

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**DEPARTAMENTO ACADÊMICO DA MECÂNICA**  
**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**GUSTAVO CEOLIN CARNEIRO**

**ANALISE E RETROFIT COM USO DE HIDROCARBONETOS EM  
SUBSTITUIÇÃO AO CFC R-12**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**CORNÉLIO PROCÓPIO**

**2014**

**GUSTAVO CEOLIN CARNEIRO**

**ANALISE E RETROFIT COM USO DE HIDROCARBONETOS EM  
SUBSTITUIÇÃO AO CFC R-12**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico, do Departamento Acadêmico da Mecânica – DAMEC, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Henrique Cotait Razuk

**CORNÉLIO PROCÓPIO**

**2014**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente ao meu orientador prof. Dr. Henrique Cotai Razuk, por toda paciência, calma e conhecimento com que me orientou nesta jornada.

A minha família com um todo, que me apoiou independentemente da situação.

Aos amigos, professores e todos que contribuíram para a realização da pesquisa quanto do experimento.

## RESUMO

CARNEIRO, G. C. **ANALISE E RETROFIT COM USO DE HIDROCARBONETOS EM SUBSTITUIÇÃO AO CFC R-12**. 2014. f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2014.

Diante de um equipamento na iminência de ser sucateado, surge a ideia de mantê-lo em operação. Para isso uma alternativa comercial que deixará de existir em breve ou um fluido natural desenvolvido no século passado. Este trabalho veio a comparar os fluidos R-401a, R600a, e R-290. Sem alterar qualquer componente original do sistema frigorífico do equipamento em questão. Comparando para isto o COP, o consumo elétrico e a potência frigorífica. O R-290 mostrou incompatibilidade com o tipo de condensador original do equipamento, assim como previsto na literatura técnica, inviabilizando seu uso como substituto direto. Já o R-600a mostrou melhor consumo elétrico sendo 0,7% mais econômico que o R-401a que por sua vez apresentou a maior potência frigorífica.

**Palavras chave:** Retrofit direto. Hidrocarbonetos na refrigeração. Comparando R-401a, R-600a e R290.

## ABSTRACT

CARNEIRO, G. C. **ANALYSIS AND RETROFIT WITH HYDROCARBONS USE IN CHANGING THE CFC R-12**. 2014. f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procopio, 2014

In face of a device about to be scrapped, there is the idea to keep it in operation. For this, a commercial alternative that will cease to exist soon or a natural fluid developed in the last century. This study came to compare the R- 401a fluid, R600a, and R - 290, without changing any original component of the refrigerator system equipment in question. Comparing to this the COP, the electrical consumption and the refrigerating power. The R -290 showed incompatibility with the original type of equipment condenser, as foreseen in the technical literature, invalidating its use as a direct replacement. Instead, the R- 600a showed better electrical consumption of 0.7 % more economical than the R- 401a, which in turn, had the highest refrigerating power.

**Keywords:** Direct retrofit. Hydrocarbons on refrigeration. Compare R-401<sup>a</sup>, R-600a end R290.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Garrafa descartável de MP39 utilizada nos testes.....	14
Figura 2 - Garrafa de R-600a adquirida para os testes.....	14
Figura 3 - Garrafa descartável de propano.....	15
Figura 4 - Ciclo ideal de compressão a vapor.....	19
Figura 5 - Diagrama T s, de um ciclo ideal de compressão a vapor.....	20
Figura 6 - A medição do grau de superaquecimento útil.....	22
Figura 7- Ciclo real de compressão a vapor.....	24
Figura 8 - Botijão de GLP dentro da cozinha.....	31
Figura 9 - Diagrama esquemático do experimento.....	34
Figura 10 - Montagem esquemática das cargas de gás.....	34
Figura 11 - Equipamento recebendo carga de R-600a.....	35
Figura 12 - Termômetro indicando a temperatura do evaporador.....	37
Figura 13 - Termopar fixo ao evaporador.....	38
Figura 14 - Controle elétrico, em evidencia o horímetro e seu contator.....	39
Figura 15 - Amperímetro.....	40
Figura 16 - Carga térmica, lâmpada incandescente de 60w. ....	41
Figura 17 - Termostato.....	42
Figura 18 - Estabilizador utilizado para garantir a estabilidade da tensão elétrica.....	43
Figura 19 - Válvula Schrader de 1/4" idêntica a instalada.....	44
Figura 20 – Pontos representados no esquema de um refrigerador.....	45
Figura 21 – Cop x fluido de trabalho.....	48
Figura 22 – Consumo x Fluido.....	49

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Potenciais de destruição da camada de ozônio de diferentes fluidos.....	27
Quadro 2 – Cronograma de eliminação de HCFCs .....	27
Quadro 3- Cronograma de eliminação do uso de substâncias pelo Protocolo de Montreal.....	28
Quadro 4- Designação, nome e composição química de alguns refrigerantes.....	29
Quadro 5 - Pressões de condensação para a temperatura de 45 graus Celsius. ....	31
Quadro 6 - Volume específico de vapor saturado para a temperatura de - 20 graus Celsius.....	32

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificações técnicas do refrigerador.....	33
Tabela 2 – Temperaturas e dados obtidos a partir destas para o R-401a.....	46
Tabela 3 – Temperaturas e dados obtidos a partir destas para o R-600a.....	47
Tabela 4 – Temperaturas e dados obtidos a partir destas para o R-290.....	47
Tabela 5 – Corrente e tempo de operação para os diferentes fluidos.....	48
Tabela 6 – dados sobre a operação do sistema com os diversos fluidos testados.....	50



## LISTA DE SIGLAS

CFC	Clorofluorocarboneto
CFC-11,	Diclorodifluorometano -11
CFC-12	R -12
CFCs	Cloroflorocarbonetos
COP	Coeficiente de performance
GLP	Gás Liquefeito de petróleo
GWP	Potencial de aumento no aquecimento global
HC	Hidrocarboneto
HCFC-22	R-22
HCFCs	Clorodifluorometano
HCs	Hidrocarbonetos
HFCs	Hidrofluorocarboneto
LS	Liquido saturado
R-12	Diclorodifluorometano -12
R-22	Clorodifluorometano -22
R-290	Propano
R-401a	MP39
R-600a	Isobutano
SV	Vapor Superaquecido
ODP	Potencial de destruição da camada de ozônio

## LISTA DE ABREVIATURAS

E	Tensão elétrica
I	Corrente elétrica
h	Entalpia específica
O.D.P.	Potencial de destruição da camada de ozônio
P	Pressão
Pe	Potencia elétrica
$\dot{Q}$	Fluxo de calor
s	Entropia específica
T	Temperatura
$\dot{W}$	Trabalho

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>11</b>
1.1	Fluidos Alternativos Utilizados No Trabalho .....	13
1.2	Objetivos Do Trabalho.....	15
<b>2</b>	<b>REVISÃO DE LITERATURA.....</b>	<b>17</b>
2.1	O Ciclo De Compressão A Vapor .....	18
2.1.1	O sistema ideal de compressão a vapor.....	18
2.1.2	O ciclo real de compressão a vapor .....	22
2.2	O Protocolo De Montreal .....	24
2.3	Hidrocarbonetos Na Refrigeração.....	30
2.3.1	Breve histórico do seu uso na refrigeração .....	30
2.3.2	Vantagens do uso de hidrocarbonetos .....	30
2.3.3	Desvantagens do uso de hidrocarbonetos .....	31
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>33</b>
3.1	Atividades Experimentais.....	33
3.2	Parâmetros De Teste .....	35
3.2.1	Carga de fluido de trabalho.....	35
3.2.2	Cálculo dos coeficientes de operação.....	36
3.2.3	Teste de consumo em 48 horas de trabalho.....	38
3.3	A Parâmetros Para A Carga De Fluido .....	43
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>45</b>
4.1	Avaliações De COP Para Os 3 Fluidos Testados.....	45
4.2	Cálculos De Consumo Elétrico Em 48 Horas .....	48
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>51</b>
5.1	Consumo Elétrico x COP .....	51
5.2	Sugestões de Futuros Experimentos .....	51
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>52</b>
	<b>APÊNDICE.....</b>	<b>54</b>
	APÊNDICE A.1 – Cálculo do coeficiente de operação R-401a .....	54
	APÊNDICE A.2 – Cálculo do coeficiente de operação R-600a .....	55
	APÊNDICE A.3 – Cálculo do coeficiente de operação R-290 .....	56
	APÊNDICE B.1 – Cálculo do consumo elétrico para o fluido R-401a .....	57
	APÊNDICE B.2 – Cálculo do consumo elétrico para o fluido R-600a .....	58
	APÊNDICE B.3 – Cálculo do consumo elétrico para o fluido R-290 .....	59

## 1 INTRODUÇÃO

Diante da necessidade de substituição dos gases nocivos ao planeta CFCs (clorofluorcarbonos) e HCFCs (hidroclorofluorcarbonos), os hidrocarbonetos (HC) apresentam-se como bons candidatos a fluidos refrigerantes alternativos, pela ausência de átomos de cloro em sua estrutura e por não destruírem a camada de ozônio. Esses fatos, aliados a um baixo potencial de causar aquecimento global, fazem dos hidrocarbonetos bons candidatos ao uso em sistemas de refrigeração.

O sistema estudado foi testado com os fluidos refrigerantes (hidrocarbonetos): propano (R-290), isobutano (R-600a) e o R-401a.

Todos os testes foram realizados em condições normais de operação. Os resultados experimentais indicam que a mistura propano e isobutano mostrou-se como a melhor opção como fluido alternativo em sistemas de refrigeração de pequeno porte utilizadores do R-12 ou R-134a. Em segundo lugar apresentou-se o R-600a. Na comparação individual, o R-600a mostrou-se como a melhor opção para sistemas de refrigeração de pequeno porte ao invés do R-290.

