidade e condutividade térmica.

Propriedades	R-12	R-290	R-600
Viscosidade (Mpa/s)	182,00	87,19	144,60
35 °C			
- 20 °C	10,45	7,07	6,32
Condutividade Térmica (mW/mk)	63,10	99,20	108,90
35 °C			
- 20 °C	7,89	14,38	12,93

**Tabella 2.6.** Comparação do impacto ambiental do R-12, R-134a e alguns hidrocarbonetos.

Refrigerante	ODP	GWP	Tempo de vida atm.
R-12	1	7100	120 anos
R-134a	0	3200	16 anos
R-290	0	Menor que 5	meses
R-600	0	Menor que 5	semanas
R-600a	0	Menor que 5	semanas

**Tabela 2.7.** Comparação das propriedades dos hidrocarbonetos com o R-12 e o R-134a.

Refrigerante	R-12	R-134a	HC
Estabilidade química	sim	sim	sim
Boas propriedades termodinâmicas	sim	sim	sim
Solubilidade em lubrificantes	sim	não	sim
Baixo ODP	não	sim	sim
Baixo GWP	não	não	sim
Boa disponibilidade e custo	não	não	sim
Baixa toxicidade	sim	sim	sim
Inflamável	não	não	sim

Analisando as tabelas 2.5 e 2.6, pode-se concluir que a principal desvantagem,

para não dizer a única, que apresentam os hidrocarbonetos para serem substitutos perfeitos para os CFCs, é a sua inflamabilidade. Vê-se que de forma geral os hidrocarbonetos mostram propriedades e comportamentos superiores a qualquer outro substituto possível. Na tabela 2.7 compararam-se em termos gerais os hidrocarbonetos com o R-12 e o R-134a, segundo algumas propriedades relevantes.

2.3.3.1. Vantagens e desvantagens dos hidrocarbonetos quando comparados com o refrigerante alternativo mais aceito na atualidade, o R-134a.

As vantagens mais importantes dos hidrocarbonetos para serem substitutos ótimos dos CFCs, HCFCs e até dos HFCs em geladeiras domésticas e outras aplicações, serão mostradas a seguir:

1. São substâncias com zero ODP e um GWP muito baixo.
2. Podem ser alternativas definitivas.

Os HFCs como o R-134a são compostos por flúor, outro halogênio semelhante ao cloro nos CFCs e HCFCs. Os químicos consideram que por ser o flúor a substância

O argumento mais convincente para a adoção desta tecnologia é sua confiabilidade, já que são baixas as possibilidades de existirem problemas no compressor do sistema ao usar-se hidrocarbonetos. Entre o propano, isobutano ou as misturas de hidrocarbonetos mais usadas e o óleo mineral usado para lubrificar estes sistemas, que também é um hidrocarboneto médio, não ocorre nenhuma reação química que interfira no desempenho do compressor. Isto já não acontece com alguns dos

5. Confiabilidade.

na natureza.

Os hidrocarbonetos, diferentemente de outros refrigerantes como o R-134a, estão disponíveis na maioria dos países. Mesmo que os países não tenham recursos naturais, pode-se contar com um certo mercado, já que são substâncias abundantes

4. Grande disponibilidade

e uma vida útil maior (*Parnock et al., 1994*).

do desempenho dos sistemas que tradicionalmente trabalham com CFCs ou R-134a fornece um sistema de refrigeração muito mais eficiente e otimizado, acima de 10 % Este efeito é muito importante no mundo atual e a tecnologia dos hidrocarbonetos

3. Eficiência energética.

definitivos (*Parnock et al., 1994*).

vida dentro dos sistemas de refrigeração, pelo que são considerados substitutos apresentam até agora nenhuma limitação de tipo ambiental ou técnica que limite sua este grupo de substâncias são substitutos transitórios. Os hidrocarbonetos não trazer num futuro para o planeta. Por isso, e por outros inconvenientes técnicos, que colocá-lo na atmosfera, já que ninguém pode calcular as conseqüências que poderia química que forma o ácido mais forte até agora conhecido seria muito melhor evitar

*HFCs* e os *HFCs*, que mais cedo ou mais tarde produzem corrosão e levam à

destruição do compressor, principalmente se unidade estiver presente.

Para compressores que utilizam hidrocarbonetos, os testes realizados mostram que se pode esperar facilmente quatro milhões de horas de vida útil. Uma geladeira comum tem apenas como tempo médio de vida cerca de 80 000 horas ou quinze anos de vida útil. Essa alta confiabilidade provavelmente é a razão principal pela qual a indústria alemã tem pesquisado para desenvolver a tecnologia dos hidrocarbonetos.

## 6. Tecnologia de fácil implementação.

Quando comparada com as substâncias químicas sintéticas usadas como alternativas nos sistemas mais usados, vê-se como, no caso dos hidrocarbonetos, as mudanças necessárias nos ciclos que estão adotando estes fluidos são muito menores. Pode se usar o mesmo lubrificante, o mesmo tipo de compressor com pequenas modificações, o que oferece alternativas reais para os sistemas existentes.

Já no caso da inflamabilidade, como principal limitante ou desvantagem para o uso destas substâncias na refrigeração, é difícil entender porque os hidrocarbonetos são considerados inviáveis em muitos países, já que tem sido utilizados por muitos anos em outras aplicações como em sistemas térmicos e em processos industriais, em sistema abertos ou de uso direto como equipamentos para soldagens, iluminação, combustível para automóveis e aviões e em cozinhas de gás. Os automóveis carregam entre 40 e 80 kg de combustível altamente inflamável e explosivo e são protegidos do ambiente nas garagens perto das casas, lugares pouco ventilados e pequenos e os aviões carregam até 150 toneladas de combustível sem que isso provoque grandes preocupações ou limitações na utilização destes meios de transporte.



Numa cozinha de gás se requerem mais ou menos 500g da mistura de hidrocarbonetos para chegar a seu limite inferior de inflamabilidade. No caso de sistemas de refrigeração doméstica com hidrocarbonetos é necessária uma quantidade de substância refrigerante perto da terça parte da carga de R-12 numa geladeira qualquer. Nas geladeiras típicas a quantidade que se usa é tão pequena, que não oferece nenhum perigo ao consumidor. A quantidade média de hidrocarbonetos numa geladeira doméstica de 200 litros de capacidade, por exemplo, está entre 50 e 70 gramas o que é equivalente a 20 ou 30 litros de gás puro a pressão atmosférica. Em caso de vazamento existiria uma possibilidade teórica de que se forme uma mescla explosiva apenas no caso de que todo o gás vaze ao compartimento, no entanto:

- entre 30 % e 50 % do gás refrigerante se dissolve no óleo,
- quando o gás se ascende produz uma baixa pressão no compartimento da geladeira a qual absorve o ar existente e,
- possíveis faíscas provenientes da lâmpada da geladeira ou do termostato não tem suficiente energia para causar ignição da mistura.

Enquanto à segurança, os sistemas de refrigeração são intrinsecamente seguros e existem a muitos anos normas internacionais de segurança para estas instalações. Algumas medidas práticas de segurança para a utilização de hidrocarbonetos em sistemas de refrigeração de pequeno porte poderiam ser selecionar um projeto de sistema e materiais para a instalação, de forma que fique reduzido ao mínimo qualquer risco de vazamento, usar exclusivamente componentes elétricos que não produzam faíscas e, em caso contrário submergi-los em óleo ou isolados com plástico e verificar que os compressores se encontrem corretamente isolados, para evitar qualquer possibilidade de formação de arco elétrico.

## CICLOS DE COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR E COMPONENTES

O método mais utilizado para produzir refrigeração mecânica em sistemas de

refrigeração de pequeno porte é conhecido como o sistema de refrigeração por

compressão mecânica de vapor. As principais referências bibliográficas usadas foram os

livros-texto de *Stoecker, 1987, Van Wylen, 1993, Kirillin, 1974*

A primeira instalação frigorífica por compressão de vapor foi criada em 1834 e

trabalhava com vapor de éter. Mais tarde em instalações deste tipo utilizaram-se como

agentes frigoríficos o éter metílico e o anídrico sulfuroso. Em 1874 o engenheiro alemão

*Linde* inventou uma instalação por compressão de vapor com vapor de amônia e já em

1881, a de anídrico carbônico. Na década dos 30 começaram-se a usar os *CFCS*,

sintetizados naquela época. Até os anos 20 deste século apenas se usavam compressores

alternativos nestas instalações, mas quando se começaram a construir as grandes

instalações frigoríficas foram introduzidos os compressores centrífugos e helicoidais. Na

atualidade, as instalações frigoríficas por compressão de vapor são, na maioria dos casos,

as mais eficientes na região de temperaturas moderadas e por isso são usadas tanto na

refrigeração industrial como na doméstica.

Este ciclo é composto basicamente por dois trocadores de calor (um evaporador

e um condensador), um compressor e um dispositivo de expansão (válvula ou tubo

capilar). O trabalho fornecido ao compressor é utilizado para elevar a pressão e a

temperatura do vapor do fluido refrigerante que chega ao compressor proveniente do evaporador. Este vapor a alta temperatura e pressão segue para o condensador onde rejeita calor para o meio, condensando totalmente. A seguir, o líquido condensado segue em direção ao dispositivo de expansão, onde o fluido passa do estado de líquido a alta pressão e temperatura para uma mistura de líquido com vapor de refrigerante a uma temperatura e pressão menor, correspondente à temperatura e pressão de evaporação. No evaporador esta mistura absorve o calor do meio que está sendo refrigerado a medida que se evapora completamente e segue como vapor para o compressor, fechando o ciclo.

### ***3.1. Análise teórica de um ciclo.***

A análise teórica deste sistema baseia-se num ciclo clássico, o ciclo de Carnot, sobre o qual se fazem algumas modificações práticas para obter o ciclo real de compressão de vapor. A eficiência do ciclo de Carnot é maior que a de qualquer outro ciclo que trabalhe entre duas temperaturas extremas fixas. A máquina térmica de Carnot recebe energia de uma fonte quente a alta temperatura e cede uma parte para outra fonte fria a baixa temperatura, depois de haver convertido uma parte da energia térmica recebida em trabalho útil. O ciclo de refrigeração de Carnot consegue o efeito inverso da máquina térmica de Carnot, porque transporta energia de uma fonte fria para outra fonte a alta temperatura. Para poder realizar isto é necessário ministrar trabalho externo. O ciclo de refrigeração de Carnot consiste em quatro processos, a saber:

- compressão adiabática reversível (isentrópica)
- cessão de calor isotérmica reversível
- expansão adiabática reversível (isentrópica)

➤ absorção de calor isotérmica.

Todos esses processos do ciclo de Carnot são reversíveis. O processo de refrigeração realiza-se a custa da mudança de fase da substância refrigerante durante a absorção de calor. Os outros processos garantem o rejeição de calor a um meio quente a alta temperatura. O estudo de um ciclo de refrigeração deve sempre começar a partir do estudo do ciclo de Carnot porque:

- é um ciclo ideal que serve como base de comparação e
- é um guia conveniente sobre as temperaturas que se devem manter para conseguir o máximo desempenho.

### 3.1.1. *Coefficiente de desempenho do ciclo teórico.*

Para poder avaliar um sistema de refrigeração, deve-se definir um termo que expresse sua efetividade. Em ciclos de potência é usado o termo rendimento ou eficiência e que é uma razão entre o trabalho que se obtém e a energia fornecida. Em ciclos frigoríficos ocorre o oposto, pois pelo fornecimento de trabalho pode-se transferir energia de uma fonte de baixa temperatura para outra de temperatura mais elevada. Entretanto a ideia de eficiência se conserva ao avaliar-se o comportamento destes ciclos através do coeficiente de desempenho que se define como:

$$COP = \frac{\text{Conforto Obtido}}{\text{Investimento}} \quad (3.1)$$

Esse índice é o coeficiente de desempenho é normalmente abreviado com as siglas em inglês, “*Coefficient of Performance*”, *COP*. Em termos de refrigeração, o COP é dado pela razão entre a refrigeração útil pelo trabalho fornecido.

$$COP = \frac{\text{Refrigeração Útil}}{\text{Trabalho Fornecido}} \quad (3.2)$$

Os dois termos, a refrigeração útil e o trabalho fornecido, têm as mesmas

unidades de medida, significando que o  $COP$  é uma magnitude adimensional. Este

coeficiente no ciclo de Carnot se expressa em função de duas temperaturas, a de

absorção  $T_f$  e a de rejeição  $T_q$  como mostrado na equação 3.3.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_f}{T_q - T_f} \quad (3.3)$$

Na figura 3.1 são representados os processos do ciclo de Carnot num diagrama

$T$ - $s$ . A linha 1-2 representa a compressão isotérmica; a linha 2-3 representa o processo

de condensação ou rejeição de calor isotérmico; a linha 3-4 representa o processo de

expansão isotérmica; e por último a linha 4-1 é o processo de evaporação ou absorção

de calor isotérmica. A refrigeração útil, que é o calor absorvido no processo 4-1,

equivale à área embaixo da linha 4-1. A área embaixo da linha 2-3 representa o calor

cedido e, finalmente a diferença entre essas áreas é o trabalho líquido fornecido ao

fluido.

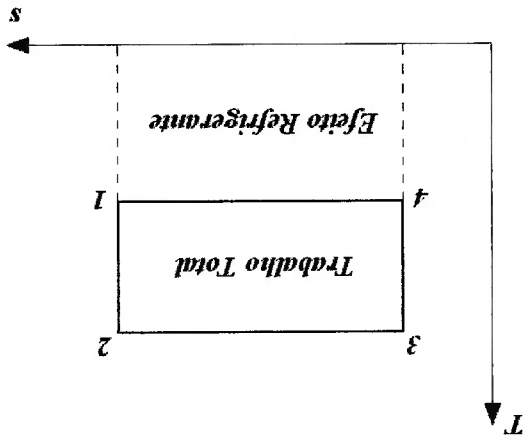


Figura 3.1. Representação do ciclo de Carnot num diagrama  $T$ - $s$ .

### 3.1.2. Limites de temperatura.

Poderia formar-se um conceito errôneo ao analisar a expressão do  $COP$  de Carnot. Seria possível obter um  $COP$  infinito? Isto poderia ocorrer, em teoria, se:

- $T_f$  fosse muito grande e,
- $T_q$  o menor possível.

Teoricamente quando  $T_f = T_q$  poder-se-ia conseguir um  $COP$  infinito. Entretanto, um estudo pormenorizado mostra que certos limites de temperatura são impostos pelo sistema de refrigeração. Por exemplo, se o sistema deve manter um ambiente frio a -18 °C e pode ceder o calor à atmosfera a 32°C, esses são os dois valores de temperaturas que o ciclo deve respeitar.

Embora o ciclo de Carnot tenha o melhor coeficiente de desempenho possível, é necessário fazer mudanças no seu esquema, por considerações práticas. Essas mudanças se fazem nos processos de compressão e de expansão. Devido às diferenças de pressão e aos custos envolvidos não é viável a utilização de máquinas (turbinas) para fazer a expansão do fluido; por causa disso, utiliza-se um tubo capilar ou uma válvula de expansão, o que provoca a diminuição da pressão necessária e, geralmente, o processo é considerado isentálpico. No caso do compressor é necessário garantir, por razões técnicas e operacionais, que a compressão seja totalmente seca. Para isso é necessário que quando a substância refrigerante entre neste equipamento seja no mínimo vapor saturado. Depois destas modificações obtém-se um ciclo que é mais próximo do real, chamado de ciclo padrão.

### 3.2. Ciclo Padrão.

Os componentes de um ciclo de refrigeração padrão são representados na figura 3.2 e os processos termodinâmicos representados na figura 3.3. Os processos que compreendem o ciclo padrão de compressão de vapor são:

- a compressão isentrópica desde a linha de vapor saturado até a pressão do condensador,
- a transferência de calor a pressão constante na faixa de vapor superaquecido e sua posterior condensação,
- a expansão isentalpica desde a linha de líquido saturado até a pressão do evaporador, e
- a absorção de calor a pressão constante durante a evaporação da substância refrigerante até a linha de vapor saturado.

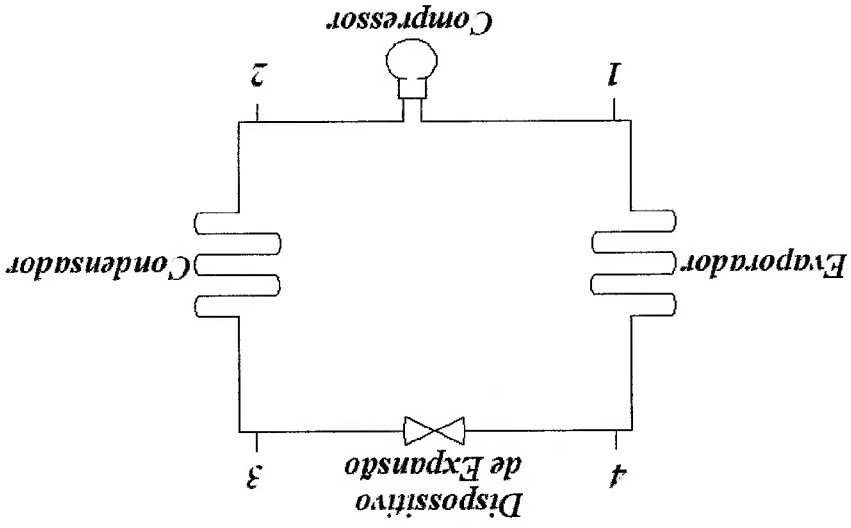


Figura 3.2. Representação de um sistema padrão de compressão a vapor.

uma linha horizontal no diagrama  $P-h$ . O processo de expansão 3-4, é a entalpia princípio na região do vapor superaquecido, seguido da condensação do refrigerante e é condensador. O processo 2-3 é a rejeição de calor ao meio a pressão constante, num através da linha de entropia constante desde o estado de vapor saturado até a pressão do Com referência às figuras 3.2 e 3.3, o processo 1-2 é a compressão isentrópica evaporação e condensação.

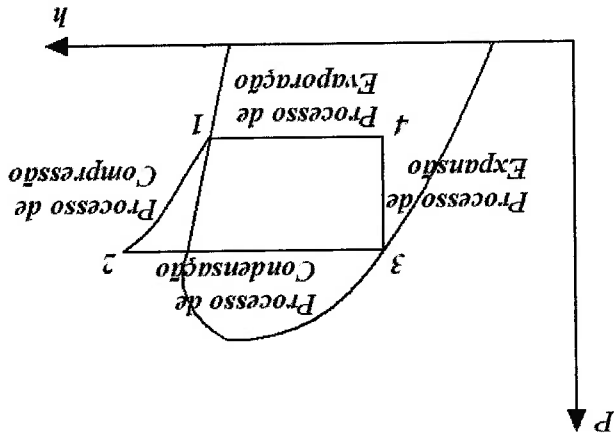
envolvidas. Com as entalpias específicas calculam-se diretamente as cargas de frequência, haja visto que indica diretamente as entalpias específicas e pressões entalpia, como o mostrado pela figura 3.3, que é o diagrama usado com maior- Estas propriedades podem ser representadas num diagrama como o de pressão-

- as linhas de temperaturas constantes,
- as linhas de entropia e volume específico constantes, e
- as linhas de vapor e líquido saturado,

seguintes propriedades termodinâmicas das substâncias usadas como refrigerante:

Para poder fazer o estudo de um ciclo de refrigeração, é necessário conhecer as

**Figura 3.3.** Representação dos processos do ciclo padrão num diagrama  $P-h$ .





constante também, ou seja, a linha representativa é vertical. Por último, o processo de evaporação está representado por uma linha reta horizontal, porque o fluxo de refrigerante através do evaporador se supõe a pressão constante. Como pode se apreciar no diagrama  $P-h$  se representam quase todas as propriedades termodinâmicas importantes do refrigerante durante o análise de uma instalação de refrigeração.

### ***3.3. Ciclo real de compressão de vapor.***

Devido a perdas por atrito e outras irreversibilidades, e com a finalidade de evitar problemas de operação, o ciclo de compressão de vapor real também difere do ciclo padrão. Durante a evaporação e a condensação ocorrem perdas de pressão associadas ao escoamento do fluido.

Para evitar problemas para o compressor, por causa de que o estado de vapor saturado é um estado em que uma pequena perturbação pode provocar condensação de refrigerante, é recomendado um certo grau de superaquecimento do vapor na entrada do compressor, que pode ser realizado na linha de sucção ou no evaporador. Outra prática de uso comum é o subresfriamento do líquido antes de entrar no dispositivo de expansão, a fim de evitar que exista vapor na entrada deste componente o que provocaria uma diminuição do coeficiente de desempenho do ciclo.

Na figura 3.4 representamos num diagrama  $P-h$  algumas destas diferenças com o ciclo padrão.

