



Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**Dissertação de Mestrado**

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA UTILIZAÇÃO  
DOS GASES DE EXAUSTÃO DE UM  
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COMO  
FONTE DE ENERGIA DE UM SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

**André Aleixo Manzela**

Belo Horizonte, 09 de dezembro de 2005



Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**Dissertação de Mestrado**

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA UTILIZAÇÃO  
DOS GASES DE EXAUSTÃO DE UM  
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COMO  
FONTE DE ENERGIA DE UM SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

**André Aleixo Manzela**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC Minas como parte dos requisitos para obtenção do título de MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA

ORIENTADOR: Prof<sup>o</sup> Sérgio de Moraes Hanriot, D. Sc.

**Banca Examinadora:**

Prof<sup>o</sup> Sérgio de Moraes Hanriot, D. Sc. - PUC Minas - Presidente, Orientador

Prof<sup>o</sup> José Alberto dos Reis Parise, Ph. D. - PUC Rio - Examinador Externo

Prof<sup>o</sup> Ramon Molina Valle, D. Sc. - UFMG - Examinador Externo

Prof<sup>a</sup> Elizabeth Marques Duarte Pereira, D. Sc. - PUC Minas - Examinadora Interna

Prof<sup>o</sup> Rudolf Huebner, D. Sc. - PUC Minas - Examinador Interno

Belo Horizonte, 09 de dezembro de 2005

# DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho às  
pessoas que acreditam que  
sempre é possível superar.

## AGRADECIMENTOS

- Ao professor Sérgio de Moraes Hanriot, pela colaboração fundamental para que eu vencesse mais esta etapa em minha vida, servindo como referência e orientando com paciência e competência;
- À PUC Minas, por mais este registro na minha história;
- Ao CNPq, pela bolsa de estudo concedida, sem a qual o trabalho não teria sido o mesmo;
- Aos meus pais e aos meus irmãos, motivadores deste trabalho;
- À Jussara e à Eduarda, pela compreensão, pelo apoio incondicional e por serem, também, motivos do meu trabalho;
- Aos meus familiares, pelo apoio;
- Aos meus amigos, por serem amigos;
- Aos parceiros do Laboratório de Motores de Combustão Interna / Banco de Fluxo da PUC Minas (Alahdjín Atan Pinto, Alberto José Dutary, Andréa Sousa Oliveira Nery Silva, Bruna Jardim Verdolin D'abreu, Eder Neves da Rocha, Evandro Vinícius Bretas Lobo, Glauber Diniz César e Carvalho, Leonardo Vinícius Mendes Pereira, Marcos de Castro Queiroz, Paulo Henrique da Silva Melo, Ramon Oliveira Motta e Tiago Augusto Soares), pelo apoio no desenvolvimento do trabalho;
- Aos técnicos da PUC Minas (Ivan José de Santana, Carlos Eduardo dos Santos, Pedro Kapler e Vinícius Maia de Sá), pela colaboração na montagem e realização dos experimentos;
- Aos parceiros do Grupo de Estudos em Energia da PUC Minas - GREEN (professora Elizabeth Marques Duarte Pereira, Vinícius Meireles Ciríaco, Frederico Lima e Válbert Garcia Assumpção), pelo apoio em vários momentos;
- Aos amigos do Laboratório de Motores de Combustão Interna / Banco de Fluxo da PUC Minas (Andrey de Godoy Prado, Bruno Teixeira Vieira, Frederico Paolinelli Barros, Ismael Alves Coutinho, Luciana Bassi Marinho Pires, Marco Valério Kuhlmann Raggi, Paulo Sérgio Meinberg Moraes,

Renato Cardoso de Menezes, Renato Henrique Silva, Rodolfo Marteleto Hermont e Ronaldo Rodrigues Ferreira Júnior), pela convivência;

- Ao professor José Ricardo Sodré, ao Jomar Delvedio Francisco e à Valéria Abi-Acl, pelo apoio em vários momentos;
- E a Deus, motivo maior.

## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo da utilização de um sistema de refrigeração por absorção (amônia - água) em substituição ao sistema convencional de refrigeração por compressão para condicionamento de ar automotivo. A utilização do sistema de refrigeração por absorção visa a melhorar o desempenho do motor de combustão interna através do uso dos gases de exaustão como fonte de energia em substituição à potência do motor usada pelo sistema convencional. Os objetivos do trabalho são avaliar a energia disponível nos gases de exaustão, o impacto no desempenho e nas emissões do motor e a economia de potência proporcionada pela utilização dos gases de exaustão como fonte de energia. Um modelo matemático foi desenvolvido para avaliar, juntamente com dados experimentais, o desempenho do sistema de refrigeração por absorção. No estudo experimental o sistema de refrigeração por absorção foi acoplado ao sistema de exaustão do motor de combustão interna. O motor estava montado em um dinamômetro para medição dos parâmetros de desempenho e em um analisador de gases para avaliação das emissões. Os resultados mostraram que o potencial energético dos gases de exaustão é grande apesar do sistema de refrigeração utilizado nos testes não aproveitá-lo significativamente. Verificou-se que o desempenho e as emissões do motor não foram afetados devido à adaptação do sistema de refrigeração no sistema de exaustão.

**PALAVRAS CHAVE:** Gases de Exaustão, Sistema de Refrigeração por Absorção, Condicionamento de Ar Automotivo, Conservação de Energia

## **ABSTRACT**

This work presents a study of the use of an absorption refrigeration system (ammonia - water) in substitution to the conventional vapor - compression refrigeration system for automotive air conditioning. Utilization of the absorption refrigeration system aims at improved engine performance through use of the exhaust gases as the energy source in substitution to the engine output power used by the conventional system. The objectives of the work are to evaluate the disponible energy in the exhaust gases, the impact of the absorption refrigeration system on engine performance and on exhaust emissions and power economy for the use of the exhaust gases as the energy source. A mathematical model was developed to estimate, with the aid of experimental data, the absorption refrigeration system performance. In the experimental study the absorption refrigeration system was connected to the internal combustion engine exhaust system. The engine was mounted in a bench test dynamometer for measurement of the performance parameters and in a gases analyzer for evaluation of the emissions. The results showed that the energetic potential of the exhaust gases is high although the refrigeration system used in the tests didn't use it significantly. Engine performance and exhaust emissions were verified to be unaffected by connection of the refrigeration system to the exhaust system.

**KEY WORDS:** Exhaust Gases, Absorption Refrigeration System, Automotive Air Conditioning, Energy Conservation

## RESUMEN

Este trabajo muestra un estudio de la utilización de un sistema de refrigeración por absorción (amoníaco - agua) en substitución del sistema convencional de refrigeración por compresión para acondicionamiento de aire automotivo. La utilización del sistema de refrigeración por absorción intenciona mejorar el desempeño del motor de combustión interna a través del uso de los gases de escape como fuente de energía en substitución a la potencia del motor utilizada por el sistema convencional. Los objetivos do trabajo son evaluar la energía disponible en los gases del escape, el impacto en el desempeño y en las emisiones del motor y la economía de potencia debido a la utilización de los gases de escape como fuente de energía. Un modelo matemático fue desarrollado para evaluar, juntamente con datos experimentales, el desempeño del sistema de refrigeración por absorción. En el estudio experimental el sistema de refrigeración por absorción fue adaptado al sistema de escape del motor de combustión interna. El motor estaba montado en un dinamómetro para medición de los parámetros de desempeño y en un analizador de gases para evaluación de las emisiones. Los resultados mostraron que el potencial energético de los gases de escape es grande a pesar del sistema de refrigeración utilizado en los testes no utilizarlo significativamente. Fue verificado que el desempeño y las emisiones del motor no fueron afectados por la adaptación del sistema de refrigeración en el sistema de escape.

**PALABRAS LLAVE:** Gases de Escape, Sistema de Refrigeración por Absorción, Acondicionamiento de Aire Automotivo, Conservación de Energía

# ÍNDICE

Lista de figuras.....	xiv
Lista de tabelas.....	xvii
Nomenclatura.....	xx
<b>Capítulo 1 - INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1 - Motivação.....	1
1.2 - Objetivos.....	3
1.2.1 - Objetivo Geral.....	3
1.2.2 - Objetivos Específicos.....	3
1.3 - Estado da Arte.....	3
1.4 - Organização da Dissertação.....	4
<b>Capítulo 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>6</b>
2.1 - Eficientização Energética.....	6
2.1.1 - Eficientização Energética e Meio Ambiente.....	7
2.2 - Refrigeração por Absorção.....	12
2.2.1 - Histórico.....	12
2.2.2 - Sistema de Refrigeração por Absorção.....	13
2.2.3 - Refrigeração por Absorção x Refrigeração por Compressão....	18
2.2.4 - Refrigerantes.....	19
2.2.4.1 - O Fim dos Clorofluorcarbonos.....	22
2.2.5 - Condicionamento de Ar.....	23
2.3 - Motores de Combustão Interna.....	25
2.3.1 - Histórico.....	25
2.3.2 - Desempenho de Motores de Combustão Interna.....	26

2.3.3 - Emissões de Poluentes em Motores de Combustão Interna.....	27
<b>Capítulo 3 - APARATO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>29</b>
3.1 - Considerações Iniciais.....	29
3.2 - Sistema de Refrigeração por Absorção.....	29
3.3 - Motor de Combustão Interna.....	36
3.4 - Dinamômetro.....	37
3.4.1 - Célula de Carga.....	39
3.4.2 - Medidor de Vazão Volumétrica.....	40
3.4.3 - Sensor de Rotação.....	41
3.5 - Analisador de Gases.....	42
3.6 - Sistema de Aquisição de Dados.....	44
<b>Capítulo 4 - METODOLOGIA.....</b>	<b>45</b>
4.1 - Metodologia Experimental.....	45
4.2 - Avaliação do Desempenho do Sistema de Refrigeração por Absorção.....	48
4.2.1 - Avaliação do Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia Gases de Combustão de GLP (1ª fase).48	
4.2.1.1 - Cálculo da Capacidade de Refrigeração do Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia Gases de Combustão de GLP $\left( \dot{Q}_{\text{refrigeração}} \right)$ .....	49
4.2.1.2 - Cálculo da Taxa de Fornecimento de Energia dos Gases de Combustão de GLP para o Sistema de Refrigeração por Absorção $\left( \dot{Q}_{\text{gcGLP}} \right)$ .....	56
4.2.2 - Avaliação do Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia Gases de Exaustão do Motor de	

Combustão Interna (2ª fase).....	62
4.2.2.1 - Cálculo da Capacidade de Refrigeração do Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia Gases de Exaustão do Motor de Combustão Interna $\left( \dot{Q}_{\text{refrigeração}} \right)$ .....	63
4.2.2.2 - Cálculo da Taxa de Fornecimento de Energia dos Gases de Exaustão do Motor de Combustão Interna para o Sistema de Refrigeração por Absorção $\left( \dot{Q}_{\text{gases exaustão}} \right)$ .....	63
4.3 - Avaliação do Desempenho do Motor de Combustão Interna.....	65
<b>Capítulo 5 - RESULTADOS.....</b>	<b>68</b>
5.1 - Considerações Iniciais.....	68
5.2 - Apresentação dos Resultados Experimentais.....	68
5.2.1 - Resultados Obtidos para o Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia os Gases de Combustão de GLP (1ª fase).....	68
5.2.2 - Resultados Obtidos para o Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia os Gases de Exaustão do Motor de Combustão Interna (2ª fase).....	75
5.3 - Comparação dos Resultados das Duas Fontes de Energia.....	81
5.4 - Resultados de Desempenho do Motor.....	84
<b>Capítulo 6 - CONCLUSÕES.....</b>	<b>87</b>
6.1 - Considerações Iniciais.....	87
6.2 - Conclusões.....	87
6.3 - Sugestões para Trabalhos Futuros.....	89

<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>91</b>
<b>APÊNDICE A - ANÁLISE DE INCERTEZAS.....</b>	<b>98</b>
A.1 - Incerteza Expandida Associada à Área Lateral do Refrigerador.....	99
A.2 - Incerteza Expandida Associada à Área Superior do Refrigerador.....	100
A.3 - Incerteza Expandida Associada à Área Lateral do Isolante do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção.....	100
A.4 - Incerteza Expandida Associada à Área Superior do Isolante do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção.....	101
A.5 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura Ambiente.....	101
A.6 - Incerteza Expandida Associada às Temperaturas no Espaço Refrigerado (Pt-100's).....	102
A.7 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura no Espaço Refrigerado (Sensor de Temperatura / Umidade Relativa).....	102
A.8 - Incerteza Expandida Associada à Umidade Relativa no Espaço Refrigerado (Sensor de Temperatura / Umidade Relativa).....	103
A.9 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura dos Gases de Combustão de GLP na Saída do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção.....	103
A.10 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura dos Gases de Exaustão do Motor de Combustão Interna na Entrada e na Saída do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção.....	104

A.11 - Incerteza Expandida Associada à Vazão Volumétrica de GLP.....	104
A.12 - Incerteza Expandida Associada à Pressão do GLP.....	105
A.13 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura do GLP.....	105
A.14 - Incerteza Expandida Associada às Emissões de Gases Medidas pelo Analisador de Gases.....	106
A.14.1 - Incerteza Expandida Associada aos Índices de CO <sub>2</sub> , N <sub>aparente</sub> , CO e O <sub>2</sub> .....	106
A.14.2 - Incerteza Expandida Associada ao Índice de HC.....	106
A.15 - Incerteza Expandida Associada à Força Exercida pelo Motor de Combustão Interna.....	106
A.16 - Incerteza Expandida Associada à Vazão Volumétrica de Gasolina.....	107
A.17 - Incerteza Expandida Associada à Rotação do Motor de Combustão Interna.....	107
A.18 - Incerteza Expandida Associada à Massa Específica da Gasolina.....	108
A.19 - Incerteza Expandida Associada à Emissividade da Superfície do Refrigerador.....	108
A.20 - Incerteza Expandida Associada à Emissividade da Superfície do Isolante do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção.....	109
A.21 - Incerteza Expandida Associada à Espessura da Parede do Refrigerador.....	109
A.22 - Incerteza Expandida Associada ao Volume Interno do Refrigerador.....	110

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Consumo mundial de energia primária.....	10
Figura 2.2 - Desenho esquemático do ciclo básico de refrigeração por absorção amônia - água.....	15
Figura 2.3 - Desenho esquemático do ciclo de refrigeração por absorção amônia - água utilizando hidrogênio para equilibrar as pressões totais.....	17
Figura 2.4 - Compressão de vapor nos sistemas por compressão e por absorção.....	18
Figura 3.1 - Sistema de refrigeração por absorção utilizado no experimento.....	30
Figura 3.2 - Sistema de refrigeração por absorção adaptado ao sistema de exaustão do motor de combustão interna.....	31
Figura 3.3 - Detalhe da fixação dos sensores de temperatura no interior do refrigerador.....	31
Figura 3.4 - Sensor de temperatura / umidade relativa instalado no interior do refrigerador.....	32
Figura 3.5 - Termopares instalados à entrada e à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.....	33
Figura 3.6 - Termopar tipo T utilizado para medição da temperatura do GLP consumido pelo sistema de combustão do refrigerador.....	34
Figura 3.7 - Manômetro de coluna d'água utilizado para medição da	

pressão do GLP consumido pelo sistema de combustão do refrigerador.....	34
Figura 3.8 - Rotâmetro utilizado para medição da vazão volumétrica do GLP consumido pelo sistema de combustão do refrigerador.....	35
Figura 3.9 - Barômetro com termômetro de bulbo utilizados nos experimentos.....	35
Figura 3.10 - Motor de combustão interna utilizado no experimento.....	36
Figura 3.11 - Motor de combustão interna montado no dinamômetro.....	37
Figura 3.12 - Dinamômetro utilizado no experimento.....	38
Figura 3.13 - Célula de carga utilizada no experimento.....	39
Figura 3.14 - Célula de carga montada no dinamômetro.....	40
Figura 3.15 - Desenho esquemático do medidor de vazão volumétrica de combustível utilizado no experimento.....	40
Figura 3.16 - Medidor de vazão volumétrica de combustível montado no dinamômetro.....	41
Figura 3.17 - Sensor de rotação montado no dinamômetro.....	42
Figura 3.18 - Analisador de gases utilizado no experimento.....	43
Figura 3.19 - Analisador de gases e computador com software de operação.....	43
Figura 3.20 - Tela do supervisor do analisador de gases.....	44
Figura 4.1 - Esquema representando a análise desenvolvida.....	66
Figura 5.1 - Temperaturas internas do refrigerador.....	69
Figura 5.2 - Temperaturas internas e externas ao refrigerador.....	70
Figura 5.3 - Taxas de transferência de calor no refrigerador.....	71
Figura 5.4 - Coeficientes convectivos de transferência de calor no refrigerador.....	72

Figura 5.5 - Taxas equivalentes de transferência de calor no refrigerador...	72
Figura 5.6 - Umidade relativa dentro do refrigerador.....	73
Figura 5.7 - Capacidade de refrigeração.....	74
Figura 5.8 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração.....	75
Figura 5.9 - Temperaturas internas médias do refrigerador.....	77
Figura 5.10 - Umidade relativa dentro do refrigerador.....	78
Figura 5.11 - Capacidade de refrigeração.....	79
Figura 5.12 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração.....	80
Figura 5.13 - Temperaturas internas médias do refrigerador.....	81
Figura 5.14 - Umidade relativa dentro do refrigerador.....	82
Figura 5.15 - Capacidade de refrigeração.....	83
Figura 5.16 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração.....	84