Devido à importância do fluido refrigerante nos ciclos de refrigeração por compressão de vapor e visando atender às necessidades do mercado atual de refrigeração residencial e comercial, que buscam novas alternativas à exigência de substituição gradual dos fluidos refrigerantes que contribuem para a destruição da camada de ozônio (ODP) e para o efeito estufa (GWP), este trabalho analisa experimentalmente dois sistemas operando com os fluidos refrigerantes hidrocarbonetos, o propano (R-290), o isobutano (R-600a) em substituição ao fluido refrigerante original, o CFC R-12.

Na grande maioria dos trabalhos acadêmicos pesquisados, os estudos colocam os fluidos refrigerantes nas mesmas condições de evaporação e condensação e não nas mesmas condições mecânicas em um sistema de refrigeração. Necessita-se, portanto, de estudos que analisem o uso dos hidrocarbonetos propano e isobutano como fluidos alternativos em sistemas de refrigeração de pequeno e médio porte, sem haver a necessidade de alteração física dos componentes (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador) existentes no equipamento de refrigeração residencial e/ou comercial.

O setor de refrigeração e ar condicionado por compressão de vapor tem voltado suas atenções para os hidrocarbonetos (HCs). Entretanto, a escolha desses gases como fluidos de trabalho exige que engenheiros e técnicos envolvidos no desenvolvimento, fabricação, projeto, instalação, operação e assistência técnica, tenham orientação e treinamentos específicos com relação aos procedimentos adicionais e precauções associadas ao uso de fluidos refrigerantes inflamáveis. Empresas multinacionais famosas como a Unilever e Coca-Cola se comprometeram a não utilizar mais HFCs nos seus equipamentos de refrigeração e de aumentar eficiência energética de seus equipamentos, sendo o uso de fluidos refrigerantes HCs uma das alternativas em implantação (Peixoto, 2007). Praticamente todas as necessidades dos sistemas de refrigeração convencionais e bombas de calor são atendidas por três fluidos refrigerantes naturais abundantemente disponíveis: amônia, dióxido de carbono e hidrocarbonetos com suas misturas (Pimenta, 2004 citando Lorentzen, 1995).

Em termos de instalações destinadas a hidrocarbonetos e suas diversas aplicações existe, para sistemas de refrigeração doméstica, um mercado muito bem estabelecido no continente europeu. As experiências adquiridas são favoráveis, especialmente em termos da aceitação pelo mercado consumidor. Nenhum acidente grave foi relatado e a aceitação pelo público se concentra em países como Áustria, Dinamarca, Finlândia, Alemanha, Holanda, Noruega, Suécia, Reino Unido, Itália e Espanha. Além disso, verifica-se uma aceitação cada vez maior dos refrigerantes hidrocarbonetos em outros países europeus e do sudeste asiático (Pimenta, 2004 citando Granryd, 2001).

Segundo Pimenta (2004), para o caso brasileiro, as vantagens alcançadas por uma substituição de importações dos fluidos sintéticos pelos refrigerantes naturais como os hidrocarbonetos tornaria a adoção destas substâncias uma necessidade, além de se tornar um ponto forte para a economia nacional. Hoje o Brasil importa 100% do seu consumo de gases de refrigeração. O total anualmente importado é da ordem de 20.000 toneladas, trazendo um gasto para o país de aproximadamente 50 milhões de dólares. No Brasil, no final de 1995, foi encerrada a produção de CFC-11, CFC-12 e HCFC-22 pela Hoechst e em 1999 a planta da DuPont foi fechada.

M. Fatouh e M. El Kafafy (2006) estudaram a possibilidade de utilizar as misturas de hidrocarbonetos para substituir o R-134a em sistemas domésticos. As

características de desempenho dos sistemas domésticos foram analisadas através do coeficiente de desempenho (COP), capacidade de resfriamento, capacidade do condensador, pressões, etc. Os resultados mostraram que o propano puro não poderia ser utilizado como um substituto em sistemas domésticos originais com o R-134a, em virtude de seus valores nas zonas de alta e baixa pressão. A mistura (propano/isobutano/butano) mostrou-se como o melhor substituto para o R134a em sistemas domésticos em condições normais de funcionamento. Os hidrocarbonetos possuem os desejáveis requisitos ambientais, ou seja, zero potencial de depleção do ozônio e aproximadamente zero potencial de aquecimento global.

Corberán J. M., et e al (2008), fizeram uma investigação experimental para avaliar a influência da carga do fluido refrigerante R-290 tanto sobre o desempenho do sistema como um todo e em relação a cada componente individualmente. Quanto a distribuição do fluido refrigerante nos componentes do circuito, verificou-se que a maior parte da carga foi encontrada no condensador (50%) e uma parte considerável no evaporador (15%) e o percentual de fluido refrigerante dissolvido no óleo lubrificante do compressor ficou com um alto valor (30%).

## 1.1 Fluidos Alternativos Utilizados No Trabalho

A alternativa comercial fornecida pela Dupont é o MP39, nome comercial do R-401a, Fig. 1. Este fluido, segundo o fabricante, apresenta características bem próximas do R-12. Não necessita de modificações no sistema, sendo assim um retrofit direto, além de aumentar cerca de 9% a potência de refrigeração. Porém em sua composição existe o HCFC R-22 que será banido pelo Protocolo de Montreal até o ano 2030.



**Figura 1 - Garrafa descartável de MP39 utilizada nos testes.**

Uma alternativa que fora utilizada em refrigeradores domésticos no passado e após o Protocolo de Montreal está de volta é o isobutano R-600a, Fig.. Ele já é utilizado em refrigeradores novos no continente europeu e no Brasil pela Bosch. Com preço semelhante ao concorrente sintético R-401a carga de fluido menor e natural. Porém, para o retrofit direto implica em uma redução na potência frigorífica devido a seu alto volume específico quando no estado de vapor.



**Figura 2 - Garrafa de R-600<sup>a</sup> adquirida para os testes**

Outro fluido de trabalho natural facilmente encontrado no comércio é o propano, R-290, Fig. 3. Com custo semelhante aos anteriores, pode ser utilizado com retrofit direto ou com pequena redução no tubo capilar para sistemas que operam originalmente com R22, segundo a Embraco e se mostra incompatível com condensadores de convecção natural. Como geralmente em refrigeradores domésticos temos condensadores deste tipo, ele pode mostrar alguma incompatibilidade.



**Figura 3 - Garrafa descartável de propano.**

Por último temos o GLP, gás de cozinha comum, que se trata de uma mistura de propano, butano e hexafluoreto de enxofre. Este último impossibilita o uso do GLP comum como fluido refrigerante, pois o mesmo se solidifica dentro do evaporador obstruindo a passagem do fluido implicando no mau funcionamento do refrigerador. Sendo assim não fora utilizado nos testes.

## 1.2 Objetivos Do Trabalho

Em diversos trabalhos acadêmicos os fluidos refrigerantes são comparados através da manutenção das mesmas condições de evaporação e condensação. Entretanto, no presente trabalho busca-se a comparação entre os



fluidos refrigerantes mantendo os componentes originais (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador) do circuito frigorígeno, visando:

- Estudar o comportamento térmico de um sistema doméstico de refrigeração para os fluidos refrigerantes: R-401, R-290 e o R-600<sup>a</sup>.
- Verificar o Superaquecimento (SUP), o Subresfriamento (SUB) e o Coeficiente de Performance (COP) dos experimentos com estes fluidos alternativos, de acordo com os valores recomendados pela grande maioria dos fabricantes de equipamentos e sistemas de refrigeração.
- Analisar termodinamicamente os resultados através do Software CoolPack versão 1.46 (Technical University of Denmark, 2000).

Dessa forma, os diversos equipamentos que atualmente estão em operação com fluidos CFCs, HCFCs ou HFCs terão alternativas reais de substituição, sem a necessidade da modificação dos componentes que formam o sistema de refrigeração.

## 2 REVISÃO DE LITERATURA

Sabe-se que há muito tempo a humanidade utiliza as baixas temperaturas como forma de conservar seus alimentos. No século XVIII algumas residências no continente europeu eram dotadas de compartimentos subterrâneos onde se armazenava gelo durante o inverno com o objetivo de conservar alimentos durante as outras estações do ano.

No século XIX alguns físicos dentre eles Gay-Lussac, descobriram que a expansão de um gás absorve calor. Logo comprimindo este gás para posterior expansão, conseguimos gerar frio. Criando assim a independência das câmaras frias que até então dependiam do gelo armazenado durante o inverno. Estava criada a refrigeração a vapor.

Atualmente o sistema de refrigeração a vapor é muito utilizado em todo o mundo, nos mais diferentes setores como: industrial, transporte, residencial ou comercial. A refrigeração doméstica abrange principalmente refrigeradores de pequeno porte que vão de 60 até 600 litros de capacidade. Com temperaturas de trabalho de +2 a +7 graus Celsius no compartimento de resfriados e de -8 a -10 graus Celsius no compartimento de congelados. Já a refrigeração comercial se aplica geralmente a pontos de venda ou armazenagem de produtos. Geralmente possuem sistemas de médio a grande porte, com temperaturas entre -15 e -30 graus Celsius. São comuns em nossa vida diária como: açougues, supermercados, armazéns frigoríficos dentre outros.

Este Capítulo tem por objetivo apresentar algumas definições termodinâmicas e as propriedades das substâncias mais usadas na análise de sistemas frigoríficos. Mostrará ainda, as relações entre as propriedades termodinâmicas de uma substância pura, que é o caso dos fluídos frigoríficos. Esta revisão, contudo, não se deterá em análises termodinâmicas rigorosas, ao contrário, fará apenas uma apresentação superficial de tais definições e das propriedades termodinâmicas e suas inter-relações suficientes para o propósito deste estudo.