- Diminui o fluxo de calor rejeitado por tonelada no condensador, já que embora o menor de pressões.
  - Diminui o calor de compressão por unidade de massa e o trabalho de compressão, já que se requer menor trabalho para comprimir o refrigerante dentro de uma faixa
  - Diminui o fluxo mássico necessário por tonelada de refrigeração.
  - Aumento do efeito refrigerante por unidade de massa, pelo fato de que há uma diferença menor entre a temperatura de vaporização e aquela do líquido que chega ao dispositivo de expansão. Uma menor porção vaporiza no controle e uma porção maior no evaporador onde se realiza refrigeração útil.
- Um aumento na temperatura de evaporação resulta em:

1. Variações na temperatura de evaporação.

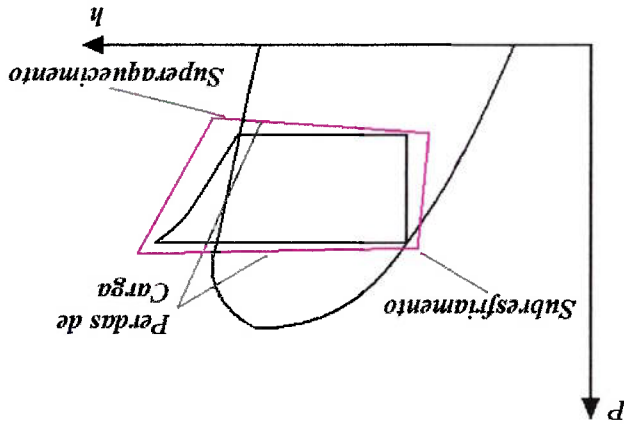
negativamente no desempenho do sistema, por exemplo:

Algumas mudanças nos parâmetros do ciclo influem positivamente ou

*desempenho do sistema.*

3.3.1. *Influência de algumas mudanças nos parâmetros do ciclo no*

**Figura 3.4.** Comparação do ciclo real com o ciclo padrão num diagrama  $P-h$ .



- Aumenta-se o volume de vapor usado no compressor o qual é proporcional em porcentagem ao aumento na taxa de fluxo de massa.
  - A taxa de fluxo de refrigerante necessária por tonelada de refrigeração deve ser maior.
  - Diminui-se o efeito de refrigeração, já que o líquido chega ao dispositivo de expansão a uma maior temperatura, pelo que a mistura entrará ao evaporador com um título maior.
- Quando a temperatura de condensação aumenta pode-se observar que:

Embora as mudanças no desempenho de um ciclo com a variação da temperatura de condensação não sejam tão grandes como as provocadas pelas mudanças na temperatura de vaporização, devem ser considerados.

2. Variações na temperatura de condensação.

analisados acima.

A diminuição da temperatura de evaporação causa o efeito contrário aos casos

- E por último o *COP* aumenta ao se aumentar o efeito refrigerante e diminuir o trabalho de compressão.
- Diminui o deslocamento no compressor por tonelada de refrigeração requerido a requerida por tonelada.
- Diminui o deslocamento no compressor por tonelada de refrigeração requerido a causa da diminuição do fluxo mássico de refrigerante e principalmente pela diminuição do volume específico, diminuindo conseqüentemente a potência teórica necessária ceder no condensador.
- Diminui o fluxo mássico também, resultando numa diminuição do calor total que é efeito refrigerante aumente, o calor que recebe o fluido ao ser comprimido diminui

praticamente mostrou que tende a diminuir um pouco o desempenho do ciclo. chegue ao compressor totalmente vaporizado, não produz refrigeração útil e Com o superaquecimento na linha de sucção, embora se garanta que o fluido

4. Superaquecimento do refrigerante na linha de sucção do compressor.

massa aumenta.

resulta em efeito refrigerante útil e a capacidade de refrigeração por unidade de superaquecido antes de alcançar o compressor. Neste caso o superaquecimento tiver vaporizado totalmente, o vapor saturado segue absorvendo calor tornando-se O superaquecimento do fluido no evaporador se realiza quando o líquido

3. Superaquecimento do refrigerante dentro do evaporador.

temperatura de vaporização e à mais baixa de condensação possíveis.

evidente que o sistema de refrigeração deve ser projetado para trabalhar à mais alta embora em menor grau, quando diminui a temperatura de condensação, o que torna melhoram significativamente quando aumenta a temperatura de evaporação ou, Resumindo, a capacidade de refrigeração e o desempenho de um ciclo

➤ O *COP* diminui.

saída do compressor até a temperatura de saturação.

condensador será usada para reduzir a temperatura do vapor de refrigerante da

diminui-se a quantidade de calor latente, já que a maior parte da superfície do

➤ Aumenta-se a quantidade de calor sensível que é removido no condensador e

teórica por unidade de capacidade.

compressão por unidade de massa em circulação e, conseqüentemente, a potência

➤ Como a diferença de pressões aumenta, aumenta-se também o trabalho de

Também aumenta o calor de compressão, a potência requerida por tonelada de refrigerante e o trabalho de compressão. É importante colocar isolamento térmico na linha de sucção para evitar superaquecimentos indesejáveis e evitar a condensação do vapor de água ambiental no lado externo do tubo.

Nas geladeiras, os evaporadores mais utilizados usam o efeito do acumulador de sucção para garantir que o refrigerante entre no compressor sem nenhuma quantidade de líquido ou também o trocador de calor tubo capilar – linha de sucção que garante que o refrigerante entre superaquecido ao compressor, mas este efeito se garante efeito refrigerante útil e melhora o desempenho do ciclo.

#### 5. Subresfriamento do refrigerante.

O refrigerante líquido pode subresfriar-se no condensador ou num trocador de calor adicional. Quando o líquido é subresfriado antes de alcançar o dispositivo de expansão, o efeito de refrigeração por unidade de massa aumenta, consequentemente aumenta a capacidade de refrigeração, diminuindo a potência requerida pelo compressor por tonelada e aumentando o *COP*. Do ponto de vista da conservação da energia, o subresfriamento reduz o consumo energético em uma faixa de 5 a 15%.

### 3.4. Geladeira doméstica. Funcionamento.

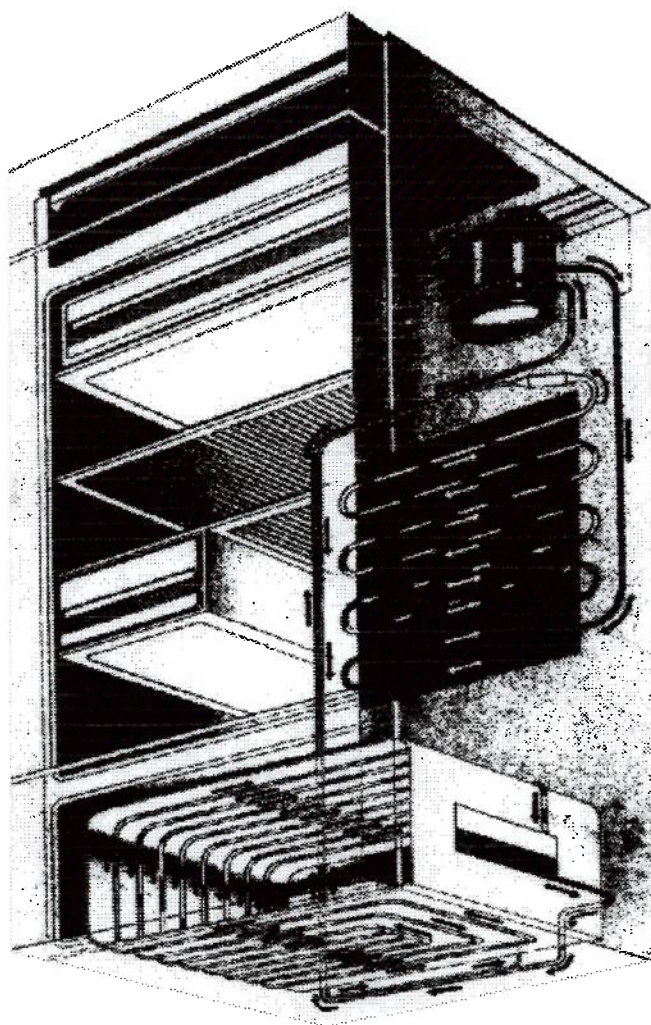
Uma geladeira doméstica é um sistema de refrigeração de pequeno porte que, de acordo com a *Norma NBR 9252 da ABNT*, é um aparelho termicamente isolado, destinado à estocagem e conservação de alimentos em temperaturas acima de 0 °C (compartimento refrigerado) tendo um sistema próprio de refrigeração e incluindo um compartimento congelador com temperatura abaixo de 0 °C.

O compressor é o componente mecanicamente mais complexo do ciclo. Ele tem a função de fornecer o diferencial de pressão necessário para o funcionamento do ciclo. Para tanto deve ser fornecido trabalho ao compressor na forma de trabalho de eixo.

### 3.4.1. Compressor.

O funcionamento do ciclo é basicamente o mesmo que foi explicado neste capítulo. Na figura 3.5 esta representada uma geladeira comum. Os principais componentes serão analisados na sequência.

**Figura 3.5.** Representação de uma geladeira doméstica típica. (Silveira, 1999).



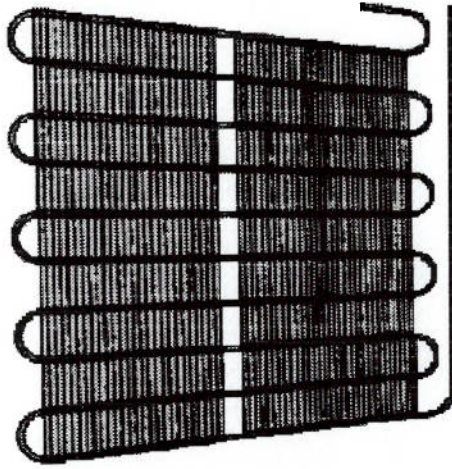
(compressores abertos) ou energia elétrica (compressores herméticos). O tipo de compressor usado em sistemas de pequeno porte é normalmente hermético alternativo.

### 3.4.2. Condensador.

O condensador tem como finalidade dissipar o calor fornecido ao refrigerante no evaporador e durante a compressão e, conseqüentemente, condensar o refrigerante.

Os condensadores resfriados a ar podem ser classificados em dois tipos:

resfriamento estático (convecção natural) e resfriamento forçado (convecção forçada). Um exemplo de condensador estático é o chamado de condensador posterior, instalado na parte traseira do gabinete e usado principalmente em refrigeradores e congeladores verticais. Este tipo de condensador é encontrado em duas versões: arame sobre tubo e tubo sobre chapa, representados na seqüência na figura 3.6. Neste tipo de condensador as trocas de calor do lado externo com o ar ambiente ocorrem através dos mecanismos de convecção natural e radiação térmica (daí o nome estático) e pelo lado interno dos tubos, a transferência de calor ocorre por convecção forçada em escoamento monofásico ou bifásico.

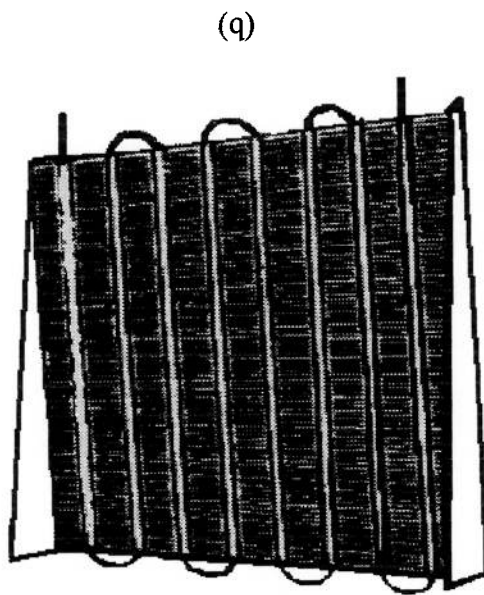


(a)

As geladeiras domésticas utilizam como dispositivo de expansão tubos capilares que consistem em tubos de pequeno diâmetro (da ordem de 0,6 a 2,0 mm) e grande comprimento (2,0 a 5,0 m) de forma que produza uma perda de carga significativa garantindo o diferencial de pressão entre o condensador e o evaporador. Esta queda de pressão ocorre como decorrência do elevado atrito resultante de sua grande extensão e pequeno diâmetro. Este é o mais simples dos controles de fluxos usados na refrigeração. O efeito de estrangulamento resulta na formação gradual de vapor dentro do tubo capilar a partir do ponto em que a pressão do líquido é reduzida abaixo da linha de líquido saturado. Além disso, o tubo capilar age para limitar o fluxo de líquido do condensador para o evaporador e do ciclo, em geral em conjunto com o compressor. É necessário para o eficiente desempenho do sistema que o comprimento e diâmetro interno do tubo sejam tais que a capacidade de fluxo desse dispositivo de expansão nas pressões de vaporização e condensação de projeto seja igual à capacidade de bombeamento do

### 3.4.3. Dispositivo de Expansão.

**Figura 3.6.** Tipos de condensadores posteriores. (a) arame sobre tubo (b) tubo sobre chapa. (Silveira, 1999).



(b)



compressor, o que constitui o ponto de operação do ciclo.

Existem duas configurações usuais para os tubos capilares: termicamente isolado

ou formando um trocador de calor com a linha de sucção do compressor. A primeira

configuração é conhecida como tubo capilar adiabático, pois a troca de calor durante a

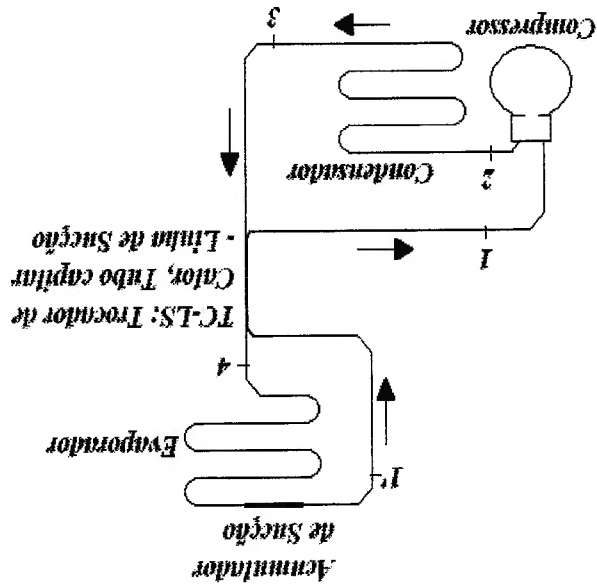
expansão do fluido refrigerante é desprezível.

A segunda configuração recebe o nome de tubo capilar não adiabático, devido à

existência de uma troca de calor entre o vapor de saída do evaporador e a mistura

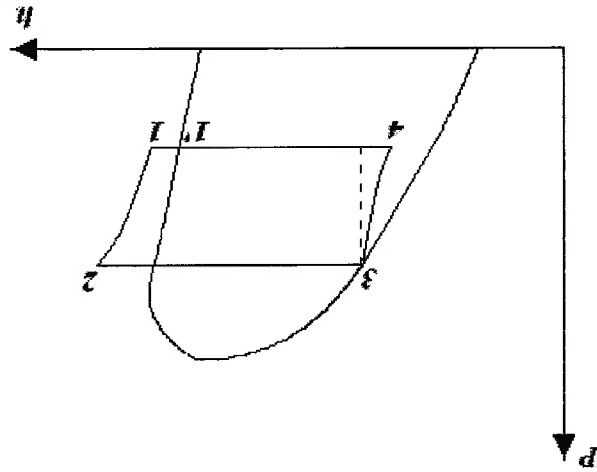
bifásica dentro do tubo capilar. Esta configuração está esquematicamente na figura 3.7 a

seguir e o ciclo representado na figura 3.8.



**Figura 3.7.** Esquema que representa o sistema de uma geladeira que usa o trocador de calor: tubo capilar – linha de sucção.

**Figura 3.8.** Representação num diagrama  $P-h$  do ciclo de uma geladeira com trocador de calor líquido - vapor de sucção.



Esta configuração deve permitir um aumento do coeficiente de desempenho do

ciclo, dependendo do fluido e das condições operacionais do sistema (Domanski et al.,

1992). Isso efetivamente ocorre para os fluidos usados em refrigeradores e freezers.

Além disto, a utilização desta configuração previne a entrada do fluido em estado líquido

no compressor em situações transitórias, evitando que o refrigerante arraste o óleo de

lubrificação, devido à miscibilidade o que pode prejudicar a lubrificação do compressor e

evitando o golpe de *Ariete* ou de líquido.

### 3.4.4. Evaporador.

O evaporador dentro do sistema é o componente que tem a função de retirar

calor da fonte fria (o interior do gabinete), mantendo-a numa temperatura inferior à do

meio exterior. Nos sistemas de refrigeração de pequeno porte utilizam-se evaporadores

do tipo *plate surface* ou de placas, comercialmente conhecidos como *roll bond*. Consiste

em duas placas planas metálicas que são estampadas e soldadas juntas nas bordas,

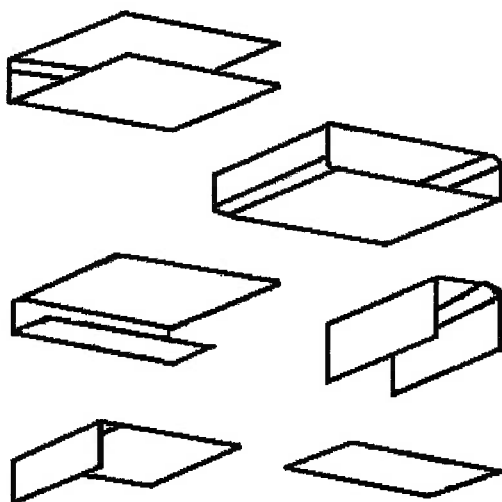
criando uma passagem para o refrigerante entre as duas que podem ser conformadas de

diversas formas geométricas. Na figura 3.9 são ilustradas seis geometrias das mais

usadas.

O evaporador pode ser composto de uma única peça como os usados em refrigeradores tipo *freezers*, ou dividido em duas peças. Nesse último caso, tem-se uma parte do evaporador localizada no compartimento do congelador e outra, chamada placa fria, localizada no compartimento do refrigerador, separados com isolamento entre os dois compartimentos e este é o caso mais comum nas geladeiras domésticas. Operacionalmente, há um primeiro passo do fluido refrigerante pelo evaporador e em seguida passa pela placa fria. Finalmente volta a passar pelo evaporador antes de retornar ao compressor. Para garantir o bom desempenho do sistema é muito importante que o evaporador seja bem dimensionado. Dentro do evaporador, ou na região do evaporador, encontra-se o acumulador de sucção, muito usado nas geladeiras domésticas. Entenda-se por acumulador uma extensão da última parte do evaporador ou, visto de outra forma, uma extensão da linha de sucção entre o compressor e o evaporador. A função do acumulador de sucção ou acumulador de líquido é a de receber as variações de carga e garantir que o refrigerante que não se evapora no evaporador durante baixas cargas, passe à linha de sucção, ou seja, garante que apenas vapor seja succionado.

**Figura 3.9.** Diferentes formas geométricas dos evaporadores *roll bond*.  
(Silveira, 1999)



de um ao outro, a partir deste limite é que começam os problemas no dispositivo de expansão. Se o filtro não for bem dimensionado o teor de umidade dentro do sistema pode aumentar com o tempo.

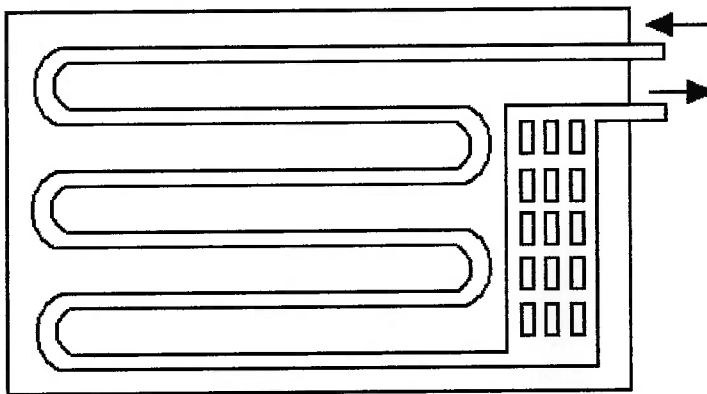
Todos os refrigerantes admitem certa quantidade de umidade e esse limite varia de acordo com o tipo de refrigerante. Além disso, a umidade pode causar a deposição de sais hidratados no elemento de expansão os quais, através da hidrólise, produzem ácidos que, por sua vez, causam corrosão e descomposição do óleo e do material isolante.

A função deste componente é absorver a eventual umidade que penetre no sistema. A presença no ciclo de umidade em teores elevados é indesejável por diversos fatores. O mais crítico dos problemas que pode provocar é a formação de gelo no dispositivo de expansão que obstrui a passagem do refrigerante. Além disso, a umidade também pode causar a deposição de sais hidratados no elemento de expansão os quais, através da hidrólise, produzem ácidos que, por sua vez, causam corrosão e descomposição do óleo e do material isolante.