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Limites de emissões estabelecidos pelo PROCONVE.....	27
Tabela 2.2 - Proposta para novos limites de emissões.....	28
Tabela 5.1 - Potência disponível nos gases de exaustão do motor de combustão interna para uma rotação de 1500 rpm.....	76
Tabela 5.2 - Resumo dos resultados para o comportamento das temperaturas médias no interior do refrigerador para uma rotação de 1500 rpm.....	78
Tabela 5.3 - Desempenho do motor de combustão interna para uma rotação de 1500 rpm.....	85
Tabela 5.4 - Composições químicas (em base seca) dos gases de exaustão do motor de combustão interna para uma rotação de 1500 rpm.....	86
Tabela A.1 - Cálculo da incerteza expandida associada à área lateral do refrigerador.....	100
Tabela A.2 - Cálculo da incerteza expandida associada à área superior do refrigerador.....	100
Tabela A.3 - Cálculo da incerteza expandida associada à área lateral do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.....	101
Tabela A.4 - Cálculo da incerteza expandida associada à área superior do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.....	101
Tabela A.5 - Cálculo da incerteza expandida associada à temperatura	

ambiente.....	102
Tabela A.6 - Cálculo da incerteza expandida associada às temperaturas no espaço refrigerado (Pt-100's).....	102
Tabela A.7 - Cálculo da incerteza expandida associada à temperatura no espaço refrigerado (sensor de temperatura / umidade relativa).....	103
Tabela A.8 - Cálculo da incerteza expandida associada à umidade relativa no espaço refrigerado (sensor de temperatura / umidade relativa).....	103
Tabela A.9 - Cálculo da incerteza expandida associada à temperatura dos gases de combustão de GLP na saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.....	104
Tabela A.10 - Cálculo da incerteza expandida associada à temperatura dos gases de exaustão do motor de combustão interna na entrada e na saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.....	104
Tabela A.11 - Cálculo da incerteza expandida associada à vazão volumétrica de GLP.....	105
Tabela A.12 - Cálculo da incerteza expandida associada à pressão do GLP.....	105
Tabela A.13 - Cálculo da incerteza expandida associada à temperatura do GLP.....	105
Tabela A.14 - Cálculo da incerteza expandida associada aos índices de CO <sub>2</sub> , N <sub>aparente</sub> , CO e O <sub>2</sub> .....	106
Tabela A.15 - Cálculo da incerteza expandida associada ao índice de HC.....	106

Tabela A.16 - Cálculo da incerteza expandida associada à força exercida pelo motor de combustão interna.....	107
Tabela A.17 - Cálculo da incerteza expandida associada à vazão volumétrica de gasolina.....	107
Tabela A.18 - Cálculo da incerteza expandida associada à rotação do motor de combustão interna.....	108
Tabela A.19 - Cálculo da incerteza expandida associada à massa específica da gasolina.....	108
Tabela A.20 - Cálculo da incerteza expandida associada à emissividade da superfície do refrigerador.....	108
Tabela A.21 - Cálculo da incerteza expandida associada à emissividade da superfície do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.....	109
Tabela A.22 - Cálculo da incerteza expandida associada à espessura da parede do refrigerador.....	109
Tabela A.23 - Cálculo da incerteza expandida associada ao volume interno do refrigerador.....	110

## NOMENCLATURA

A - área da superfície de troca de calor  $\left[ \text{m}^2 \right]$

AC - razão ar-combustível  $\left[ \frac{\text{kg ar}}{\text{kg combustível}} \right]$

AC<sub>estequiométricaGLP</sub> - razão ar-combustível para combustão estequiométrica do GLP  $\left[ \frac{\text{kg ar}}{\text{kg GLP}} \right]$

AC<sub>gasolina</sub> - razão ar-combustível do processo de combustão da gasolina  $\left[ \frac{\text{kg ar}}{\text{kg gasolina}} \right]$

AC<sub>GLP</sub> - razão ar-combustível do processo de combustão do GLP  $\left[ \frac{\text{kg ar}}{\text{kg GLP}} \right]$

C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> - propano

C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> - butano

C<sub>c</sub> - correção combinada

c<sub>e</sub> - consumo específico de combustível  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{J}} \right]$

CFC - refrigerante clorofluorcarbono

CO - monóxido de carbono

CO<sub>2</sub> - dióxido de carbono

COP - coeficiente de desempenho [adimensional]

c<sub>v,ar</sub> - calor específico a volume constante do ar seco  $\left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}} \right]$

d - distância entre o ponto de aplicação da força e o centro do eixo do dinamômetro [m]

$\frac{dU}{dt}$  - taxa de variação da energia interna do sistema [W]

e - espessura da parede do refrigerador [m]

f - função que relaciona as grandezas de entrada

F - força aplicada  $[m^2]$

$f_{CO}$  - fração (percentual) de CO nos gases de combustão do GLP  
[adimensional]

$f_{CO_2}$  - fração (percentual) de CO<sub>2</sub> nos gases de combustão do GLP  
[adimensional]

$f_{H_2O}$  - fração (percentual) de H<sub>2</sub>O nos gases de combustão do GLP  
[adimensional]

$f_{HC}$  - fração (percentual) de HC nos gases de combustão do GLP  
[adimensional]

$f_{N_{aparente}}$  - fração (percentual) de N<sub>aparente</sub> nos gases de combustão do GLP  
[adimensional]

$f_{O_2}$  - fração (percentual) de O<sub>2</sub> nos gases de combustão do GLP  
[adimensional]

g - aceleração da gravidade  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

GLP - gás liquefeito de petróleo

$\bar{h}$  - coeficiente convectivo médio de transferência de calor  $\left[\frac{W}{m^2 \times K}\right]$

H<sub>2</sub> - hidrogênio

H<sub>2</sub>O - água

$h_{ar}$  - entalpia específica do ar à temperatura ambiente  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

HC - hidrocarbonetos

HCFC - refrigerante com hidrogênio, cloro, flúor e carbono

$h_{CO}$  - entalpia específica do CO  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$h_{CO_2}$  - entalpia específica do CO<sub>2</sub>  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$h_{e,ge}$  - entalpia específica dos gases de exaustão do motor de combustão interna à entrada do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

HFC - refrigerante com hidrogênio, flúor e carbono

$h_{H_2O}$  - entalpia específica do H<sub>2</sub>O  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$h_{HC}$  - entalpia específica do HC  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$h_{N_2}$  - entalpia específica do N<sub>2</sub>  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$h_{O_2}$  - entalpia específica do O<sub>2</sub>  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$h_{s,gcGLP}$  - entalpia específica dos gases de combustão do GLP à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$h_{s,ge}$  - entalpia específica dos gases de exaustão do motor de combustão interna à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração

$$\text{por absor\c{c}\~{a}\~{o}} \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

$i$  - n\u00famero de cilindros do motor [adimensional]

$k$  - condutividade t\u00e9rmica do material que constitui a parede do refrigerador

$$\left[ \frac{\text{W}}{\text{m} \times \text{K}} \right]$$

$k_{95\%}$  - fator de abrang\u00eancia para n\u00edvel de confian\u00e7a de 95% [adimensional]

$k_f$  - condutividade t\u00e9rmica do meio  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m} \times \text{K}} \right]$

$L$  - comprimento caracter\u00edstico da geometria [m]

LiBr - brometo de l\u00edtio

$m_{\text{ar}}$  - massa de ar seco dentro do espa\u00e7o refrigerado [kg]

$M_{\text{ar}}$  - massa molecular m\u00e9dia do ar  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$

$\dot{m}_{\text{ar,excesso}}$  - vaz\u00e3o m\u00e1ssica de ar em excesso, ou seja, ar al\u00e9m da quantidade

$$\text{estequiom\u00e9trica para combust\u00e3o do GLP} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$\dot{m}_{\text{gasolina}}$  - vaz\u00e3o m\u00e1ssica da gasolina  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

$\dot{m}_{\text{gcGLP}}$  - vaz\u00e3o m\u00e1ssica dos gases de combust\u00e3o de GLP  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

$\dot{m}_{\text{ge}}$  - vaz\u00e3o m\u00e1ssica dos gases de exaust\u00e3o do motor de combust\u00e3o interna

$$\left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$\dot{m}_{\text{GLP}}$  - vaz\u00e3o m\u00e1ssica de GLP  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

$M_{\text{GLP}}$  - massa molecular do GLP  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$

$m_l$  - massa de água líquida dentro do espaço refrigerado [kg]

$m_v$  - massa de vapor d'água dentro do espaço refrigerado [kg]

$n$  - quantidade de grandezas de entrada

$n$  - rotação do eixo de manivelas  $[s^{-1}]$

$N_{\text{aparente}}$  - nitrogênio aparente

$NH_3$  - amônia

$NO_x$  - óxidos de nitrogênio

$\overline{Nu}_L$  - número de Nusselt médio [adimensional]

$O_2$  - oxigênio

$p$  - pressão no espaço refrigerado ou pressão da mistura ar seco + vapor d'água [Pa]

$p_{\text{ar}}$  - pressão parcial do ar seco na mistura [Pa]

$PCI_{\text{GLP}}$  - poder calorífico inferior do GLP  $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$P_e$  - potência efetiva [W]

$p_g$  - pressão de saturação do vapor d'água à temperatura medida [Pa]

$p_{\text{GLP}}$  - pressão absoluta do GLP no ponto de medição da sua vazão volumétrica [Pa]

PME - pressão média efetiva [Pa]

$Pr$  - número de Prandtl [adimensional]

$p_v$  - pressão parcial do vapor d'água na mistura [Pa]

$\dot{Q}_{\text{condução}}$  - taxa de transferência de calor por condução nas paredes do refrigerador [W]

$\dot{Q}_{\text{convecção, externo}}$  - taxa de transferência de calor por convecção natural entre o ar atmosférico e o lado externo das paredes do refrigerador [W]

$\dot{Q}_{\text{convecção, interno}}$  - taxa de transferência de calor por convecção natural entre o lado interno das paredes do refrigerador e o ar interno ao espaço refrigerado [W]

$\dot{Q}_{\text{convecção, isolante}}$  - taxa de transferência de calor por convecção natural entre o isolante e o ar atmosférico [W]

$\dot{Q}_{\text{fornecido}}$  - taxa de fornecimento de energia para funcionamento do sistema de refrigeração por absorção [W]

$\dot{Q}_{\text{gases exaustão}}$  - taxa de fornecimento de energia dos gases de exaustão do motor de combustão interna para o sistema de refrigeração por absorção [W]

$Q_{\text{gasolina}}$  - vazão volumétrica da gasolina  $\left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$

$\dot{Q}_{\text{gcGLP}}$  - taxa de fornecimento de energia dos gases de combustão de GLP para o sistema de refrigeração por absorção [W]

$Q_{\text{GLP}}$  - vazão volumétrica de GLP  $\left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$

$\Sigma\dot{Q}$  - taxa líquida de entrada de energia no sistema na forma de calor [W]

$\dot{Q}_{\text{isolante}}$  - taxa de perda de energia na forma de calor pelas paredes do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção [W]

$\dot{Q}_{\text{paredes}}$  - taxa de transferência de calor do meio externo ao espaço refrigerado para o espaço refrigerado através das paredes que separam estes ambientes [W]

$\dot{Q}_{\text{radiação}}$  - taxa líquida de transferência de calor por radiação entre a vizinhança e o lado externo das paredes do refrigerador [W]

$\dot{Q}_{\text{radiação, isolante}}$  - taxa líquida de transferência de calor por radiação entre o isolante e a vizinhança [W]

$\dot{Q}_{\text{refrigeração}}$  - capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração por absorção [W]

R - resolução

$\bar{R}$  - constante universal dos gases  $\left[ \frac{\text{J}}{\text{kmol} \times \text{K}} \right]$

R11 - refrigerante 11

R12 - refrigerante 12

R22 - refrigerante 22

R123 - refrigerante 123

R134a - refrigerante 134a

$R_{\text{ar}}$  - constante do ar seco  $\left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}} \right]$

$Ra_L$  - número de Rayleigh [adimensional]

Re - repetitividade

$R_{\text{GLP}}$  - constante do GLP  $\left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}} \right]$

$R_v$  - constante do vapor d'água  $\left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}} \right]$

SO<sub>x</sub> - óxidos de enxofre

$T_e$  - torque efetivo [N × m]

tep - tonelada equivalente de petróleo

$T_f$  - temperatura do filme [K]

$T_f$  - temperatura da mistura ar-seco + vapor d'água ao final de um período [K]

$T_{GLP}$  - temperatura do GLP no ponto de medição da sua vazão volumétrica [K]

$T_i$  - temperatura da mistura ar-seco + vapor d'água no início de um período [K]

$T_{sup}$  - temperatura da superfície [K]

$T_{viz}$  - temperatura da vizinhança [K]

$T_\infty$  - temperatura do meio [K]

$u$  - incerteza padrão

$U$  - energia interna do sistema termodinâmico em análise em determinado instante [J]

$U_{95\%}$  - incerteza expandida para nível de confiança de 95%

$u_{ar}$  - energia interna específica do ar seco interno ao espaço refrigerado  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$u_c$  - incerteza padrão combinada

$U_f$  - energia interna do sistema no instante final [J]

$U_i$  - energia interna do sistema no instante inicial [J]

$u_l$  - energia interna específica da água líquida interna ao espaço refrigerado  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$u_v$  - energia interna específica do vapor d'água interno ao espaço refrigerado  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$u(x_i)$  - incerteza padrão associada à grandeza de entrada  $x_i$

$V$  - volume do espaço refrigerado  $\left[ \text{m}^3 \right]$

$V_d$  - volume deslocado pelo pistão (volume compreendido entre os pontos mortos inferior e superior)  $\left[ \text{m}^3 \right]$

$\Sigma \dot{W}$  - taxa líquida de saída de energia do sistema na forma de trabalho  $[\text{W}]$

$x_i$  -  $i$ -ésima grandeza de entrada

## **SIGLAS**

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas

AFEAS - Alternative Fluorocarbon Environmental Acceptability Study

ANFAVEA - Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores

ANP - Agência Nacional do Petróleo

BEN - Balanço Energético Nacional

CONAMA - Conselho Nacional do Meio Ambiente

IBAMA - Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis

ISO - International Organization for Standardization

NBR - Normas Brasileiras

PROCONVE - Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores

UNEP - Agência para o Meio Ambiente da Organização das Nações Unidas

## **SÍMBOLOS GREGOS**

$\alpha$  - difusividade térmica do meio  $\left[ \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$

$\Delta t$  - intervalo de tempo entre uma medição e a medição subsequente [s]

$\Delta T$  - diferença de temperatura entre os lados externo e interno das paredes do refrigerador [K]

$\Delta u_{\text{ar}}$  - variação da energia interna específica do ar seco interno ao espaço refrigerado  $\left[ \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$

$\varepsilon$  - emissividade da superfície [adimensional]

$\lambda$  - razão ar-combustível real com relação à razão ar-combustível estequiométrica [adimensional]

$\nu$  - viscosidade cinemática do meio  $\left[ \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$

$\phi$  - umidade relativa no espaço refrigerado [adimensional]

$\rho_{\text{gasolina}}$  - massa específica da gasolina  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$\rho_{\text{GLP}}$  - massa específica do GLP no ponto de medição da sua vazão volumétrica  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$\sigma$  - constante de Stefan-Boltzmann  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}^4} \right]$

# Capítulo 1

## INTRODUÇÃO

### 1.1 - Motivação

A efficientização energética tem sido, especialmente nos últimos anos, um dos principais temas de discussões relacionadas à preservação de recursos naturais (indispensável à sobrevivência da raça humana) e à redução de custos (inevitável para a perpetuação das empresas).

Energia é fundamental para que os processos se desenvolvam. Logo, é de extrema importância, diante das previsões quanto à escassez de recursos energéticos a médio e longo prazos, que se desenvolvam processos mais eficientes tanto do ponto de vista energético quanto exergético, ou seja, que haja compatibilização do uso das diversas formas de energia com as exigências quantitativas e qualitativas dos processos.

Intimamente relacionado ao aspecto energético está a preservação do meio ambiente, a qual é de grande importância para os seres humanos e que se consolida, dentre outras maneiras, através de estudos de otimização energética (Santos *et al.*, 2001).

Neste contexto, objetiva-se analisar a utilização de um sistema de refrigeração por absorção em substituição ao sistema convencional de refrigeração por compressão para condicionamento de ar automotivo. Essa substituição proporcionaria economia de potência do motor, além da redução de riscos ambientais pela utilização de um sistema de refrigeração cujo fluido de trabalho não apresenta efeitos danosos ao meio ambiente.

Um fator importante a ser mencionado quando se discute o desenvolvimento de pesquisas voltadas para a utilização de sistemas de refrigeração por

absorção é a demanda de caráter emergencial por fluidos refrigerantes alternativos aos clorofluorcarbonos (CFC's) utilizados nos sistemas de refrigeração por compressão, os quais foram condenados, em 1974, como os maiores responsáveis por prejuízos causados à camada de ozônio. Tais refrigerantes vêm sendo substituídos gradativamente em atendimento ao Protocolo de Montreal, assinado em 1987 por 46 países que assumiram o compromisso de reduzir o consumo destes fluidos. Ressalta-se que este Protocolo foi revisado em 1990, quando foram aprovadas medidas mais restritivas que previam sua eliminação total em 2000. Porém, a eliminação rápida dos CFC's traria um substancial aumento nos custos de produção devido à necessidade de novas tecnologias e ao abandono de investimentos feitos em tecnologias para produção dos mesmos (Ashrae, 1997; Braswell, 1988; Moran e Shapiro, 1999; Riffat *et al.*, 1997; Santos *et al.*, 2001; Wylen *et al.*, 1998).

Também como fatores de motivação têm-se a busca contínua por melhoria de desempenho de motores de combustão interna (Birch, 1995; Carney, 2004; Heywood, 1988; Jost, 2002; Obert, 1971) e o aumento da preocupação com o conforto e segurança que tem gerado, entre outras coisas, a crescente utilização de sistemas de condicionamento de ar em veículos, visto que estes passaram a ser enxergados como um bem “essencial” ao ser humano moderno.

Os motores de combustão interna representam uma fonte de energia potencial para ser utilizada em sistemas de refrigeração por absorção (Assumpção, 2004; Zukowski Júnior, 1999; Li, 1996), visto que cerca de 1 / 3 (um terço) da energia disponibilizada no processo de combustão é desperdiçada, sob a forma térmica, através dos gases rejeitados para a atmosfera, utilização esta que proporcionaria um aumento do desempenho do sistema (motor de combustão interna / sistema de refrigeração por absorção) como um todo.

Portanto, têm sido necessários estudos como os que se propõem aqui, visando, conforme mencionado anteriormente, redução de custos e desenvolvimento de processos e tecnologias compatíveis com as demandas ambientais e de mercado.

## 1.2 - Objetivos

### 1.2.1 - Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo geral o estudo da utilização dos gases de exaustão de um motor de combustão interna como fonte de energia para um sistema de refrigeração por absorção para condicionamento de ar automotivo, visando economia de potência do motor, além da redução de riscos ambientais pela utilização de um sistema de refrigeração cujo fluido de trabalho não apresenta efeitos danosos ao meio ambiente.