## 2.1 O Ciclo De Compressão A Vapor

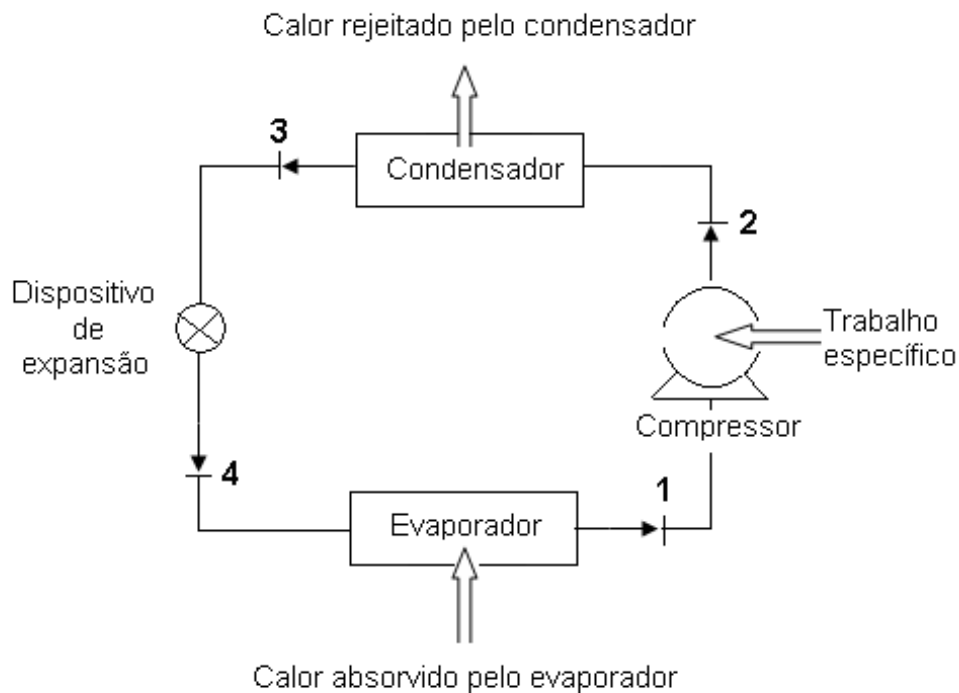
Assim como todo e qualquer sistema de refrigeração, a compressão a vapor consiste de um sistema que retira calor de um ambiente fechado descarregando no ambiente meio externo. Com isto resfriando ou congelando o ambiente fechado. Como em qualquer outro sistema termodinâmico a eficiência energética é de extrema importância. A forma de reduzir o custo operacional do sistema é aumentar a eficiência, pois o consumo energético para acionamento do sistema é menor quando esta é maior.

Este consumo de energia externa é uma das principais desvantagens deste tipo de sistema e é onde, os fabricantes se empenham de forma a minimizar este consumo.

### 2.1.1 O sistema ideal de compressão a vapor

Um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de CARNOT, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico possível. Entretanto, dado as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se outro ciclo que é chamado de ciclo ideal, no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real e, portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo ideal (existem vários ciclos termodinâmicos ideais, diferentes do ciclo de Carnot, como o ciclo ideal de Rankine, dos sistemas de potência a vapor, o ciclo padrão ar Otto, para os motores de combustão interna a gasolina e álcool, o ciclo padrão ar Brayton, das turbinas a gás, etc). Este ciclo teórico ideal é aquele que terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real.

Mas como funciona o ciclo de compressão a vapor? Este é um sistema composto por diversos processos executados pelo fluido de trabalho em questão. A figura mostra o esquema básico de um ciclo de compressão a vapor. A Fig. 4 ilustra o ciclo ideal de compressão a vapor.



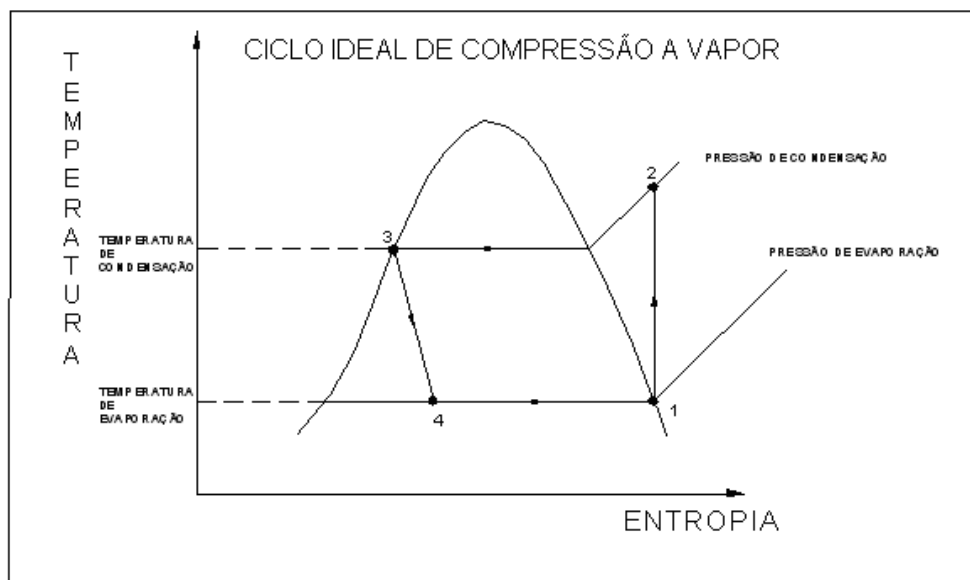
**Figura 4 - Ciclo ideal de compressão a vapor**  
 Fonte: Indústria de Bebidas (Blucher, 2011).

Em um ciclo frigorífico, temos ao menos 4 componentes fundamentais: o compressor, que aspira e comprime o fluido de trabalho; o condensador, que resfria de maneira a condensar o fluido de trabalho; o dispositivo de expansão, que reduz a pressão do fluido de trabalho de maneira teoricamente isoentálpica, controla o fluxo que o atravessa e por último e não menos importante, o evaporador, onde o fluido de trabalho absorve energia através do calor latente de vaporização, voltando ao compressor pra continuar o ciclo. (Indústria de Bebidas (BLUCHER, 2011))

As propriedades termodinâmicas de uma substância são frequentemente apresentadas, além das tabelas, em diagramas que podem ter por ordenada e abscissa, temperatura e entropia, entalpia e entropia, pressão absoluta e volume específico ou pressão absoluta e entropia. Os diagramas tendo como ordenada pressão absoluta ( $P$ ) e como abscissa a entalpia específica ( $h$ ) são bastante utilizados para apresentar as propriedades dos fluidos frigoríficos, visto que estas coordenadas são mais adequadas à representação do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor. Estes diagramas são conhecidos como diagramas de Mollier. Porém o diagrama temperatura ( $T$ ) versus entropia específica ( $s$ ) tem seu uso mais difundido.

Mas qual o conceito de entalpia e entropia? Sabe-se que em um processo que ocorre sob pressão constante e não havendo trabalho realizado sobre a substância, a variação de entalpia é a quantidade de calor, por unidade de massa, removido ou adicionado à substância. Energia e entropia são conceitos abstratos. O conceito de energia é mais familiar e de uso diário, enquanto o conceito de entropia raramente aparece em publicações diárias e menos ainda nos aspectos quantitativos. A entropia aumenta quando um corpo ganha calor e diminui quando ele perde calor. O aumento da entropia representa a evolução da matéria no sentido de um estado mais desorganizado ou de maior liberdade. Do ponto de vista da engenharia, quanto maior a entropia menor a possibilidade de converter a energia interna em energia mecânica. (RAZUK, H. C.; PINTO, J. C. P., 2011, p. 11).

O diagrama ilustrado pela Fig. 5 representa um ciclo ideal de compressão a vapor.



**Figura 5 - Diagrama T s, de um ciclo ideal de compressão a vapor**  
**Fonte: Indústria de Bebidas (Blucher, 2011).**

O trabalho absorvido pelo sistema corresponde a variação da entalpia entre os pontos 1-2 da Fig. 5. Esta relação vem da primeira lei da termodinâmica para sistemas abertos, para isto desprezamos as variações de energia cinética e potencial do sistema em questão. Durante a compressão o calor transferido é nulo logo a diferença de entalpia é negativa, demonstrando que o sistema recebeu trabalho. Um menor consumo de trabalho para a mesma potência frigorífica representa um aumento do coeficiente de operação do sistema, ou seja um sistema energeticamente mais eficiente.

O processo de condensação ocorre no trecho 2-3 da Fig. 5, no dispositivo denominado condensador. O fluido adentra ao dispositivo no estado de vapor

superaquecido, e então inicia a troca de calor sensível com o meio de forma que ele atinja a temperatura de mudança de fase para a pressão em que ele se encontra. Durante a mudança de fase ele perde calor latente para o meio e volta a fase líquida. O meio pode ser água ou ar, dependendo do sistema e da disponibilidade local.

O processo de expansão está representado pelo trecho 3-4 da Fig. 5. O dispositivo de expansão é uma restrição propositalmente colocada no circuito entre o condensador e o evaporador, gerando uma perda de carga e um diferencial de pressão. Mantendo o evaporador abastecido independente das variações da carga frigorífica. Os dois tipos mais comuns de dispositivos de expansão são válvula de expansão e os tubos capilares.

Os sistemas de refrigeração por compressão a vapor, baseiam-se na expansão de um fluido durante a mudança da fase líquida para a fase vapor. Um líquido comprimido a alta pressão, ponto 3 da Fig. 2, ao ter a sua pressão reduzida, durante sua passagem por uma válvula de expansão, expande-se isoentalpicamente até atingir a condição de líquido e vapor a baixa pressão (ponto 4 da Fig. 2). A partir desse ponto, o fluido vaporiza-se, em um trocador de calor denominado evaporador, como vapor em baixa pressão. Na evaporação ocorre um aumento da entalpia do fluido às custas da adição de energia retirada na forma de calor do meio a resfriar. (RAZUK, H. C.; PINTO, J. C. P., 2011, p. 11).

Já o efeito de refrigeração é o calor trocado durante o trecho 4-1 do diagrama representado na Figura 5. Um componente que aparenta extrema simplicidade é o evaporador, porém como é ele que absorve o calor no ambiente que se deseja refrigerar, deve ter a devida atenção quanto a seu dimensionamento.