### 3.4.5. Filtro secador.

Este dispositivo é embutido nos evaporadores *roll bond* e consiste de uma seção quadrada como a representada na figura 3.10, com um volume entre 15 e 20 % do volume de canalização interna do evaporador. O superaquecimento que se alcança nesta faixa do evaporador é de aproximadamente 5 graus.

Figura 3.10. Acumulador de sucção. (Silveira, 1999)



## AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA DOS CICLOS

Neste capítulo serão analisados teoricamente os ciclos de duas geladeiras domésticas diferentes quando se lhes substitui sua substância de trabalho atual (CFC-12 ou HFC-134a) por uma mistura refrigerante de um hidrocarboneto e um gás não condensável.

Inicialmente, o ciclo será analisado com o hidrocarboneto puro. Posteriormente, frações de um gás inerte serão paulatinamente introduzidas, segundo os critérios de inflamabilidade que serão analisados.

Para a mistura refrigerante, será feita uma análise semelhante à desenvolvida por *Simões Moreira* (1999) para misturas de um vapor e um gás não condensável. A análise será feita em cada componente do sistema para obter a tendência do comportamento do ciclo com as novas substâncias. Também como consequência da presente análise serão feitas sugestões acerca de mudanças nos componentes do sistema para que o ciclo possa trabalhar com a mistura, particularmente, quanto à concentração mais recomendada para obter a maior eficiência e segurança possíveis.

Na sequência, a mistura de gás inerte mais o refrigerante hidrocarboneto é analisada sob o ponto de vista da segurança para o sistema no caso de vazamentos da mistura refrigerante gasosa e a influência vantajosa do gás neste aspecto.

#### **4.1. Influência dos gases inertes na mistura com um gás combustível**

O objetivo de adicionar um gás inerte ao hidrocarboneto que será usado como refrigerante no ciclo, está principalmente no fato de que como os hidrocarbonetos são substâncias muito inflamáveis, no caso de vazamento de refrigerante ao meio existe a possibilidade de formação de uma mistura explosiva deste com ar como será explicado a seguir.

Ao contrário do que acontece com os combustíveis sólidos e líquidos, para os quais existem temperaturas (pontos) de inflamação ou ignição espontânea ou pontos de fulgor (“*flash point*”) e de fogo (“*fire point*”) respectivamente, para os combustíveis gasosos a matéria inflama ou não inflama, não há realmente alternativa, embora sempre exista uma indesejável possibilidade de explosão. Isto se explica pelo fato de que a combustão de um combustível gasoso necessita da presença de um carburante como ozônio, oxigênio ou simplesmente ar atmosférico em proporção adequada. Variando a composição de uma mistura de qualquer hidrocarboneto com ar desde 0% de ar e 100% de HC até 100% de ar e 0% de HC, é possível observar como a combustão só pode-se iniciar e se propagar para uma série de valores de composição, temperaturas e pressões. Esta faixa é a chamada escala de inflamabilidade e está determinada por dois limites fundamentais (Lewis e Elbe, 1961):

- o limite inferior de inflamabilidade ( $L_i$ ) que mostra além de que valor existe ar demais na mistura para que a combustão possa se desenvolver e,
- o limite superior de inflamabilidade ( $L_s$ ) que mostra além de que valor existe combustível demais para que a combustão aconteça.

Os limites são obtidos experimentalmente e esta referência pode ser encontrada em manuais e livros de combustão, para a maioria das substâncias combustíveis puras.

1. A mistura em questão, refrigerante hidrocarboneto mais gás inerte, sendo mostradas na sequência:

Para começar a avaliação dos ciclos serão admitidas algumas hipóteses como subscrito *m*.  
Serão usado o termo, mistura refrigerante e as propriedades da mistura receberão o para o gás será usado gás apenas. No caso da mistura de gás inerte e hidrocarboneto refrigerante hidrocarboneto sem gás será denominado vapor ou vapor de refrigerante e e no caso do gás inerte o subscrito *g*. Por outro lado ao referir-se ao vapor de referidas ao refrigerante hidrocarboneto sem nenhum teor de gás inerte terá o subscrito *R*.  
Será bom definir, desde o começo, que todas as grandezas e propriedades

#### **4.2. Hipóteses principais.**

as possibilidades de formação de uma mistura inflamável seja a mínima possível.  
mínima que deve ser adicionado ao refrigerante hidrocarboneto dentro do ciclo para que Este tema será retomado novamente para calcular a quantidade de gás inerte com ar seja maior que a que permite a formação de uma mistura inflamável.

refrigerado e ao se misturar com o ar nele confinado, a quantidade de inertes na mistura hidrocarboneto de tal forma que ao vaziar a mistura refrigerante para o gabinete que poderia-se adicionar certa quantidade de um gás inerte ao refrigerante Este fenômeno pode ser usado em sistemas de refrigeração de pequeno porte, já

inferior é aumentado de forma constante em até 16,5%. (*Lewis e Elbe, 1961*)  
tenha um efeito desprezível sobre o limite superior (exemplo de 72% a 76%) o limite hidrogênio resulta num decréscimo na escala de inflamabilidade, e embora o inerte adição de um inerte como:  $CO_2$ ,  $H_2O$  ou  $N_2$ . Por exemplo a adição de nitrogênio ao Os limites de inflamabilidade de qualquer substância podem ser mudados pela

considerada uma mistura mecânica de gases e vapores (aqueles que não combinam quimicamente), pode ser considerada como uma mistura de gases perfeitos e para a sua modelagem usar a lei de misturas de *Dalton* segundo a qual:

➤ a pressão total de uma mistura de gases perfeitos é a soma das pressões parciais de cada componente da mistura quando cada componente se comporta como se ele, isoladamente, ocupasse todo o volume à temperatura da mistura e,

➤ a energia interna, a entalpia e a entropia de uma mistura podem ser calculadas como a soma das respectivas propriedades de cada componente nas condições em que ele se encontra na mistura, sendo que para os gases perfeitos a energia interna e a entalpia são funções somente da temperatura e a entropia é função da temperatura e da pressão, pelo que na entrada e na saída do compressor as pressões para a mistura podem ser calculadas como:

$$P_m = P_R + P_G \quad (4.1)$$

onde:

$P_m$  – pressão total da mistura refrigerante no ponto em questão [kPa]

$P_R$  – pressão parcial do vapor de refrigerante à temperatura da mistura

[kPa]

$P_G$  – pressão parcial do gás inerte à temperatura da mistura [kPa]

2. Será considerado que quando ocorre a mudança de fase do vapor de refrigerante, em que uma mistura de gases perfeitos se encontra em contato com a fase líquida de um de seus componentes, como é o caso do processo de condensação a pressão constante, será admitido para a simplificação do problema que (*Van Wylen, 1993*):

➤ a fase líquida não contém gases dissolvidos,



- a fase gasosa pode ser tratada como um gás perfeito, e
- que quando a mistura de gases e a fase condensada estão a uma dada pressão e temperatura, o equilíbrio entre a fase condensada e seu vapor não é influenciado pela presença do outro componente, significando que quando o equilíbrio é atingido a pressão parcial do vapor será igual à pressão de saturação correspondente à temperatura da mistura.

3. A capacidade de refrigeração do ciclo deverá ser mantida igual para qualquer composição da nova substância de trabalho quando comparada com o valor desse parâmetro para o ciclo trabalhando com o refrigerante que atualmente usa e a temperatura no evaporador também se considerará igual para ambos sistemas para garantir que ambos os ciclos ofereçam a mesma temperatura no gabinete refrigerado quando comparadas com as condições de operação originais.

4. O sistema de equações será parametrizado com o coeficiente  $\lambda$ , valor que representará a razão entre o fluxo mássico de gás com respeito ao fluxo mássico de refrigerante ou teor de gás no refrigerante, e que responderá à quantidade de gás inerte necessário na mistura para que a possibilidade em caso de vazamento de formação de uma mistura inflamável entre o refrigerante hidrocarboneto e o ar contido no compartimento do gabinete seja a menor possível.

5. Será considerado que os componentes do sistema não mudam e que fixarão o comportamento do ciclo no que diz respeito à capacidade dos trocadores e novas pressões de trabalho.

6. Em ambas geladeiras considera-se que o acumulador de líquido garante que a saída do evaporador o refrigerante seja vapor saturado.

### 4.3. Particularidades das geladeiras pesquisadas.

Serão analisadas duas geladeiras com ciclos, tipo de refrigerante e capacidades diferentes, referenciadas na sequência:

#### 4.3.1. Geladeira INPUD.

Esta geladeira de fabricação cubana é de pequena capacidade e trabalha com o ciclo padrão e tubo capilar adiabático, sem nenhum grau de superaquecimento ou subresfriamento.

Na tabela 4.1 resumem-se os principais dados técnicos desta geladeira. Esta geladeira é usada em Cuba a mais de 15 anos e estão sendo testadas várias substâncias alternativas para a troca do refrigerante.

*Tabela 4.1. Dados técnicos da geladeira INPUD.*

Dados.	
Modelo da Geladeira:	INPUD
Capacidade Interna:	230ℓ
Modelo de Compressor:	DKK 0,36.N.90,5
Potência de Eixo:	1/8 HP
Temperatura de Evaporação Nominal	- 15°C
Temperatura de Condensação Nominal	55°C
Fluxo mássico	0,0015 kg/s
Refrigerante	R-12
Carga	97 g
Porcentagem de espaço morto no compressor, % [ c ]	0,04
Volume de deslocamento do compressor, m <sup>3</sup> /s [ Vd ]	0,0001945

Esta geladeira é fabricada no Brasil pela *Multibras S.A.* É uma geladeira de maior capacidade que a *INPUD* e opera sem nenhum grau de subresfriamento mas com certo grau de superaquecimento na sucção do compressor garantido pelo trocador de calor tubo capilar – linha de sucção. Nas figuras 3.7 e 3.8 do capítulo anterior foram representados o sistema e o ciclo desta geladeira e na tabela 4.2 se mostram seus principais dados técnicos.

Para ambas geladeiras os parâmetros de funcionamento principais foram fornecidos pelos respectivos fabricantes: *A Empresa Cubana de Electrodomésticos (ECE)* e a *Multibras S.A.*

#### 4.3.2. Geladeira CONSUL.

Dados.	
Modelo da Geladeira:	CONSUL
Capacidade Interna:	417 l
Modelo de Compressor:	FFI-8.5 HAK
Potência de Eixo:	1/6 HP
Temperatura de Evaporação Nominal	- 29°C
Temperatura de Condensação Nominal	54,5°C
Fluxo mássico	0,000555 kg/s
Refrigerante	R-134a
Carga	115 g
Porcentagem de espaço morto no compressor, % [ c ]	0,06
Volume de deslocamento do compressor, m <sup>3</sup> /s [ Vd ]	0,0002015

Tabela 4.2. Dados técnicos da geladeira CONSUL. (Brasileira)

#### 4.4. Metodologia para o cálculo do fluxo mássico equivalente de hidrocarboneto puro.

Para fazer uma análise do desempenho dos sistemas depois da mudança da substância de trabalho será necessário recalcular cada parâmetro da mistura em cada ponto do ciclo.

O primeiro passo desta análise deve ser o cálculo do fluxo mássico de refrigerante hidrocarboneto puro equivalente, sem qualquer teor de gás inerte, que seja capaz de garantir as mesmas condições de operação que tinha o sistema com o refrigerante atual. Para isto tem-se que é possível calcular o fluxo mássico de hidrocarboneto por meio da seguinte análise: se a capacidade de refrigeração da geladeira é a mesma com qualquer das duas substâncias, então:

$$\tilde{Q}_{e(A)} = \tilde{Q}_{e(HC)} \quad (4.2)$$

onde:

$\tilde{Q}_{e(A)}$  – a capacidade de refrigeração do ciclo com o refrigerante atual. [kW]

$\tilde{Q}_{e(HC)}$  – a capacidade de refrigeração do ciclo com hidrocarboneto puro. [kW]

A capacidade de refrigeração e o fluxo de calor específico no evaporador podem

ser calculados como:

$$\tilde{Q}_e = m \cdot q_e, \quad (4.3)$$

com:

$$q_e = \Delta h = h_1 - h_4, \quad (4.4)$$

onde:

$q_e$  – fluxo de calor por unidade de massa. [kJ / kg]

$m$  – fluxo mássico de refrigerante. [kg / s]

Para este caso é necessário levar em consideração várias diferenças. A primeira está no fato de que embora o refrigerante entre no compressor como vapor superaquecido na realidade esse superaquecimento é adquirido fora do evaporador, no trocador de calor *TC-L2* (figura 3.7), pelo que no produz efeito refrigerante.

#### 4.4.2. Cálculo do fluxo mássico para a geladeira CONSUL.

As entalpias específicas de cada substância podem ser encontradas nas tabelas respectivas de cada fluido com as temperaturas correspondentes.

essas condições de operação.

$m^{(A)}$  - é o fluxo mássico de *R-12* que usa a geladeira atualmente para desenvolver

considerado nenhum subresfriamento,

$h_4$  - é a entalpia do líquido saturado à temperatura de condensação já que não é

do evaporador como vapor saturado,

nenhum superaquecimento no evaporador, ou seja se assume que o refrigerante sai

como a temperatura no evaporador e levando em consideração que não existe

$h_1$  - é a entalpia do vapor saturado de cada substância à temperatura  $T_e$  definida

onde:

$$(4.5) \quad m^{(A)} \cdot (h_1 - h_4)^{(A)} = m^{(HC)} \cdot (h_1 - h_4)^{(HC)},$$

rescrever a equação 4.6 como:

Ao considerar-se que a geladeira em questão trabalha com ciclo padrão podemos

#### 4.4.1. Cálculo do fluxo mássico para a geladeira INPUD.

$h_4$  - entalpia específica do refrigerante na entrada do evaporador. [ kJ / kg ]

$h_1$  - entalpia específica do refrigerante na saída do evaporador. [ kJ / kg ]

Com ajuda da figura 3.8 do capítulo anterior pode-se então escrever a equação

da conservação da energia como:

$$m_{(A)} \cdot (h_1 - h_4)_{(A)} = m_{(HC)} \cdot (h_1 - h_4)_{(HC)} \quad (4.6)$$

A segunda diferença está no fato de que para calcular as entalpias correspondentes para cada substância no ponto 4 tem-se que considerar que o processo de estrangulamento é não isentálpico, pelo que esses valores deverão ser calculados fazendo um balanço de energia no trocador de calor. Levando em consideração que certa quantidade de energia em forma de calor,  $\dot{Q}_T$ , é trocada entre o refrigerante que está sendo estrangulado e o vapor de refrigerante que escapa pela linha de sucção,

encontramos que:

✓ Fluxo de energia que entra no tubo capilar é igual a  $m \cdot h_3$ ,

✓ e que o fluxo de energia que sai do tubo capilar é igual a  $m \cdot h_4 + \dot{Q}_T$ ,

sendo então que o fluxo de calor cedido durante o estrangulamento do fluido no

trocador de calor é igual a:

$$\dot{Q}_T = m \cdot (h_3 - h_4) \quad (4.7)$$

onde:

$\dot{Q}_T$  é o calor que cede o refrigerante no tubo capilar o que absorve o refrigerante

na linha de sucção [ kW ]

Por outro lado, fazendo um balanço de energia na linha de sucção do compressor

temos que:

✓ o fluxo de energia que entra à linha de sucção é igual a  $m \cdot h_1 + \dot{Q}_T$ ,

✓ e que o fluxo de energia que sai da linha de sucção é igual a  $m \cdot h_1$ ,

sendo então que o calor trocado também pode ser representado como:

Como o calor rejeitado é igual ao calor cedido e o fluxo mássico é constante

$$\dot{Q}_T = m \cdot (h_v - h_l) \quad (4.8)$$

tem-se então que:

$$h_3 - h_4 = h_v - h_l = C_p \cdot (T_1 - T_1'), \quad (4.9)$$

para qualquer substância com que trabalhe o ciclo.

O calor trocado no trocador de calor ( $\dot{Q}_T$ ) ou a nova diferença de temperaturas de

entrada e saída do trocador de calor pela parte do vapor de sucção ( $\Delta T$ ) são grandezas

necessárias para o cálculo da entalpia de entrada no evaporador ou de entrada no

compressor, pelo que é necessário definir a relação entre o tipo de trocador de calor e

suas dimensões geométricas que não mudam neste caso, o tipo de substância de trabalho

que muda, as temperaturas de entrada ao trocador que são conhecidas e as temperaturas

de saída desconhecidas. Na seqüência se refere a solução deste problema.

O trocador de calor estudado é o do tipo mais simples que existe, carga e tubo

(figura 4.3). Consiste num tubo localizado concentricamente dentro de outro tubo que

forma a carga.

Um dos fluidos escoia dentro do tubo interior (mistura que esta sendo

estrangulada e é representada por  $h_q$  ou fluido quente, já que é o fluido que esta

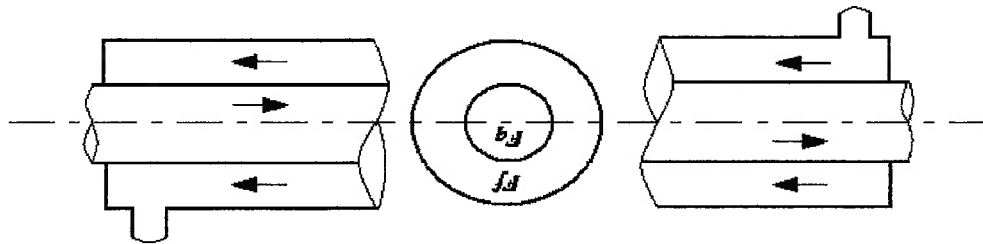
resfriando-se assim que atravessa o tubo capilar) e o outro através do espaço anular

formado entre os tubos externo e interno (vapor que está sendo sucionado representado

por  $h_f$  ou fluido frio já que é o fluido que se aquece assim que atravessa a linha de

sucção). Neste caso particular ambas as substâncias são a mesma, mas em diferentes

estados termodinâmicos.



**Figura 4.1.** Representação de um trocador de calor do tipo tubos concêntricos. ( $F_q$  representa o refrigerante que está resfriando-se e atravessando o tubo capilar e  $F_f$  representa o refrigerante na linha de sucção que está se aquecendo).

Como em ambas condições o fluido apenas atravessa o trocador uma vez, este arranjo é chamado de trocador de calor de passe simples e como quando a substância passa pela linha de sucção e pelo tubo capilar o faz em sentidos opostos o trocador é do tipo de correntes opostas ou contracorrentes. Todas estas características determinam o comportamento deste trocador de calor *TC-TS*.

#### 4.4.2.1. Cálculo da efetividade $\varepsilon$ do trocador de calor.

Para calcular o calor intercambiado ( $\tilde{Q}_T$ ) no trocador pode-se relacionar com as temperaturas de entrada de ambos fluidos da seguinte forma (Kreith, 1977):

$$\tilde{Q}_T = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{qe} - T_{fe}) \quad (4.10)$$

onde:

$\varepsilon$  - efetividade do trocador de calor

$C_{min}$  - é o valor da capacidade térmica da corrente de fluido menor. Neste caso

$C_{min} = C_{max}$  porque os dois fluidos que estão trocando calor são iguais.

$T_{qe}$  - temperatura do fluido mais quente à entrada [ K ]

$T_{fe}$  - temperatura do fluido mais frio à entrada [ K ]



onde:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.13)$$

Para calcular o valor de  $NUT$  se conhece que este é função da área de transferência de calor, do coeficiente global de transferência de calor do trocador e da capacidade térmica mínima entre os dois fluidos no caso de que sejam diferentes. Esta relação está representada pela seguinte equação (Schmidt et al., 1993):

#### 4.4.2.2. Cálculo do valor $NUT$ .

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT}, \quad (4.12)$$

No caso em que ocorre mudança de fase em um dos fluidos, a máxima capacidade térmica é infinita e, neste caso, a razão  $C_{min}/C_{max}$  é zero. Sob tais circunstâncias, a efetividade do trocador de calor é independente da sua configuração geométrica e para o caso particular que se analisa torna-se igual a:

$$\varepsilon = f(NUT, C_{min}/C_{max}, \text{geometria}). \quad (4.11)$$

Kern, 1950):

relação funcional é dada na forma de curvas na literatura especializada (Kreith, 1977; estão trocando calor ( $C_{min}/C_{max}$ ) e da configuração geométrica do trocador de calor. Esta transferência de calor ( $NUT$ ), da razão entre as capacidades térmicas dos fluidos que opostas de área de troca de calor infinita e é função também do número de unidades de de calor, e a máxima possível, que seria obtida num trocador de calor de correntes entre a real quantidade de calor transmitida por unidade de tempo, em um dado trocador Para calcular a Efetividade do Trocador de Calor ( $\varepsilon$ ), definida como a razão

$A$  – é a área de transferência de calor [ m<sup>2</sup> ].  
 $U$  – é o coeficiente global de transferência de calor [ W/m<sup>2</sup> °C ].