### 1.2.2 - Objetivos Específicos

Como decorrência do objetivo geral, têm-se como objetivos específicos avaliar:

- um sistema de refrigeração por absorção;
- a energia disponível nos gases de exaustão de um motor de combustão interna para funcionar como fonte térmica de um sistema de refrigeração por absorção;
- o impacto no desempenho e nas emissões de poluentes do motor devido à adaptação de um sistema de refrigeração por absorção no seu sistema de exaustão;
- a economia de potência proporcionada pela utilização dos gases de exaustão como fonte de energia em substituição à potência requerida do motor para funcionamento do sistema convencional.

## 1.3 - Estado da Arte

Considerações técnicas, econômicas, estratégicas e ambientais trouxeram um novo interesse pelos sistemas de refrigeração alimentados por fontes térmicas, as quais algumas vezes se caracterizam como residuais de processos (Zukowski Júnior, 1999; Lima *et al.*, 2002; Pereira *et al.*, 1998).

Um esforço considerável de pesquisa tem sido investido no estudo de sistemas de refrigeração desse tipo nos últimos anos (Aphornratana e Eames, 1995; Cheung *et al.*, 1996; Falconi Filho, 2002; Lima *et al.*, 2002; Mcquiston e Parker, 1994; Meunier *et al.*, 1996; Moran e Shapiro, 1999; Pereira *et al.*, 1998; Reis e Silveira, 2002; Santos *et al.*, 2001; Srihirin *et al.*, 2001; Wylen *et al.*, 1998).

O interesse nestes sistemas se deve principalmente à fonte de energia requerida ser de custo e qualidade inferiores (Aphornratana e Eames, 1995; Horuz e Callander, 2004; Lima *et al.*, 2002; Meunier *et al.*, 1996; Pereira *et al.*, 1998; Reis e Silveira, 2002; Santos *et al.*, 2001; Stoecker e Jones, 1985; Varani, 2001).

Outro fator importante que justifica este interesse é a necessidade de substituição dos CFC's por refrigerantes alternativos, visto que o impacto daqueles na camada de ozônio é bastante prejudicial (Aphornratana e Eames, 1995; Ashrae, 1997; Atwood e Hughes, 1990; Lorentzen e Pettersen, 1993; Meunier *et al.*, 1996; Moran e Shapiro, 1999; Pereira *et al.*, 1998; Reis e Silveira, 2002; Riffat *et al.*, 1997; Santos *et al.*, 2001; Varani, 2001; Wylen *et al.*, 1998).

Diehl *et al.* (2001) afirmam que a recuperação da energia contida nos gases de exaustão resultantes de um processo de combustão representa uma importante tarefa de promoção da integração de um sistema energético, e também uma possibilidade de influência positiva no consumo de combustível e nas emissões de poluentes, e que essa abordagem do conceito do uso da energia dos gases de exaustão é necessária para uma integração de sucesso num veículo.

## **1.4 - Organização da Dissertação**

A seguir é apresentada a estrutura desta dissertação.

No Capítulo 1 é apresentada uma introdução sobre o trabalho, incluindo a motivação para o seu desenvolvimento, os objetivos geral e específicos, e o estado da arte sobre o tema.

No Capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica onde é apresentada a importância da eficientização energética, inclusive associada ao meio ambiente, o sistema de refrigeração por absorção (incluindo uma comparação entre este sistema e o sistema convencional de refrigeração por compressão sob os aspectos ambientais, técnicos, econômicos e estratégicos envolvidos) e uma análise das possibilidades de ganhos decorrentes da utilização deste sistema.

O Capítulo 3 apresenta a descrição do aparato experimental utilizado, a saber

sistema de refrigeração por absorção acoplado ao sistema de exaustão do motor de combustão interna, dinamômetro, analisador de gases e sistema de aquisição de dados.

No Capítulo 4 é descrita a metodologia utilizada para realização dos experimentos e análise dos dados. É desenvolvida, também, uma modelagem matemática do sistema em estudo, visando à avaliação do mesmo.

No Capítulo 5 são relatados os resultados experimentais obtidos e apresentadas discussões relacionadas aos mesmos.

No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões do trabalho, com enfoque nos impactos decorrentes da utilização do sistema de refrigeração por absorção. As sugestões para continuidade do trabalho, que poderão fornecer novas informações e aprofundar o conhecimento sobre o tema, também são apresentadas neste capítulo.

## Capítulo 2

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 - Eficientização Energética

“Energia é tudo, mas pode ser nada” (Nogueira, 2001).

Essa afirmação resume de forma concisa e poética a importância da energia e de sua utilização de forma responsável.

Conforme mencionam Dincer (2000), Santos *et al.* (2001), com citação de Un (1996), e Shafa (2003), a energia deve ser vista como um dos principais requisitos para o desenvolvimento econômico e social, e não como uma consequência deste crescimento.

Com base neste contexto, a eficientização energética tem assumido um caráter emergencial, o que pode ser evidenciado, por exemplo, através das notícias veiculadas diariamente em vários meios de comunicação no Brasil e no mundo.

O ser humano, essencialmente nos últimos tempos, tem abusado da disponibilidade energética das diversas fontes (Dincer, 2000).

Santos *et al.* (2001) e Shafa (2003) afirmam que uma qualidade de vida aceitável e sustentável pode ser atingida com um consumo de energia per capita bem menor que o atual dos países desenvolvidos, e que o consumo de energia no mundo deve convergir a um nível suportável pelo planeta. A coerência entre o consumo e a disponibilidade de energia é uma condição vital para o desenvolvimento sustentável.

Parte da energia consumida pode ser economizada por meio da redução dos desperdícios e da melhoria do desempenho dos sistemas energéticos. Essa economia, promovendo eficientização energética, se torna cada vez mais imprescindível (Afgan *et al.*, 1998; Santos *et al.*, 2001).

Nunca se falou tanto em energia e em formas de conservá-la como agora. O surgimento recente de um quadro de dificuldades restituiu ao tema energia a verdadeira dimensão que lhe foi subtraída desde que os efeitos dos choques do petróleo dos anos 70, os quais impuseram a necessidade de se economizar petróleo e seus derivados como consequência da elevação brusca dos preços internacionais deste insumo, foram diluídos ao longo das décadas seguintes (Santos *et al.*, 2001).

O campo de estudos energéticos é bastante vasto, cobrindo desde o uso dos recursos naturais até os aspectos relacionados ao desempenho das modernas tecnologias, bem como permitindo uma abordagem que considere apenas os temas de caráter técnico ou que envolva também seus componentes sócio-econômicos e ambientais, inclusive quanto a sua evolução histórica e suas perspectivas futuras (Li, 1996; Santos *et al.*, 2001).

No presente cenário de oferta de energia, seja no Brasil ou nos demais países, restrições de ordem financeira e ambiental se conjugam de modo a incrementar os custos dos energéticos, e configuram perspectivas preocupantes de descompasso entre as disponibilidades e as demandas energéticas, ampliando significativamente a importância do uso racional de energia. Trata-se de uma via ainda relativamente pouco explorada frente a todo o seu potencial, e com atraentes possibilidades (Santos *et al.*, 2001).

### **2.1.1 - Eficientização Energética e Meio Ambiente**

A industrialização e a urbanização desgovernadas têm levado a um impacto ambiental alarmante.

Durante todo o tempo em que esteve preocupado com a busca do desenvolvimento, o homem utilizou todas as formas possíveis de produção de energia com os menores custos possíveis, sem deter-se em analisar as consequências. Isto resultou, muitas vezes, no desperdício e no uso “irracional” da energia, gerando muitos efeitos nocivos, principalmente nas grandes cidades (Santos *et al.*, 2001).

Conforme Santos *et al.* (2001), é indiscutível que a aplicação da ciência e da tecnologia tem conduzido à melhoria do nível de vida da população, mesmo que para uma pequena parcela dela, o que se caracteriza, dentre outras

coisas, por:

- acréscimo da quantidade e da qualidade dos alimentos;
- desenvolvimento dos meios de transporte e da comunicação;
- desenvolvimento da construção de moradias;
- automação dos processos produtivos (aumento da produtividade e redução do tempo de trabalho);
- desenvolvimento de sistemas para fornecimento de água potável e tratamento de efluentes líquidos;
- eliminação de doenças contagiosas e desenvolvimento de tratamentos efetivos para outras;
- surgimento de equipamentos eletro-eletrônicos domésticos que facilitam a vida das pessoas; etc.

Ao mesmo tempo este desenvolvimento científico e tecnológico tem provocado efeitos nocivos ao meio ambiente (Santos *et al.*, 2001):

- mudanças climáticas;
- perda de terras cultiváveis;
- desmatamento;
- poluição de rios, lagos e mares;
- poluição do solo e das águas subterrâneas;
- poluição do ar nas cidades; etc.

Assim, surge como necessidade primordial conciliar o desenvolvimento com a preservação do meio ambiente.

A exploração e o consumo de energia traz como inevitável consequência alguma forma de dano ambiental, e uma das formas de manter em limites aceitáveis este problema seria a utilização racional das fontes primárias de energia (Li, 1996; Santos *et al.*, 2001).

A produção de energia tem grande influência sobre o meio ambiente principalmente por dois fatores (Santos *et al.*, 2001):

- desmatamento (alto consumo de lenha nos países em desenvolvimento);

- emissão de poluentes oriundos da combustão de combustíveis fósseis (CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, HC, particulados etc.).

As reservas mundiais atuais de petróleo e gás natural, considerando-se a manutenção da relação entre a produção e o consumo existente, se esgotarão em 39 e 64 anos, respectivamente (ANP, 1999).

O Brasil possui um consumo de energia per capita em torno de 1,42 tep<sup>1</sup> / habitante, valor este aproximadamente igual à média mundial. Como particularidade do setor energético brasileiro pode-se citar a alta porcentagem correspondente ao consumo de fontes renováveis, que chega a ser de 57,9%, enquanto a produção por fontes renováveis é de 70,7% (BEN, 1998).

As reservas de combustíveis fósseis de boa qualidade no Brasil não são grandes. As reservas de petróleo, por exemplo, são avaliadas como suficientes para 22 anos, se considerada a mesma relação entre a produção e o consumo atual (Santos *et al.*, 2001).

Conforme é mostrado na Fig. 2.1, o consumo de energia primária vem sendo ampliado continuamente no mundo. Em parte isso se deve ao crescimento das populações e de suas “necessidades”, à instalação de novas indústrias, e aos serviços e empregos gerados, mas outra parcela substancial é devida ao desperdício de energia.

O desenvolvimento do terceiro mundo e a preservação do meio ambiente são os dois maiores problemas globais a serem enfrentados pela humanidade nas próximas décadas. Estes dois problemas estão rigorosamente interligados. A energia, motor do crescimento econômico e principal causa da degradação do meio ambiente, é a conexão (Santos *et al.*, 2001).

---

<sup>1</sup> 1 tep - tonelada equivalente de petróleo = 41868 MJ

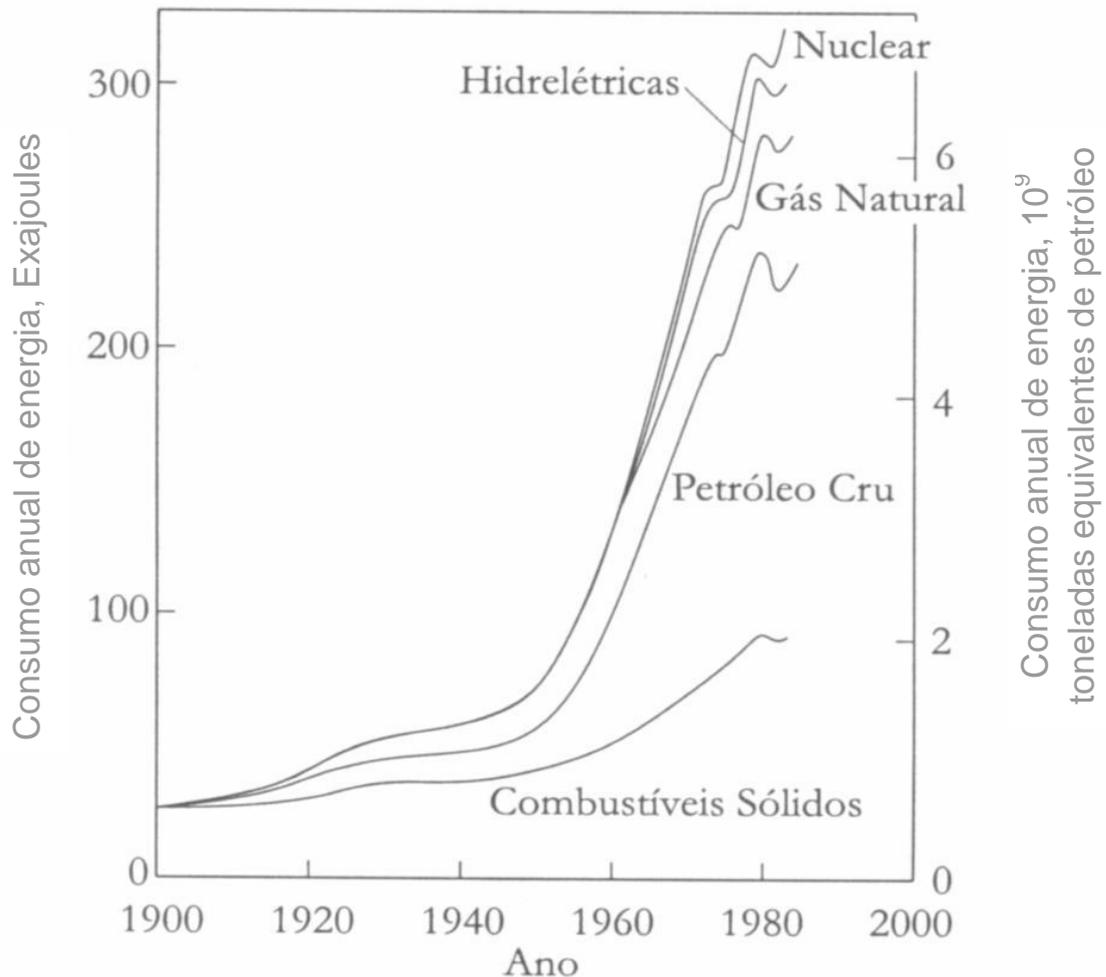


Figura 2.1 - Consumo mundial de energia primária<sup>2</sup> (Henry e Heinke, 1989)

Utilizar energia com responsabilidade, sem desperdício, constitui um novo parâmetro a ser considerado no exercício da cidadania. Os instrumentos de combate ao desperdício de energia estão alicerçados na mudança de hábitos e na efficientização energética. Segundo os conhecedores de educação ambiental, existe uma necessidade de mudança de comportamento da sociedade de um modo geral, visando eliminar o desperdício de nossas vidas. Para essa mudança se consolidar, primeiramente há a necessidade de mudança de hábitos e atitudes, para que o comportamento, que é associado a grupos sociais, se consolide. A mudança dos hábitos ocorre a partir das informações adquiridas de forma construtiva, as quais inserem-se no contexto da nova situação (Santos *et al.*, 2001).

<sup>2</sup> 1 Exajoule =  $10^{18}$  joules

Além da justificativa usual e direta de que o uso racional de energia interessa por si mesmo, como de resto são oportunas todas as medidas de redução das perdas e de racionalização técnico-econômica dos fatores de produção, é conveniente observar o caráter estratégico e determinante que o suprimento de combustíveis apresenta em diversos processos produtivos (Santos *et al.*, 2001).

Embora ultimamente este assunto tenha obtido enorme repercussão e chegado às primeiras páginas dos jornais, não se trata de um tema novo, pois há anos engenheiros, economistas e executivos envolvidos com sistemas energéticos têm sido freqüentemente conclamados a conservar energia e a reduzir desperdícios nos mais variados níveis de produção e consumo. De fato, usar bem a energia é uma forma inteligente de gerir adequadamente as demandas e melhorar a produtividade em qualquer contexto, com benefícios ambientais, econômicos e sociais, tanto em escala local como para a nação e o mundo (Dincer, 2000; Santos *et al.*, 2001).

A refrigeração de um espaço, por exemplo, poderia ser feita a partir de fontes de calor de baixo potencial energético e exergético. A luta contra a contaminação ambiental faz com que se volte a pensar nos sistemas de refrigeração que trabalham sob os princípios químicos de absorção, empregando substâncias menos prejudiciais ao meio ambiente, evitando o efeito maléfico dos clorofluorcarbonos (CFC's) utilizados nos sistemas de refrigeração por compressão. Convém notar neste sentido que a amônia aparece como um dos refrigerantes com maior potencial de utilização em grande escala (Braswell, 1988; Moran e Shapiro, 1999; Pereira *et al.*, 1998; Reis e Silveira, 2002; Wylen *et al.*, 1998).

Wu (1993) afirma que a recuperação de calor de baixa qualidade provavelmente represente o maior potencial de conservação de energia no mundo atual, e que a busca por novas formas de utilização dessa energia é o desafio a ser enfrentado por profissionais da área de efficientização energética.

Conforme Ziegler e Riesch (1993), o desenvolvimento de estudos visando redução de consumo de energia primária e minimização do impacto ambiental, o qual se origina substancialmente da indústria de aquecimento e refrigeração, são mandatórios. Neste cenário os sistemas por absorção figuram como um

grande potencial para conservação de energia, especialmente quando operados por fontes de calor a princípio rejeitadas.

Ziegler e Riesch (1993) afirmam também que os sistemas por absorção ganharão grande importância no futuro. Como exemplo citam os mercados chinês e japonês de refrigeração onde sistemas por absorção ampliam sua participação no mercado a cada ano.

No atual contexto energético do Brasil e de muitos países em via de desenvolvimento, o emprego das máquinas térmicas por absorção figura como uma opção promissora (Moran e Shapiro, 1999; Pereira *et al.*, 1998; Reis e Silveira, 2002; Wylen *et al.*, 1998).

Recentemente muitos ciclos avançados para sistemas de absorção têm sido investigados. Portanto, o campo potencial de aplicação dos sistemas de absorção está em crescimento (Aphornratana e Eames, 1995; Ataer e Göğüs, 1991; Braswell, 1988; Meunier *et al.*, 1996; Reis e Silveira, 2002; Varani, 2001; Ziegler e Riesch, 1993).

Outro fator importante que justifica a utilização de máquinas por absorção no Brasil está associado ao setor elétrico, o qual vem enfrentando e ainda enfrentará muitas crises. No Brasil a situação é agravada com relação a outros países devido às condições climáticas, pois a falta de chuvas regulares por um longo período numa matriz dependente demais da geração de energia por hidrelétricas tornou-se acentuadamente crítica (Santos, 1980; Santos *et al.*, 2001).