O coeficiente de operação (COP) ou índice de desempenho de um sistema frigorífico é calculado dividindo-se a potência frigorífica do evaporador pela potência inserida ao ciclo pelo compressor.

O coeficiente de eficácia, definido pela relação entre a capacidade de refrigeração e a potência, em função da temperatura de evaporação aumenta com o aumento da temperatura de evaporação. À medida que a temperatura de evaporação diminui, o volume específico aumenta e a vazão em massa no compressor diminui, reduzindo a capacidade de refrigeração e conseqüentemente o coeficiente de eficácia.

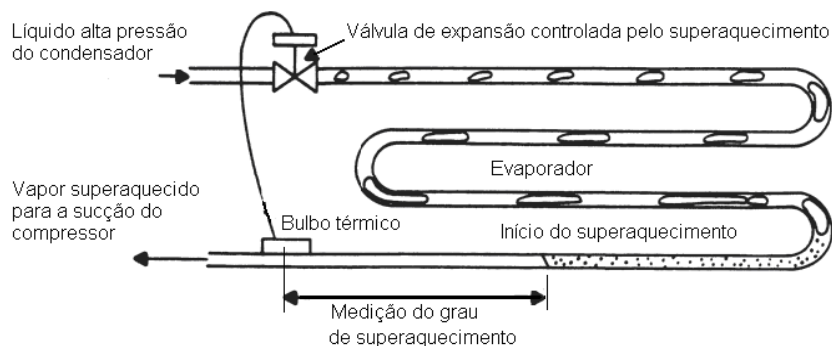
Três fatores são cruciais no dimensionamento de um evaporador. Ele tem que ter área de troca suficiente para que ele não tenha demasiada diferença de temperatura entre sua superfície e o que se deseja resfriar. A perda de carga que ele representa a passagem do fluido refrigerante não pode gerar diferença

significativa de pressão entre a entrada e a saída de fluido de trabalho. E por último e não menos importante, ele deve ter volume suficiente para comportar o fluido de trabalho em ambas as fases e facilitar a separação de ambos de forma a evitar o retorno de líquido ao compressor.

### 2.1.2 O ciclo real de compressão a vapor

Basicamente a diferença entre os sistemas real e ideal de compressão é que no real consideramos a existência do superaquecimento e subresfriamento, existentes nas saídas do evaporador e do condensador respectivamente. (Indústria de Bebidas (BLUCHER, 2011))

O superaquecimento total é a diferença da temperatura de saturação do fluido de trabalho dentro do evaporador e da temperatura do fluido na entrada do compressor. Já o superaquecimento útil é a diferença entre a temperatura de saturação do fluido no evaporador e a temperatura no bulbo da válvula termostática caso esta exista. Lembrando que, só existe superaquecimento útil em sistemas dotados de válvulas termostáticas, seja ela elétrica ou mecânica. Para equipamentos que operam com expansão fixa, é vital o correto dimensionamento dos componentes e da carga de fluido refrigerante de forma a garantir o superaquecimento em qualquer condição de uso do equipamento em questão. A Fig. 6 ilustra a medição do grau de superaquecimento de um evaporador de expansão direta.



**Figura 6 – A medição do grau de superaquecimento útil.**  
**Fonte: Indústria de Bebidas (Blucher, 2011).**

Nestes evaporadores o refrigerante entra no evaporador, de forma intermitente, através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, sendo completamente vaporizado e superaquecido ao ganhar calor em seu escoamento pelo interior dos tubos (Fig. 6). Assim, em uma parte do evaporador existe fluido frigorífico saturado (líquido + vapor) e na outra parte fluido superaquecido. Estes evaporadores são bastante utilizados com fluidos frigoríficos halogenados, especialmente em instalações de capacidades não muito elevadas.

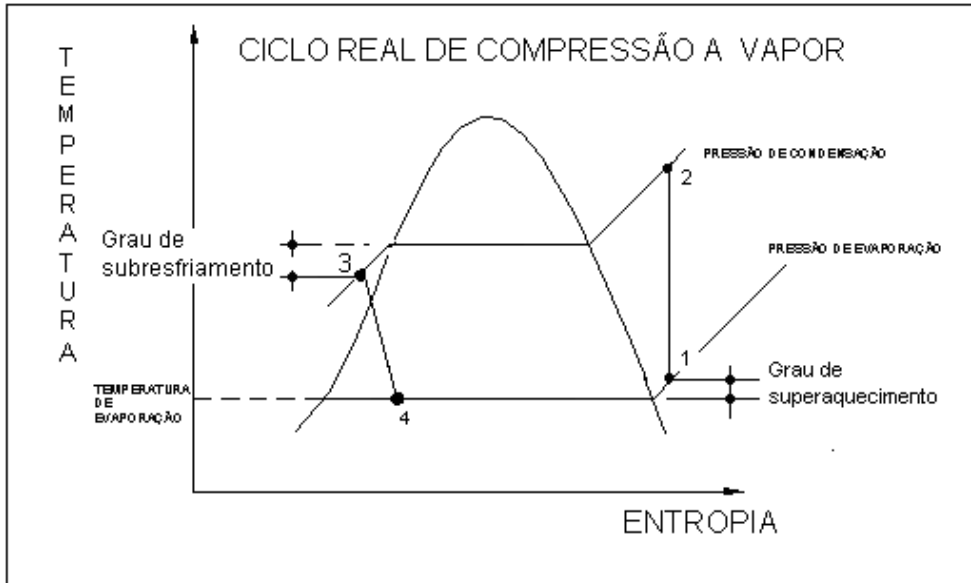
A principal desvantagem deste tipo de evaporador está relacionada com o seu, relativamente baixo, coeficiente global de transferência de calor, resultante da dificuldade de se manter a superfície dos tubos molhadas com refrigerante e da superfície necessária para promover o superaquecimento.

Em sistemas de evaporadores de expansão direta deve-se utilizar diversos meios com o propósito de evitar a inundação do compressor por líquido. Sejam acumuladores, trocadores intermediários, separadores de líquido ou a combinação destes.

Por sua vez o subresfriamento é a diferença de temperatura entre a temperatura de condensação do fluido de trabalho e sua temperatura na entrada da válvula de expansão. Um trocador de calor intermediário pode ser colocado de forma que o vapor que sai do evaporador absorva calor do fluido que sai do condensador. Garantindo assim que ao compressor retorne apenas vapor superaquecido, aumentando sua vida, e que chegue na válvula de expansão apenas líquido comprimido.

Este trocador além de garantir estas vantagens, aumentar a vida do compressor gera um aumento na eficiência do sistema, gerando economia de energia. O trocador pode ser de extrema simplicidade como o tubo capilar enrolado no tubo que liga o evaporador ao compressor. O ciclo real de compressão a vapor é mostrado pela Fig. 7, evidenciando a existência do grau de superaquecimento e do subresfriamento.





**Figura 7 – Ciclo real de compressão a vapor**  
**Fonte: Indústria de Bebidas (Blucher, 2011).**

Embora o desempenho do ciclo de Carnot não dependa do fluido de trabalho utilizado como refrigerante, o mesmo não ocorre nos ciclos reais de compressão a vapor. O desempenho desses ciclos depende do refrigerante em particular. Assim, é importante que o desempenho seja considerado como um dos parâmetros de seleção do refrigerante para determinada aplicação, pois este pode ser determinante em termos de consumo de energia, tamanho do compressor entre outros aspectos.

## 2.2 O Protocolo De Montreal

Em 1987 na cidade canadense de Montreal ocorreu uma conferência com o objetivo de controlar a emissão de substâncias destruidoras da camada de ozônio.

As substancias controladas formam 7 famílias diferentes.

- Clorofluorcarbonos (CFCs);
- Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs);
- Halons;
- Brometo de metila;

- Tetracloroeto de carbono;
- Metilclorofórmio, e
- Hidrobromofluorcarbonos.

Dentre as substâncias a serem banidas estão fluidos de trabalho de sistemas de compressão a vapor, também conhecidos como fluidos refrigerantes. O mais conhecido deles CFC-12, também conhecido como R-12, é um fluido sintético produzido pela primeira vez em 1928 nos Estados Unidos. E logo fez um grande sucesso devido a facilidade de manipulação e estocagem além da versatilidade podendo ser utilizado em diversas temperaturas de evaporação. Com baixo custo e o fato de não ser inflamável, como os outros fluidos existentes na época, popularizou a refrigeração a compressão de vapor. Este fluido era tão versátil e barato que foi por muitos anos utilizado como propelente em aerossóis.

Já na década de 1970 começou-se a pesquisar a relação entre o despejo de CFCs, em especial o R-12, na atmosfera e o aumento do buraco na camada de ozônio. A partir disto concluiu-se que teríamos que eliminar o despejo de CFCs na atmosfera.

Nos últimos anos o problema da camada de ozônio tem se composto com o problema do efeito estufa. O efeito estufa consiste na retenção de parte da energia solar incidente, devido à presença de certos gases na atmosfera que atuam de forma semelhante a um vidro, sendo transparentes à irradiação solar na faixa de comprimentos de onda que sensibilizam a retina, que a grosso modo varia entre 0,4 e 0,7 $\mu$ m, mas opacos a radiação infravermelha, caracterizada por comprimentos de onda superiores a 0,7 $\mu$ m. Boa parte da energia solar se compõe de fótons na faixa visível de comprimentos de onda, ao passo que a superfície terrestre emite energia radiante na faixa de comprimentos de onda que correspondem a radiação infravermelha. Dessa forma, parte da irradiação solar incidente vai sendo progressivamente armazenada, provocando um aumento na temperatura da superfície terrestre. Esse processo é semelhante ao ocorre numa estufa, daí o nome “efeito estufa”.

A maioria dos compostos halogenados utilizados em instalações frigoríficas, inclusive os substitutos, podem provocar o efeito estufa. Entretanto, como suas emissões são muito inferiores às do CO<sub>2</sub>, que é o principal responsável pelo efeito estufa, sua ação não é tão significativa.