#### 4.4.2.3. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor $U$ .

Para calcular o coeficiente global de transferência de calor este pode ser baseado tanto na área interna,  $A_i$ , quanto na área externa,  $A_e$ .

Desta forma:

$$U_i \cdot A_i = \frac{1}{\frac{1}{A_i \cdot \ln(r_e/r_i)} + \frac{h_i}{2\pi \cdot k_{tubo} \cdot L} + \frac{h_e \cdot A_e}{A_i}} \quad (4.14)$$

e:

$$U_e \cdot A_e = \frac{1}{\frac{A_e \cdot \ln(r_e/r_i)}{2\pi \cdot k_{tubo} \cdot L} + \frac{h_i \cdot A_i}{A_e} + \frac{1}{h_e}} \quad (4.15)$$

onde:

o subscrito  $i$  - representa a superfície interna do tubo de menor diâmetro,  
o subscrito  $e$  - representa a superfície externa do tubo de menor diâmetro,  
 $h$  - coeficiente de transferência de calor do fluido [ W/m<sup>2</sup> °C ],  
 $r$  – raios do tubo [ m ],  
 $k_{tubo}$  – condutividade térmica do tubo [ W/m °C ],  
 $L$  – comprimento [ m ].

A primeira parcela do denominador das equações anteriores representa a resistência térmica do fluido interno que está mudando de fase, a segunda parcela representa a resistência térmica por condução do tubo e a última parcela representa a resistência térmica do fluido externo que neste caso é vapor superaquecendo-se.

Em muitos casos práticos o valor de  $U$  é controlado por apenas um dos

coeficientes de transferência de calor por convecção (Holman, 1983). No presente caso

pode-se assumir como hipóteses que:

- ✓ a resistência térmica de condução é desprezível devido a que a espessura do tubo é muito pequena e seu valor é pequeno comparado com as resistências por convecção,
- ✓ e que  $h_i$  (coeficiente de transferência de calor da substância que se resfria) ao ser de uma substância que está mudando de fase será muito maior que o  $h_e$  (coeficiente de transferência de calor da substância que se aquece) que é uma substância em fase simples,

assim, pode-se admitir que:

$$U_i \equiv \frac{A_e \cdot h_e}{A_i} \quad (4.16)$$

e:

$$U_e \equiv h_e \quad (4.17)$$

#### 4.4.2.4. Cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção $h_e$ .

O cálculo do coeficiente de transferência de calor pode ser realizado com a

seguinte equação:

$$h_e = \frac{Nu \cdot k_f}{d_H} \quad (4.18)$$

onde:

$Nu$  – número de Nusselt

$k_f$  – condutibilidade térmica do fluido [ $W/m^\circ C$ ]

$d_H$  - diâmetro hidráulico [ m ].

Admitindo que o escoamento é turbulento plenamente desenvolvido, em tubos

lissos é recomendada a correlação de *Dittus-Boelter* para o cálculo de *Nusselt* (*Holman*,

1983):

$$Nu = 0,023 \cdot Re_{0,8} \cdot Pr^n \quad (4.19)$$

O valor de  $n$  é considerado de 0,4 para aquecimento e de 0,3 para resfriamento e

o valor do número de *Reynolds* pode ser calculado como:

$$Re = \frac{V \cdot d_H}{\nu} \quad (4.20)$$

onde:

$V$  – velocidade do fluido [ m/s ]

$\nu$  - viscosidade cinemática [ ]

conhecendo que:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A, \quad (4.21)$$

onde:

$A$  – a área da seção transversal [ m<sup>2</sup> ],

a viscosidade cinemática é:

$$\nu = \frac{\rho}{\mu}, \quad (4.22)$$

onde  $\rho$  e a densidade e  $\mu$  - viscosidade dinâmica [ Pa s]. Sabendo que o diâmetro

hidráulico pode ser calculado como:

$$d_H = D_{Te} - D_{Ti}, \quad (4.23)$$

sendo que  $D_{Te}$  é o diâmetro do tubo externo e  $D_{Ti}$  é o diâmetro do tubo interno pode-se

calcular o valor de *Reynolds* em função do fluxo massico como:

Por razões práticas será necessário definir também um coeficiente  $\beta$  que

$$\lambda = \frac{m_G}{m_R} \quad (4.25)$$

Este parâmetro será definido como a razão entre o fluxo mássico de gás inerte com respeito ao fluxo mássico de refrigerante hidrocarboneto, de forma tal que:

parâmetro  $\lambda$ , como foi dito na hipótese 5 do epígrafe 4.2.

gás inerte no desempenho de cada componente do sistema será representado pelo crescentes de gás inerte serão adicionadas. As parcelas correspondentes à influência do Depois de calculado o fluxo mássico de hidrocarboneto puro, quantidades

#### ***4.5. Avaliação dos ciclos com a mistura. Metodologia para a análise.***

estranhamente.

os fluxos de calor no evaporador e no condensador e sobre o processo de começar a analisar a influência do gás inerte sobre a potência de compressão  $W_R$ , sobre mesmas condições de trabalho. Uma vez conhecido este fluxo mássico pode-se então necessário para que esta geladeira ofereça a mesma capacidade de refrigeração com as pode ser calculado o fluxo mássico equivalente de hidrocarboneto puro que será diferença de entalpias que neste caso, é  $\Delta h$ . Também, resolvendo o sistema de equações Posteriormente, das equações dos balanços de energia, pode-se calcular o valor da ambos fluido, quente e frio, pode-se calcular o calor que será trocado no dispositivo. de  $NUT$ , o valor da efetividade do trocador de calor e com as temperaturas de entrada de Com todas as equações em função do fluxo mássico é possível calcular o valor

$$R_e = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot d \cdot \mu} \quad (4.24)$$

expresse a razão entre os fluxos mássicos de cada componente com respeito ao total da

mistura de forma tal que:

$$f_i = \frac{m_i}{m_T}, \quad (4.26)$$

sendo que:

$$f_G + f_R = 1. \quad (4.27)$$

de forma que pode ser expressa uma relação entre os coeficientes  $\beta$  e  $\lambda$  como:

$$f_G = \frac{\lambda}{\lambda + 1}, \quad (4.28)$$

$$f_R = \frac{1}{\lambda + 1}. \quad (4.29)$$

Definidos esses coeficientes pode-se começar a equacionar o ciclo com a mistura de hidrocarboneto e inerte. Para uma melhor compreensão do problema será analisado cada componente do ciclo por separado embora interrelacionados entre si.

#### 4.5.1. Processo no evaporador.

Quando se analisa o fluxo de calor no evaporador, agora para a mistura, e ao assumir-se que o gás e o refrigerante se comportam como uma mistura de gases perfeitos (hipótese 1), pode-se desse jeito analisar separadamente cada substância. Agora a carga de refrigeração ou capacidade de refrigeração  $\dot{Q}_e$ , estará distribuída no evaporador entre o gás inerte e o refrigerante, de forma que:

$$\dot{Q}_e = m_T \cdot q_e = m_R \cdot q_{eR} + m_G \cdot q_{eG}, \quad (4.30)$$

onde:

$\dot{m}_T$  - fluxo mássico total da mistura [ kg / s ],  
 $\dot{Q}_e$  - fluxo de calor de refrigeração para a mistura. [ kW ]  
 $q_e$  - fluxo de calor específico no evaporador para a mistura. [ kJ / kg<sub>m</sub> ]  
 $q_{er}$  - fluxo de calor específico para o refrigerante. [ kJ / kg ]  
 $q_{eg}$  - fluxo de calor específico para o gás. [ kJ / kg ].

claro está que:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_R + \dot{m}_G = \dot{m} \cdot (\lambda + 1), \quad (4.31)$$

sendo que:

$\dot{m}_R$  - fluxo mássico de refrigerante [ kg / s ]

$\dot{m}_G$  - fluxo mássico de gás [ kg / s ]

Dividindo a equação 4.33 pelo fluxo mássico total de mistura  $\dot{m}_T$ , pode-se então, calcular o fluxo de calor por unidade de massa de mistura no evaporador da seguinte forma:

$$q_{em} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}_T} = \frac{\dot{m}_R \cdot (\lambda + 1) \cdot q_e}{\dot{Q}_e} \quad (4.32)$$

ou seja:

$$q_{em} = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_T} \cdot q_{eg} + \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_T} \cdot q_{er}, \quad (4.33)$$

ou ainda:

$$q_{em} = \beta_G \cdot q_{eg} + \beta_R \cdot q_{er}. \quad (4.34)$$

Desta forma, com pequenos ajustes nas equações, pode-se rescrever a equação do fluxo de calor no evaporador por unidade de massa de mistura em função do coeficiente  $\lambda$  como:

$k_m$  – é a razão entre os calores específicos da mistura. [ - ]  
 $R_m$  – é a constante particular para a mistura. [ kJ / kmol<sup>m</sup> K ]  
 $T_1$  – é a temperatura da mistura na entrada do compressor. [ K ]  
 $P_{m1}$  – é a pressão total da mistura na entrada do compressor. [ kPa ]  
 $P_{m2}$  – é a pressão total da mistura na saída do compressor. [ kPa ]

onde:

$$W_s = - \frac{k_m}{k_m - 1} \cdot R_m \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{P_{m2}}{P_{m1}} \right)^{\frac{1}{k_m}} - 1 \right] \quad (4.36)$$

como:

Para fazer uma análise da potência consumida pelo compressor, será calculado primeiramente o trabalho ideal de compressão assumindo que se realiza isotropicamente. Assim, o trabalho isotrópico específico  $W_s$  pode ser calculado

#### 4.5.2. Processo de compressão.

$C_{pG}$  – é o calor específico a pressão constante do gás [ kJ / kg<sub>G</sub> K ]  
 $h_4$  – é a entalpia do refrigerante à entrada do evaporador [ kJ / kg<sub>R</sub> ]  
 $h_1$  – é a entalpia do refrigerante à saída do evaporador. [ kJ / kg<sub>R</sub> ]  
 evaporação. [ K ]

$T_4$  – é a temperatura de entrada do gás ao evaporador que é mesma temperatura de entrada para a mistura e é a temperatura de evaporação do gás à pressão de saída para a mistura. [ K ]

$T_1$  – é a temperatura de saída do gás do evaporador que é a mesma temperatura de

onde:

$$q_{em} = \frac{\lambda}{\lambda + 1} \cdot C_{pG} \cdot (T_1 - T_4) + \frac{\lambda + 1}{1} \cdot (h_1 - h_4), \quad (4.35)$$



$$M_m = \beta_G \cdot M_G + \beta_R \cdot M_R, \quad (4.41)$$

A massa molecular da mistura é função da influência particular de cada componente na mesma. Essa análise é similar ao caso em que a mistura é descrita pelas frações em massa. No presente caso, a massa molecular está dada pela equação:

$$M_m - \text{massa molecular da mistura. [ kg/kmol}_m \text{ ]}$$

$$\beta_R - \text{constante universal dos gases perfeitos [ 8,314 kJ/kg K ]}$$

onde:

$$R_m = \frac{R}{M_m}, \quad (4.40)$$

Para o cálculo da constante dos gases para a mistura tem-se que:

$$C_{p_m} = \frac{C_{p_R} + \lambda \cdot C_{p_G}}{\lambda + 1} = \beta_R \cdot C_{p_R} + \beta_G \cdot C_{p_G}. \quad (4.39)$$

$$C_{v_m} = C_{p_m} - R_m, \text{ e} \quad (4.38)$$

podem ser calculados como:

Para a mistura de gás inerte com refrigerante, tem-se que os calores específicos

$$C_{v_m} - \text{calor específico da mistura a volume constante. [ kJ / kg}_m \text{ K ]}$$

$$C_{p_m} - \text{calor específico da mistura a temperatura constante. [ kJ / kg}_m \text{ K ]}$$

onde:

$$k_m = \frac{C_{p_m}}{C_{v_m}}, \quad (4.37)$$

Sendo que a razão entre os calores específicos para a mistura está dada por:

dependem apenas da geometria do equipamento (Stoecker, 1994).  
 nocivo, coeficiente  $c$ . Esses parâmetros são constantes para cada compressor pois  
 “varrido” pelo pistão durante a admissão,  $V_a$  e a porcentagem de espaço morto ou  
 tipo geométrico e representam a taxa de deslocamento do compressor que o volume  
 comportamento do mesmo, devam ser levados em consideração. Estas grandezas são do  
 alguns parâmetros próprios do compressor e que fixam de alguma maneira o  
 componentes do sistema, que já existem e conformam o ciclo, de aí que neste caso  
 sistema de refrigeração por outra diferente, tanto o compressor como os outros  
 considerar que quando é substituída a substância refrigerante com que trabalha o  
 Para calcular a pressão da mistura na saída do compressor é necessário

$P_{R1}$  - pressão parcial do refrigerante à temperatura da mistura no evaporador [ kPa ]

$P_{m1}$  - pressão da mistura no evaporador [ kPa ]

onde:

$$P_{m1} = P_{R1} \cdot \lambda \cdot \left( \frac{M_R}{M_G} + 1 \right) \quad (4.42)$$

parciais e as massas moleculares assim pode-se escrever que:  
 parâmetro  $\lambda$  pode ser calculada levando em consideração as relações entre as pressões  
 calculada pela lei de Dalton, equação (4.1), e estará em função da variação do  
 A nova pressão de evaporação, que como definido com anterioridade, será  
 mesma.

$\beta$  - representa a influência de cada componente da mistura na massa molecular da  
 $M_R$  - é a massa molecular do refrigerante,

$M_G$  - é a massa molecular do gás [kg/kmol],

onde:

Um coeficiente importante que define o comportamento do compressor é o rendimento volumétrico  $\eta_v$ . Este coeficiente relaciona os parâmetros mostrados anteriormente com a razão de compressão, valor determinante para calcular as condições de saída da mistura refrigerante do compressor. (Fairies, 1966, Kirillin, 1974, Stoecker, 1994).

O rendimento volumétrico pode ser calculado como:

$$\eta_v = \frac{V_1}{V_1^a}, \quad (4.43)$$

onde:

$V_1$  - fluxo volumétrico real que suciona o compressor. [ m<sup>3</sup>/s ]

sendo que:

$$V_1 = m_T \cdot v_1 \quad (4.44)$$

$$v_1 = \frac{R_m \cdot T_1}{P_m} \quad (4.45)$$

onde:

$v_1$  - volume específico da mistura na sucção do compressor. [ m<sup>3</sup>/kg ]

Calculado o valor do rendimento volumétrico do compressor com a mistura

pode-se então calcular a razão de compressão pela seguinte relação:

$$\eta_v = 1 - c \left[ \left( \frac{P_{m2}}{P_{m1}} \right)^{\frac{1}{k_m}} + 1 \right] \quad (4.46)$$

e finalmente o valor da pressão para a mistura na saída do compressor,  $P_{m2}$ . Conhecendo esta pressão pode-se calcular a pressão parcial do vapor de refrigerante na mistura,  $P_{R2}$ ,

No condensador ao igual que no evaporador se realiza uma troca de calor entre a mistura refrigerante e o meio ambiente a pressão total da mistura constante, pelo que pode ser feita a mesma análise que no caso do evaporador. No condensador é preciso rejeitar ao meio a energia absorvida pela mistura no evaporador mais a energia que

#### 4.5.3. Processo de condensação.

$$W_R = 0,9 \cdot \eta_v \cdot W_S. \quad (4.48)$$

podemos então calcular o trabalho real específico do ciclo como:

volumétrica,

✓ a eficiência interna do compressor pode ser considerada igual a sua eficiência

✓ eficiência mecânica para este tipo de compressor está na ordem de 0,9 e,

Levando em consideração que, segundo *Dossat* (1980) a:

$\eta_c$  – é a eficiência interna do compressor.

$\eta_m$  – é a eficiência mecânica do compressor e,

onde:

$$W_R = W_S \cdot \eta_m \cdot \eta_c, \quad (4.47)$$

calcular o trabalho real específico de compressão temos que:

representadas pela eficiência interna do compressor e a eficiência mecânica. Assim para fluido, condições de trabalho e da geometria do aparelho que nos cálculos são dentro de um compressor ocorrem perdas relativamente grandes em função do tipo de Para calcular o trabalho real realizado sobre o fluido é necessário considerar que

usando novamente a equação (4.42).

Geralmente, o processo de estrangulamento de uma substância refrigerante no tubo capilar de um ciclo de refrigeração de pequeno porte é considerado isentálpico, pelo que a entalpia de saída será igual à entalpia com que entra o refrigerante ao processo, ou seja o refrigerante diminui temperatura e pressão mas sua entalpia será constante. Já o processo de estrangulamento para a mistura pesquisada terá algumas particularidades diferentes como consequência da presença do gás inerte ou não

#### 4.5.4. Processo de estrangulamento.

Assim tem-se uma relação entre o fluxo de calor no evaporador, o trabalho realizado sobre fluido e o calor que deve ser cedido no condensador.

$$q_c = q_e + W_R \quad (4.50)$$

termos matemáticos pode ser expressado como:

Por outra parte pode ser considerado que esse fluxo de calor no condensador não é mais que a soma do fluxo de calor de evaporação mais o trabalho de compressão que

do líquido saturado a  $T_3$  [ kJ / kg<sub>R</sub> ].

$h_3$  – é a entalpia do refrigerante na saída do condensador correspondente à entalpia

$T_3$  – é a temperatura da mistura na saída do condensador [ K ]

$h_2$  – é a entalpia do refrigerante na saída do compressor a  $T_2$  e  $P_{R2}$  [ kJ / kg<sub>R</sub> ],

$T_2$  – é a temperatura da mistura na saída do compressor [ K ],

onde:

$$q_c = \frac{\lambda}{\lambda + 1} \cdot C_{pG} \cdot (T_3 - T_2) + \frac{\lambda + 1}{1} \cdot (h_3 - h_2) \quad (4.49)$$

seguinte:

recebe a mistura no processo de compressão, o que pode ser expressado pela equação

condensável dentro do sistema. Estas particularidades serão analisadas na sequência.

Entende-se por gás não condensável, um gás superaquecido em temperaturas

acima de sua temperatura crítica, pelo que não mudará de fase nos processos

compreendidos no ciclo de refrigeração, como é o caso do hidrocarboneto. Por causa

disto, o processo de estrangulamento para esta substância será isotérmico ou que

teoricamente isto implicaria que o gás entraria no evaporador à temperatura com que sai

do condensador. Como por razões óbvias isto não pode acontecer, durante o

estrangulamento ocorrerá uma troca de calor entre o hidrocarboneto que está

diminuindo temperatura pela diminuição da pressão e o gás que diminui pressão a

temperatura constante, por causa da diferença de temperaturas entre ambas substâncias.

De fato esta troca de calor deve provocar uma variação da entalpia de saída do tubo

capilar para o refrigerante como será mostrado na sequência.

Como dito com anterioridade os dois ciclos que estão sendo estudados se

diferençam principalmente no processo de expansão . O primeiro ciclo a avaliar realiza

uma expansão adiabática e o segundo uma expansão não adiabática. Fazendo um

balanço de energia no tubo capilar temos que:

$$(4.53) \quad \tilde{Q}_{exp} + m_R \cdot h_4 + m_G \cdot C_{pG} \cdot T_4 = m_R \cdot h_3 + m_G \cdot C_{pG} \cdot T_3$$

logo:

$$(4.54) \quad \tilde{Q}_{exp} = m_G \cdot C_{pG} \cdot (T_3 - T_4) + m_R \cdot (h_3 - h_4)$$

No caso em que o processo pode ser considerado adiabático,  $\tilde{Q}_{exp}$  será igual a

zero, pelo que a seguinte relação de  $h_4$  com  $h_3$  pode ser obtida:

$$(4.55) \quad h_4 = h_3 + \lambda \cdot C_{pG} \cdot (T_3 - T_4)$$

$$COP = \frac{q_e}{W_r} \quad (4.58)$$

refrigeração está dado pela razão:

Como definido no Capítulo 3 o coeficiente de desempenho de um ciclo de

#### 4.6. Cálculo do desempenho dos ciclos.

desfavoravelmente.

Neste caso pelo fato de que a mistura troca calor durante a expansão com a sucção do compressor o refrigerante deve sair do tubo capilar com menor entalpia e menor título que na expansão isentálpica embora o efeito do gás continue influndo

$$h_4 = h_3 + \lambda \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) - (\lambda + 1) \cdot q_{exp} \quad (4.57)$$

e a relação de  $h_3$  e  $h_4$  como:

$$q_{exp} = \frac{\lambda}{\lambda + 1} \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) + \frac{\lambda + 1}{1} \cdot (h_3 - h_4) \quad (4.56)$$

pelo que o balanço pode ser rescrito como:

Para o ciclo em que o processo é não adiabático,  $Q_{exp}$  seria diferente de zero,

refrigerante.