## **2.2 - Refrigeração por Absorção**

### **2.2.1 - Histórico**

Antes do advento da refrigeração mecânica a água era mantida fria sendo guardada em jarros de barro semiporoso, de modo que ela escapava por infiltração através das paredes e se evaporava. A evaporação dissipava calor e resfriava a água. Muitas vezes o gelo natural dos lagos e rios era cortado durante o inverno e guardado em cavernas ou poços revestidos de palha e, mais tarde, em prédios isolados com serragem, para ser retirado na medida das necessidades. Os romanos transportavam neve em tropas de carga para refrigerar as bebidas dos imperadores (Elonka e Minich, 1978).

Embora estes métodos de resfriamento empregassem fenômenos naturais, eles eram usados para manter a temperatura mais baixa em um determinado espaço, podendo ser chamados de *refrigeração* (Elonka e Minich, 1978).

A refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material abaixo da temperatura do ambiente circundante (Dossat, 1961).

A refrigeração por absorção foi descoberta por Nairn em 1777, embora o primeiro refrigerador comercial deste tipo só tenha sido construído e patentado em 1823 por Ferdinand Carré, o qual também obteve diversas patentes entre 1959 e 1962 pela introdução de uma máquina utilizando o par amônia - água (Cheung *et al.*, 1996; Costa, 1982; Pereira *et al.*, 1998; Srihirin *et al.*, 2001).

O sistema de refrigeração por absorção passou por muitos altos e baixos, sendo antecessor do sistema de refrigeração por compressão no século XIX. Nessa época os sistemas utilizando o par amônia - água tinham grande aplicação em refrigeradores domésticos e em grandes instalações, como de indústrias químicas e de processos. Os sistemas que utilizavam o par água - brometo de lítio foram comercializados nos anos 40 e 50 como resfriadores de água para condicionamento de ar em grandes edifícios (Costa, 1982; Perez-Blanco, 1993).

Nos anos 70 a substituição da combustão direta de óleo e gás natural afetou a aplicação das unidades de refrigeração por absorção, mas ao mesmo tempo foram abertas novas oportunidades, como a utilização de energia solar para funcionamento desses sistemas (Costa, 1982).

Em função de diversos fatores, entre os quais o aumento crescente do custo da energia, rejeitos energéticos de baixa temperatura que eram anteriormente lançados para a atmosfera em instalações químicas e de processos são agora freqüentemente usados para operar sistemas de refrigeração por absorção (Horuz e Callander, 2004; Varani, 2001).

### **2.2.2 - Sistema de Refrigeração por Absorção**

O sistema de refrigeração por absorção se diferencia do sistema por compressão por utilizar energia térmica ao invés da energia elétrica.

No sistema de refrigeração por absorção são utilizados dois fluidos, que atuam como refrigerante e absorvente. Entre os mais conhecidos estão o par amônia ( $\text{NH}_3$ ) - água ( $\text{H}_2\text{O}$ ) (amônia como refrigerante e água como absorvente) e o par água ( $\text{H}_2\text{O}$ ) - brometo de lítio ( $\text{LiBr}$ ) (água como refrigerante e brometo de lítio como absorvente).

Uma limitação do par água - brometo de lítio é que o sistema não pode operar a baixas temperaturas (inferiores a  $0^\circ\text{C}$ ) devido ao fato de a água ser o fluido refrigerante. Além disso, o brometo de lítio se cristaliza a concentrações moderadas, e em altas concentrações a solução é corrosiva a alguns metais e de alto custo (Horuz, 1998; Srihirin *et al.*, 2001).

Desde a invenção do sistema de refrigeração por absorção, o par amônia - água tem sido largamente usado. Tanto a amônia quanto a água são altamente estáveis para uma larga faixa de temperaturas e pressões de operação. A amônia possui grande entalpia de vaporização, a qual é necessária para um bom desempenho do sistema. O sistema pode ser usado para aplicações de baixa temperatura, pois o ponto de congelamento da amônia é  $-77^\circ\text{C}$ . Além do mais o par amônia - água é inofensivo ambientalmente e de baixo custo (Srihirin *et al.*, 2001).

O sistema amônia - água tem a desvantagem de requerer componentes extras e a vantagem de operar a pressões acima da atmosférica. O sistema água - brometo de lítio opera a pressões abaixo da atmosférica, resultando em infiltrações de ar no sistema, que precisa ser purgado periodicamente. Além disso, inibidores especiais precisam ser incorporados aos sistemas água - brometo de lítio para retardar a corrosão (Costa, 1982).

Embora as primeiras aplicações do resfriador por absorção amônia - água tenham sido no campo da refrigeração, como para produção de gelo, atualmente ele encontra aplicação predominante em condicionamento de ar, onde também pode ser utilizado o par água - brometo de lítio (Chuaa *et al.*, 2002; Costa, 1982; Lazarrin *et al.*, 1996).

Na Fig. 2.2 é apresentado um desenho esquemático do ciclo básico de refrigeração por absorção amônia - água, e em seguida uma breve descrição do seu funcionamento.

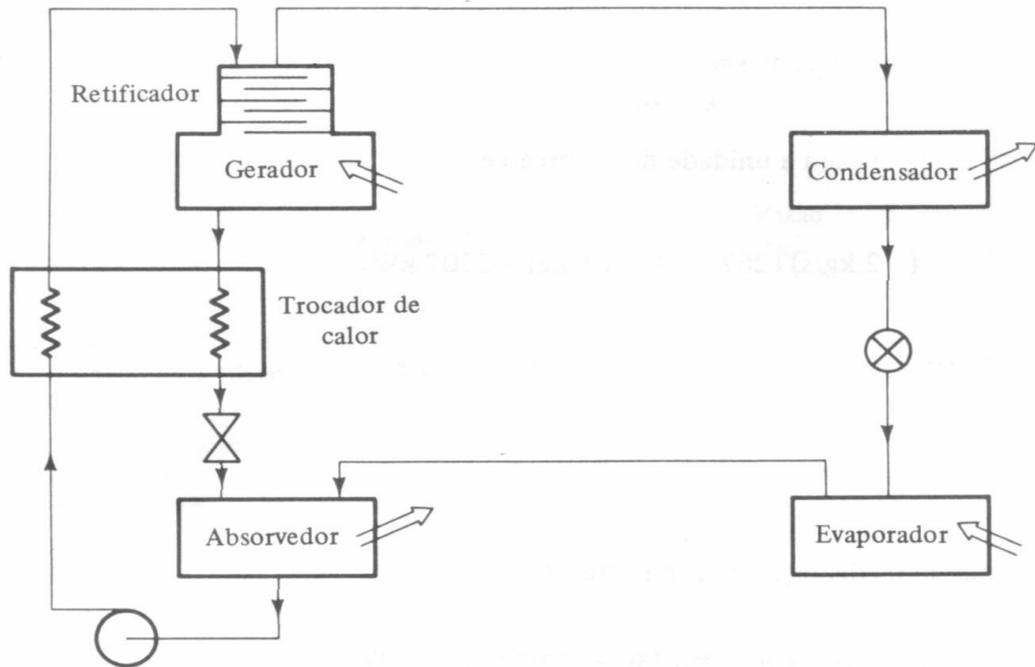


Figura 2.2 - Desenho esquemático do ciclo básico de refrigeração por absorção amônia - água (Stoecker e Jones, 1985)

Neste sistema, vapor de amônia a alta pressão entra no condensador onde cede energia na forma de calor para a vizinhança, condensando-se.

A amônia, agora na fase líquida mas ainda a alta pressão, passa por um dispositivo de expansão onde sua pressão é reduzida até a pressão de vaporização.

Em seguida entra no evaporador onde recebe energia na forma de calor do meio a ser refrigerado, tornando-se novamente vapor, mas agora a baixa pressão.

Chega então ao absorvedor, onde uma solução fraca de água com amônia (baixa concentração de amônia) absorve este vapor de amônia, processo este que libera energia na forma de calor para a vizinhança.

A solução, que agora passou a ser forte (alta concentração de amônia), é bombeada para o gerador, onde recebe energia na forma de calor da fonte térmica. Ao receber energia a amônia evapora e segue para o condensador para novamente percorrer o ciclo.

A solução fraca que deixa o gerador volta para o absorvedor para novamente

absorver vapor de amônia que vem do evaporador.

Entre o absorvedor e o gerador existe um trocador de calor que proporciona a transferência de energia da solução fraca que retorna do gerador para a solução forte que segue para o gerador, processo este que aumenta o desempenho do sistema como um todo, visto que será necessária uma menor quantidade de energia da fonte térmica para vaporização da amônia.

Estudos experimentais mostram que o coeficiente de desempenho (COP) pode ser aumentado em até 60% quando é utilizado um trocador de calor entre o absorvedor e o gerador. Além do mais, o tamanho do absorvedor pode ser reduzido tendo em vista que menor quantidade de energia será rejeitada (Srikhirin *et al.*, 2001).

O vapor de amônia que segue para o condensador passa antes pelo retificador onde o vapor d'água em parte arrastado é condensado, voltando por gravidade ao gerador. Como a amônia e a água são voláteis, o ciclo requer tal coluna de retificação, pois sem a mesma a água seria acumulada no evaporador e reduziria o desempenho do sistema. Existe, ainda, a possibilidade da presença de um analisador após o retificador, o qual funciona como um trocador de calor que tem a função de condensar vapor d'água que não tenha sido condensado pelo retificador.

Nas instalações de refrigeração por absorção foi adotada, para equilibrar as pressões totais nos dois limites de funcionamento do ciclo, a adição de hidrogênio ( $H_2$ ), que é um gás neutro, à parte de baixa pressão do sistema, o que permitiu eliminar as válvulas e a bomba (Fig. 2.3). Como a pressão parcial da amônia na mistura é que vai determinar as condições de sua vaporização, em nada fica alterado o funcionamento do ciclo, fazendo-se as passagens do fluido refrigerante do condensador para o evaporador e da solução forte do absorvedor para o gerador por simples desnível. O hidrogênio, que se apresenta só na fase gasosa da amônia reduzindo a sua pressão parcial, é retido no evaporador e no absorvedor por meio de sifões.

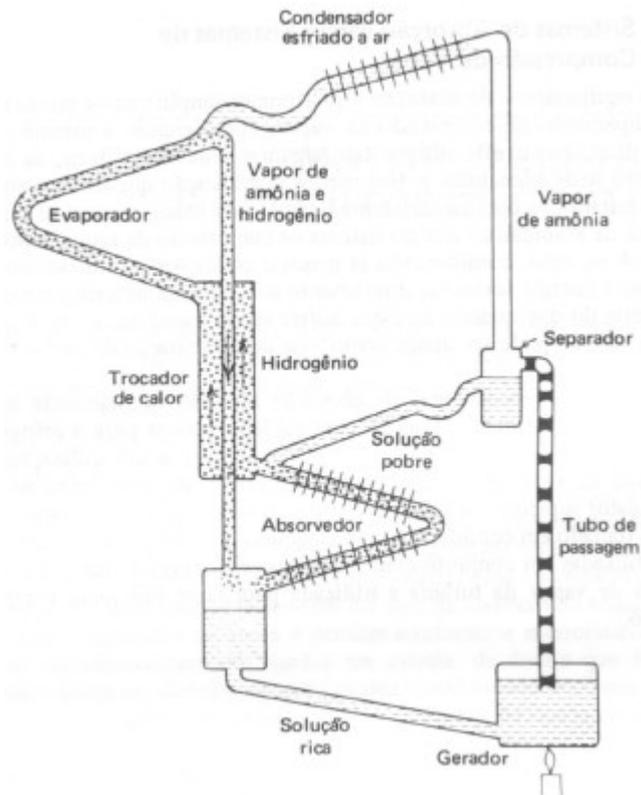


Figura 2.3 - Desenho esquemático do ciclo de refrigeração por absorção amônia - água utilizando hidrogênio para equilibrar as pressões totais (Dossat, 1961)

Um depósito equilibrador de pressão (que não é encontrado em todos os aparelhos) torna-se útil quando a temperatura ambiente varia dentro de limites muito amplos (20°C a 40°C) (Costa, 1982).

Qualquer ciclo de refrigeração por absorção troca calor com três reservatórios externos: de baixo, intermediário e de alto nível de temperatura. A energia motriz do sistema é suprida a alta temperatura, o efeito refrigerante é produzido no nível de baixa temperatura e calor é rejeitado num nível intermediário de temperatura. Normalmente o ambiente é usado como o reservatório de temperatura intermediária (Srikhirin *et al.*, 2001).

O uso de sistemas de refrigeração operados por energia térmica ajuda a reduzir problemas relacionados ao ambiente, tal como o chamado *efeito estufa* pela emissão de CO<sub>2</sub> por meio da combustão de combustíveis fósseis em plantas de potência (Srikhirin *et al.*, 2001).

### 2.2.3 - Refrigeração por Absorção x Refrigeração por Compressão

A principal diferença entre os sistemas de refrigeração por absorção e por compressão é a força motriz que circula o fluido refrigerante através do sistema e que origina o diferencial de pressão necessário entre os processos de vaporização e condensação (Dossat, 1961).

No sistema por absorção, o compressor utilizado no sistema por compressão é substituído por um absorvedor e um gerador, os quais realizam todas as funções operadas pelo compressor (Fig. 2.4). Além disso, enquanto a energia exigida pelo sistema por compressão é fornecida pelo trabalho mecânico do compressor, a energia requerida pelo sistema por absorção é suprida por uma fonte térmica (Dossat, 1961).

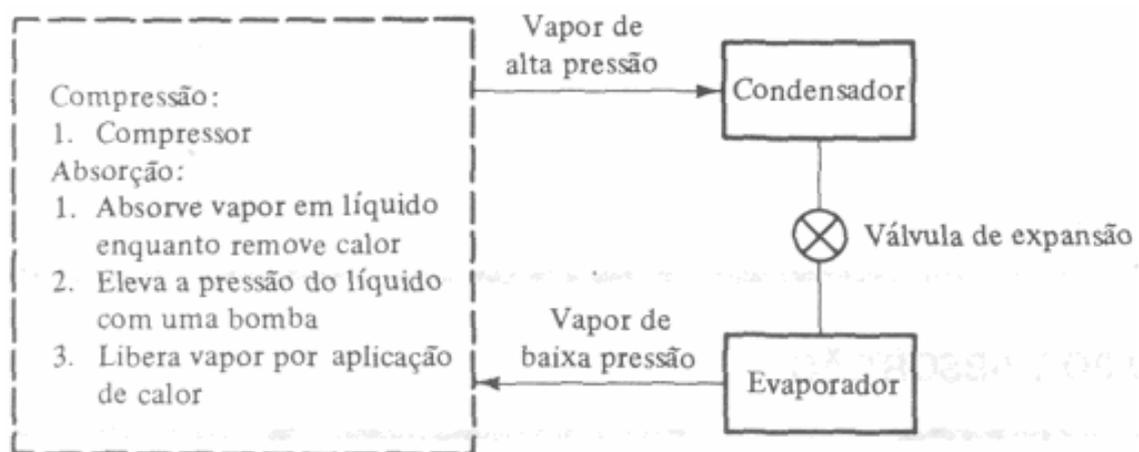


Figura 2.4 - Compressão de vapor nos sistemas por compressão e por absorção (Stoecker e Jones, 1985)

A título de comparação do sistema por absorção em relação ao de compressão, destacam-se as seguintes vantagens e desvantagens (Boer *et al.*, 2005; Chen *et al.*, 1996; Costa, 1982; Dossat, 1961; Elonka e Minich, 1978; Horuz e Callander, 2004; Mcquiston e Parker, 1994; Moran e Shapiro, 1999; Pirani e Venturini, 2004; Radermacher e Kim, 1996; Reis e Silveira, 2002; Smirnov *et al.*, 1996; Srihirin *et al.*, 2001; Wylen *et al.*, 1998):

- Vantagens:

- utilização de energia de menor custo e de qualidade inferior, podendo

inclusive ser o rejeito de algum processo (como os gases de exaustão de um motor de combustão interna, por exemplo), o que pode aumentar significativamente o rendimento do conjunto;

- inexistência de partes móveis, o que lhe garante um funcionamento silencioso e sem vibração;
  - operação com fluidos de trabalho ambientalmente amigáveis;
  - economia de custo operacional devido ao uso de vapor de baixa pressão e de baixo custo;
  - possibilidade de eliminação de cargas elétricas pesadas;
  - simplicidade dos sistemas de operação e controle, que requerem poucos cuidados;
  - partida e parada automáticas;
  - pleno rendimento em todas as faixas de carga;
  - possibilidade de instalação externa ao tempo;
  - construção em materiais leves;
  - economia de área ocupada para grandes capacidades; etc.
- Desvantagens:
    - baixo desempenho;
    - menor praticidade;
    - instalação complexa, exigindo execução esmerada;
    - toxicidade (sistemas amônia - água); etc.

Por suas características e pelas circunstâncias já mencionadas, as máquinas de refrigeração por absorção vêm sendo cada vez mais difundidas (Aphornratana e Eames, 1995; Cheung *et al.*, 1996; Mcquiston e Parker, 1994; Moran e Shapiro, 1999; Reis e Silveira, 2002; Santos *et al.*, 2001; Srihirin *et al.*, 2001; Srihirin e Aphornratana, 2002; Stoecker e Jones, 1985; Tozer e James, 1998; Wylen *et al.*, 1998).

#### **2.2.4 - Refrigerantes**

Conforme Dossat (1961), um refrigerante é qualquer corpo ou substância que

funciona como um agente refrigerante (térmico) pela absorção de energia na forma de calor de outro corpo ou substância. Não existe um refrigerante “ideal” ou que seja universalmente adequado, o que se deve às grandes diferenças nas condições e requisitos das várias aplicações.

O desempenho de um sistema de refrigeração por absorção é criticamente dependente das propriedades químicas e termodinâmicas do fluido de trabalho. Uma exigência fundamental da combinação refrigerante - absorvente é que, na fase líquida, eles tenham uma margem de miscibilidade dentro da faixa de temperatura de operação do ciclo. A mistura também deve ser quimicamente estável e não-explosiva. Além disso, segundo Eisa e Holland (1987); Elonka e Minich (1978), Pirani e Venturini (2004) e Srihirin *et al.* (2001), é desejável que:

- a diferença do ponto de ebulição entre o refrigerante puro e a mistura na mesma pressão seja tão larga quanto possível;
- o refrigerante tenha grande calor latente de vaporização, tendo em vista que uma pequena quantidade de refrigerante será necessária para absorver uma grande quantidade de energia, o que tem como consequência uma menor quantidade de refrigerante em circulação e um sistema menor;
- o refrigerante tenha volume específico reduzido (especialmente na fase vapor);
- o refrigerante tenha alta concentração no absorvente para manter baixa a taxa de circulação entre o gerador e o absorvedor por unidade de capacidade de refrigeração;
- as propriedades de transporte que influenciam a transferência de calor e de massa, ou seja, viscosidade, condutividade térmica e coeficiente de difusão sejam favoráveis;
- o absorvente e o refrigerante sejam não-corrosivos, não-inflamáveis, amigáveis ambientalmente e de baixo custo; etc.