Para a caracterização do nível de ação sobre a camada de ozônio e do efeito estufa, dois índices foram criados. O primeiro, referente a camada de ozônio, quantifica o potencial de destruição dessa camada que o particular composto apresenta em relação ao refrigerante R-11, ao qual é atribuído o valor 1. Esse índice é denominado de "Potencial de Destruição da Camada de Ozônio" designado pelas iniciais ODP do inglês "Ozone Depleting Potential". O segundo índice refere-se ao efeito estufa que é resultado de dois efeitos: o efeito direto, causado pela presença física do composto na atmosfera e o efeito indireto, resultante da emissão de CO<sub>2</sub> pela queima de um combustível fóssil para produzir a energia elétrica necessária para acionar a instalação frigorífica que opera com o particular refrigerante. O índice para o efeito estufa é o GWP, do inglês "Global Warming Potential", que é relativo ao efeito estufa direto causado pelo refrigerante R-11, ao qual é atribuído arbitrariamente o valor 1.

Mas o fluido não fica dentro o sistema, como ele atinge a atmosfera? Em sistemas herméticos, como é o caso da grande maioria dos refrigeradores domésticos, apenas se o sistema for violado. Porém, existe uma enorme facilidade para que isto aconteça, basta limpar o evaporador com uma faca e perfurá-lo acidentalmente ou mesmo a corrosão nas linhas de fluido que pode perfurá-las facilmente. Ou até durante uma manutenção no sistema quando não se dispõe de uma recolhadora de gases. Para sistemas semi-herméticos tem-se um problema maior, pois sempre haverá uma pequena perda pelo selo mecânico.

O Quadro 2.1 mostra o potencial de destruição da camada de ozônio de diferentes fluidos refrigerantes comuns. Como pode ser visto além do R-12 existem outros fluidos que atacam a camada de ozônio, como o R-22 e o R11 também sintéticos, porem o foco deste trabalho é o R-12.

<b>PRODUTO</b>	<b>O.D.P.</b>
CFC-11	1.0
CFC-12	1.0
CFC-113	0.9
CFC-114	0.8
CFC-115	0.4
HCFC-123	0.02
HCFC-124	0.02
HCFC-141b	0.15
HCFC-142b	0.06
HCFC-22	0.05
HFC-134a	0.0
HFC-152a	0.0
HFC-125a	0.0

**Quadro 1 - Potenciais de destruição da camada de ozônio de diferentes fluidos**  
**Fonte: Portal da Refrigeração.**

No mesmo protocolo, ficou estabelecido o cronograma de eliminação do uso destas substâncias. A única categoria que ainda está em processo de eliminação no Brasil são os HCFCs, cujo o cronograma é mostrado no Quadro 2.

<b>Linha de Base = Média do consumo nos anos 2009 e 2010</b>	
2013	→ congelamento no valor da Linha de Base
2015	→ redução de 10% em relação à Linha de Base
2020	→ redução de 35% em relação à Linha de Base
2025	→ redução de 67,5% em relação à Linha de Base
2030*	→ redução de 97,5% em relação à Linha de Base
2040	→ redução de 100% em relação à Linha de Base

\* o consumo residual (2,5%) poderá ser usado apenas para o setor de serviço

**Quadro 2 – Cronograma de eliminação de HCFCs**  
**Fonte: Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs**

O cronograma de eliminação do uso de substâncias pelo Protocolo de Montreal é mostrado no Quadro 3.

<b>Anexo do Protocolo de Montreal</b>	<b>Substância (SDO)</b>	<b>Cronograma de Eliminação do Protocolo de Montreal</b>	<b>Eliminação brasileira</b>
<b>Anexo A (Grupo 1), Anexo B (Grupo 1)</b>	CFCs	1999 - Congelamento 2005 - 50% 2007 - 85% 2010 - 100% (média consumo de 1995-1997)	2001 - somente permitido para o setor de serviço de equipamentos de refrigeração, MDIs (Inaladores de Dose Medida), agente de processos químico e analítico e como reagente em pesquisas científicas. 2007 - somente permitido para MDIs, agente de processos químico e analítico e como reagente em pesquisas científicas. 2010 - 100%
<b>Anexo A (grupo II)</b>	Halons	2002 - Congelamento 2005 - 50% (média consumo de 1995-97) 2010 - 100%	2001 - permitido para extinção de incêndio na navegação aérea e marítima, aplicações militares não especificadas, acervos culturais e artísticos, centrais de geração e transformação de energia elétrica e nuclear, e em plataformas marítimas de extração de petróleo. 2010 - 100%
<b>Anexo B (grupo II)</b>	CTC	2005 - 85% (média de consumo de 1998-2000) 2010 - 100%	2001 - 100% (O Protocolo de Montreal não proíbe o CTC quando utilizado como matéria prima em reações químicas)
<b>Anexo B (grupo III)</b>	Metil Clorofórmio	2003 - Congelamento 2005 - 30% (média do consumo de 1998-2000) 2010 - 70% 2015 - 100%	2001 - 100%
<b>Anexo E</b>	Brometo de Metila (fins agrícolas)	2002 - Congelamento 2005 - 20% (média do consumo 1995-98) 2015 - 100%	2007 - 100%  (O Protocolo de Montreal não proíbe o brometo para usos em quarentena e pré-embarque de commodities agrícolas)
<b>Anexo C</b>	HCFCs	2013 - congelamento 2015 - 10% 2020 - 35% 2025 - 67,5% 2030 - 97% 2040 - 100%	<b>Atividade em andamento no âmbito do Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs - PBH</b>

**Quadro 3- Cronograma de eliminação do uso de substâncias pelo Protocolo de Montreal**  
Fonte: Ministério do Meio Ambiente.

A relação de alguns refrigerantes, sua designação, nome e composição química são apresentadas no Quadro 4.

Família	Composição Química	Nome	Nº	ODP	GWP
Hidrocarbonetos halogenados	CCl <sub>3</sub> F	Tri cloro monofluor metano	11	1	1
	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	Bi cloro bi fluor metano	12	1	3,20
	CClF <sub>3</sub>	Mono cloro tri fluor metano	13		
	CHCl <sub>2</sub> F	Hidro bicloro mono fluor metano	22	0,05	0,34
	CHF <sub>3</sub>	Hidro tri fluor metano	23	0	N/d
	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	Bi hidro bi fluor metano	32	0	0,12
	C <sub>2</sub> HCl <sub>2</sub> F <sub>3</sub>	Hidro bicloro bifluor etano	123	0,02	0,02
	C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub>	Hidro pentafluor etano	125	0	0,84
	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	Bi hidro tetra fluor etano	134a	0	0,28
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	Tetra hidro bi fluor etano	152a	0	0,03	
Misturas não azeotrópicas	22/152a/124 (53%/13%/34%)	-	401A	0,03	0,22
	125/290/22 (60/2/38)	-	402A	0,02	0,52
	290/22/218 (5/75/20)	-	403A		
	125/143a/134a (44/52/4)	-	404A	0	0,94
	32/125/134a (20/40/40)	-	407C	0	0,38
	22/124/142b (60/25/15)	-	409A	0,05	0,30
Misturas azeotrópicas*	12/152a (73,8/26,2)	-	500		
	22/115 (48,8/51,2)	-	502	0,22	3,7
	125/143a (50/50)	-	507A		
Hidrocarbonetos	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Etano	170		
	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propano	290		
	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Butano	600		
	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Butano normal (isobutano)	600a		
Compostos Inorgânicos	NH <sub>3</sub>	Amônia	717	0	0
	H <sub>2</sub> O	Água	718	0	0
	CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono	744		

Na coluna da composição química é indicada a designação dos componentes e, entre parênteses, a composição da mistura em base mássica.

#### Quadro 4- Designação, nome e composição química de alguns refrigerantes

Fonte: Portal da Refrigeração.

## 2.3 Hidrocarbonetos Na Refrigeração

Os hidrocarbonetos são substâncias que existem na natureza sem a interferência do ser humano. Diante deste fato são classificados como fluidos refrigerantes naturais, e são inofensivos a camada de ozônio. Porém, tem o inconveniente de serem extremamente inflamáveis, inclusive alguns utilizados como combustíveis.

### 2.3.1 Breve histórico do seu uso na refrigeração

Os hidrocarbonetos começaram a ser utilizados como fluidos refrigerantes em 1916 na Alemanha. Durante a década de 1920 foram desenvolvidos diversos refrigeradores utilizando o isobutano R-600a. Porém, com a invenção do R-12 em 1928 e o fato do CFC não ser inflamável, o CFC tomou a preferência dos fabricantes de refrigeradores domésticos na década de 1950. Com a proibição do uso dos CFCs após a entrada em vigor do Protocolo de Montreal, os hidrocarbonetos voltaram a ser utilizados em sistemas frigoríficos.

### 2.3.2 Vantagens do uso de hidrocarbonetos

São altamente compressíveis, logo exigem menor esforço do compressor que por sua vez vai consumir menos energia, reduzindo o custo de operação do sistema. Segundo a Embraco, são compatíveis com os lubrificantes minerais existentes no mercado e demais componentes que compõem os compressores que foram desenvolvidos para operar com CFC.

De modo geral pressão de condensação dos hidrocarbonetos é menor que as dos demais fluidos comuns na compressão a vapor, para a mesma temperatura de condensação, possibilitando também utilizar-se de compressores com menor taxa de compressão. Como mostrado no Quadro 5.

Fluido	Pressão de condensação (bar)
R-12	10,843
R-22	17,29
R-290	15,315
R-401a	11,551
R-600	4,3
R-601a	6,102

**Quadro 5 - Pressões de condensação para a temperatura de 45 graus Celsius.**  
**Fonte: CoolPack**

### 2.3.3 Desvantagens do uso de hidrocarbonetos

A principal desvantagem do uso de hidrocarbonetos se encontra na sua alta inflamabilidade. Por este motivo existe norma EN 378 que limita a carga de refrigerante de acordo com o volume do ambiente. A norma permite o máximo de 150g de fluido inflamável em circuitos herméticos (25% da estequiometria ideal para uma cozinha pequena).