Como se pode apreciar a entalpia de saída do tubo capilar é maior que a entalpia de entrada e esta diferença se dá em função do valor do coeficiente  $\lambda$ . Quando o valor de  $\lambda$  é zero, ou seja não existe teor de gás no sistema o processo é claramente e a medida que a quantidade de gás no ciclo aumenta, a entalpia com que sai o refrigerante do tubo capilar aumenta também, diminuindo a capacidade de refrigeração por quilograma de refrigerante porque diminui o calor latente de vaporização do

No gabinete interior da geladeira, ou espaço refrigerado, se considera que existe um volume constante de ar. Na figura 4.2 representa-se o gabinete de uma geladeira comum. Dentro deste gabinete encontra-se o volume de ar é igual ao volume de armazenamento da geladeira, composto por oxigênio e uma mistura de diversos gases ou o também chamado nitrogênio atmosférico, que é a composição normal do ar. E para este compartimento que poderia vazar a mistura de hidrocarbonetos e nitrogênio que esta dentro do ciclo.

que a atmosférica.

normal, é muito improvável devido ao fato das pressões internas do ciclo serem maiores presentes na geladeira são pequenas. A entrada de ar no sistema, durante a operação grande para uma explosão, lembrando que as quantidades de substância inflamável ambiente em que se encontra a geladeira, a quantidade de ar seria demasiadamente fato, essa certamente é a pior condição, visto que, caso existisse um vazamento para o dentro do gabinete da geladeira, misturando-se com o ar existente no seu interior. De mistura explosiva. Isto vai ocorrer em caso de vazamento de todo o refrigerante para critério adotado é a pior situação para a qual há possibilidade de formação de uma Para calcular o valor do parâmetro  $\lambda$  capaz de garantir a maior segurança, o

#### **4.7. Cálculo do parâmetro $\lambda$ .**

nitrogênio.

hidrocarbonetos e o isobutano e misturas de propano-nitrogênio e isobutano- resultados dos cálculos para as duas geladeiras estudadas usando como refrigerantes hidrocarboneto e gás inerte. Nas tabelas dos Anexos A, B, C e D encontramos os desta forma pode-se calcular o  $COP$  do ciclo para cada composição da mistura de Para cada valor de  $\lambda$  existirão valores de  $q_e$  e de  $W_R$  diferentes, desta forma,



Na literatura especializada em combustão existem gráficos onde se representam as curvas dos limites de inflamabilidade de diferentes hidrocarbonetos diluídos em várias proporções com diferentes inertes. Um exemplo destes gráficos é apresentado na figura 4.3 para diversas misturas de combustíveis e gases inertes.

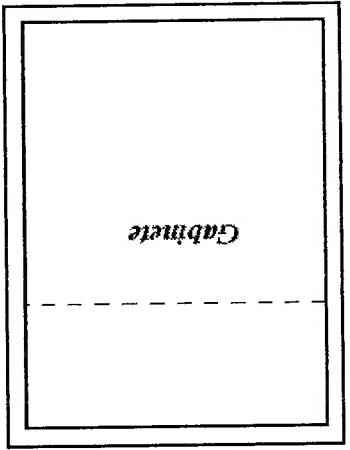


Figura 4.2. Representação do espaço interior ou gabinete refrigerado de uma geladeira comum.

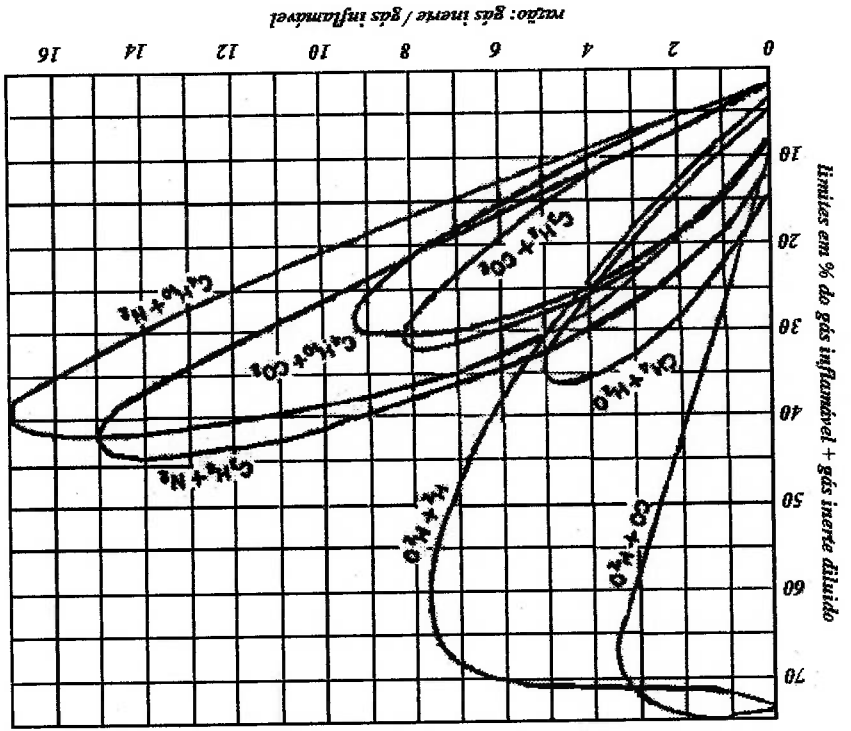


Figura 4.3. Limites de inflamabilidade do  $H_2$ ,  $CO$  e  $CH_4$  misturados com  $H_2O$ , e  $C_2H_6$  e  $C_3H_8$  misturados com  $CO_2$  e  $N_2$  em diversas proporções. (Lewis e Elbe, 1961)

Com referência a figura 4.3, note que abaixo da curva inferior de uma dada mistura combustível, oxigênio e inertes, esta não é inflamável, pois trata-se do limite inferior de inflamabilidade, *Limf*. O ramo superior da curva chama-se de limite superior de inflamabilidade, *Lsup*. No presente caso, trata-se de analisar as situações abaixo do limite inferior. Evidentemente, a mistura será não inflamável se a tração molar do hidrocarboneto  $x_{(HC)}$ , for sempre inferior ao limite inferior de inflamabilidade, ou seja:

$$x_{(HC)} \leq Limf \quad (4.59)$$

Da observação da figura 4.2 pode-se, para efeito de estimativa, aproximar o limite inferior por uma reta, como aquela ilustrada na figura 4.3. Esta figura tem as mesmas coordenadas que a figura 4.2, ou seja os eixos representam os mesmos coeficientes de forma que tem-se que,  $R$  é a razão entre gás inerte e gás inflamável,  $Limn$  é o limite inferior de inflamabilidade mínimo que ocorre quando a reta cruza o eixo vertical ( $R = 0$ );  $Limdx$  é o valor do limite inferior de inflamabilidade máximo que ocorre para a situação em que *Limf* encontra o limite superior de inflamabilidade em  $R_{máx}$ .

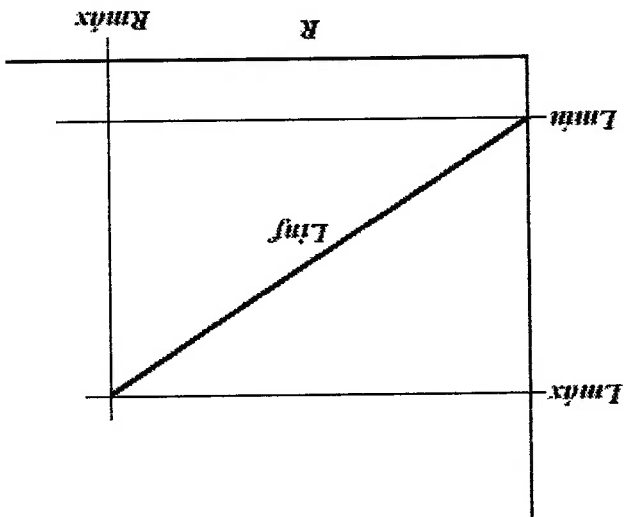


Figura 4.4. Representação da reta *Limf*.

Hidrocarboneto	Formula química	$R_{max}$ (N <sub>2</sub> /C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	$L_{min}$ [%]	$L_{max}$ [%]
Isobutano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	17,3	1,85	38
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	15	2,25	43

**Tabla 4.3.** Valores de  $R_{max}$ ,  $L_{min}$  e  $L_{max}$  para as retas que representam as curvas do limite inferior de inflamabilidade do propano e do isobutano diluídos com N<sub>2</sub>.

$$L_{inf} = 0,0209 \cdot R + 0,0185, \quad (4.64)$$

e para o isobutano-nitrogênio como:

$$L_{inf} = 0,0271 \cdot R + 0,0225, \quad (4.63)$$

propano-nitrogênio como:

sendo que os valores  $L_{min}$ ,  $L_{max}$  e  $R_{max}$  podem ser obtidos das curvas específicas para cada hidrocarboneto e diluente. Na tabela 4.3 são relacionados esses valores para o propano e o isobutano quando diluídos com N<sub>2</sub> por serem as misturas de interesse neste caso. Substituindo esses valores na equação do  $L_{inf}$ , pode-se obter a equação para o

$$C_2 = L_{min}, \quad (4.62)$$

e:

$$C_1 = \frac{R_{max}}{L_{max} - L_{min}}, \text{ e} \quad (4.61)$$

onde os coeficientes  $C_1$  serão respectivamente:

$$L_{inf} = C_1 \cdot R + C_2 \quad (4.60)$$

Representando a curva do  $L_{inf}$  por uma reta comum, a seguinte equação é dada:

$$m^{(N_2)_{atm}} = \frac{P^{(N_2)} \cdot V}{R^{(N_2)} \cdot T} \quad (4.69)$$

A massa de nitrogênio que existia na geladeira antes do vazamento ou massa do nitrogênio atmosférico  $m^{(N_2)}$ , pode ser calculada pela equação de estado como:

$$R = \left( \lambda + \frac{m^{(N_2)_{atm}}}{M^{(HC)}} \right) \cdot \frac{M^{(HC)}}{M^{(N_2)}} \quad (4.68)$$

ou ainda, lembrando que  $\lambda = \frac{m^{(N_2)_{ciclo}}}{m^{(HC)}}$ , tem-se:

$$R = \frac{m^{(N_2)_{ciclo}} + m^{(N_2)_{atm}}}{M^{(HC)}} \cdot \frac{M^{(HC)}}{M^{(N_2)}} \quad (4.67)$$

Logo substituindo a expressão acima na equação 4.65 tem-se:

$$m^{T(N_2)} = m^{(N_2)_{ciclo}} + m^{(N_2)_{atm}}; \quad (4.66)$$

ou seja:

A massa total de inertes dentro do gabinete depois do vazamento pode ser calculada como a soma da massa de nitrogênio que estava dentro do gabinete da geladeira antes do vazamento e a massa de nitrogênio que entra da mistura refrigerante,

sendo:

$m^{T(N_2)}$  - massa total de nitrogênio dentro do gabinete depois do vazamento [ kg ]

$m^{(HC)}$  - massa de hidrocarboneto total que vaza para o gabinete. [ kg ]

$M_i$  - são as respectivas massas moleculares [ kg/kmol ]

$$R = \frac{m^{T(N_2)}}{M^{(HC)}} \cdot \frac{M^{(HC)}}{M^{(N_2)}} \quad (4.65)$$

Agora falta calcular o valor de  $R$ , sendo que:

Substância	Massa Molecular [ kg/kgmol ]	INPUD	CONSUL
Isobutano	58,13	0,0543	0,0819
Propano	44,09	0,0505	0,0692
Nitrogênio	28,01	0,28	0,52

**Tabela 4.4.** Valores das massas moleculares e das massas de cada substância de interesse para cada caso.

Substituindo o valor da constante particular do nitrogênio que é igual 0,2968 kJ/kg K, o valor da pressão atmosférica 101,3 kPa, o valor da temperatura no gabinete, considerada igual a 273 K, e o valor do volume interno de ambas geladeiras que podem ser encontrados nas tabelas 4.1 e 4.2, os valores da massa de nitrogênio atmosférico para geladeira são relacionados na primeira linha da tabela 4.4. As outras duas linhas da referida tabela indicam as massas totais de propano e isobutano em cada caso como

indicado nos anexos A e C.

onde:  $x_{(N2)atm}$  – é a fração molar do nitrogênio atmosférico, considerada igual a 0,79.

onde:

$$m_{(N2)atm} = x_{(N2)atm} \cdot \frac{\mathfrak{R}_{(N2)} \cdot T}{P_{atm} \cdot V} \quad (4.70)$$

nitrogênio é dado pelo produto  $(x_{(N2)} \cdot P_{atm})$ , logo:

Recordando a lei de Dalton de mistura de gases perfeitos, a pressão parcial do

vazamento [ kPa ]

$P_{(N2)}$  – pressão parcial do nitrogênio atmosférico dentro da geladeira depois do

$\mathfrak{R}_{(N2)}$  - constante dos gases para o nitrogênio [ kJ/kg K ]

$T$  – temperatura no gabinete, considerada igual a 273 K

$V$  – volume do gabinete da geladeira [ m<sup>3</sup> ]

onde:

Agora substituindo os valores das massas moleculares e das massas de refrigerante nos ciclos da tabela 4.4 na equação 4.68, pode-se obter as equações de  $R$  para os quatro casos de estudados em função de  $\lambda$ , estas equações são relacionadas a seguir:

$$R = 1,57 \cdot \lambda + 8,72 \quad \text{INPUD (Propano-nitrogênio)} \quad (4.71)$$

$$R = 2,07 \cdot \lambda + 10,70 \quad \text{INPUD (Isobutano-nitrogênio)} \quad (4.72)$$

$$R = 1,57 \cdot \lambda + 11,82 \quad \text{CONSUL (propano-nitrogênio)} \quad (4.73)$$

$$R = 2,07 \cdot \lambda + 13,17 \quad \text{CONSUL (isobutano-nitrogênio)} \quad (4.74)$$

Desta forma pode-se agora rescrever as equações 4.63 e 4.64 da reta  $Linf$  para cada caso em função do coeficiente  $\lambda$ , para os quatro casos de interesse os resultados:

$$Linf = 0,04254 \cdot \lambda + 0,2588 \quad \text{INPUD (Propano-nitrogênio)} \quad (4.75)$$

$$Linf = 0,0432 \cdot \lambda + 0,2421 \quad \text{INPUD (Isobutano-nitrogênio)} \quad (4.76)$$

$$Linf = 0,0426 \cdot \lambda + 0,3458 \quad \text{CONSUL (propano-nitrogênio)} \quad (4.77)$$

$\lambda$	Caso:
- 4,16	INPUD (propano-nitrogênio)
- 3,5	INPUD (isobutano-nitrogênio)
- 6,13	CONSUL (propano-nitrogênio)
- 5,04	CONSUL (isobutano-nitrogênio)

Tabela 4.6. Valores de  $\lambda$ .

$x_{(HC)}$	Caso:
0,1115	INPUD (propano-nitrogênio)
0,0909	INPUD (isobutano-nitrogênio)
0,0843	CONSUL (propano-nitrogênio)
0,0756	CONSUL (isobutano-nitrogênio)

Tabela 4.5. Valores de  $x_{(HC)}$ .

hidrocarboneto puro ( $\lambda = 0$ ) não deve ocorrer o problema de explosão. negativos, uma impossibilidade. Assim, ainda que a geladeira trabalhe com o resultados são mostrados a seguir na tabela 4.6. Como se vê, os valores de  $\lambda$  são lembrando que  $x_{(HC)} \leq Lmf$ , pode-se então calcular o valor de  $\lambda$  para cada caso. Os resultados dos cálculos. Agora com os valores de  $x_{(HC)}$ , as equações da reta  $Lmf$  e hidrocarboneto dentro da geladeira para cada caso. Na tabela 4.5 se relacionam os cada caso, mostrados na tabela 4.4, pode-se calcular os valores das frações molares de foram mostrados nas tabelas 4.1 e 4.2, e os valores das massas de hidrocarboneto para ou isobutano 0,1430 [ kJ/kg K ]. Com os valores de volume de ambas geladeiras, que sendo,  $\mathfrak{R}_{(HC)}$  a constante particular do hidrocarboneto em questão, seja propano 0,1885

$$x_{(HC)} = \frac{P_{atm} \cdot V}{m_{(HC)} \cdot \mathfrak{R}_{(HC)} \cdot T} \quad (4.79)$$

Agora é necessário calcular  $x_{(HC)}$  para cada caso como:

$$Lmf = 0,0432 \cdot \lambda + 0,2937 \quad (4.78)$$

CONSUL (isobutano-nitrogênio)

## 5 RESULTADOS E CONCLUSÕES.

### 5.1. Análise de resultados.

#### 5.1.1. Influência do coeficiente $\lambda$ sobre o coeficiente de desempenho do ciclo, COP.

Os resultados completos da simulação são apresentados na forma de tabelas nos anexos A até o E.

Como era de se esperar, o comportamento do COP mostra para ambas geladeiras uma diminuição gradual com o aumento do coeficiente  $\lambda$ , ou seja, com o incremento da quantidade de gás inerte dentro do sistema. A tendência é decrescer quase linearmente.

Na sequência de figuras 5.1 a 5.4, observa-se o efeito da diluição do fluido refrigerante (aumentando  $\lambda$ ) sobre o coeficiente de desempenho para as geladeiras INPUD e CONSUL. As figuras 5.1 e 5.2 referem-se a misturas propano-nitrogênio e isobutano-nitrogênio, respectivamente para a geladeira INPUD. As figuras 5.3 e 5.4 são os gráficos análogos geladeira CONSUL. Interessante notar que: (1) o coeficiente de desempenho são mais elevados para os sistemas operando com isobutano em ambos os casos; (2) a sensibilidade (derivada da curva) é mais acentuada para os casos que trabalham com isobutano. Isto é um indicativo que, embora o COP seja elevado em termos absolutos, o sistema tem um decréscimo de COP mais acentuado pela presença do gás inerte.



O problema da diminuição da *COP* está claramente associado com o fato de que o gás não produz efeito refrigerante, pelo contrário, parte do efeito de refrigeração produzido pelo hidrcarboneto é absorvido pelo gás inerte, diminuindo portanto o efeito de refrigeração global. Por outra parte esta pesquisa teve como ponto de partida um fluxo mássico de refrigerante hidrcarboneto fixo ao que se lhe foi adicionando pequenas quantidades de gás inerte, ou seja, as condições de trabalho foram piorando gradualmente com o aumento do fluxo mássico de gás inerte.