Embora a amônia pura de anidro não seja corrosiva a todos os metais normalmente usados nos sistemas de refrigeração, na presença de umidade torna-se corrosiva aos metais não-ferrosos tais como cobre e latão. Assim, estes metais nunca devem ser usados em sistemas com amônia (Dossat,

1961).

A amônia é bastante útil em quase todos os casos e, entre os refrigerantes comumente usados, é um dos menos dispendiosos. Estas duas considerações junto com sua estabilidade química, afinidade pela água, odor característico que facilita a identificação de vazamentos e não miscibilidade com óleo, fazem da amônia um refrigerante ideal para uso em sistemas onde a toxicidade não seja um fator importante (Dossat, 1961; Pirani e Venturini, 2004; Riffat *et al.*, 1997).

Por sua boa capacidade de transmissão de calor, a amônia é apropriada principalmente para grandes instalações de resfriamento (Dossat, 1961).

Em função do uso restrito de refrigerantes CFC's, devido à destruição da camada de ozônio causada por eles, os sistemas de refrigeração por absorção estão se tornando cada vez mais difundidos (Srikhirin *et al.*, 2001).

A movimentação global atual para implantar medidas eficientes para melhorias ambientais e energéticas conduzirá a amônia a um papel substancialmente maior como um refrigerante nos anos por vir. A indústria está agora revendo seriamente opções para expansão do uso da amônia em outras áreas além da refrigeração industrial, onde ela tem sido usada com sucesso por décadas. Esforços de pesquisa e desenvolvimento têm demonstrado sucesso na aplicação da amônia em equipamentos de refrigeração de pequena escala, onde tradicionalmente os CFC's têm sido utilizados de forma dominante (Ohadi *et al.*, 1996; Varani, 2001).

Ohadi *et al.* (1996) compararam as características térmicas da amônia com os refrigerantes R123 (potencial substituto para o R11), R134a (potencial substituto para o R12) e R22. Foi verificado que a amônia possui o maior calor latente (5 a 6 vezes maior), a menor vazão mássica e volumétrica para um dado fluxo de calor e o menor custo unitário (cerca de 10 vezes menor). Seu coeficiente de desempenho, para sistemas por compressão de vapor, é menor que o do R123, mas maior que os do R22 e R134a.

As limitações da amônia são sua toxicidade a altas concentrações e sua inflamabilidade numa faixa estreita de temperatura (Ohadi *et al.*, 1996).

A amônia tem experimentado crescimento em aplicações como

condicionamento de ar, agricultura, plásticos, engenharia química, conversão de energia térmica oceânica e outras áreas que representam um escopo além das aplicações tradicionais como refrigerante (Ohadi *et al.*, 1996).

#### **2.2.4.1 - O Fim dos Clorofluorcarbonos**

Os CFC's foram sintetizados em 1890 e individualizados em 1928, quando ocorreu o início de seu emprego como fluidos refrigerantes. Na década de 50 passaram a ser utilizados em larga escala como propelentes aerossóis e agentes expansores de espuma, aumentando sua produção como refrigerante (Santos *et al.*, 2001).

Os CFC's reúnem, numa combinação única, várias propriedades desejáveis: não são inflamáveis, explosivos ou corrosivos; são extremamente estáveis e muito pouco tóxicos (Santos *et al.*, 2001).

Porém, em 1974, foram detectados, pela primeira vez, os problemas dos CFC's por meio da demonstração que os compostos clorados poderiam migrar para a estratosfera e destruir moléculas de ozônio. Por serem altamente estáveis, ao serem liberados na superfície terrestre conseguiriam atingir a estratosfera antes de sua destruição. Os CFC's foram, então, condenados como os maiores responsáveis pelo surgimento do buraco na camada de ozônio (Ashrae, 1997; Braswell, 1988; Garimella, 2003; Joudi *et al.*, 2003; Kern e Wallner, 1988; Lorentzen e Pettersen, 1993; Moran e Shapiro, 1999; Radermacher e Kim, 1996; Riffat *et al.*, 1997; Santos *et al.*, 2001; Varani, 2001; Wylen *et al.*, 1998).

A camada de ozônio tem uma função importantíssima na preservação da vida. Ela é responsável pela filtragem dos raios ultravioletas que, em quantidades elevadas, são prejudiciais ao meio ambiente. Ao ser humano podem causar doenças de pele (queimadura e câncer), envelhecimento precoce etc. (Santos *et al.*, 2001).

A UNEP, Agência para o Meio Ambiente da Organização das Nações Unidas, iniciou uma série de reuniões para discutir os prejuízos dos CFC's na camada de ozônio. Em 1983 vários países se reuniram na Convenção de Viena declarando princípios que visavam aprofundar o tema em busca de protocolo ou tratado mundial sobre controle e emissão dos CFC's (Ashrae, 1997; Braswell, 1988; Kern e Wallner, 1988; Santos *et al.*, 2001).

A decisão de reduzir o uso dos CFC's veio em 1987 com a assinatura do Protocolo de Montreal por 46 países que assumiram o compromisso de reduzir o consumo em três fases: congelamento a partir de 1989, redução de 20% a partir de 1993 e redução de 50% a partir de 1998 (Ashrae, 1997; Braswell, 1988; Kern e Wallner, 1988; Riffat *et al.*, 1997; Santos *et al.*, 2001).

O Brasil acompanhou as reuniões do Protocolo e, em 1989, foi aprovada pelo Congresso Nacional a adesão do país às regras. Em julho de 1990 assinou com 62 países a Revisão do Protocolo de Montreal, a qual aprovou medidas mais restritivas: redução de 50% na produção e consumo dos CFC's a partir de 1993, redução de 85% a partir de 1997 e eliminação total a partir de 2000 (Santos *et al.*, 2001).

De acordo com a Resolução 267 de 14/09/2000, do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), ficou estabelecida a proibição da utilização do R11 e do R12, além de outras substâncias que agredem a camada de ozônio, em instalações de ar condicionado central, em instalações frigoríficas e em ar condicionado automotivo. Tornou-se proibida ainda, a partir de 01/01/2001, a utilização dessas substâncias em refrigeradores e congeladores domésticos, e em todos os demais equipamentos e sistemas de refrigeração (Pirani e Venturini, 2004).

O Alternative Fluorocarbon Environmental Acceptability Study (AFEAS), programa que está sendo desenvolvido mundialmente, estuda a substituição dos CFC's por HCFC's (hidrogênio, cloro, flúor e carbono) e HFC's (hidrogênio, flúor e carbono), os quais têm custo estimado em 2 a 5 vezes maior que os CFC's (Kern e Wallner, 1988; Santos *et al.*, 2001).

Mesmo os HCFC's têm seu prazo de utilização encerrado por completo em 2030 (Pirani e Venturini, 2004; Riffat *et al.*, 1997).

Vale destacar que a Comunidade Européia já programou para o período de 2009 a 2011 o "início do fim" na Europa do R-134a (HFC), um fluido refrigerante que, quando surgiu (por volta de 1990), era promissor na substituição dos CFC's (Weissler, 2004).

### **2.2.5 - Condicionamento de Ar**

O condicionamento de ar é um processo que visa ao controle simultâneo, num

ambiente delimitado, da temperatura, pureza, umidade e movimentação do ar (Dossat, 1961; Stoecker e Jones, 1985).

Quando o conforto humano é objetivado, deriva-se a denominação *condicionamento de ar de conforto* (Dossat, 1961; Stoecker e Jones, 1985).

O aumento da preocupação com o conforto e segurança tem gerado, entre outras coisas, a crescente utilização de sistemas de condicionamento de ar automotivo, visto que estes passaram a ser considerados como um bem “essencial” ao ser humano.

A consciência do problema energético mudou de forma perceptível os equipamentos e os conceitos de projetos em refrigeração e em ar condicionado. Além disso, a maioria dos engenheiros prevê que os dias de energia de baixo custo não irão retornar e, portanto, as preocupações de conservação de energia devem agora ser permanentes (Stoecker e Jones, 1985).

Dentre as estratégias para minimizar o consumo de energia e o impacto ambiental em sistemas de condicionamento de ar pode-se citar (Garimella, 2003):

- aumento da eficiência energética dos equipamentos utilizados;
- utilização de fluidos de trabalho ambientalmente amigáveis em substituição aos CFC's utilizados nos sistemas convencionais por compressão;
- desenvolvimento de sistemas que utilizem fontes alternativas de energia para substituir a energia elétrica; etc.

Devido às mudanças nas regulamentações ambientais, os sistemas de condicionamento de ar automotivo estão passando por transformações mais rapidamente que qualquer outra parte dos veículos (Birch, 1995).

Garimella (2003) afirma que se não forem tomadas ações para redução de emissões, a temperatura média da Terra aumentará entre 1°C e 3,5°C em 2100 - a maior taxa desde a Era do Gelo, há 10000 anos atrás - e que o condicionamento de ar, onde predominam os sistemas por compressão, tem contribuído bastante para este problema.

No projeto de um sistema de ar condicionado o objetivo é controlar os

seguintes parâmetros (Birch, 1995; Stoecker e Jones, 1985):

- temperatura operacional: 20°C a 26°C (zona de conforto humano);
- umidade: entre 45% e 50%;
- velocidade média do ar: até 0,25 m / s.

O termo temperatura operacional é utilizado para designar a temperatura uniforme de um ambiente imaginário com o qual a pessoa trocaria a mesma quantidade de calor por convecção e radiação que aquela trocada com o meio real (Stoecker e Jones, 1985).

A manutenção da temperatura e da umidade do ar em determinados valores no interior de um veículo depende do tamanho deste veículo, da quantidade de pessoas, da área envidraçada, da velocidade do ar, da umidade do ambiente, da radiação solar etc. (Birch, 1995).

## **2.3 - Motores de Combustão Interna**

### **2.3.1 - Histórico**

Os motores de combustão interna datam de 1876 quando Nicolaus A. Otto desenvolveu o motor a ignição por centelha (a partir da seqüência de operações proposta por Beau de Rochas) e de 1892 quando Rudolf Diesel inventou o motor a ignição por compressão (Heywood, 1988; Obert, 1971).

Desde essa época os motores estão em contínuo desenvolvimento à medida que nosso conhecimento acerca dos processos evolui, que novas tecnologias se tornam disponíveis, que a demanda por novos tipos de motores cresce e que novas leis ambientais são estabelecidas (Heywood, 1988; Jost, 2002; Obert, 1971).

Especialmente nas últimas décadas tem-se acompanhado um crescimento “explosivo” no desenvolvimento de motores devido às exigências ambientais, ao custo de combustível e à competitividade (Heywood, 1988).

Neste contexto pretende-se aplicar a capacidade de refrigeração de um sistema de refrigeração por absorção acoplado ao sistema de exaustão de um motor de combustão interna para condicionamento de ar automotivo, o que proporcionaria economia de potência deste motor.

Conforme Colonna e Gabrielli (2003) calor recuperado de um motor de combustão interna é uma fonte adequada de energia para um sistema de refrigeração por absorção.

### **2.3.2 - Desempenho de Motores de Combustão Interna**

Conforme mencionado anteriormente tem-se buscado continuamente a melhoria de desempenho de motores de combustão interna (Carney, 2004; Heywood, 1988; Ganesan, 1995; Jost, 2002; Obert, 1971).

Um motor de combustão interna automotivo tem seu desempenho avaliado a partir do torque efetivo, da potência efetiva, da pressão média efetiva e do consumo específico (na faixa útil de operação do motor) (ABNT NBR ISO 5484, 1985).

Entende-se como torque a capacidade de carga de um motor, ou seja, sua capacidade de realizar trabalho (Heywood, 1988). Parte do torque produzido pelo motor é gasto para vencer o atrito dos mancais, dos êmbolos e das demais peças do motor, e para efetuar a aspiração da mistura combustível e a expulsão dos gases de exaustão, sendo a parcela realmente disponível no eixo para carga denominada torque efetivo (Heywood, 1988; Obert, 1971).

Potência efetiva é a taxa com que o torque efetivo é realizado por um motor (Heywood, 1988), ou seja, sua capacidade de “atuar” sob uma certa carga a uma dada velocidade.

Pressão média efetiva é uma pressão hipotética constante que seria necessária no interior do cilindro de um motor, durante um ciclo, para desenvolver uma potência igual à potência efetiva (Heywood, 1988; Obert, 1971).

Consumo específico é um parâmetro que mede a eficiência de um motor em transformar combustível em trabalho (Heywood, 1988; Obert, 1971), ou seja, o quanto é consumido de combustível para realizar determinado trabalho.

Através de um dinamômetro é possível, com auxílio de equações, determinar parâmetros de desempenho de motores de combustão interna antes e depois da adaptação de um sistema de refrigeração por absorção ao seu sistema de exaustão, o que permite avaliar o impacto desta adaptação.

### 2.3.3 - Emissões de Poluentes em Motores de Combustão Interna

O controle de emissões, que no Brasil foi institucionalizado pelo PROCONVE (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores) em 1986 (Resolução CONAMA 18 / 86), estabelece limites para as emissões de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC), óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>), aldeídos e emissões evaporativas (Tab. 2.1). Estes limites foram definidos com o objetivo de reduzir os níveis de emissões de poluentes nos veículos automotores novos após a constatação da grave poluição ambiental (principalmente nos grandes centros urbanos) e de incentivar o desenvolvimento tecnológico nacional, tanto na engenharia automotiva como em métodos e equipamentos para a realização de ensaios e medições de poluentes.

Tabela 2.1 - Limites de emissões estabelecidos pelo PROCONVE

Fase	Ano	Poluentes (g / km)				Evaporativas (g / teste)
		CO	HC	NO <sub>x</sub>	Aldeídos	
I	1988 a 1991	24	2,1	2,0	valores típicos	6
II	1992 a 1996	12	1,2	1,4	0,15	6
III	1997 em diante	2	0,3	0,6	0,03	6

Os limites de emissões no Brasil nos próximos anos serão mais restritivos. Encontra-se na Tab. 2.2 a proposta do IBAMA (Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis) e dos fabricantes de veículos automotores, ANFAVEA (Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores), para as fases IV e V do programa do PROCONVE, as quais serão implantadas a partir de 2005.

Tabela 2.2 - Proposta para novos limites de emissões

Fase	Ano	Veículos vendidos	Poluentes (g / km)				Evaporativas (g / teste)
			CO	HC	NO <sub>x</sub>	Aldeídos	
IV	2005	40%	2	0,3*	0,25	0,03	2
	2006	70%					
	2007	100%					
V	2008	40%	2	0,3*	0,12	0,02	2
	2009	70%					
	2010	100%					

\* Somente para veículos GMV (Gás Metano Veicular)

## Capítulo 3

### APARATO EXPERIMENTAL

#### 3.1 - Considerações Iniciais

Neste capítulo são descritos o aparato experimental e os sistemas de medição utilizados para desenvolvimento dos testes que permitiram avaliar alguns aspectos do sistema proposto.

Os equipamentos utilizados foram um sistema de refrigeração por absorção, um motor de combustão interna, um dinamômetro, um analisador de gases e um sistema de aquisição de dados.

Cada equipamento é apresentado juntamente com os sistemas de medição a ele associados durante o desenvolvimento da parte experimental do trabalho.

#### 3.2 - Sistema de Refrigeração por Absorção

Dentre os objetivos deste trabalho tem-se a avaliação de um sistema de refrigeração por absorção. Para tal foi utilizado um refrigerador da marca Consul com sistema de refrigeração por absorção (amônia - água) e capacidade de 215 litros, modelo CQG22D e número de série B11 756 (Fig. 3.1).



Figura 3.1 - Sistema de refrigeração por absorção utilizado no experimento

Inicialmente este sistema foi analisado utilizando sua fonte de energia original, ou seja, gases de combustão de gás liquefeito de petróleo (GLP). Numa segunda etapa o sistema foi testado tendo como fonte de energia gases de exaustão de um motor de combustão interna. A Fig. 3.2 mostra o sistema de refrigeração por absorção já adaptado ao sistema de exaustão do motor de combustão interna.



Figura 3.2 - Sistema de refrigeração por absorção adaptado ao sistema de exaustão do motor de combustão interna

Para monitorar o comportamento da temperatura e da umidade relativa no interior do refrigerador foram instalados 2 sensores de temperatura tipo Pt - 100 (Fig. 3.3) e um sensor de temperatura / umidade relativa (Fig. 3.4).



Figura 3.3 - Detalhe da fixação dos sensores de temperatura no interior do refrigerador



Figura 3.4 - Sensor de temperatura / umidade  
relativa instalado no interior do refrigerador

Foram instalados também sensores de temperatura (termopares tipo K) na entrada e na saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção, para medição das temperaturas dos gases quentes nestes pontos (Fig. 3.5).