A carga utilizada em refrigeradores é geralmente menor que o máximo. A norma também ressalva a importância das conexões elétricas atenderem as normas para instalações elétricas em atmosferas explosivas. Alguns estudos questionam esta limitação devido ao grande número de casas que possuem botijões de GLP com capacidade de 13 kg dentro da cozinha como o caso da Fig. 8.



**Figura 8 - Botijão de GLP dentro da cozinha**  
**Fonte: Arte Blog.**



Outra desvantagem do uso de hidrocarbonetos é seu volume específico alto se comparado com outros fluidos facilmente encontrados no mercado. De modo genérico o volume deslocado pelo compressor precisa ser o dobro, para atender a mesma potência frigorífica que outro fluido, como mostrado no Quadro 6.

Fluido	Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)
R-12	0,10886
R-22	0,09286
R-290	0,18224
R401a	0,15761
R-600	0,77816
R-600a	0,48194

**Quadro 6 - Volume específico de vapor saturado para a temperatura de - 20 graus Celsius**  
Fonte: CoolPack.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 Atividades Experimentais

As atividades experimentais foram realizadas em um antigo refrigerador Prosdócimo que deixou de operar por perder a carga de fluido de trabalho após a corrosão danificar a linha de vapor superaquecido que sai do compressor. As especificações técnicas do refrigerador estão na Tab.1.

<b>Tabela 1 - Especificações técnicas do refrigerador</b>	
Alimentação	115V
Corrente	2,4A
Gás Original	R-12 (120g)
Compressor	Tecumseh AE 130 AS 755

Partindo do ponto que o fluido de trabalho original deste equipamento é o R-12, que fora banido anos antes pelo Protocolo de Montreal, este trabalho consiste em testar e comparar substitutos de simples aquisição no mercado. A sequencia empregada para os experimentos com o refrigerador após a instalação da instrumentação é indicada a seguir:

1. Produção de “vácuo” no sistema (Evacuação do circuito frigorígeno);
2. Conexão da garrafa do fluido refrigerante a ser adicionado no circuito e posicionamento da garrafa do fluido refrigerante sobre a balança digital;
3. Adição de fluido refrigerante alternativo até 50% da carga do fluido original;
4. Acionamento do compressor;
5. Verificação da existência de congelamento na saída do dispositivo de expansão. Caso ocorra, procede-se a uma nova adição de fluido refrigerante com o compressor ligado até que o congelamento na saída do dispositivo de expansão desapareça. Registra-se então a massa total que entrou no circuito frigorígeno;
6. Monitoramento e registro os valores de pressões, temperaturas e

corrente elétrica, conforme pontos mostrados na Fig. 3.1.

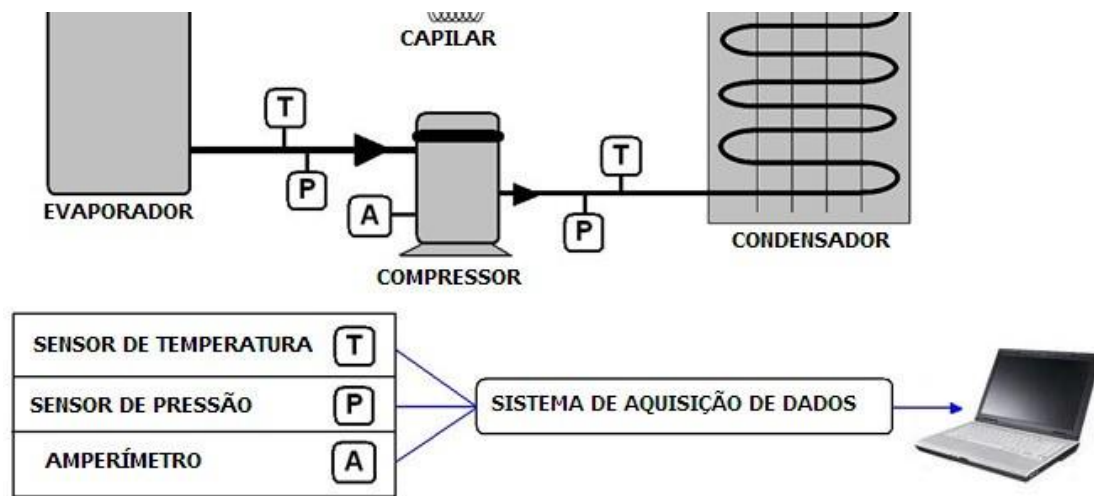


Figura 9 - Diagrama esquemático do experimento.

Fonte: Análise teórica-experimental de sistemas de refrigeração operando com os hidrocarbonetos (r-600a e r-290). (Juazeiro. 2009)

A Fig. 3.2 mostra a montagem esquemática das cargas de gás.

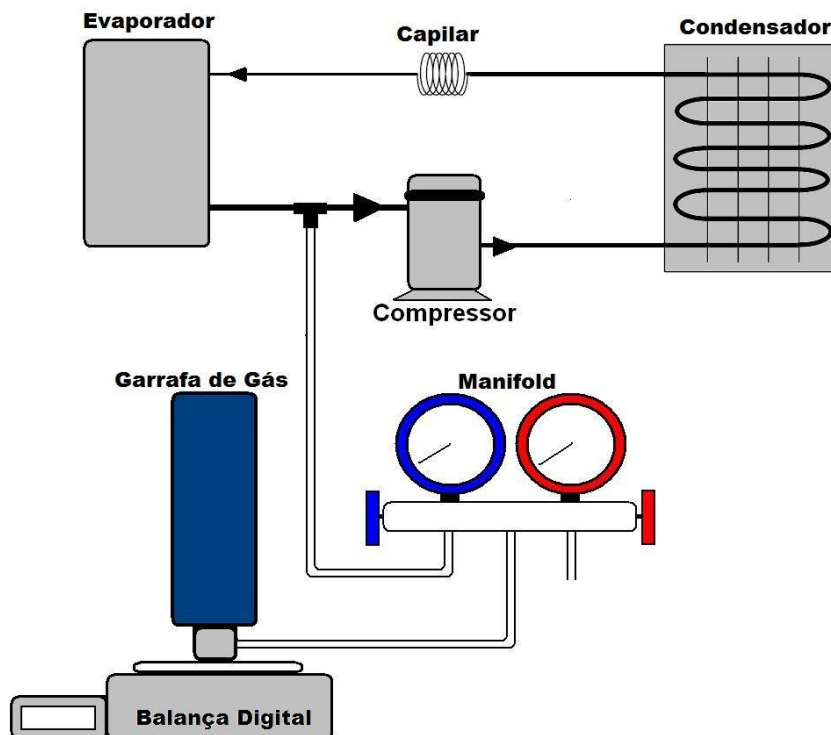


Figura 10 - Montagem esquemática das cargas de gás.

Fonte: Análise teórica-experimental de sistemas de refrigeração operando com os hidrocarbonetos (r-600a e r-290). (Juazeiro. 2009)

### 3.2 Parâmetros De Teste

#### 3.2.1 Carga de fluido de trabalho

Para o fluido original cada sistema traz a massa de fluido de trabalho que deve ser inserida para seu adequado funcionamento. Porém, como os fluidos testados não são originais do sistema e a densidade dos mesmos variam, temos que estabelecer outros métodos. A Fig. 11 mostra o equipamento recebendo a carga de R-600a.



Figura 11 - Equipamento recebendo carga de R-600a.

Existem fatores que limitam a carga como o superaquecimento mínimo para garantir que na entrada do compressor só exista vapor. A corrente nominal consumida pelo compressor deve ser igual ou menor que a especificada pelo fabricante do mesmo. A temperatura do evaporador deve ser no mínimo 4 graus Celsius menor que a temperatura em que o termostato desarma. Por último, para sistemas que utilizam óleo mineral o ideal é que a temperatura na descarga do fluido seja igual ou menor que 120 graus Celsius.

### 3.2.2 Cálculo dos coeficientes de operação

Como já dito anteriormente, o coeficiente de operação mede a eficiência do sistema. Porém, medir a potência frigorífica não é tão simples quanto aferir o trabalho inserido no sistema. A dificuldade está em saber o título do fluido logo após ele deixar o sistema de expansão.

Então qual maneira será utilizada para calcular o coeficiente de operação? A lei da conservação da energia. Partindo do ponto que entram no sistema trabalho do compressor e a energia absorvida pelo evaporador e sai do sistema a energia descartada pelo condensador. O trabalho inserido no sistema e a energia dissipada pelo condensador são facilmente aferidas sabendo a temperatura na entrada e saída de cada componente e as temperaturas de mudança de fase no evaporador e condensador. Com isto faz-se a análise termodinâmica dos resultados através do Software CoolPack versão 1.46 (Technical University of Denmark, 2000).



**Figura 12 - Termômetro indicando a temperatura do evaporador.**

Modo de fixação do sensor do termômetro no evaporador (figura 13).



**Figura 13 - Termopar fixo ao evaporador.**

### 3.2.3 Teste de consumo em 48 horas de trabalho

Os coeficientes de operação traduzem a eficiência térmica do sistema, mas não mostra a relação com o consumo elétrico. A compressibilidade dos diferentes fluidos geram diferenças no consumo elétrico do compressor. Além claro de um menor volume específico implicar em uma potência frigorífica maior consecutivamente em menor tempo de operação.

Partindo destas observações um teste com uma carga térmica constante de 60 watts inserida no refrigerador. Para calcular o consumo elétrico do compressor um horímetro marcou quanto tempo ele permaneceu ligado e com o auxílio de um amperímetro mediu-se a corrente consumida. Multiplicando-se a corrente pelo tempo tem-se o consumo de energia elétrica. Sendo a carga térmica constante o fluido mais eficiente é aquele que gerou um menor consumo de energia.



**Figura 14 - Controle elétrico, em evidencia o horímetro e seu contator.**

O amperímetro utilizado (figura 15) foi o do tipo alicate, comumente utilizado por técnicos de refrigeração.