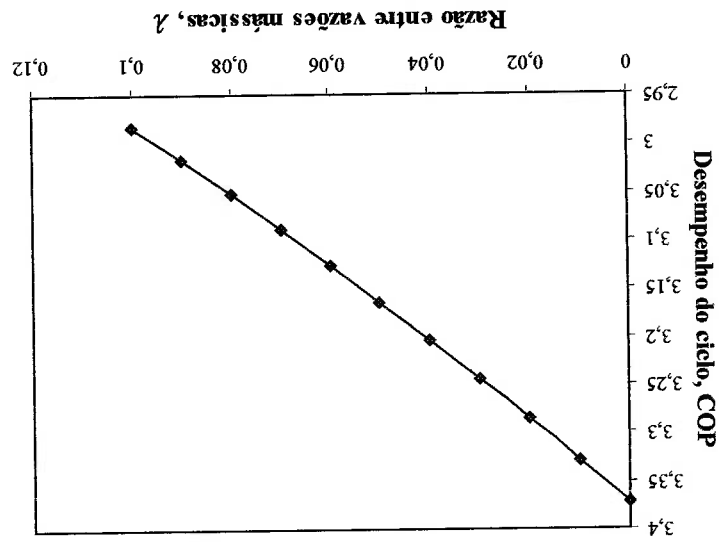


Figura 5.1. Desempenho da geladeira vs.  $\lambda$ . Propano - Nitrogênio INPUD

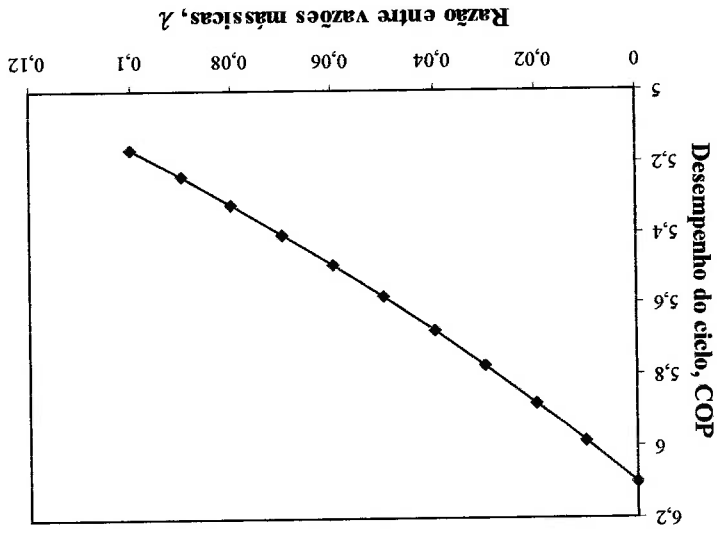


Figura 5.2. Desempenho da geladeira vs.  $\lambda$ . Isobutano - Nitrogênio INPUD

Como pode ser visto nos gráficos a seguir para alguns valores de  $\lambda$  no caso da geladeira *INPUD* para o propano e no caso da geladeira *CONSUL* para o isobutano, as temperaturas de saída da mistura do condensador (temperatura de saída do hidrocarboneto), coincidem com a temperatura de saturação do hidrocarboneto nessa pressão parcial. Nos outros casos a temperatura de saída é sempre menor que a de

### 5.1.2. Análise da temperatura de saída da mistura do condensador.

Figura 5.4. Desempenho da geladeira vs.  $\lambda$ . Isobutano – Nitrogênio *CONSUL*

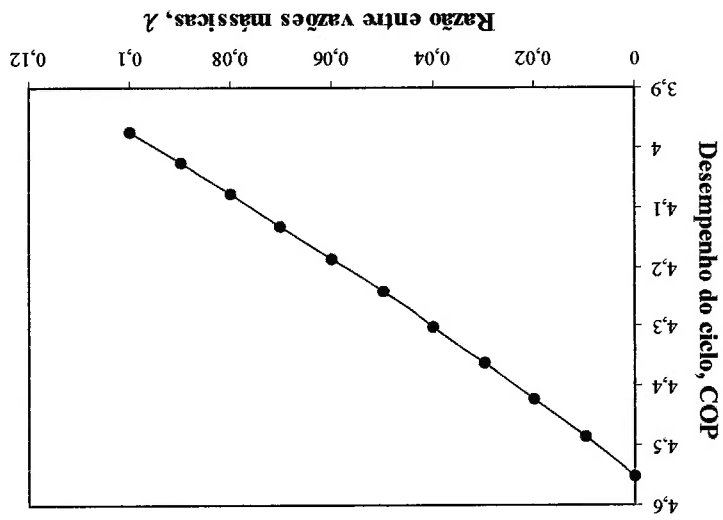
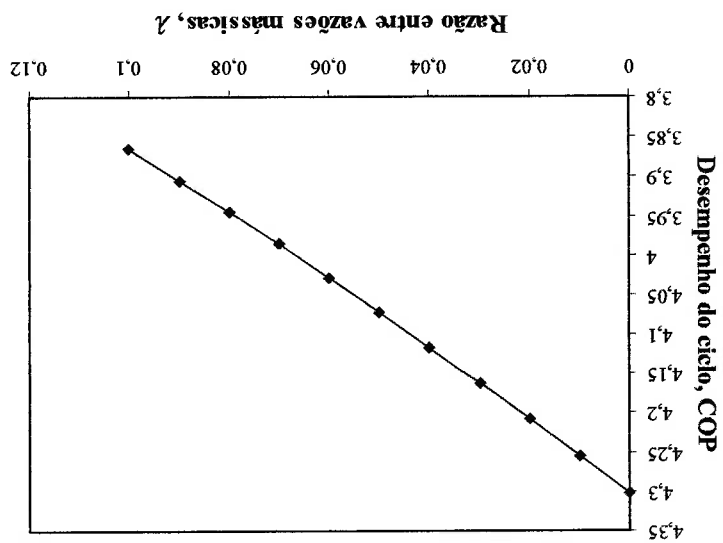
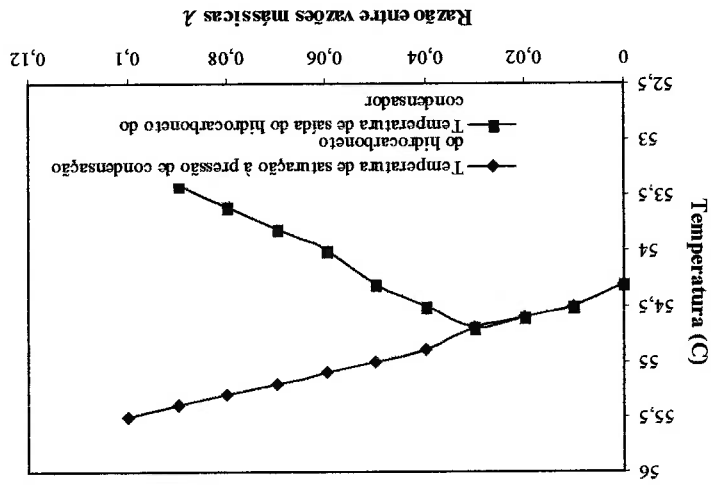


Figura 5.3. Desempenho da geladeira vs.  $\lambda$ . Propano – Nitrogênio *CONSUL*

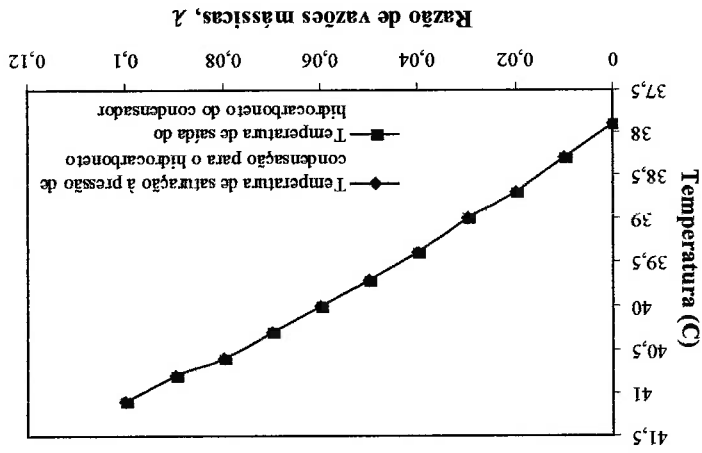


saturação. Isto mostra que embora o condensador é de maior capacidade do que necessita o sistema para trabalhar com hidrocarboneto, a presença de inertes às vezes impossibilita que o refrigerante se subrefrie como teoricamente deveria acontecer, novamente por causa da influência negativa do gás inerte no regime de transferência de calor no condensador.

**Figura 5.5.** Comparação da temperatura de saturação  $T_c$  para a pressão de condensação com a temperatura real de saída da mistura de condensador  $T_3$ . (Propano-Nitrogênio, *INPUD*)



**Figura 5.6.** Comparação da temperatura de saturação  $T_c$  para a pressão de condensação com a temperatura real de saída da mistura de condensador  $T_3$ . (Isobutano-Nitrogênio, *CONSUL*)



Primeiramente, no presente trabalho se realizou uma vasta revisão bibliográfica com vistas a estudar realmente os problemas que provocam, os *CFCS* e alguns dos seus substitutos mais importantes, na atmosfera terrestre e na qualidade de vida da Terra. Posteriormente se relatam as últimas pesquisas relacionadas com o tema da substituição dos *CFCS* e *HCFCS* por outras substâncias químicas artificiais e naturais e, particularmente, as vantagens que apresentam os *HCS* como substitutos diretos. Se

## **5.2. Conclusões.**

Em casos em que a quantidade de hidrocarboneto seja tal que ao vaziar ao compartimento refrigerado, a quantidade de inertes que fornece o ar atmosférico confinado no gabinete refrigerado seja inferior ao necessário para impossibilitar a formação de uma mistura explosiva podem ser adicionadas quantidades de inertes calculadas da forma descrita no Capítulo 4.

geladeira é mais que suficiente para inibir uma possível explosão.

Segundo os resultados obtidos para os valores de  $\lambda$  para ambos ciclos, pode-se concluir que para os casos estudados a quantidade de hidrocarboneto é tão pequena que nem ainda na pior das circunstâncias teria lugar uma mistura inflamável, já que a quantidade de inertes que fornece a mistura de ar atmosférico que se encontra dentro da

### **5.1.3. Análise dos resultados obtidos para $\lambda$ .**

realizados.

Segundo a totalidade dos cálculos realizados teoricamente ambos sistemas são capazes de trabalhar com estas misturas, apenas ajustando o tubo capilar às novas pressões de trabalho, mas com uma diminuição considerável do desempenho do mesmo. Nos Anexos A, B, C e D se mostram os valores mais importantes dos cálculos

domésticos, descrevendo suas características fundamentais e funcionamento. Posteriormente se elaborou um sistema de equações para a avaliação termodinâmica, em regime permanente, de duas geladeiras domésticas, sistemas de pequeno porte com dispositivo de expansão constituído por tubo capilar, no primeiro caso adiabático e no segundo caso não adiabático. Este sistema de equações foi implementado no programa computacional *Engineering Equation Solver*, (*EES*) que possibilita a resolução de equações simultaneamente e consulta um vasto banco de dados de propriedades termodinâmicas o que facilita os cálculos. Foram desenvolvidas equações para cada um dos componentes do ciclo: compressor hermetico alternativo, condensador estático, tubo capilar adiabático e não adiabático e evaporador "roll-bond". Foi analisado particularmente cada componente mostrando quais parâmetros poderiam mudar durante a troca de substâncias de trabalho. Muito importante foi

A partir deste ponto se realizou uma revisão sobre os aspectos mais importantes relacionados com os ciclos de compressão de vapor e particularmente dos sistemas domésticos, descrevendo suas características fundamentais e funcionamento. elas, também são muitos usadas na vida atual.

Depois de mostrado que a única desvantagem que apresenta os *HCS* quando comparados com os outros refrigerantes é sua alta inflamabilidade, decidiu-se investir neste tema procurando uma solução para este problema, principalmente para sistemas de pequeno porte como é caso das geladeiras domésticas, que além de necessitar apenas poucas dezenas de gramas de hidrocarboneto, o que facilita a segurança do trabalho com *dos CFCs*.

realizou uma comparação dos hidrocarbonetos mais usados na refrigeração com os refrigerantes alternativos mais difundidos na atualidade mostrando como os primeiros são superiores aos segundos enquanto as propriedades termodinâmicas, estabilidade química, disponibilidade, tecnologia e possibilidades de serem substitutos "drop in"

considerar que ambos sistemas existem, o que fixa de alguma forma a tendência de operação dos ciclos ainda depois de substituídos os valores dos parâmetros para os novos fluidos.

Também se realizou uma breve pesquisa sobre as possibilidades que tem os gases inertes de mudar os limites de inflamabilidade dos hidrocarbonetos quando misturados com estes em proporções determinadas em dependência da quantidade de gás combustível e volume de ar. Mostrou-se a influência da presença de um gás inerte, o nitrogênio, no desempenho dos dois ciclos descritos anteriormente e a composição necessária para as misturas de propano-nitrogênio e isobutano-nitrogênio que garantam a maior segurança contra explosões com o melhor desempenho possível. Concluiu-se que ainda no pior caso, ou seja  $\lambda = 0$  ou hidrocarboneto puro, não deve ocorrer explosões caso ocorra vazamento para dentro do gabinete da geladeira, visto que o volume do gabinete das geladeiras usadas é suficiente para manter a mistura abaixo do limite inferior de inflamabilidade.

Os resultados mostram que apesar do relativamente simples do método da avaliação, o modelo proposto no presente trabalho pode ser uma ferramenta útil para avaliar a influência de inertes em ciclos de refrigeração não apenas do ponto de vista da redução das possibilidades de ocorrência de acidentes, mas também no caso de que ar entre no sistema em ciclos que trabalhem com pressões abaixo da atmosférica.

### **5.3. Recomendações.**

Dentre os estudos que poderiam ser realizados como continuidade deste trabalho, pode-se destacar os seguintes:

✓ usando novamente o *EES* e uma interface que existe entre este programa e o *REFPROP*, programa que brinda soluções para o cálculo mais realista das

propriedades de diferentes misturas de refrigerantes, avaliar o sistema de equações com misturas de propano e isobutano que, segundo as últimas pesquisas encontradas nas publicações especializadas, são as que mostram ter uma curva de saturação muito perto da do R-12, fazendo-o principalmente para misturas nas que a quantidade de propano aumenta por acima do 55 % até um 70 %, para obter a tendência do comportamento destes sistemas quando se usam substâncias cada vez mais eficientes dentro dos ciclos,

✓ poderia-se avaliar os trocadores de calor, condensador e evaporador, com a mistura de hidrocarbonetos e inertes, desde o ponto de vista da transferência de calor, determinando se na realidade estão sobredimensionados para operar com hidrocarbonetos ou se a presença do gás, realmente, precisa de trocadores de calor maiores,

✓ pode-se realizar a avaliação do sistema de equações para aparelhos de maior capacidades que os estudados, ou seja, que trabalhem com maior carga de refrigerante hidrocarboneto, procurando encontrar a partir de que valor de carga de refrigerante seria necessário adicionar inertes para maior segurança, e

✓ pode-se tentar realizar a avaliação experimental do trabalho de geladeiras usando como fluido de trabalho misturas de hidrocarbonetos e inertes para comprovar, na pratica, se é possível que sistemas de refrigeração trabalhem com misturas de substâncias refrigerantes e inertes sem mudanças importantes nos componentes do sistemas ou se seria necessário realizar grandes mudanças e poder determinar quais.

# ANEXOS



## ***1. Descrição dos anexos.***

No anexo A.1 encontram-se duas tabelas, tabela A.1.1 e tabela A.1.2, que indicam os valores de dados de entrada do programa de cálculo do ciclo (Anexo F) para a geladeira *INPUD*. Estes parâmetros foram mantidos fixos e apenas o refrigerante foi mudado, usados propano e isobutano.

No anexo A.2 são apresentadas duas tabelas A.2.1 e A.2.2, que indicam os resultados principais do programa de cálculo de fluxo mássico de hidrocarboneto puro (Anexo F.1) para os dados operacionais apresentados nas tabelas do Anexo A.1. propano,  $\lambda$ , variando de 0 a 0,1. Estes resultados são mostrados nas tabelas B.1.1 até B.1.11.

No Anexo C encontram-se em duas tabelas, tabela C.1.1 e tabela C.1.2, os valores de dados de entrada do programa de cálculo do ciclo (Anexo F) para a geladeira *CONSUL*. Também neste caso estes parâmetros foram mantidos fixos e apenas o refrigerante foi mudado, usados propano e isobutano.

No anexo C.2 são mostradas as tabelas C.2.1 e C.2.2, que indicam os resultados principais do programa de cálculo de fluxo mássico de hidrocarboneto puro (Anexo F.1) para os dados operacionais apresentados nas tabelas do Anexo C.1.

No Anexo D.1 são apresentados os principais resultados dos cálculos do ciclo da geladeira *CONSUL* quando operando com propano e quantidades crescentes de gás inerte, variando o coeficiente  $\lambda$  também entre 0 e 0,1. Estes resultados são resumidos nas tabelas D.1.1 a tabela D.1.11.

No Anexo D.2 são mostrados os resultados destes cálculos para a geladeira *CONSUL* agora para isobutano e valores crescentes de inerte, na mesma faixa que para os casos anteriores. Estes valores são resumidos nas tabelas D.2.1 a D.2.11.

No Anexo E encontram-se resumidas as equações da reta *Linfit* para os quatro casos analisados, os valores das frações mássicas de hidrocarboneto e o coeficiente  $\lambda$  correspondente.

No Anexo F são listados a seqüências usadas para a simulação dos ciclos com o *EES*.

## **Anexo A.1. Hidrocarbonetos puros.**

**Tabela A.1.1.** Dados de entrada ao sistema de equações para a geladeira INPUD com propano

<b>Dados de Entrada</b>		<b>Refrigerante</b>
$\dot{Q}_e$	Capacidade de Refrigeração	$C_3H_8$
$T_e$	Temperatura no evaporador	Propano (R-290)
$\eta_m$	Eficiência mecânica do Compressor	
$c$	Porcentagem de espaço morto ou nativo	
$V_d$	Taxa de deslocamento do compressor	
$\Delta T_1$	Grau de superaquecimento	
$\Delta T_2$	Grau de subresfriamento	
		0,16104 kW
		258,00 K
		0,90
		0,08
		0,0001945 m <sup>3</sup> /s

**Tabela A.1.2.** Dados de entrada ao sistema de equações para a geladeira INPUD com isobutano

<b>Dados de Entrada</b>		<b>Refrigerante</b>
$\dot{Q}_e$	Capacidade de Refrigeração	$C_4H_{10}$
$T_e$	Temperatura no evaporador	Isobutano (R-600a)
$\eta_m$	Eficiência mecânica do Compressor	
$c$	Porcentagem de espaço morto ou nativo	
$V_d$	Taxa de deslocamento do compressor	
$\Delta T_1$	Grau de superaquecimento	
$\Delta T_2$	Grau de subresfriamento	
		0,16104 kW
		258,00 K
		0,90
		0,08
		0,0001945 m <sup>3</sup> /s

## Anexo A.2 Hidrocarbonetos puros.

**Tabela A.2.1.** Resultados dos cálculos para a geladeira INPUD com propano

Resultados Geladeira INPUD Propano (R-290)	
$q_e$	Fluxo de calor no evaporador 206,56 kJ/kg
$P_2/P_1$	Razão de Compressão 6,38
$W_s$	Trabalho isentrópico de compressão 100,85 kJ/kg
$\eta_v$	Eficiência volumétrica do compressor 0,67
$W_R$	Trabalho real que recebe o fluido 60,82 kJ/kg
COP	Desempenho do ciclo 3,37
$T_{cond}$	Temperatura de condensação 327,30 K
$P_{cond}$	Pressão de condensação 1863,11 kPa
$m$	Fluxo mássico 0,000782 kg/s

**Tabela A.2.2.** Dados de entrada ao sistema de equações para a geladeira INPUD com isobutano

Resultados Geladeira INPUD Isobutano (R-600a)	
$q_e$	Fluxo de calor no evaporador 191,60 kJ/kg
$P_2/P_1$	Razão de Compressão 4,15
$W_s$	Trabalho isentrópico de compressão 55,77 kJ/kg
$\eta_v$	Eficiência volumétrica do compressor 0,529
$W_R$	Trabalho real que recebe o fluido 32,78 kJ/kg
COP	Desempenho do ciclo 5,84
$T_{cond}$	Temperatura de condensação 299,00 K
$P_{cond}$	Pressão de condensação 500,48 kPa
$m$	Fluxo mássico 0,0008405 kg/s

## Anexo B.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ .

Tabela B.1.1. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>				$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg			
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>				$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K			
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s				Valor de $\lambda$ : 0			
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00	$P_1$	291,90	$T_{cond}$	327,30
$h_2$	540,40	$T_2$	330,39	$P_2$	1863,11	$W_r$	60,82
$h_3$	253,38	$T_3$	327,30	$P_{evap}$	291,90	$q_e$	205,11
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	1863,11	$COP$	3,37

Tabela B.1.2. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,01$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>				$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg			
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>				$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K			
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s				Valor de $\lambda$ : 0,01			
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00	$P_1$	296,49	$T_{cond}$	327,50
$h_2$	540,00	$T_2$	330,31	$P_2$	1898,25	$W_r$	61,01
$h_3$	252,70	$T_3$	327,50	$P_{evap}$	291,90	$q_e$	203,08
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	1868,83	$COP$	3,32

## Anexo B.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

**Tabela B.1.3. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,02$ )**

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s							
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00	$P_1$	301,08	$T_{cond}$	327,60
$h_2$	539,50	$T_2$	330,21	$P_2$	1933,24	$W_r$	61,19
$h_3$	251,90	$T_3$	327,60	$P_{evap}$	291,90	$q_e$	201,09
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	1874,24	<b>COP</b>	3,28,00

**Tabela B.1.4. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,03$ )**

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s							
Valor de $\lambda$ : 0,03							
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00	$P_1$	305,68	$T_{cond}$	327,70
$h_2$	539,10	$T_2$	330,10	$P_2$	1968,09	$W_r$	61,37
$h_3$	251,20	$T_3$	327,70	$P_{evap}$	291,90	$q_e$	199,14
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	1879,34	<b>COP</b>	3,24

## Anexo B.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela B.1.5. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,04$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,04	
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00
		$P_1$	310,27
$h_2$	538,60	$T_2$	329,99
		$P_2$	2002,80
$h_3$	250,50	$T_3$	327,50
		$P_{evap}$	291,90
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00
		$P_{cond}$	1884,16
		$T_{cond}$	327,90
		$W_r$	61,54
		$q_e$	197,22
		$COP$	3,20

Tabela B.1.6. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,05$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,05	
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00
		$P_1$	314,87
$h_2$	538,20	$T_2$	329,88
		$P_2$	2037,36
$h_3$	249,80	$T_3$	327,30
		$P_{evap}$	291,90
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00
		$P_{cond}$	1888,71
		$T_{cond}$	328,00
		$W_r$	61,71
		$q_e$	195,34
		$COP$	3,16