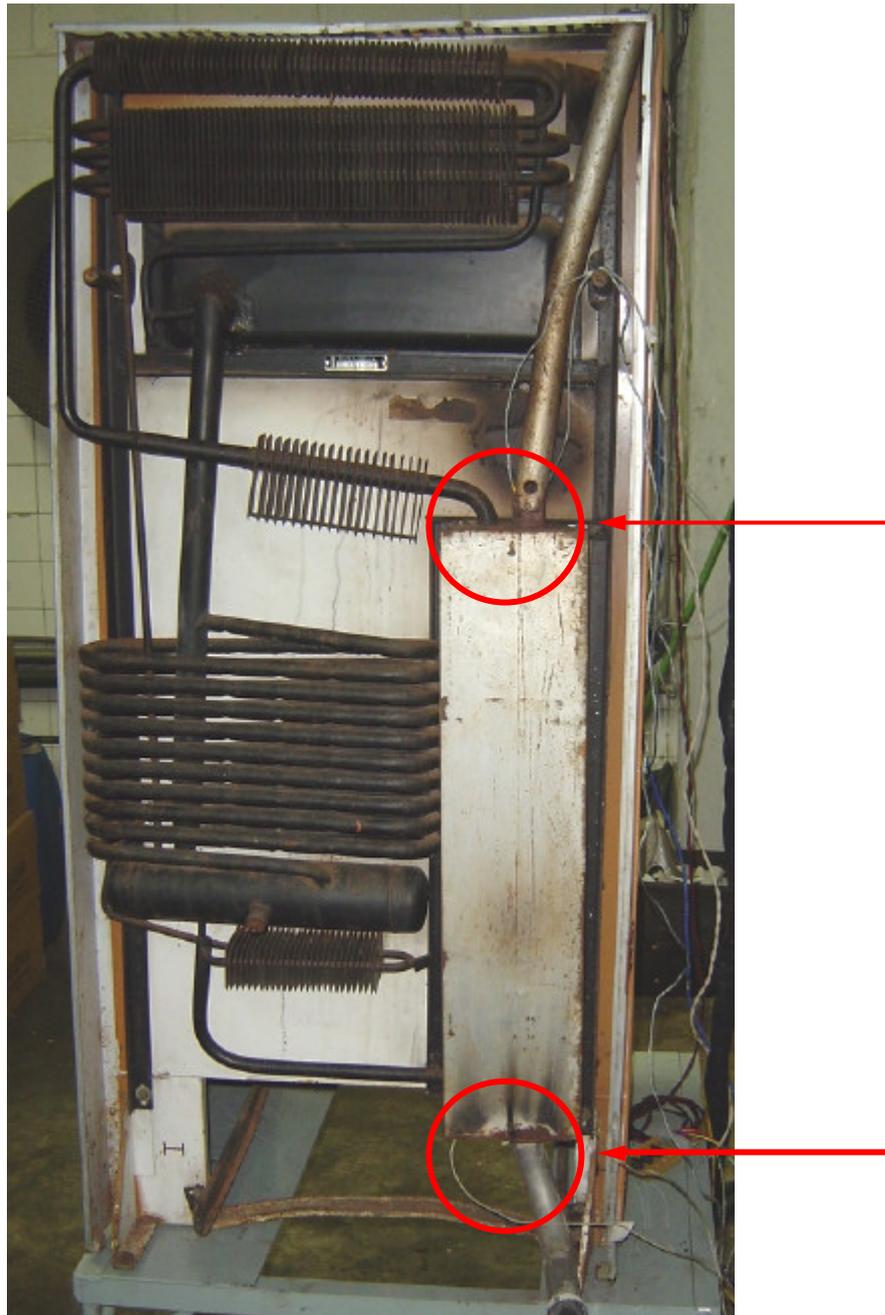


Figura 3.5 - Termopares instalados à entrada e à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção

Nas Fig's. 3.6, 3.7 e 3.8 são mostrados, respectivamente, o termopar tipo T, o manômetro de coluna d'água e o rotâmetro (marca Dwyer) utilizados para medição da temperatura, pressão e vazão volumétrica do GLP consumido pelo sistema de combustão do refrigerador.



Figura 3.6 - Termopar tipo T utilizado para medição da temperatura do GLP consumido pelo sistema de combustão do refrigerador



Figura 3.7 - Manômetro de coluna d'água utilizado para medição da pressão do GLP consumido pelo sistema de combustão do refrigerador



Figura 3.8 - Rotâmetro utilizado para medição da vazão volumétrica do GLP consumido pelo sistema de combustão do refrigerador

A Fig. 3.9 mostra o barômetro com termômetro de bulbo utilizado para medir a pressão atmosférica e a temperatura ambiente.



Figura 3.9 - Barômetro com termômetro de bulbo utilizados nos experimentos

### 3.3 - Motor de Combustão Interna

O motor de combustão interna utilizado no desenvolvimento dos experimentos é automotivo, com ignição por centelha, a gasolina, de 4 tempos, marca FIAT, modelo mpi 1.6, com 8 válvulas e injeção eletrônica, fabricado em 2000, com potência máxima de 70 kW a 5500 rpm e torque máximo de 128 N x m a 3500 rpm (Fig. 3.10).



Figura 3.10 - Motor de combustão interna utilizado no experimento

O motor utilizado no experimento foi montado com todos os seus componentes originais no dinamômetro (Fig. 3.11). Os sistemas de injeção eletrônica, arrefecimento, alimentação de combustível e exaustão foram instalados, além do sistema de recuperação de vapores de combustível.

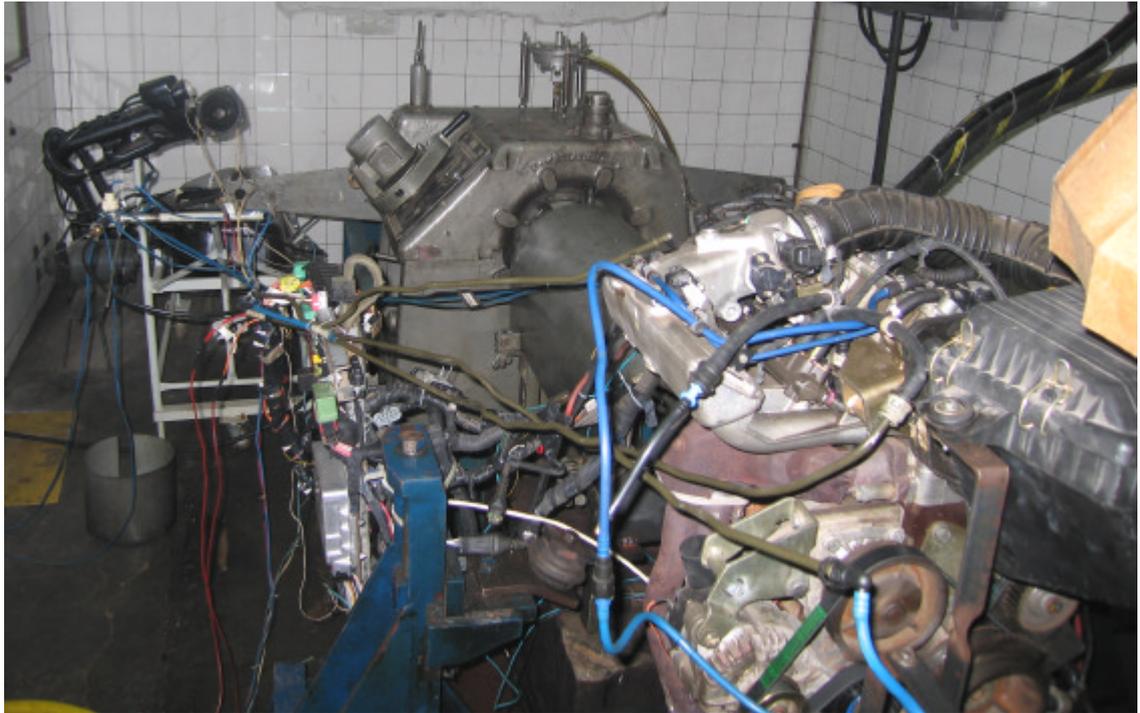


Figura 3.11 - Motor de combustão interna montado no dinamômetro

### 3.4 - Dinamômetro

Um dinamômetro foi utilizado para levantar as curvas características e os mapas de desempenho do motor de combustão interna. Estes parâmetros foram avaliados conforme a norma ABNT NBR ISO 5477 (1982), e os testes e cálculos desenvolvidos conforme a norma ABNT NBR ISO 1585 (1996).

O dinamômetro utilizado no experimento (Fig 3.12) é do tipo hidráulico da marca Heenan & Froude, modelo G4-1, capacidades máximas de 260 kW de potência absorvida e 6000 rpm.



Figura 3.12 - Dinamômetro utilizado no experimento

O dinamômetro hidráulico consiste basicamente de um disco montado dentro de uma carcaça contendo água. A resistência encontrada pelo disco girante é de mesmo módulo e oposta à reação que tende a fazer girar a carcaça. Montando-se a carcaça sobre mancais independentes dos mancais do eixo, a força que tende a girar a carcaça pode ser medida através de uma célula de pressão diferencial ou de uma célula de carga. A variação da carga é obtida por meio de atuadores hidráulicos que controlam a vazão de água. A parte interna do dinamômetro é constituída de alvéolos semi-elípticos na face interna da carcaça por onde a água admitida passa atingindo os alvéolos também semi-elípticos do rotor. A força centrífuga originada pelo movimento de rotação do rotor imprime movimento à água, forçando-a de volta aos alvéolos da carcaça. Este movimento, altamente turbulento, será mantido enquanto o rotor girar. Além disso, o rotor em movimento corta por cisalhamento a água que circula dentro dos alvéolos. Um dinamômetro deste tipo é intrinsecamente estável, mesmo para pequenas cargas. A potência do motor em teste é absorvida pela água que escoar continuamente através do dinamômetro. A absorção de energia ocorre com aumento da temperatura da água, que deve estar disponível em quantidade suficiente para absorver a potência máxima gerada (Obert, 1971).

Os sistemas complementares instalados no motor são descritos a seguir:

- sistema de injeção eletrônica (Jetronic Bosch MPI LE): possui sensores e atuadores, sendo responsável pelo gerenciamento dos sistemas de injeção de combustível e de ignição;
- sistema de arrefecimento: possui circulação forçada por uma bomba centrífuga acionada pela correia dentada de distribuição;
- sistema de alimentação de combustível: possui uma bomba elétrica imersa no tanque de combustível;
- sistema de exaustão: foi montado obedecendo à disposição de seus componentes (catalisador etc.);
- sistema de recuperação de vapores de combustível: evita que o combustível vaporizado do tanque seja descarregado para a atmosfera.

A instrumentação utilizada no experimento desenvolvido no dinamômetro foi uma célula de carga, um medidor de vazão volumétrica e um sensor de rotação, os quais são descritos a seguir.

#### 3.4.1 - Célula de Carga

A célula de carga, ou transdutor de medição de carga, é um instrumento que mede a carga aplicada a partir da deformação do corpo submetido à carga, deformação esta que provoca uma variação da resistência ôhmica do corpo que por sua vez gera um sinal elétrico proporcional à carga aplicada.

A célula de carga utilizada no experimento é mostrada na Fig 3.13. É da marca Omega, modelo LCDA-500, com capacidade máxima de 2224 N e razão de saída de  $3,0000 \pm 0,0075$  mV / V.



Figura 3.13 - Célula de carga utilizada no experimento

A Fig. 3.14 apresenta a célula de carga montada no dinamômetro.

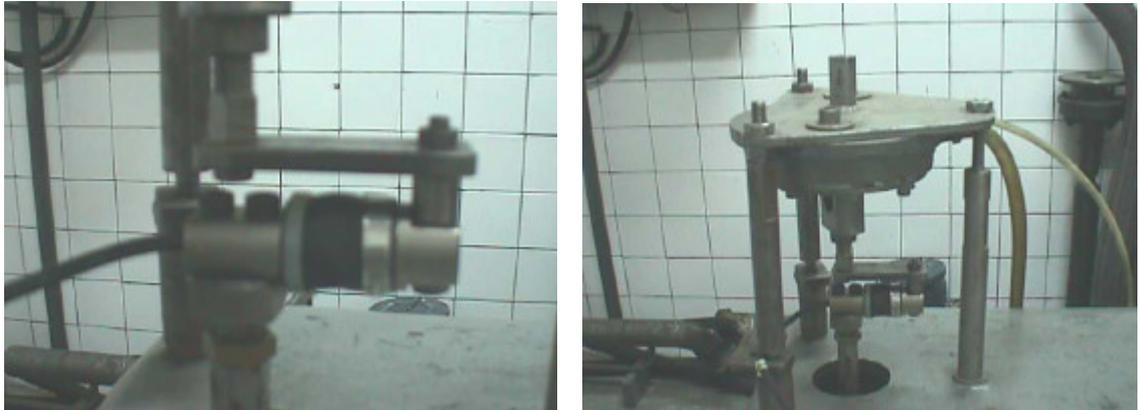


Figura 3.14 - Célula de carga montada no dinamômetro

### 3.4.2 - Medidor de Vazão Volumétrica

O medidor de vazão volumétrica, cujo desenho esquemático é mostrado na Fig. 3.15, foi utilizado para determinar a vazão volumétrica do combustível (no caso gasolina) consumido pelo motor. É do tipo turbina, modelo OPT-2-H08-XS, capacidade máxima de  $1,67 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ , da marca Flow Technology, sendo constituído basicamente por um rotor montado axialmente à tubulação. O rotor é provido de aletas que o fazem girar quando atravessado pelo escoamento de um fluido. A rotação é proporcional à velocidade do fluido e, conseqüentemente, à vazão volumétrica.

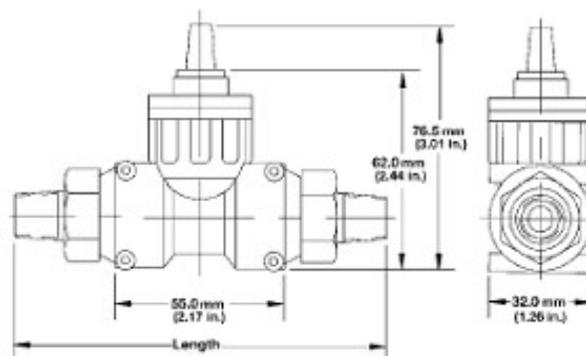


Figura 3.15 - Desenho esquemático do medidor de vazão volumétrica de combustível utilizado no experimento

A Fig. 3.16 mostra o medidor de vazão volumétrica montado no dinamômetro.

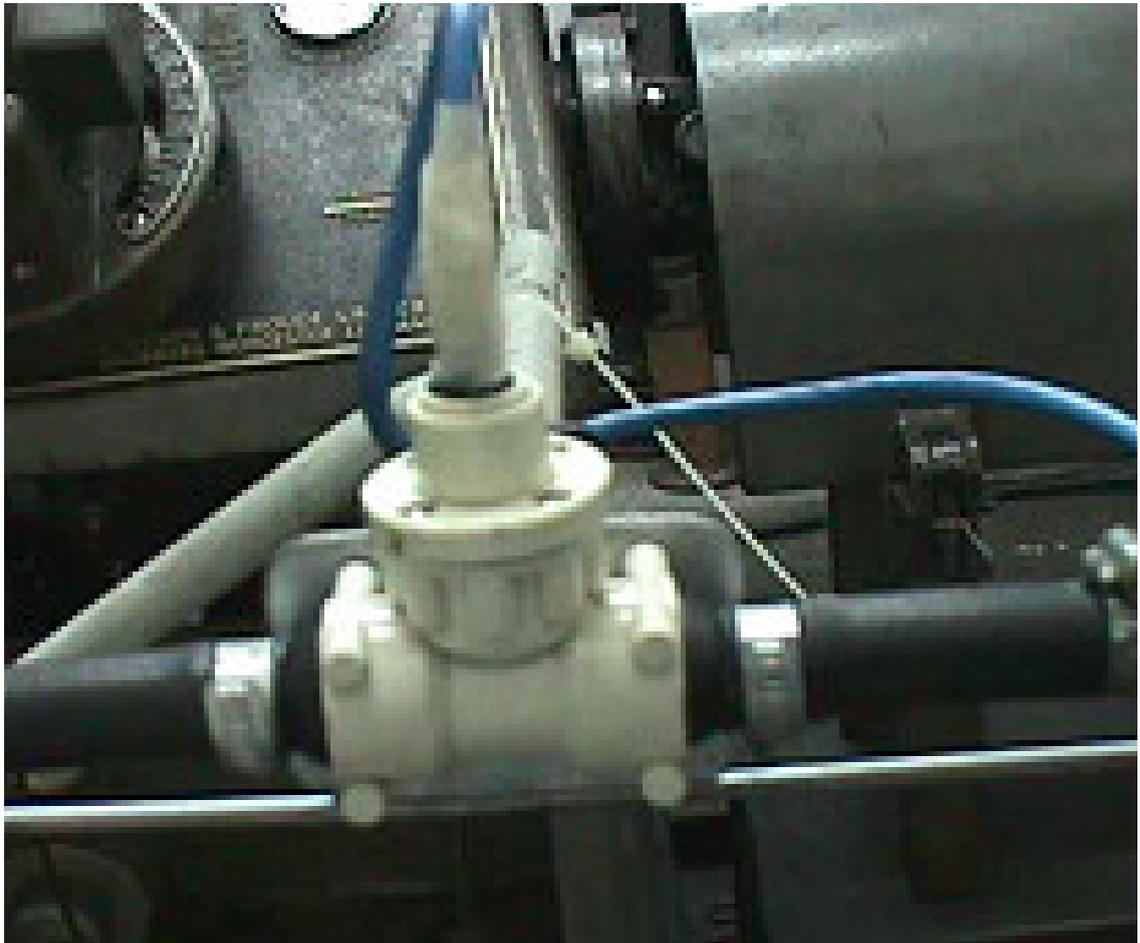


Figura 3.16 - Medidor de vazão volumétrica  
de combustível montado no dinamômetro

### 3.4.3 - Sensor de Rotação

O sensor de rotação foi utilizado para medir a rotação do motor. É do tipo magnético, da marca Magneti Marelli, sendo constituído de um cartucho hermético onde estão presentes um ímã permanente e um indutor. Por meio do deslocamento relativo dos dentes de uma roda fônica o sensor gera uma tensão alternada com frequência proporcional à rotação do eixo do dinamômetro, que está acoplado ao motor em teste. A Fig. 3.17 mostra o sensor de rotação montado no dinamômetro.