**Figura 16 - Carga térmica.**

O termostato fora previamente substituído por um novo antes do início dos testes.





**Figura 18 - Estabilizador utilizado para garantir a estabilidade da tensão elétrica.**

### 3.3 A Parâmetros Para A Carga De Fluido

Para facilitar a carga dos diferentes fluidos e a diversas vezes que seria necessário evacuar o sistema frigorífico, foi instalado uma válvula de serviço fixa.



**Figura 19 - Válvula Schrader de ¼" idêntica a instalada**

**Fonte: MEV Refrigeração.**

#### A carga de cada fluido

Para o R-401a devido a sua semelhança com o R-12 o parâmetro para a carga de fluido foi a corrente consumida pelo compressor. As temperaturas de descarga do compressor e a temperatura de evaporação ficaram dentro dos limites especificados anteriormente. O superaquecimento total medido ficou dentro da variação de 20% do original do sistema.

Já para o R-600a o fator limite da carga de fluido foi a temperatura de evaporação que segundo as boas práticas para o tipo de evaporador. A corrente do compressor ficou abaixo da nominal e a temperatura de descarga também. O superaquecimento ficou levemente maior que o especificado pelo fabricante porem também na faixa dos 10%

Para o R-290 novamente o fator limitante foi a corrente nominal do compressor. Visto que a temperatura de evaporação ficou dentro dos requisitos. Porém, o superaquecimento foi consideravelmente maior que o original mas não afetou a temperatura de descarga, que se manteve dentro do recomendado.

## 4 RESULTADOS

Os dados coletados e outros obtidos serão utilizados para calcular através da equação do COP do sistema com os diferentes fluidos. Os pontos os quais as tabelas se referem estão na na figura 20 que traz uma representação do sistema frigorífico do refrigerador utilizado no teste.

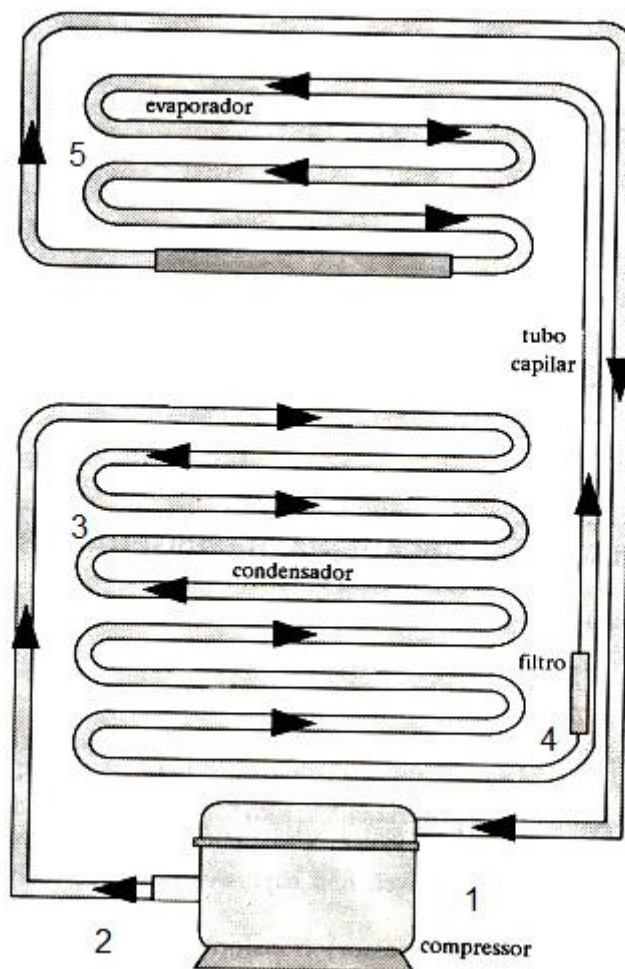


Figura 20 – Pontos representados no esquema de um refrigerador.

Fonte: Adaptado, O refrigerador, UFRGS .

### 4.1 Avaliações De COP Para Os 3 Fluidos Testados

A Tabela 2 contém os dados coletados durante a primeira parte do experimento a qual trata do COP estes dados se referem ao fluido de trabalho R-401a.

**Tabela 2 – Temperaturas e dados obtidos a partir destas para o R-401a.**

R-401a	Sucção	Descarga	Condensação	Saída condensador	Evaporação
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5
Temperatura(°C)	34,2	77,1	51,1	41,9	-24
Pressão (bar)	1,144	13,476	13,476	13,476	1,144
Titulo	SV	SV	$0 < x < 1$	LS	$0 < x < 1$
Entalpia especifica (kj/kg)	434,65	453,65		254,66	
Volume especifico (m <sup>3</sup> /kg)	0,232201				

Já pra o fluido R 600a temos as seguintes leituras e e os dados obtidos a partir destas, dispostos na tab. 3.

**Tabela 3 – Temperaturas e dados obtidos a partir destas para o R-600a.**

R-600a	Saída				
	Sucção	Descarga	Condensação	condensador	Evaporação
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5
Temperatura(°C)	28,8	66,4	44	41,9	-25
Pressão (bar)	0,586	5,948	5,948	5,948	0,586
Titulo	SV	SV	$0 < x < 1$	LS	$0 < x < 1$
Entalpia especifica (kj/kg)	607,096	659,1017		280,204	
Volume especifico (m <sup>3</sup> /kg)	0,726765				

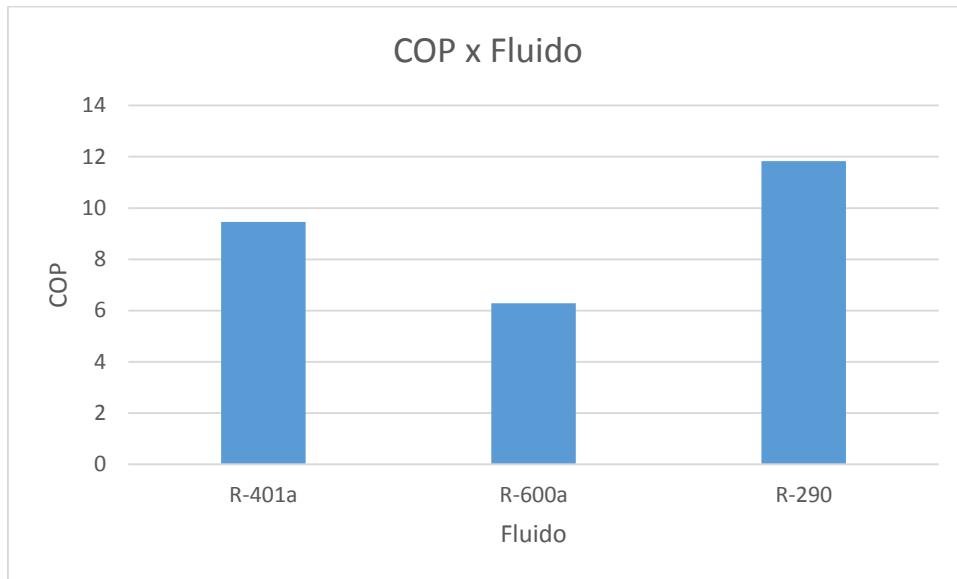
Para o fluido R-290 os resultados estão na tabela 4.3 abaixo, lembrando da grande incompatibilidade deste com o tipo de condensador do refrigerador em questão.

**Tabela 4 – Temperaturas e dados obtidos a partir destas para o R-290.**

R-290	Saída				
	Sucção	Descarga	Condensação	condensador	Evaporação
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5
Temperatura(°C)	29,6	64,6	40	34,4	-34
Pressão (bar)	1,417	13,659	13,659	13,659	1,417
Titulo	SV	SV	$0 < x < 1$	LS	$0 < x < 1$
Entalpia especifica (kj/kg)	637,88	667,33		289,29	
Volume especifico (m <sup>3</sup> /kg)	0,394044				

A Figura 21 mostra o valor do COP para os diferentes fluidos de trabalho testados.





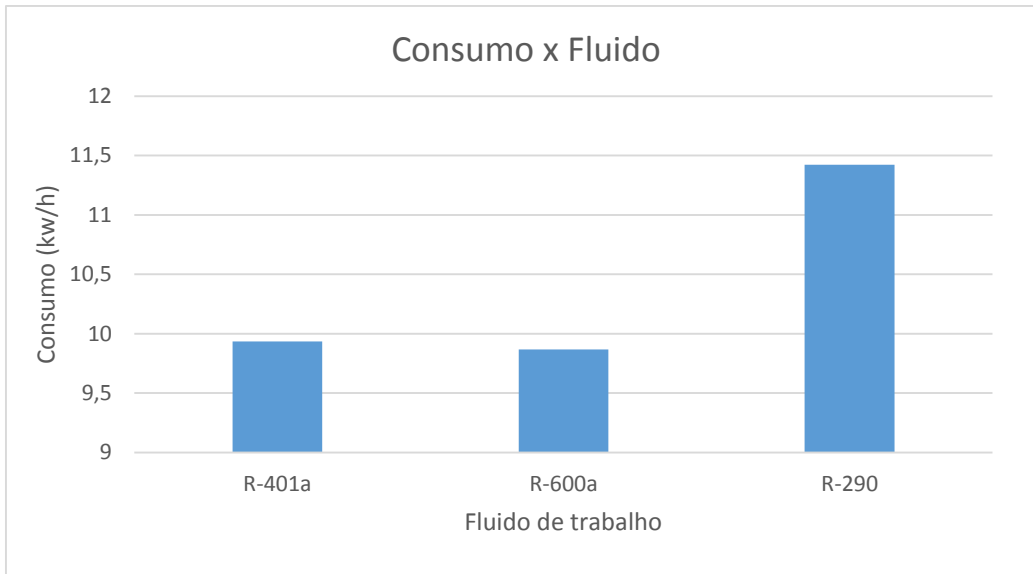
**Figura 21 – COP x fluido de trabalho.**

#### 4.2 Cálculos De Consumo Elétrico Em 48 Horas

O consumo elétrico será abordado durante o teste de 48horas. A tabela 5 abaixo traz os dados para os fluidos testados.