## Anexo B.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela B.1.7. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,06$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s			
Valor de $\lambda$ : 0,06			
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00
		$P_1$	319,46
$h_2$	535,20	$T_2$	328,75
		$P_2$	2071,79
$h_3$	249,10	$T_3$	327,00
		$P_{evap}$	291,90
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00
		$P_{cond}$	1893,00
		$T_{cond}$	328,10
		$W_r$	61,88
		$q_e$	193,50
		$COP$	3,12

Tabela B.1.8. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,07$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s			
Valor de $\lambda$ : 0,07			
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00
		$P_1$	324,06
$h_2$	537,20	$T_2$	329,62
		$P_2$	2106,08
$h_3$	248,40	$T_3$	326,80
		$P_{evap}$	291,90
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00
		$P_{cond}$	1897,05
		$T_{cond}$	328,20
		$W_r$	62,04
		$q_e$	191,69
		$COP$	3,09



## Anexo B.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela B.1.9. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,08$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,08					
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00	$P_1$	328,65	$T_{cond}$	328,30
$h_2$	536,70	$T_2$	329,49	$P_2$	2140,23	$W_r$	62,20
$h_3$	247,70	$T_3$	326,60	$P_{evap}$	291,90	$q_e$	189,92
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	1900,86	$COP$	3,05

Tabela B.1.10. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,09$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,09					
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00	$P_1$	333,25	$T_{cond}$	328,40
$h_2$	536,20	$T_2$	329,35	$P_2$	2174,25	$W_r$	62,35
$h_3$	247,00	$T_3$	326,40	$P_{evap}$	291,90	$q_e$	188,18
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	1904,45	$COP$	3,02

## Anexo B.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela B.1.11. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,1$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,000782 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,1					
$h_1$	458,50	$T_1$	258,00	$P_1$	337,84	$T_{cond}$	328,50
$h_2$	535,80	$T_2$	329,21	$P_2$	2208,14	$W_r$	62,51
$h_3$	246,30	$T_3$	326,10	$P_{evap}$	291,90	$q_e$	186,46
$h_4$	253,38	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	1907,84	$COP$	2,98

## Anexo B.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ .

Tabela B.2.1. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0					
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00	$P_1$	88,69	$T_{cond}$	299,00
$h_2$	492,40	$T_2$	280,00	$P_2$	367,86	$W_r$	31,40
$h_3$	465,79	$T_3$	264,90	$P_{evap}$	88,69	$q_e$	191,60
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	367,86	$COP$	6,10

Tabela B.2.2. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,01$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,01					
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00	$P_1$	90,53	$T_{cond}$	300,20
$h_2$	492,80	$T_2$	280,33	$P_2$	380,18	$W_r$	31,68
$h_3$	465,70	$T_3$	265,20	$P_{evap}$	88,69	$q_e$	189,70
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	372,45	$COP$	5,98

## Anexo B.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela B.2.3. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,02$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s			
Valor de $\lambda$ : 0,02			
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00
		$P_1$	92,37
$h_2$	493,30	$T_2$	280,73
		$P_2$	392,46
$h_3$	465,60	$T_3$	265,60
		$P_{evap}$	88,69
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00
		$P_{cond}$	376,82
		$T_{cond}$	300,70
		$W_r$	31,95
		$q_e$	187,84
		$COP$	5,88

Tabela B.2.4. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,03$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s			
Valor de $\lambda$ : 0,03			
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00
		$P_1$	94,21
$h_2$	493,70	$T_2$	281,03
		$P_2$	404,69
$h_3$	465,50	$T_3$	265,90
		$P_{evap}$	88,69
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00
		$P_{cond}$	380,97
		$T_{cond}$	301,00
		$W_r$	32,20
		$q_e$	186,02
		$COP$	5,77

## Anexo B.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela B.2.5. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,04$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s			
Valor de $\lambda$ : 0,04			
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00
		$P_1$	96,05
$h_2$	494,20	$T_2$	281,43
		$P_2$	416,87
$h_3$	465,40	$T_3$	266,30
		$P_{evap}$	88,69
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00
		$P_{cond}$	384,92
		$T_{cond}$	301,40
		$W_r$	32,45
		$q_e$	184,23
		$COP$	5,67

Tabela B.2.6. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,05$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s			
Valor de $\lambda$ : 0,05			
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00
		$P_1$	97,89
$h_2$	494,60	$T_2$	281,73
		$P_2$	429,01
$h_3$	465,30	$T_3$	266,60
		$P_{evap}$	88,69
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00
		$P_{cond}$	388,68
		$T_{cond}$	301,8
		$W_r$	32,69
		$q_e$	182,47
		$COP$	5,58

## Anexo B.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela B.2.7. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,06$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,06					
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00	$P_1$	99,73	$T_{cond}$	302,10
$h_2$	494,80	$T_2$	281,93	$P_2$	441,10	$W_r$	32,91
$h_3$	465,20	$T_3$	266,80	$P_{evap}$	88,69	$q_e$	180,75
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	392,26	$COP$	5,49

Tabela B.2.8. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,07$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,07					
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00	$P_1$	101,57	$T_{cond}$	302,40
$h_2$	495,20	$T_2$	282,23	$P_2$	453,15	$W_r$	33,13
$h_3$	465,10	$T_3$	267,10	$P_{evap}$	88,69	$q_e$	179,06
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	395,67	$COP$	5,40

## Anexo B.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela B.2.9. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,08$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s							
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00	$P_1$	103,41	$T_{cond}$	302,70
$h_2$	495,60	$T_2$	282,53	$P_2$	465,15	$W_r$	33,34
$h_3$	465,00	$T_3$	267,40	$P_{evap}$	88,69	$q_e$	177,40
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	398,92	$COP$	5,32

Tabela B.2.10. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,09$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s							
Valor de $\lambda$ : 0,09							
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00	$P_1$	105,25	$T_{cond}$	303,00
$h_2$	495,90	$T_2$	282,73	$P_2$	477,11	$W_r$	33,55
$h_3$	464,90	$T_3$	267,60	$P_{evap}$	88,69	$q_e$	175,78
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	402,02	$COP$	5,23

## Anexo B.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela B.2.11. Geladeira INPUD ( $\lambda = 0,1$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,16104 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 258 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0008405 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,1					
$h_1$	657,40	$T_1$	258,00	$P_1$	107,09	$T_{cond}$	303,20
$h_2$	496,10	$T_2$	282,93	$P_2$	489,02	$W_r$	33,75
$h_3$	464,80	$T_3$	267,80	$P_{evap}$	88,69	$q_e$	174,18
$h_4$	465,79	$T_4$	258,00	$P_{cond}$	404,97	$COP$	5,16



## **Anexo C.1. Hidrocarbonetos puros.**

**Tabela C.1.1.** Dados de entrada ao sistema de equações para a geladeira *CONSUL* com propano

<b>Dados de Entrada</b>		<b>Refrigerante</b>
$\dot{Q}_e$	Capacidade de Refrigeração	$C_3H_8$
244.00 K	Temperatura no evaporador	Propano (R-290)
$\eta_m$	Eficiência mecânica do Compressor	
0.90	Porcentagem de espaço morto ou nócio	
$c$	Taxa de deslocamento do compressor	
0.06	0.0002015 m <sup>3</sup> /s	
$V_d$	Grau de superaquecimento	
$\Delta T_1$	Grau de subresfriamento	
$\Delta T_2$	0	

**Tabela C.1.2.** Dados de entrada ao sistema de equações para a geladeira *CONSUL* com isobutano

<b>Dados de Entrada</b>		<b>Refrigerante</b>
$\dot{Q}_e$	Capacidade de Refrigeração	$C_4H_{10}$
244.00 K	Temperatura no evaporador	Isobutano (R-600a)
$\eta_m$	Eficiência mecânica do Compressor	
0.90	Porcentagem de espaço morto ou nócio	
$c$	Taxa de deslocamento do compressor	
0.06	0.0002015	
$V_d$	Grau de superaquecimento	
$\Delta T_1$	Grau de subresfriamento	
$\Delta T_2$	0	

## Anexo C.2 Hidrocarbonetos puros.

**Tabela C.2.1.** Resultados dos cálculos para a geladeira *CONSUL* com propano

Resultados Geladeira <i>CONSUL</i> Propano (R-290)	
$q_e$	Fluxo de calor no evaporador 270,86 kJ/kg
$P_2/P_1$	Razão de Compressão 11,87
$W_s$	Trabalho isentrópico de compressão 132,31 kJ/kg
$\eta_v$	Eficiência volumétrica do compressor 0,53
$W_R$	Trabalho real que recebe o fluido 62,94 kJ/kg
COP	Desempenho do ciclo 4,30
$T_{cond}$	Temperatura de condensação 332,30 K
$P_{cond}$	Pressão de condensação 2065,17 kPa
$m$	Fluxo mássico 0,0003343 kg/s

**Tabela C.2.2.** Dados de entrada ao sistema de equações para a geladeira *CONSUL* com isobutano

Resultados Geladeira <i>CONSUL</i> Isobutano (R-600a)	
$q_e$	Fluxo de calor no evaporador 229,01 kJ/kg
$P_2/P_1$	Razão de Compressão 10,30
$W_s$	Trabalho isentrópico de compressão 89,94 kJ/kg
$\eta_v$	Eficiência volumétrica do compressor 0,62
$W_R$	Trabalho real que recebe o fluido 50,31 kJ/kg
COP	Desempenho do ciclo 4,55
$T_{cond}$	Temperatura de condensação 310,90 K
$P_{cond}$	Pressão de condensação 498,36 kPa
$m$	Fluxo mássico 0,0003954 kg/s

## Anexo D.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ .

Tabela D.1.1. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0					
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00	$P_1$	173,90	$T_{cond}$	332,30
$h_{1'}$	522,40	$T_{1'}$	293,83	$P_2$	2065,17	$W_r$	62,94
$h_2$	552,30	$T_2$	338,36	$P_{evap}$	173,90	$q_e$	270,86
$h_3$	251,53	$T_3$	327,90	$P_{cond}$	2065,17	$COP$	4,30
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00				

Tabela D.1.2. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,01$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,01					
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00	$P_1$	176,63	$T_{cond}$	332,40
$h_{1'}$	521,90	$T_{1'}$	293,60	$P_2$	2102,34	$W_r$	63,03
$h_2$	551,60	$T_2$	338,16	$P_{evap}$	173,90	$q_e$	268,18
$h_3$	251,03	$T_3$	327,70	$P_{cond}$	2069,76	$COP$	4,25
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00				

## Anexo D.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.1.3. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,02$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,02					
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00	$P_1$	179,37	$T_{cond}$	332,50
$h_{1'}$	521,40	$T_{1'}$	293,83	$P_2$	2139,98	$W_r$	63,11
$h_2$	550,90	$T_2$	337,96	$P_{evap}$	173,90	$q_e$	625,55
$h_3$	250,53	$T_3$	327,50	$P_{cond}$	2076,67	<b>COP</b>	4,21
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00				

Tabela D.1.4. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,03$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,03					
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00	$P_1$	182,11	$T_{cond}$	332,60
$h_{1'}$	520,80	$T_{1'}$	293,10	$P_2$	2176,73	$W_r$	63,19
$h_2$	550,30	$T_2$	337,76	$P_{evap}$	173,90	$q_e$	262,97
$h_3$	249,93	$T_3$	327,30	$P_{cond}$	2078,58	<b>COP</b>	4,16
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00				

## Anexo D.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.1.5. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,04$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,04					
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00	$P_1$	184,84	$T_{cond}$	327,70
$h_{1'}$	520,30	$T_{1'}$	292,80	$P_2$	2214,22	$W_r$	63,26
$h_2$	549,80	$T_2$	337,66	$P_{evap}$	173,90	$q_e$	260,44
$h_3$	249,43	$T_3$	327,20	$P_{cond}$	2083,07	<b>COP</b>	4,11
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00				

Tabela D.1.6. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,05$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,05					
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00	$P_1$	187,58	$T_{cond}$	332,80
$h_{1'}$	519,80	$T_{1'}$	292,60	$P_2$	2250,80	$W_r$	63,35
$h_2$	549,20	$T_2$	337,46	$P_{evap}$	173,90	$q_e$	257,96
$h_3$	248,93	$T_3$	327,00	$P_{cond}$	2086,58	<b>COP</b>	4,07
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00				

## Anexo D.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.1.7. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,06$ )

Refrigerante: Propano		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg	
Gás Inerte: Nitrogênio		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,06	
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00
$h_{1'}$	519,30	$T_{1'}$	292,30
$h_2$	548,50	$T_2$	337,26
$h_3$	248,43	$T_3$	326,80
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00
		$P_1$	190,32
		$P_2$	2288,14
		$P_{evap}$	173,90
		$P_{cond}$	2090,68
		$T_{cond}$	332,90
		$W_r$	63,42
		$q_e$	255,53
		<b>COP</b>	4,02

Tabela D.1.8. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,07$ )

Refrigerante: Propano		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg	
Gás Inerte: Nitrogênio		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,07	
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00
$h_{1'}$	518,80	$T_{1'}$	292,10
$h_2$	548,20	$T_2$	337,16
$h_3$	247,93	$T_3$	326,70
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00
		$P_1$	193,06
		$P_2$	2324,54
		$P_{evap}$	173,90
		$P_{cond}$	2093,83
		$T_{cond}$	333,00
		$W_r$	63,49
		$q_e$	253,14
		<b>COP</b>	3,98

## Anexo D.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.1.9. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,08$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,08					
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00	$P_1$	195,79	$T_{cond}$	333,10
$h_{1'}$	518,20	$T_{1'}$	291,80	$P_2$	2361,74	$W_r$	63,56
$h_2$	547,50	$T_2$	336,96	$P_{evap}$	173,90	$q_e$	250,80
$h_3$	247,33	$T_3$	326,50	$P_{cond}$	2097,59	$COP$	3,94
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00				

Tabela D.1.10. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0.09$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,09					
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00	$P_1$	198,53	$T_{cond}$	333,20
$h_{1'}$	517,70	$T_{1'}$	291,50	$P_2$	2398,86	$W_r$	63,63
$h_2$	546,90	$T_2$	336,76	$P_{evap}$	173,90	$q_e$	248,49
$h_3$	246,83	$T_3$	326,30	$P_{cond}$	2101,20	$COP$	3,90
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00				

## Anexo D.1. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.1.11. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,1$ )

Refrigerante: <i>Propano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003343 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,1					
$h_1$	442,00	$T_1$	244,00	$P_1$	201,27	$T_{cond}$	333,25
$h_{1'}$	517,20	$T_{1'}$	291,30	$P_2$	2435,04	$W_r$	63,70
$h_2$	546,20	$T_2$	336,56	$P_{evap}$	173,90	$q_e$	246,24
$h_3$	246,33	$T_3$	326,10	$P_{cond}$	2103,87	<b>COP</b>	3,86
$h_4$	171,13	$T_4$	244,00				



## Anexo D.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ .

Tabela D.2.1. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0					
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00	$P_1$	48,38	$T_{cond}$	310,90
$h_{1'}$	687,90	$T_{1'}$	276,06	$P_2$	498,36	$W_r$	50,31
$h_2$	821,90	$T_2$	258,40	$P_{evap}$	48,38	$q_e$	229,00
$h_3$	458,89	$T_3$	310,90	$P_{cond}$	498,36	$COP$	4,55
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00				

Tabela D.2.2. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,01$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,01					
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00	$P_1$	49,38	$T_{cond}$	311,3
$h_{1'}$	687,60	$T_{1'}$	275,90	$P_2$	514,14	$W_r$	50,54
$h_2$	823,00	$T_2$	258,98	$P_{evap}$	48,38	$q_e$	226,74
$h_3$	458,59	$T_3$	311,3	$P_{cond}$	503,69	$COP$	4,48
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00				

## Anexo D.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.2.3. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,02$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s			
Valor de $\lambda$ : 0,02			
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00
$h_{1'}$	687,20	$T_{1'}$	275,70
$h_2$	823,70	$T_2$	359,38
$h_3$	458,19	$T_3$	311,70
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00
		$P_1$	50,38
		$P_2$	529,86
		$P_{evap}$	48,38
		$P_{cond}$	508,74
		$T_{cond}$	311,70
		$W_r$	50,77
		$q_e$	224,52
		<b>COP</b>	4,42

Tabela D.2.4. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,03$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg	
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K	
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s			
Valor de $\lambda$ : 0,03			
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00
$h_{1'}$	686,90	$T_{1'}$	275,50
$h_2$	824,10	$T_2$	359,68
$h_3$	457,89	$T_3$	312,00
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00
		$P_1$	51,39
		$P_2$	545,52
		$P_{evap}$	48,38
		$P_{cond}$	513,54
		$T_{cond}$	312,00
		$W_r$	50,99
		$q_e$	222,33
		<b>COP</b>	4,36

## Anexo D.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.2.5. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,04$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,04					
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00	$P_1$	52,39	$T_{cond}$	312,40
$h_{1'}$	686,60	$T_{1'}$	275,30	$P_2$	561,12	$W_r$	51,20
$h_2$	824,80	$T_2$	360,08	$P_{evap}$	48,38	$q_e$	220,20
$h_3$	457,59	$T_3$	312,40	$P_{cond}$	518,11	$COP$	4,30
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00				

Tabela D.2.6. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,05$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,05					
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00	$P_1$	53,40	$T_{cond}$	312,70
$h_{1'}$	686,20	$T_{1'}$	275,10	$P_2$	576,66	$W_r$	51,40
$h_2$	825,30	$T_2$	360,38	$P_{evap}$	48,38	$q_e$	218,10
$h_3$	457,19	$T_3$	312,70	$P_{cond}$	522,44	$COP$	4,24
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00				

## Anexo D.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.2.7. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,06$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s							
Valor de $\lambda$ : 0,06							
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00	$P_1$	54,40	$T_{cond}$	313,00
$h_{1'}$	685,90	$T_{1'}$	275,00	$P_2$	592,13	$W_r$	51,61
$h_2$	825,80	$T_2$	360,68	$P_{evap}$	48,38	$q_e$	216,04
$h_3$	456,89	$T_3$	313,00	$P_{cond}$	526,57	$COP$	4,18
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00				

Tabela D.2.8. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,07$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s							
Valor de $\lambda$ : 0,07							
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00	$P_1$	55,40	$T_{cond}$	313,3
$h_{1'}$	685,60	$T_{1'}$	274,80	$P_2$	607,56	$W_r$	51,81
$h_2$	826,40	$T_2$	360,98	$P_{evap}$	48,38	$q_e$	214,02
$h_3$	456,59	$T_3$	313,30	$P_{cond}$	530,49	$COP$	4,13
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00				

## Anexo D.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.2.9. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,08$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,08					
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00	$P_1$	56,41	$T_{cond}$	313,60
$h_{1'}$	685,20	$T_{1'}$	274,60	$P_2$	622,92	$W_r$	52,00
$h_2$	826,90	$T_2$	361,28	$P_{evap}$	48,38	$q_e$	212,04
$h_3$	456,19	$T_3$	313,60	$P_{cond}$	534,22	$COP$	4,07
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00				

Tabela D.2.10. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,09$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,09					
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00	$P_1$	57,41	$T_{cond}$	313,80
$h_{1'}$	684,90	$T_{1'}$	274,40	$P_2$	638,22	$W_r$	52,19
$h_2$	827,20	$T_2$	361,48	$P_{evap}$	48,38	$q_e$	210,09
$h_3$	455,89	$T_3$	313,80	$P_{cond}$	537,77	$COP$	4,02
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00				

## Anexo D.2. Resultados da avaliação dos ciclos para diferentes valores de $\lambda$ (cont)

Tabela D.2.11. Geladeira CONSUL ( $\lambda = 0,1$ )

Refrigerante: <i>Isobutano</i>		$Q_e$ capacidade de refrigeração: 0,09055 kJ/kg					
Gás Inerte: <i>Nitrogênio</i>		$T_e$ temperatura no evaporador: 244 K					
Fluxo mássico de refrigerante: 0,0003954 kg/s		Valor de $\lambda$ : 0,1					
$h_1$	639,10	$T_1$	244,00	$P_1$	58,42	$T_{cond}$	314,11
$h_{1'}$	684,60	$T_{1'}$	274,30	$P_2$	653,46	$W_r$	52,38
$h_2$	827,70	$T_2$	361,79	$P_{evap}$	48,38	$q_e$	208,18
$h_3$	455,59	$T_3$	314,11	$P_{cond}$	541,16	$COP$	3,97
$h_4$	410,09	$T_4$	244,00				