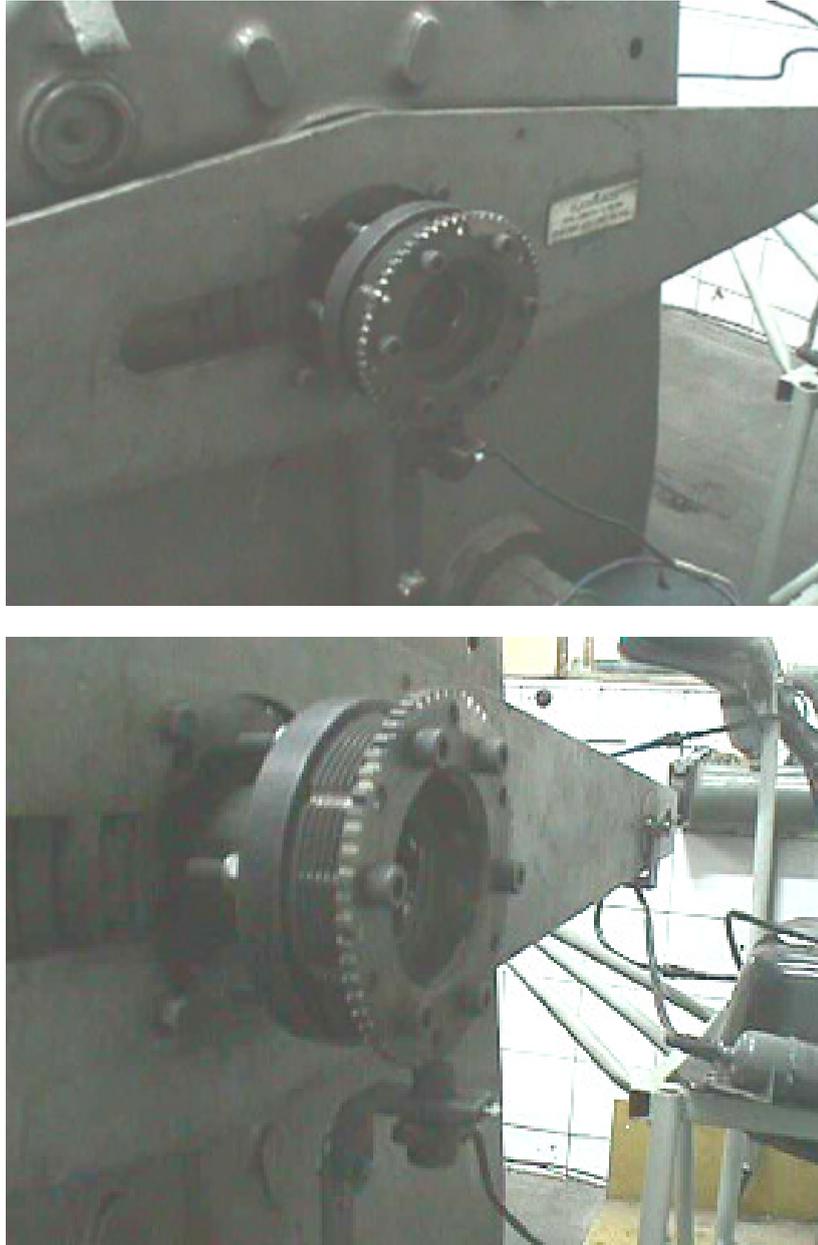


Figura 3.17 - Sensor de rotação montado no dinamômetro

### 3.5 - Analisador de Gases

O analisador de gases é um equipamento destinado à determinação da composição química dos gases de exaustão de motores de combustão interna. Este equipamento é capaz de identificar e quantificar os gases expelidos, permitindo, através da análise dos resultados, a realização de diagnósticos de falhas e de controle de emissões de poluentes. O analisador de gases utilizado no experimento é da marca Sun, modelo PGA-500, número de série 40A-1009 (Fig. 3.18).



Figura 3.18 - Analisador de gases utilizado no experimento

Este analisador de gases é uma unidade que possibilita medições de rotação, temperatura de óleo, fator lambda ( $\lambda$ ) (razão ar-combustível real com relação à razão ar-combustível estequiométrica), razão ar-combustível (AC), oxigênio ( $O_2$ ), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono ( $CO_2$ ), hidrocarbonetos (HC), CO corrigido e diluição (CO +  $CO_2$ ) de motores. A operação do sistema e a visualização dos resultados foram feitas por meio de um computador onde o software do analisador de gases foi instalado (Fig's. 3.19 e 3.20).



Figura 3.19 - Analisador de gases e computador com software de operação



Figura 3.20 - Tela do supervisor do analisador de gases

O analisador de gases possui uma sonda que é instalada no conduto de exaustão do motor em teste (salienta-se aqui que o conduto de exaustão do motor utilizado apresenta a mesma configuração daquele existente nos veículos que utilizam este tipo de motor).

Através do analisador de gases foi possível comparar os índices de emissões de poluentes do motor de combustão interna com e sem o sistema de refrigeração por absorção adaptado ao seu sistema de exaustão.

### 3.6 - Sistema de Aquisição de Dados

No sistema de aquisição de dados utilizado foi empregado o software LabView (versão 7) e uma placa de aquisição de dados modelo PCI-MIO-16E-1, da marca National Instruments.

O sistema de aquisição monitorava as temperaturas e a umidade relativa no interior do refrigerador, a temperatura do GLP utilizado no sistema de combustão do refrigerador, as temperaturas dos gases de combustão do GLP à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção, as temperaturas dos gases de exaustão do motor de combustão interna à entrada e à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção e a vazão volumétrica de combustível consumida pelo motor.

## Capítulo 4

### METODOLOGIA

O objetivo neste trabalho, conforme mencionado no Capítulo 1, foi avaliar o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção adaptado ao sistema de exaustão de um motor de combustão interna e os impactos desta adaptação no desempenho do motor. Neste capítulo são apresentadas a metodologia utilizada para realização dos experimentos e a modelagem matemática desenvolvida, a qual permitiu, juntamente com os dados obtidos experimentalmente, avaliar tal desempenho.

A metodologia para avaliação do desempenho do sistema de refrigeração por absorção é descrita separadamente daquela para avaliação do desempenho do motor de combustão interna.

O cálculo das incertezas mencionadas neste capítulo é apresentado no Apêndice 1.

#### **4.1 - Metodologia Experimental**

Foram realizados, inicialmente, testes com o sistema de refrigeração por absorção de um refrigerador funcionando com sua fonte de energia original, ou seja, os gases de combustão de GLP. O procedimento experimental adotado para estes testes é descrito a seguir.

Aproximadamente 30 minutos antes do início de cada teste a porta do refrigerador era aberta com o objetivo de homogeneizar as temperaturas do ar interno e ambiente.

Em seqüência, a porta do refrigerador era fechada e o ar condicionado do ambiente onde seriam realizados os testes era ligado (e assim mantido até o final dos testes) com o objetivo de abaixar a temperatura local e, por

conseqüência, reduzir as trocas de energia na forma de calor entre os ambientes externo e interno ao refrigerador. Além disso, buscava-se uma temperatura homogênea e controlada do ambiente.

Decorrido este tempo inicial o refrigerador era, então, ligado através do acendimento do seu queimador, iniciando o processo de refrigeração. Simultaneamente a este processo era realizada a aquisição de dados referentes a todo o sistema, sendo medidos e registrados os seguintes parâmetros: temperaturas no espaço refrigerado (através da inserção de 3 sensores na região interna do refrigerador com o objetivo de se determinar uma temperatura média), umidade relativa no espaço refrigerado, temperatura ambiente (fora do refrigerador), pressão atmosférica local, vazão volumétrica do GLP consumido pelo refrigerador, pressão e temperatura do GLP no ponto de medição da sua vazão volumétrica, temperatura dos gases de combustão do GLP à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção e temperatura da parede do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.

Inicialmente estes parâmetros eram medidos a cada 6 segundos. Após a realização de testes preliminares foi verificado que não era necessária a realização de medições com tal periodicidade, visto que a variação dos parâmetros não era relevante neste intervalo de tempo, o qual foi alterado para 30 segundos.

Durante os testes foi feita também a análise química dos gases de combustão com o objetivo de se determinar a composição química real do GLP, sendo esta análise necessária para avaliação do sistema de refrigeração, conforme será apresentado adiante. O analisador de gases realizava a medição dos seguintes parâmetros referentes aos gases de combustão do GLP: CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub> e HC.

Com estas medições e com a modelagem matemática do processo (apresentada ao longo deste capítulo) foi possível avaliar o desempenho do sistema de refrigeração por absorção tendo como fonte de energia os gases de combustão de GLP.

A segunda fase dos testes compreendeu a avaliação do sistema de refrigeração por absorção utilizando como fonte de energia os gases de

exaustão de um motor de combustão interna.

O motor de combustão interna foi montado no dinamômetro sendo adaptada no sistema de exaustão deste motor, após o catalisador, a tubulação que conduzia os gases de exaustão para o trocador de calor do refrigerador (gerador) (Fig. 3.2).

Os gases foram direcionados para o trocador de calor do refrigerador (gerador) após o catalisador, e não antes, por dois motivos. O primeiro é que a temperatura dos gases de exaustão após o catalisador ainda era relativamente alta para ser utilizada no sistema de refrigeração por absorção. O segundo é que desta forma não se corria o risco de serem prejudicados os índices de emissões de poluentes do motor, visto que o catalisador necessita que os gases estejam em determinado nível de temperatura para garantir a correção dos parâmetros inadequados de emissões, o que poderia ser afetado se fosse retirada energia destes gases pelo sistema de refrigeração por absorção antes deles passarem pelo catalisador.

Nesta segunda etapa prosseguia-se medindo as temperaturas e a umidade relativa no espaço refrigerado, a temperatura ambiente, a pressão atmosférica local e a temperatura da parede do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.

A temperatura dos gases de exaustão do motor de combustão interna à entrada e à saída do trocador de calor do refrigerador (gerador) também foram medidas com o objetivo de avaliar a taxa de fornecimento de energia destes para o sistema de refrigeração por absorção.

A análise química dos gases de exaustão do motor de combustão interna foi realizada tendo em vista a definição da composição química real do combustível utilizado pelo motor (no caso gasolina).

Além destes parâmetros eram medidas, através do dinamômetro, com o objetivo de avaliar o desempenho do motor de combustão interna, a força desenvolvida, a vazão volumétrica de combustível (gasolina) e a rotação do motor.

De posse destes dados foi possível avaliar o desempenho do sistema de refrigeração por absorção tendo como fonte de energia os gases de exaustão

do motor de combustão interna.

## 4.2 - Avaliação do Desempenho do Sistema de Refrigeração por Absorção

Para avaliação do desempenho do sistema de refrigeração por absorção foi utilizado o seu coeficiente de desempenho (COP), o qual representa a razão entre a capacidade de refrigeração do sistema  $\left(\dot{Q}_{\text{refrigeração}}\right)$  e a taxa de fornecimento de energia para seu funcionamento  $\left(\dot{Q}_{\text{fornecido}}\right)$ . Assim, a Eq. (4.1) representa o COP (Moran e Shapiro, 1999):

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{refrigeração}}}{\dot{Q}_{\text{fornecido}}} \quad (4.1)$$

Essa avaliação foi feita em duas fases: na primeira utilizando como fonte de energia gases de combustão de GLP e na segunda utilizando gases de exaustão do motor de combustão interna.

### 4.2.1 - Avaliação do Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia Gases de Combustão de GLP (1ª fase)

Neste caso a Eq. (4.1) pode ser reescrita como:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{refrigeração}}}{\dot{Q}_{\text{gcGLP}}} \quad (4.2)$$

onde:

$\dot{Q}_{\text{refrigeração}}$  : capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração por absorção tendo como fonte de energia gases de combustão de GLP;

$\dot{Q}_{\text{gcGLP}}$  : taxa de fornecimento de energia dos gases de combustão de GLP para o sistema de refrigeração por absorção.

#### 4.2.1.1 - Cálculo da Capacidade de Refrigeração do Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia Gases de Combustão de GLP $\left( \dot{Q}_{\text{refrigeração}} \right)$

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica (Conservação de Energia) ao sistema termodinâmico compreendendo o espaço refrigerado (região interna do refrigerador excluindo a serpentina do evaporador), obtém-se a Eq. (4.3) (Moran e Shapiro, 1999):

$$\frac{dU}{dt} = \Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} \quad (4.3)$$

onde:

$\frac{dU}{dt}$  : taxa de variação da energia interna do sistema;

$\Sigma \dot{Q}$  : taxa líquida de entrada de energia no sistema na forma de calor;

$\Sigma \dot{W}$  : taxa líquida de saída de energia do sistema na forma de trabalho.

Esclarece-se aqui que foram desprezadas as trocas de ar do espaço refrigerado com o meio externo ao mesmo (infiltrações e vazamentos), tendo em vista o bom isolamento conseguido entre estes ambientes, justificando a adoção de um sistema termodinâmico (e não de um volume de controle) para análise. Além disso foram desprezadas as variações de energia cinética e potencial do sistema.

Sabendo-se que  $\Sigma \dot{W} = 0$  (não há deslocamento das fronteiras do sistema termodinâmico em análise), a Eq. (4.3) se torna:

$$\frac{dU}{dt} = \Sigma \dot{Q} \quad (4.4)$$

A avaliação da taxa de variação da energia interna do sistema foi feita considerando-se que no intervalo de tempo entre uma medição e a medição subsequente ( $\Delta t$ ) a energia interna do sistema varia linearmente, o que permite estabelecer a Eq. (4.5):

$$\frac{dU}{dt} \cong \frac{U_f - U_i}{\Delta t} \quad (4.5)$$

onde:

$U_f$  : energia interna do sistema no instante final;

$U_i$  : energia interna do sistema no instante inicial.

Ressalta-se que foram feitas várias medições seqüencialmente, sendo os valores referentes ao instante final de um período considerados como valores referentes ao instante inicial do período subsequente.

Tem-se ainda que:

$$\Sigma \dot{Q} = \dot{Q}_{\text{paredes}} - \dot{Q}_{\text{refrigeração}} \quad (4.6)$$

onde:

$\dot{Q}_{\text{paredes}}$  : taxa de transferência de calor do meio externo ao espaço refrigerado para o espaço refrigerado através das paredes que separam estes ambientes (o espaço refrigerado está a uma temperatura inferior à temperatura do meio externo ao mesmo, fazendo com que a transferência de calor se dê no sentido mencionado).

Levando as Eq's. (4.5) e (4.6) na Eq. (4.4) obtém-se:

$$\frac{U_f - U_i}{\Delta t} = \dot{Q}_{\text{paredes}} - \dot{Q}_{\text{refrigeração}} \quad (4.7)$$

Ou:

$$\dot{Q}_{\text{refrigeração}} = \dot{Q}_{\text{paredes}} - \frac{U_f - U_i}{\Delta t} \quad (4.8)$$

A determinação de  $\dot{Q}_{\text{paredes}}$  foi feita a partir das seguintes considerações:

- a transferência de calor do meio externo ao espaço refrigerado para o espaço refrigerado, através das paredes que separam estes ambientes, se dá por radiação e por convecção natural entre o ar atmosférico e o lado externo das paredes, e por convecção natural entre o lado interno das paredes e o ar interno ao espaço refrigerado;
- a transferência de calor por condução nas paredes se dá unidimensionalmente, na direção perpendicular às mesmas;

- a transferência de calor pela parte de baixo do espaço refrigerado é desprezível, tendo em vista que o mesmo está apoiado no solo.

Incropera e Dewitt (1998) e Özisik (1985) apresentam as seguintes correlações empíricas de convecção livre em escoamentos externos (Eq's. (4.9) a (4.12)):

$$\bar{h} = \frac{\overline{\text{Nu}}_L \times k_f}{L} \quad (4.9)$$

onde:

$\bar{h}$ : coeficiente convectivo médio de transferência de calor;

$\overline{\text{Nu}}_L$ : número de Nusselt médio;

$k_f$ : condutividade térmica do meio (valor tabelado - Incropera e Dewitt, 1998);

$L$ : comprimento característico da geometria (medido).

Para placas verticais:

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0,68 + \frac{0,670 \times \text{Ra}_L^{1/4}}{\left[ 1 + \left( 0,492 / \text{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (\text{para } \text{Ra}_L \leq 10^9) \quad (4.10)$$

onde:

$\text{Ra}_L$ : número de Rayleigh;

$\text{Pr}$ : número de Prandtl (valor tabelado - Incropera e Dewitt, 1998).

Para placas horizontais:

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0,27 \times \text{Ra}_L^{1/4} \quad (\text{para } 10^5 \leq \text{Ra}_L \leq 10^{10}) \quad (4.11)$$

$$\text{Ra}_L = \frac{g \times |T_{\text{sup}} - T_{\infty}| \times L^3}{T_f \times \nu \times \alpha} \quad (4.12)$$

onde:

$g$ : aceleração da gravidade  $\left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$ ;

$T_{\text{sup}}$ : temperatura da superfície;

$T_{\infty}$ : temperatura do meio;

$T_f$ : temperatura do filme (temperatura média entre as temperaturas do meio e da superfície);

$\nu$ : viscosidade cinemática do meio (valor tabelado - Incropera e Dewitt, 1998);

$\alpha$ : difusividade térmica do meio (valor tabelado - Incropera e Dewitt, 1998).

As temperaturas dos meios interno e externo ao espaço refrigerado foram medidas durante o processo, enquanto que as temperaturas das superfícies interna e externa foram definidas por um processo iterativo a partir das temperaturas dos meios interno e externo ao espaço refrigerado e das equações de transferência de calor, de forma que a taxa de transferência de calor fosse a mesma do meio externo ao espaço refrigerado para o lado externo das paredes, do lado externo para o lado interno das paredes e do lado interno das paredes para o espaço refrigerado.

Com as Eq's. (4.9) a (4.12) foram, então, calculados os coeficientes convectivos médios de transferência de calor e a partir destes determinadas as taxas de transferência de calor por convecção natural entre o ar atmosférico e o lado externo das paredes do refrigerador  $\left(\dot{Q}_{\text{convecção, externo}}\right)$ , e entre o lado interno das paredes do refrigerador e o ar interno ao espaço refrigerado  $\left(\dot{Q}_{\text{convecção, interno}}\right)$ . Isto foi feito utilizando-se a Lei do Resfriamento de Newton (Incropera e Dewitt, 1998; Özisik, 1985):

$$\dot{Q}_{\text{convecção}} = \bar{h} \times A \times \left| T_{\text{sup}} - T_{\infty} \right| \quad (4.13)$$

onde:

$A$ : área da superfície de troca de calor.

Foram medidas as áreas das superfícies lateral e superior de troca de calor do

refrigerador, para as quais foram obtidos os valores de  $(2,1423 \pm 0,0025) \text{ m}^2$  e  $(0,2321 \pm 0,0008) \text{ m}^2$ , respectivamente.

Para calcular a taxa líquida de transferência de calor por radiação entre a vizinhança e o lado externo das paredes do refrigerador  $\left(\dot{Q}_{\text{radiação}}\right)$  foi utilizada a Eq. (4.14) conforme Incropera e Dewitt (1998) e Özisik (1985):

$$\dot{Q}_{\text{radiação}} = \varepsilon \times \sigma \times A \times \left| T_{\text{sup}}^4 - T_{\text{viz}}^4 \right| \quad (4.14)$$

onde:

$\varepsilon$ : emissividade da superfície;

$\sigma$ : constante de Stefan-Boltzmann  $\left(5,67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}^4}\right)$  (Incropera e Dewitt, 1998);

$T_{\text{viz}}$ : temperatura da vizinhança (considerada igual à do ar atmosférico).