**Tabela 5 - Corrente, tempo de operação e consumo para os diferentes fluidos.**

Fluido	Corrente (A)	Tempo (horas)	Consumo (kw.h)
R-401a	2,4	36,0	9,936
R-600a	2,2	39,0	9,867
R-290	2,4	47,6	11,42



**Figura 22 – Consumo x Fluido.**

Os dados referentes a operação do equipamento também foram calculados com o uso do Cool Pack. Os resultados estão expressos na tab. 6.

---

**Tabela 6 – dados sobre a operação do sistema com os diversos fluidos testados**


---

Fluido	Pressão de condensação (bar)	Pressão de evaporação (bar)	Superaquecimento Real (°C)	Sub resfriamento (°C)
R- 401a	13,476	1,144	58,2	9,2
R- 600a	5,948	0,586	53,8	2,1
R-290	13,659	1,417	63,3	5,6

---

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

### 5.1 Consumo Elétrico x COP

Devido a diferença do volume específico na sucção do compressor a vazão mássica foi diferente para os 3 fluidos, causando interferência direta na potência frigorífica e no tempo que o compressor permaneceu ligado.

Para o fluido R-401a, seu menor volume específico na sucção e COP maior que o R-600a acarretou em um menor tempo de trabalho do compressor e em maior potência frigorífica. Por outro lado sua menor compressibilidade implicou em um maior consumo elétrico do compressor.

Diante de tais fatos pode-se concluir que o R600a mostrou que seu alto volume específico que implicou em menor potência frigorífica. Mesmo tendo o menor COP sua alta compressibilidade reduziu o consumo elétrico do equipamento tornando o R600a, o mais viável do ponto de vista da economia de eletricidade, sendo 0,7% mais econômico que o substituto comercial.

Já o R290, apesar do maior COP, mostrou baixa potência frigorífica e um volume específico intermediário. Acredito que sua baixa potência frigorífica foi causada pela alta pressão de condensação proveniente da sua incompatibilidade com condensadores de convecção natural acarretando alto consumo elétrico e baixa pressão de sucção e diminuindo o fluxo de massa por consequência.

### 5.2 Sugestões de Futuros Experimentos

Outra proposta de trabalho futuro, saindo do segmento de retrofit direto, seria a utilização de um condensador de convecção forçada. Ao invés do condensador que originalmente equipa o freezer. Analisando o desempenho e se este for satisfatório a viabilidade econômica desta modificação.

## REFERÊNCIAS

ALMEIDA, I. M. G., BARBOSA, C. R. F., SILVA, J. G. da, SILVA, M. L. R. da. **Análise Termodinâmica da Aplicação de Hidrocarbonetos em Sistemas de Refrigeração**. Vol 4. 2010.

ALMEIDA, Igor Marcel Gomes. **Performance Comparativa Entre R 290/R 600<sup>a</sup> (50:50) e R 134A Para Drop In Em Refrigerador Doméstico**. Dissertação de mestrado em engenharia mecânica. UFRN. Natal. 2010.

BITZER. **Boletim de Engenharia 21**. Edição 03/05 2005.

DUPONT. **Diretrizes de Retrofit Para Fluidos Refrigerantes DuPont Isceon Série 9**. 2005.

DUPONT, **Suva MP 39**. 2014. [Acesso em: 18 de abril de 2014]. Disponível em: <[http://www2.dupont.com/Refrigerants/pt\\_BR/products/suva/suvamp39\\_br.html](http://www2.dupont.com/Refrigerants/pt_BR/products/suva/suvamp39_br.html) >.

EMBRACO. **Informativo Técnico, Informações Referentes ao Refrigerante R 290**. Revisão N<sup>o</sup> 01. 2008.

FINOTTI, M. V. L., HAUPT, K. I., PIMENTA, J. M. D., PIMENTA, W. J. **Análise da Degradação do Desempenho de Um Compressor Operando com Hidrocarbonetos**. POSMEC. FEMEC/UFU, Uberlândia, 2006.

MARQUES J. C. B., LIMA, W. B. de, BARBOSA C. R. F., FONTES F. de A. O. **Análise Comparativa de Fluidos Sintéticos e Naturais em Um Refrigerador Doméstico**. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica. UFRN. Natal. 2009.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs**. Brasília. 2012.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Substâncias Destruidoras da Camada de Ozônio**. 2014. [Acesso em: 20 de setembro de 2014]. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/substancias-destruidoras-da-camada-de-ozonio> >.

PLANO NACIONAL DE ELIMINAÇÃO DE CFCs. **Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado**. São Paulo. 2007.

PEIXOTO, Roberto A., **Uso de Fluidos Refrigerantes Hidrocarbonetos em Refrigeração Domestica, Comercial e Ar-Condicionado Estacionário**. IMT

PIMENTA, João, **Uso de Hidrocarbonetos em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado**. UNB. 2001.

PINTO, J.C.P., RASUK, H.C., **Industria de Bebidas**. Blucher. 2011.

SILVA, A.C.G.C., SILVA, J. DE C. **ANÁLISE TEÓRICA-EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO OPERANDO COM OS HIDROCARBONETOS (R-600a e R-290)** UNIVASF. Juazeiro. 2009.

## APÊNDICE

### APÊNDICE A – Cálculo do coeficiente de operação R-401a

$$\dot{W} \text{ compressor} = h_2 - h_1$$

$$\dot{W} \text{ compressor} = 453,65 - 434,65 = 19,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} \text{ condensador} = h_2 - h_4$$

$$\dot{Q} \text{ condensador} = 453,65 - 254,66 = 199,01 \text{ kJ/kg}$$

Pela lei da conservação de energia:

$$\Sigma \text{ entra} = \Sigma \text{ sai}$$

$$\dot{Q} \text{ evaporador} + \dot{W} \text{ compressor} = \dot{Q} \text{ condensador}$$

Logo  $\dot{Q} \text{ evaporador}$

$$\dot{Q} \text{ evaporador} = \dot{Q} \text{ condensador} - \dot{W} \text{ compressor}$$

$$\dot{Q} \text{ evaporador} = 199,01 - 19,02 = 179,99 \text{ kJ /kg}$$

$$\dot{Q} \text{ evaporador: } 179,99 \text{ kJ /kg}$$

Cálculo do coeficiente de operação (COP)

$$COP = \frac{\dot{Q} \text{ evaporador} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}{\dot{W} \text{ compressor} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}$$

$$COP = \frac{179,99}{19,02} = 9,46$$

## APÊNDICE B – Cálculo do coeficiente de operação R-600a

$$\dot{W} \text{ compressor} = h_2 - h_1$$

$$\dot{W} \text{ compressor} = 659,1017 - 607,096 = 52,0057 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} \text{ condensador} = h_2 - h_4$$

$$\dot{Q} \text{ condensador} = 659,1017 - 280,204 = 378,8977 \text{ kJ/kg}$$

Pela lei da conservação de energia:

$$\Sigma \text{ entra} = \Sigma \text{ sai}$$

$$\dot{Q} \text{ evaporador} + \dot{W} \text{ compressor} = \dot{Q} \text{ condensador}$$

Logo  $\dot{Q} \text{ evaporador}$

$$\dot{Q} \text{ evaporador} = \dot{Q} \text{ condensador} - \dot{W} \text{ compressor}$$

$$\dot{Q} \text{ evaporador} = 378,8977 - 52,0057 = 326,892 \text{ kJ/kg}$$

Cálculo do coeficiente de operação (COP)

$$COP = \frac{\dot{Q} \text{ evaporador} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}{\dot{W} \text{ compressor} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}$$

$$COP = \frac{326,892}{52,0057} = 6,28$$



## APÊNDICE C – Cálculo do coeficiente de operação R-290

$$\dot{W} \text{ compressor} = h_2 - h_1$$

$$\dot{W} \text{ compressor} = 667,33 - 637,88 = 29,45 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} \text{ condensador} = h_2 - h_4$$

$$\dot{Q} \text{ condensador} = 667,33 - 289,29 = 378,04 \text{ kJ/kg}$$

Pela lei da conservação de energia:

$$\Sigma \text{ entra} = \Sigma \text{ sai}$$

$$\dot{Q} \text{ evaporador} + \dot{W} \text{ compressor} = \dot{Q} \text{ condensador}$$

Logo  $\dot{Q} \text{ evaporador}$

$$\dot{Q} \text{ evaporador} = \dot{Q} \text{ condensador} - \dot{W} \text{ compressor}$$

$$\dot{Q} \text{ evaporador} = 378,04 - 29,45 = 348,59 \text{ kJ /kg}$$

Cálculo do coeficiente de operação (COP)

$$COP = \frac{\dot{Q} \text{ evaporador} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}{\dot{W} \text{ compressor} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}$$

$$COP = \frac{348,59}{29,45} = 11,83$$

## APÊNDICE D – Cálculo do consumo elétrico para o fluido R-401a

$$Pe = E(V).I(A)$$

$$Pe = 115.2,4 = 276w$$

$$Energia consumida = P3(w).\frac{Tempo (horas)}{1000}$$

$$Energia consumida = 276.\frac{36}{1000} = 9,936 kw.h$$

APÊNDICE E – Cálculo do consumo elétrico para o fluido R-600a

$$Pe = E(V).I(A)$$

$$Pe = 115V.2,2 = 253w$$

$$Energia consumida = Pe(w).\frac{Tempo (horas)}{1000}$$

$$Energia consumida = 253.\frac{39}{1000} = 9,867kw.h$$

## APÊNDICE F – Cálculo do consumo elétrico para o fluido R-290

$$Pe = E(V).I(A)$$

$$P = 115V.2,4 = 276w$$

$$Energia\ consumida = Pe(w). \frac{Tempo\ (horas)}{1000}$$

$$Energia\ consumida = 276. \frac{47,6}{1000} = 11,424kw.h$$