## Anexo E. Listagem do programa de cálculo para os ciclos - para o EES.

```

GELADEIRA INPUD.
"PARÂMETROS"
lambda = 0.01 "[-] razão entre o fluxo mássico de gás inerte com respeito ao
fluxo mássico de refrigerante"
alpha = (lambda*(Mr/Mg))+1 "coeficiente que corrige os parâmetros de misturas"
beta = 1/(lambda+1)
beta = lambda/(lambda+1)
"CONSTANTES"
Mg = 28,01 "[-] massa molecular de gás"
Mr = 58,13 "[-] massa molecular do refrigerante"
Cpg = 1,042 " [ kJ/kg-K ] calor específico do gás"
Cpr = 1,6960 " [ kJ/kg-K ] calor específico do refrigerante"
R = 8,314 " [ kJ/kg-K ] constante universal dos gases"
"CONSTANTES PARA A MISTURA"
Mm = (beta*Mg)+(beta*Mr) " [kg/kmol] massa molecular da mistura"
Rm = R/Mm " [kJ/kg-K] constante dos gases para a mistura"
Cpm = ((beta*Cpr)+(beta*Cpg)) " [kJ/kgm-K] calor específico a pressão
constante da mistura"
km = Cpm/(Cpm-Rm) "razão entre os calores específicos para a mistura"
"DADOS DO CICLO"
Te = 258 " [K] temperatura no evaporador"
c = 0,08 "% de espaço morto"
Vd = 0,0001945 " [m3/s] deslocamento volumétrico"
mref = 0,0008405 " [kg/s] fluxo de refrigerante"
etam = 0,9 "eficiencia mecânica"
"EVAPORADOR"
mt = mref*(lambda+1) " [kg/s] fluxo mássico total da mistura"
qevap = Qe/mt " [kJ/kg] fluxo de calor no evaporador"
qevap = (beta*Cpg*(T[1]-Te))+(beta*(h[1]-h[4]))
T[1] = Te
h[1] = ENTHALPY(R290;T=T[1];x=1) " [kJ/kg] entalpia de saída do evaporador"
P[1] = PRESSURE(R290; T=T[1]; x=1) " [kPa] pressão parcial do refrigerante na
saída do evaporador"
"COMPRESSOR"
N = (((c+1-etav)/c)^(km)) "razão de compressão"
N = P[2]/P[1]
P[2] = P[1]*N " [kPa] pressão total da mistura na saída do compressor"

```

$\eta_{av} = (m \cdot v_1) / V_d$  "eficiencia volumétrica"  
 $v_1 = (R_m \cdot T_1) / P_1$  "[m<sup>3</sup>/kg] volume específico da mistura de gases na entrada do compressor"  
 $P_1 = P_r[1] \cdot \alpha$  "[kPa] pressão total da mistura de gases na entrada ao compressor"  
 $W_s = (m / (km-1)) \cdot R_m \cdot T_e \cdot ((P_2 / P_1)^{1/(km-1)} - 1)$  "[kJ/kg] trabalho isentrópico do compressor"  
 $W_r = \eta_{av} \cdot W_s$  "[kJ/kg] trabalho real que recebe o fluido"

"CONDENSADOR"  
 $q_{cond} = \beta_{tag} \cdot C_{pg} \cdot (T_2 - T_3) + \beta_{tar} \cdot (h_2 - h_3)$  "[kJ/kg] calor que deve ser rejeitado no condensador"

$q_{cond} = q_{evap} + q_w$   
 $q_w = W_r + \beta_{tag} \cdot C_{pg} \cdot (T_2 - T_1) + \beta_{tar} \cdot (h_2 - h_1)$  "[kJ/kg] calor que recebe a mistura refrigerante no processo de compressão"  
 $h_2 = ENTHALPY(R290; T=T_2; P=P_r[2])$  "[kJ/kg] entalpia do refrigerante na saída do compressor"  
 $P_r[2] = P_r[2] / \alpha$  "[kPa] pressão parcial do refrigerante na saída do compressor"

"TUBO CAPILAR"  
 $h_4 = h_3 + (\lambda_{mbda} \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_e))$  "[kJ/kg] entalpia de saída do refrigerante tubo capilar"  
 $T_3 = TEMPERATURE(R290; h=h_3; P=P_r[2])$  "[K] temperatura da mistura na saída do condensador"

"DESEMPENHO DO CICLO"  
 $COP = q_{evap} / W_r$  "desempenho do ciclo de refrigeração"



## Anexo E. Listagem do programa de cálculo para os ciclos - para o EES.(cont)

GELADEIRA CONSUL.

"PARÂMETROS"  
 $\lambda = 0.01$  "[-] razão entre o fluxo mássico de gás inerte com respeito ao fluxo mássico de refrigerante"  
 $\alpha = (\lambda / (M_r / M_g)) + 1$  "coeficiente que corrige os parâmetros de misturas"  
 $\beta = 1 / (\lambda + 1)$   
 $\beta_{\text{tag}} = \lambda / (\lambda + 1)$

"CONSTANTES"  
 $M_g = 28.01$  " - ] massa molecular de gás"  
 $M_r = 58.13$  " - ] massa molecular do refrigerante"  
 $C_{pg} = 1.042$  " [ kJ/kg-K ] calor específico do gás"  
 $C_{pr} = 1.6960$  " [ kJ/kg-K ] calor específico do refrigerante"  
 $R = 8.314$  " [ kJ/kg-K ] constante universal dos gases"

"CONSTANTES PARA A MISTURA"  
 $M_m = (\beta_{\text{tag}} * M_g) + (\beta_{\text{tar}} * M_r)$  " [kg/kmol] massa molecular da mistura"  
 $R_m = R / M_m$  " [kJ/kg-K] constante dos gases para a mistura"  
 $C_{pm} = ((\beta_{\text{tar}} * C_{pr}) + (\beta_{\text{tag}} * C_{pg}))$  " [kJ/kg-K] calor específico a pressão constante da mistura"  
 $k_m = C_{pm} / (C_{pm} - R_m)$  "razão entre os calores específicos para a mistura"

"DADOS DO CICLO"

$T_e = 258$  " [K] temperatura no evaporador"  
 $c = 0.06$  "% de espaço morto"  
 $V_d = 0.0002015$  " [m<sup>3</sup>/s] deslocamento volumétrico"  
 $m_{\text{ref}} = 0.0003343$  " [kg/s] fluxo de refrigerante"  
 $\epsilon_{\text{tam}} = 0.9$  "eficiência mecânica"

"EVAPORADOR"

$m_t = m_{\text{ref}} * (\lambda + 1)$  " [kg/s] fluxo mássico total da mistura"  
 $q_{\text{evap}} = Q_{\text{evap}} / m_t$  " [kJ/kg] fluxo de calor no evaporador"  
 $q_{\text{evap}} = (\beta_{\text{tag}} * C_{pg} * (T_{[1]} - T_e)) + (\beta_{\text{tar}} * (h_{[1]} - h_{[4]}))$   
 $T_{[1]} = T_e$   
 $h_{[1]} = \text{ENTHALPY}(R290; T=T_{[1]}; x=1)$  " [kJ/kg] entalpia de saída do evaporador"  
 $P_{[1]} = \text{PRESSURE}(R290; T=T_{[1]}; x=1)$  " [kPa] pressão parcial do refrigerante na saída do evaporador"  
 $h_{[1]} - h_{[1']} = h_{[3]} - h_{[4]}$  "diferença de entalpias em ambos lados do trocador de calor"  
 $h_{[1]} - h_{[1']} = C_{pr} * (T_{[1]} - T_{[1']})$

$$h[1]=ENTHALPY(R290; T=T[1]; P=P[1])$$

"COMPRESSOR"

$$N = (((c+1-eta_v)/c)^{k_m}) \text{ "razão de compressão"}$$

$$N = P[2]/P[1]$$

$$P[2] = P[1]*N \text{ "pressão total da mistura na saída do compressor"}$$

$$eta_v = (m_t*v[1])/Vd \text{ "eficiência volumétrica"}$$

$$v[1] = (R_m*T[1])/P[1] \text{ "m}^3/\text{kg} \text{ volume específico da mistura de gases na entrada do compressor"}$$

$$P[1] = P[1]*alpha \text{ "pressão total da mistura de gases na entrada ao compressor"}$$

$$Ws = (k_m/(k_m-1))*R_m*T1*(((P[2]/P[1])^{(k_m-1)/k_m})-1) \text{ "trabalho isotérmico do compressor"}$$

$$W_r = eta_v*etam*Ws \text{ "trabalho real que recebe o fluido"}$$

"CONDENSADOR"

$$q_{cond} = beta_{tag}*C_{pg}*(T[2]-T[3])+beta_{tar}*(h[2]-h[3]) \text{ "calor que deve ser rejeitado no condensador"}$$

$$q_{cond} = q_{evap}+q_w$$

$$q_w = W_r+beta_{tag}*C_{pg}*(T[2]-T[1])+beta_{tar}*(h[2]-h[1]) \text{ "calor que recebe a mistura refrigerante no processo de compressão"}$$

$$h[2] = ENTHALPY(R290; T=T[2]; P=P[2]) \text{ "entalpia do refrigerante na saída do compressor"}$$

$$P[2] = P[2]/alpha \text{ "pressão parcial do refrigerante na saída do compressor"}$$

"TUBO CAPILAR"

$$h[4] = h[3]+(lambda+1)*q_t \text{ "entalpia de saída do refrigerante tubo capilar"}$$

$$q_t = h[1]-h[1']$$

$$T[3] = TEMPERATURE(R290; h=h[3]; P=P[2]) \text{ "temperatura da mistura na saída do condensador"}$$

"DESEMPENHO"

$$COP = q_{evap}/W_r \text{ "desempenho do ciclo de refrigeração"}$$

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDERSEN, STEPHEN O., E. THOMAS MOREHOUSE, JR. 1997. The Ozone Challenge. Industry and Government Learned to Work Together to Protect Environment. *ASHRAE Journal*.
- ARORA, C.P. 1967. Power savings in refrigerating machines using mixed refrigerants. *XII Intern. Cong. Refrig.* Madrid.
- BASKIN, E., PERRY, R. B. 1994. The performance of hydrocarbons in a household refrigerator-freezer. *Proc. Intern. Refrig. Conference at Purdue*.
- BEHRENS, N., DEKLEVA, T. W., HARTLEY, J. G., MURPHY, F. T. 1990. The R-134a energy efficiency problem, fact or fiction. *USNC/IR-Purdue Refrig. Conference*.
- BODIN, E., CHOROWSKI, M. 1993. Working parameters of domestic refrigerators filled with propane-butane mixture. *Intern. Journal Refrig.*
- BOHNEN, P., WARNAAR, F. M. 1988. Introduction to the development programme of an azeotropic refrigerant mixture of CFC 12 and dimethylether. *Ver. Intern. Froid*.
- BUSONGO, F. N. 1991. Aceitabilidade Ambiental dos Fluorocarbonetos Alternativos (AFEAS). *XVIII Intern. Cong. Refrig. Montreal*.
- CAMPORESE, R., BIGOLARO, G., CORTELLA, G., SCATTOLINI, M. 1991. Flammable refrigerants in domestic refrigeration. *XVIII Intern. Cong. Refrig. Montreal*.
- CAVALLINI, A. 1994. CFC and HCFC substitution. *IR Scientific Council Meeting*.
- CHENGGHONG, Q. 1994. The China Project: Haier Converts. *Trabalho apresentado na Unites States Environmental Protection Agency*. E.U.
- CHIGIER, N. 1981. *Energy, Combustion and Environment*. McGraw-Hill Series in Energy, Combustion and environment. E.U.
- CLODIC, D., SAVER, F. 1995. Vada Mecom de la recuperación de los CFCs. España.

- DIDION, D. A., BIVENS, D. B. 1990. Role of refrigerant mixtures as alternative to CFCs. *Ver. Intern. Froid*.
- DIDION, D. A. 1993. The role of Refrigerant Mixtures. *IRR Commission B1, National Institute of Standards and Technology (NIST)*.
- DOMANSKI, P. E., DIDION, D. A., DOYLE, J. R. 1992. Evaluation of Suction Line-Liquid Line Heat Exchange in the Refrigeration Cycle. *Intern. Refrig. Conference Purdue University*.
- DOMANSKI, P. E., DIDION, D. A. 1993. Thermodynamic evaluation of R-22 alternative refrigerants and refrigerant mixtures. *ASHRAE Trans: Symposia*.
- DOSSAT, R. J. 1980. *Princípios de Refrigeração*. Texas. EUA.
- DOWDESWEIL, E. 1998. Informe do Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente. *PNUMA*.
- DUGARD, P. H. 1997. The Montreal Protocol. Na Exercise in International Environmental Diplomacy. *ASHRAE Journal*.
- ENDO, N., OZAKI, K., YABE, A. 1995. A study on steam compression heat pump for air conditioning. *IEA Annex 22 Workshop on Compression Systems with Natural Working Fluid*. Trondheim, Norway.
- FAIRCHILD, P. D., FULKERSON, W. 1989. Energy technology R&D and greenhouse effect. Saito, pp. 231-241.
- FAIRES, V.M. 1966. *Termodinâmica*. 4ª ed. California. EUA.
- FISCHER, S. K., FAIRCHILD, P. J. HUGHES. 1992. Global warming implications of replacing CFCs. *ASHRAE Journal*. April.
- FISCHER, S. K. 1993. Total equivalent warming impact: a measure of the global warming impact of CFCs alternatives in refrigerating equipment. *Intern. Journal of Refrig.* Vol. 16.
- FRIVIK, P. E. 1993. CFC replacement by natural working fluids. *R&D and industrial challenges within the refrigeration, air conditioning and heat pump areas*. Japan. December.
- GREENPEACE. 1994. Hydrocarbons and other progressive answer to refrigeration. *Editorial Greenpeace*.

- GREENPEACE. 1996. The best Technological option for developing countries. **Editorial Greenpeace.**
- GUPTA, R.P., LINTON, J. W., SNELSON, W. K. 1995. R&D test facility to develop systems using water as refrigerants. **IEA Annex 22 Workshop on Compression Systems with Natural Working Fluid.** Trondheim, Norway. 1995.
- HASENACK, H. K. 1984. **AKZO Chemie note 12.552** (Dutch multi-national chemical company).
- HARTLEY, J. 1991. **DYNA**, Número 9, Volume 66.
- HE, X., SPINDLER, E., JUNG, D. S. 1992. Investigation of R-22/R-142b mixture as a substitute for R-12 in single-evaporator domestic refrigerator. **ASHRAE Trans.**
- HOLMAN, J. P. 1983. **Transferência de Calor.** 4ta ed. São Paulo Brazil.
- HOUGHTON, J. 1995. **Danger Signal. IPCC's Working Group 1 and Britain's Royal Commission on Environmental Pollution.**
- IEA. 1990. **Energy technologies for reducing emissions of greenhouse gases.** Proc. **Seminar Paris OECD/IEA.**
- JAMES, R. W E MISSENDEN, J. F. 1992. The use of propane in domestic refrigerators. **Intern. Journal of Refrig.** Volume 5.
- JUNG, D. S., RADERMACHER, R. 1991. Performance simulation of single evaporator refrigerator with pure and mixed refrigerants. **Intern. Journal of Refrig.**
- KAUFFELD, M., KOENING, H., KRUSE, H. 1991. Theoretical and experimental evaluation of air cycle refrigeration and air conditioning. **Proc. 18<sup>th</sup> Int. Congress on Refrig.** Montreal Vol 3.
- KERN, D. Q. 1950. **Process Heat Transfer.** 1 ed. EUA.
- KIRILLIN, V. A. SICHEV, V. V., SHEINDLIN, A. E. 1974. **Termodinâmica Técnica.** 2<sup>a</sup> ed. Moscou, Russia.
- KIJJER, L. J. M. 1988. Possibilidade da substituição do CFC-12 em geladeiras domésticas. **Intern. Journal of Refrig.** Vol 11.
- KOMATSUZAKI, S., IZUKA, T. 1992. Ester oils as lubricant for HFC-134a refrigerator in domestic appliance. **Proc. Int. CFC and Halon Alternatives Conference.**
- KREITH, F. 1977. **Princípios da Transmissão de Calor.** 3 ed. Brazil.
- LIU, Z., HIDER, I., LIU, B. Y., RADERMACHER, R. 1995. Test result of

- hydrocarbons mixtures in domestic refrigerator/freezers. Proc. Int. CFC and Halon Alternatives Conference.
- LEWIS, B., ELBE, G., VON. 1961. *Combustion, Flames and Explosions of Gases*. Ed Academic Press Inc.
- LOHBECK, W. 1996. Development and state of conversion to Hydrocarbon Technology. *International Conference on Ozone Protection Technologies*. Washington, EU.
- LORENZ, A., MEUTZNER, J. 1975. On application of non-azeotropic two-component refrigerants in domestic refrigerators and home freezer. *XIV Intern. Cong. Refrig.* Moscow.
- MCLINDEN, M. O., RADERMAMACHER, R. 1987. Method of comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapor compression cycle. *Intern. Journal of Refrig.*
- MERRITT, J. 1994. Toward energy efficient refrigeration. *Intern. Journal of Refrig.*
- MEYERSEN, K. 1997. Problems Associated with HFC-134a in Household Refrigeration. *Advisor to GTZ, PROKLIMA CFC-Phase-Out Proje.*
- MUIR, E. B. 1994. HFC replacement for R-22. *Intern. Journal of Refrig.*
- NOLAND, C.P. 1992. Implementação do Convênio de Viena e o Protocolo de Montreal, 1992. *II Conferencia Internacional de Refrigeración, Climatización y Energía no Conventional (RECLEIN).*
- NORMA NBR 9252 da ABNT. 1994. *ASHRAE Equip.*
- PANNOCK, J., LIU, Z., YU, K., RADERMACHER, R. 1994. Evaluation of R-134a and R-152a as working fluid in a domestic refrigerator-freezer. *ASHRAE Trans.*
- PLATEN, B. C. V., MUNTERS, C. G. 1928. *Refrigerators*. U. S. Patent No. 1,685,764.
- PNUMA. 1995. *Serie CAP/IMA*. Informe sobre la protección de la capa de ozono. *Pro-Eco-Swisscontact-Ecozone* 1996. Hydrocarbons and Refrigerants, workshop on Ozone safe Technologies.
- OBASI, G. O. P. 1997. The atmosphere: global commons to protect. *Editorial of Secretary General of the World Meteorological Organization.*
- RADERMACHER, R., KIM, K. 1996. Domestic refrigerators: recent developments. *Intern. Journal of Refrig.* Vol 19, No 1.

- RICHARDSON, R. N., BUTTERWORTH, J. S. 1995. The performance of propane/isobutane mixtures in a vapour-compression refrigeration system. *Intern. Journal of Refrig.* Vol 18, No 1.
- RIFAT, S. B. 1997. Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*. Vol 17, No 1.
- ROWLAND, F. S., MOLINA, M. J. 1974. Stratospheric for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalyzed destruction of ozone. *Nature*.
- ROWLAND, F. S. 1997. Stratospheric Ozone Depletion. Identifying the Problem and The Solution. *ASHRAE Journal*.
- SAVVA, V. M. 1966. Comparison investigation on a refrigerating unit during operation with a non-azeotropic mixture and R-12. *Tekhnika Kholod*. Vol 43, No 8.
- SCHULZ, U. W. 1996. The characteristics of fluid mixtures and their utilization in Vapor Compression Refrigeration Systems. *ASHRAE Journal*.
- SILVEIRA, M. C. 1999. Ciclos de refrigeração de pequeno porte. *Monografia Multibrás S.A.*
- SIMÕES MOREIRA, J. R. 1999. *Fundamentos e Aplicações da Psicrometria*. 1. ed. São Paulo.
- SCHMIDT, F. W., HENDERSON, R. E., WOLGEMUTH, C. H. 1993. *Introduction to Thermal Sciences: Thermodynamics, Fluid Dynamics and Heat Transfer*. 1 ed. EUA.
- STOECKER, W. F. 1987. *Refrigeración y Acondicionamiento de Aire*. 1. ed. Madrid.
- STOECKER, W. F., 1994. *Refrigeração Industrial*. 1 ed. Brasil.
- TENGBLAD, N. 1993. Resultat Fran Prov med en Liten Luft-Luft Wärmepump med Propan/Gasol som Koldmedium. *KTH, ISRN KTH/REFR/R-93/12-SE*. Sweden.
- TSCHAIKOVSKY, A. F., KUZNETSOV, A. P. 1967. Investigation of refrigerating machines operating with mixtures of refrigerants. *XII Intern. Vong. Refrig.* Madrid.
- VAN WYLEN, G., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C. 1993. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. 3. ed.
- VINEYARD, E. A., SAND, J. R., MILLER, W. A. 1989. Refrigerator-freezer energy testing with alternative refrigerants. *ASHRAE Trans*.

- VINEYARD, E. A. 1991. The alternative refrigerant dilemma for refrigerator-freezer: truth or consequences. ASHRAE Trans.
- VINEYARD, E. A., SAND, J.R., BOHMAN, R. H. 1995. Evaluation of design options for improving the energy efficiency of an environmentally safe domestic refrigerator-freezer. ASHRAE Trans.
- WILSON, D. P., BASU, R. S. 1988. Thermodynamic properties of a new stratospherically safe working fluid-refrigerant 134a. ASHRAE Trans.
- WONG, S., RADERMACHER, R. 1993. Energy consumption of a mixture of (R-42b/R-22/R-12) in domestic refrigerator-freezer. ASHRAE Trans.