A emissividade da superfície foi determinada a partir do ajuste da temperatura medida com um pirômetro ótico (o qual exige a regulagem para a emissividade da superfície que se deseja medir a temperatura) com a temperatura real da superfície medida através de um termopar. Obteve-se o valor de  $(0,950 \pm 0,006)$ .

Para determinar a taxa de transferência de calor por condução nas paredes do refrigerador  $\left(\dot{Q}_{\text{condução}}\right)$  foi utilizada a Lei de Fourier (Incropera e Dewitt, 1998):

$$\dot{Q}_{\text{condução}} = k \times A \times \frac{|\Delta T|}{e} \quad (4.15)$$

onde:

$k$ : condutividade térmica do material que constitui a parede do refrigerador (conforme fabricante da geladeira:  $0,040 \frac{\text{W}}{\text{m} \times \text{K}}$ );

$\Delta T$ : diferença de temperatura entre os lados externo e interno das paredes do refrigerador;

$e$ : espessura da parede do refrigerador.

A espessura da parede do refrigerador foi medida, obtendo-se o valor de  $(0,0747 \pm 0,0006)$  m.

Com os valores de  $\dot{Q}_{\text{convecção, externo}}$ ,  $\dot{Q}_{\text{convecção, interno}}$ ,  $\dot{Q}_{\text{radiação}}$  e  $\dot{Q}_{\text{condução}}$  foi possível determinar o valor de  $\dot{Q}_{\text{paredes}}$  a partir do conceito de que a taxa de transferência de calor é constante desde o meio externo ao espaço refrigerado até o meio interno ao mesmo.

A energia interna do sistema termodinâmico em análise em determinado instante ( $U$ ) é dada por:

$$U = m_{\text{ar}} \times u_{\text{ar}} + m_{\text{v}} \times u_{\text{v}} + m_{\text{l}} \times u_{\text{l}} \quad (4.16)$$

onde:

$m$ : massa;

$u$ : energia interna específica;

$\text{ar}$ : ar seco interno ao espaço refrigerado;

$\text{v}$ : vapor d'água interno ao espaço refrigerado;

$\text{l}$ : água líquida interna ao espaço refrigerado.

Foi considerado que a mistura ar seco + vapor d'água dentro do espaço refrigerado se comporta como gás ideal (Moran e Shapiro, 1999; Wylen *et al.*, 1998).

Com esta consideração e em posse dos valores de umidade relativa ( $\phi$ ) e temperatura ( $T$ ) no espaço refrigerado medidos durante o processo foram feitos os seguintes cálculos (Eq's. (4.17) e (4.18)):

$$\phi = \frac{p_{\text{v}}}{p_{\text{g}}} \quad (4.17)$$

onde:

$p_{\text{v}}$ : pressão parcial do vapor d'água na mistura;

$p_g$  : pressão de saturação do vapor d'água à temperatura (T) medida (valor tabelado - Moran e Shapiro, 1999).

$$p_{ar} = p - p_v \quad (4.18)$$

onde:

$p_{ar}$  : pressão parcial do ar seco na mistura;

$p$  : pressão no espaço refrigerado ou pressão da mistura ar seco + vapor d'água.

A pressão no espaço refrigerado ( $p$ ) foi considerada, no início do processo, como sendo igual à pressão atmosférica, a qual foi medida com um barômetro. Ao longo do processo esta pressão foi calculada a partir das pressões parciais do ar seco e do vapor d'água.

Foi medido o volume do espaço refrigerado ( $V$ ), para o qual se obteve o valor de  $(0,2635 \pm 0,0017) \text{ m}^3$ . Foi considerado, ainda, que no início do experimento não há água líquida no interior do espaço refrigerado, ou seja, no início do experimento  $m_l = 0$ . Assim foi possível calcular as massas de ar seco ( $m_{ar}$ ) e de vapor d'água ( $m_v$ ) dentro do espaço refrigerado (Eq's. (4.19) e (4.20)):

$$m_{ar} = \frac{p_{ar} \times V}{R_{ar} \times T} \quad (4.19)$$

onde:

$R_{ar}$  : constante do ar seco  $\left( R_{ar} = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}} \right)$  (Moran e Shapiro, 1999).

$$m_v = \frac{p_v \times V}{R_v \times T} \quad (4.20)$$

onde:

$R_v$  : constante do vapor d'água  $\left( R_v = 461,52 \frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}} \right)$  (Moran e Shapiro, 1999).

A massa de água líquida que vai se formando no interior do espaço refrigerado

à medida que o processo se desenvolve foi calculada através da variação da massa de vapor d'água entre uma medição e a medição subsequente, tendo em vista que é parte desta massa de vapor d'água que se transforma em água líquida.

O valor da variação da energia interna específica do ar seco interno ao espaço refrigerado ( $\Delta u_{\text{ar}}$ ) foi determinado a partir da Eq. (4.21) e considerando-se que

o calor específico a volume constante do ar seco ( $c_{v, \text{ar}}$ ) é constante durante

todo o processo e igual a  $716,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}}$  (Heywood, 1988; Wylen *et al.*, 1998):

$$\Delta u_{\text{ar}} = c_{v, \text{ar}} \times (T_f - T_i) \quad (4.21)$$

onde:

$T_f$  : temperatura da mistura ar seco + vapor d'água ao final de um período;

$T_i$  : temperatura da mistura ar seco + vapor d'água no início de um período.

A energia interna específica do vapor d'água interno ao espaço refrigerado ( $u_v$ ) foi determinada através de tabelas termodinâmicas considerando-se que seu valor é correspondente ao do vapor saturado à mesma temperatura (Moran e Shapiro, 1999; Wylen *et al.*, 1998).

A energia interna específica da água líquida interna ao espaço refrigerado ( $u_l$ ) foi determinada através de tabelas termodinâmicas considerando-se que seu valor é o mesmo que aquele do líquido saturado à mesma temperatura (Moran e Shapiro, 1999; Wylen *et al.*, 1998).

#### 4.2.1.2 - Cálculo da Taxa de Fornecimento de Energia dos Gases de Combustão de GLP para o Sistema de Refrigeração por Absorção

$$\left( \dot{Q}_{\text{gcGLP}} \right)$$

A taxa de fornecimento de energia dos gases de combustão de GLP para o sistema de refrigeração por absorção ( $\dot{Q}_{\text{gcGLP}}$ ) é dada por:

$$\dot{Q}_{gcGLP} = \dot{m}_{GLP} \times PCI_{GLP} + \dot{m}_{ar,excesso} \times h_{ar} - \dot{m}_{gcGLP} \times h_{s,gcGLP} - \dot{Q}_{isolante} \quad (4.22)$$

onde:

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

$PCI_{GLP}$  : poder calorífico inferior do GLP;

$\dot{m}_{ar,excesso}$  : vazão mássica de ar em excesso, ou seja, ar além da quantidade estequiométrica para combustão do GLP;

$h_{ar}$  : entalpia específica do ar à temperatura ambiente (valor tabelado - Wylen *et al.*, 1998);

$\dot{m}_{gcGLP}$  : vazão mássica dos gases de combustão de GLP;

$h_{s,gcGLP}$  : entalpia específica dos gases de combustão de GLP à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção;

$\dot{Q}_{isolante}$  : taxa de perda de energia na forma de calor pelas paredes do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.

Vale ressaltar que nem toda a energia liberada pelos gases de combustão de GLP durante a passagem destes pelo trocador de calor (gerador) é recebida pela solução amônia - água do sistema de refrigeração, visto que parte desta energia é perdida pelas paredes do isolante do trocador de calor ( $\dot{Q}_{isolante}$ ).

A vazão mássica de GLP é dada por:

$$\dot{m}_{GLP} = \rho_{GLP} \times Q_{GLP} \quad (4.23)$$

onde:

$\rho_{GLP}$  : massa específica do GLP no ponto de medição da sua vazão volumétrica;

$Q_{GLP}$  : vazão volumétrica de GLP.

Considerando-se que o GLP se comporta como gás ideal, tem-se que:

$$p_{\text{GLP}} = \frac{P_{\text{GLP}}}{R_{\text{GLP}} \times T_{\text{GLP}}} \quad (4.24)$$

onde:

$p_{\text{GLP}}$  : pressão absoluta do GLP no ponto de medição da sua vazão volumétrica;

$R_{\text{GLP}}$  : constante do GLP;

$T_{\text{GLP}}$  : temperatura do GLP no ponto de medição da sua vazão volumétrica.

Na mangueira por onde escoava GLP (antes da combustão) foram instalados um medidor de vazão volumétrica (rotâmetro), um manômetro de coluna d'água e um sensor de temperatura (termopar), a partir dos quais foi possível medir o valor de alguns dos parâmetros ( $Q_{\text{GLP}}$ ,  $p_{\text{GLP}}$  e  $T_{\text{GLP}}$ , respectivamente) necessários para determinação da vazão mássica de GLP. Foram obtidos os valores de  $(3,677 \pm 0,227) \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ ,  $(93770 \pm 77) \text{ Pa}$  e  $(294,3 \pm 0,6) \text{ K}$ , respectivamente.

A constante do GLP ( $R_{\text{GLP}}$ ) pode ser determinada pela seguinte equação (Moran e Shapiro, 1999; Wylen *et al.*, 1998):

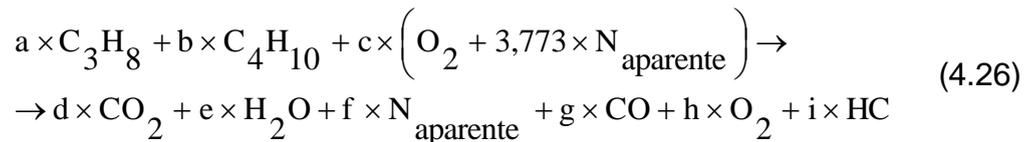
$$R_{\text{GLP}} = \frac{\bar{R}}{M_{\text{GLP}}} \quad (4.25)$$

onde:

$\bar{R}$  : constante universal dos gases  $\left( \bar{R} = 8314,5 \frac{\text{J}}{\text{kmol} \times \text{K}} \right)$  (Moran e Shapiro, 1999; Wylen *et al.*, 1998);

$M_{\text{GLP}}$  : massa molecular do GLP.

O balanço químico do processo de combustão do GLP, sabendo que sua composição química é propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) e butano ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ) é (Heywood, 1988):



Deste balanço obtém-se:

$$\begin{aligned}
 3 \times a + 4 \times b &= d + g + i \\
 8 \times a + 10 \times b &= 2 \times e + i \\
 2 \times c &= 2 \times d + e + g + 2 \times h \\
 3,773 \times c &= f \\
 f &= 1 - d - g - h - i
 \end{aligned} \quad (4.27)$$

Através da análise química (em base seca) dos gases de combustão de GLP foram verificados os valores dos parâmetros d, g, h e i, e com estes valores definiu-se a proporção (através dos parâmetros a e b), em base molar, de propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) e butano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) no GLP.

As massas moleculares do propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) e do butano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) são, respectivamente, 44,094  $\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$  e 58,124  $\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$  (Moran e Shapiro, 1999). Como

a composição química do GLP, conforme análise química, é de  $\left( \frac{a}{a+b} \times 100 \right) \%$

de propano e de  $\left( \frac{b}{a+b} \times 100 \right) \%$  de butano, a massa molecular do GLP pode

ser dada por (Moran e Shapiro, 1999; Wylen *et al.*, 1998):

$$M_{\text{GLP}} = \frac{a}{a+b} \times 44,094 + \frac{b}{a+b} \times 58,124 \quad (4.28)$$

Para o poder calorífico inferior do GLP foi utilizado o valor de 46,07  $\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$

(Ashrae, 1997).

A entalpia específica do ar foi determinada com auxílio de tabelas termodinâmicas (Moran e Shapiro, 1999) a partir das temperaturas medidas do meio externo ao refrigerador.

Através da análise química dos gases de combustão de GLP também foi possível determinar a vazão mássica dos gases de combustão de GLP

$\left( \dot{m}_{\text{gcGLP}} \right)$ :

$$\dot{m}_{gcGLP} = \dot{m}_{GLP} \times (1 + AC_{GLP}) \quad (4.29)$$

onde:

$AC_{GLP}$  : razão ar-combustível do processo de combustão do GLP.

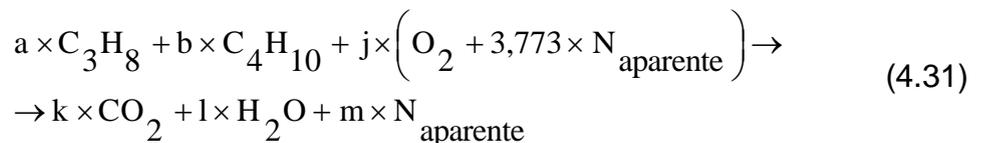
A razão ar-combustível do processo de combustão do GLP é dada por (Heywood, 1988):

$$AC_{GLP} = \frac{c \times (1 + 3,76) \times M_{ar}}{a \times 44,094 + b \times 58,124} \quad (4.30)$$

onde:

$M_{ar}$  : massa molecular média do ar  $\left( M_{ar} = 28,962 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right)$  (Heywood, 1988).

A determinação da vazão mássica de ar em excesso (ar além da quantidade estequiométrica para combustão do GLP) foi feita através do balanço químico para um processo de combustão estequiométrica do GLP (Heywood, 1988):



Deste balanço obtém-se:

$$\begin{aligned} 3 \times a + 4 \times b &= k \\ 8 \times a + 10 \times b &= 2 \times l \\ 2 \times j &= 2 \times k + l \\ 3,773 \times j &= m \end{aligned} \quad (4.32)$$

Como o valor dos parâmetros a e b já eram conhecidos através da análise química dos gases de combustão de GLP, foi possível determinar o valor do parâmetro j, e com este valor calculou-se a razão ar-combustível estequiométrica do processo de combustão do GLP (Heywood, 1988):

$$AC_{estequiométricaGLP} = \frac{j \times (1 + 3,76) \times M_{ar}}{a \times 44,094 + b \times 58,124} \quad (4.33)$$

onde:

$AC_{estequiométricaGLP}$  : razão ar-combustível estequiométrica do processo de

combustão do GLP.

A vazão mássica de ar em excesso foi então calculada:

$$\dot{m}_{\text{ar,excesso}} = \dot{m}_{\text{GLP}} \times \left( AC_{\text{GLP}} - AC_{\text{estequiométricaGLP}} \right) \quad (4.34)$$

Considerando-se que os gases de combustão de GLP se comportam como gases ideais, a entalpia específica dos mesmos à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção foi determinada com auxílio de tabelas (Heywood, 1988) a partir da sua temperatura (a qual foi medida obtendo-se o valor de  $(467,0 \pm 0,6)$  K) e da sua composição química, conforme Eq. (4.35):

$$\begin{aligned} h_{s,gcGLP} = & f_{\text{CO}_2} \times h_{\text{CO}_2} + f_{\text{H}_2\text{O}} \times h_{\text{H}_2\text{O}} + f_{\text{N}_{\text{aparente}}} \times h_{\text{N}_2} + \\ & + f_{\text{CO}} \times h_{\text{CO}} + f_{\text{O}_2} \times h_{\text{O}_2} + f_{\text{HC}} \times h_{\text{HC}} \end{aligned} \quad (4.35)$$

onde:

f : fração (percentual) do componente nos gases de combustão do GLP;

h : entalpia específica do componente (valor tabelado - Heywood, 1988);

CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>aparente</sub> / N<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub> e HC: componentes dos gases de combustão do GLP.

A determinação de  $\dot{Q}_{\text{isolante}}$  foi feita a partir das seguintes considerações:

- a transferência de calor das paredes externas do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção para o ambiente se dá por radiação e por convecção natural;
- a transferência de calor pela parte de baixo do isolante é desprezível, tendo em vista que esta área não é aquecida.

Foram utilizadas então as Eq's. (4.9) a (4.14) para determinar as taxas de transferência de calor por convecção  $\left( \dot{Q}_{\text{convecção, isolante}} \right)$  e por radiação  $\left( \dot{Q}_{\text{radiação, isolante}} \right)$  do isolante para o meio. Com os valores destes parâmetros foi possível determinar a taxa de transferência de calor do isolante para o meio  $\left( \dot{Q}_{\text{isolante}} \right)$  através da Eq. (4.36):

$$\dot{Q}_{\text{isolante}} = \frac{\dot{Q}_{\text{radiação, isolante}} \times \dot{Q}_{\text{convecção, isolante}}}{\dot{Q}_{\text{convecção, isolante}} + \dot{Q}_{\text{radiação, isolante}}} \quad (4.36)$$

As temperaturas da superfície do isolante foram medidas durante o processo.

Foram medidas as áreas das superfícies lateral e superior de troca de calor do isolante, para as quais foram obtidos os valores de  $(0,2700 \pm 0,0008) \text{ m}^2$  e  $(0,0157 \pm 0,0008) \text{ m}^2$ , respectivamente.

A emissividade da superfície do isolante foi determinada a partir do ajuste da temperatura medida com um pirômetro ótico (o qual exige a regulagem para a emissividade da superfície que se deseja medir a temperatura) com a temperatura real da superfície medida através de um termopar. Obteve-se o valor de  $(0,850 \pm 0,006)$ .

#### **4.2.2 - Avaliação do Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia Gases de Exaustão do Motor de Combustão Interna (2ª fase)**

Também foi avaliado o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração por absorção tendo como fonte de energia gases de exaustão do motor de combustão interna, o qual é dado por:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{refrigeração}}}{\dot{Q}_{\text{gases exaustão}}} \quad (4.37)$$

onde:

$\dot{Q}_{\text{refrigeração}}$  : capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração por absorção tendo como fonte de energia gases de exaustão do motor de combustão interna;

$\dot{Q}_{\text{gases exaustão}}$  : taxa de fornecimento de energia dos gases de exaustão do motor de combustão interna para o sistema de refrigeração por absorção.

#### 4.2.2.1 - Cálculo da Capacidade de Refrigeração do Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia Gases de Exaustão do Motor de Combustão Interna $\left(\dot{Q}_{\text{refrigeração}}\right)$

O procedimento adotado para determinação da capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração por absorção tendo como fonte de energia gases de exaustão do motor de combustão interna é análogo ao descrito no tópico 4.2.1.1.

#### 4.2.2.2 - Cálculo da Taxa de Fornecimento de Energia dos Gases de Exaustão do Motor de Combustão Interna para o Sistema de Refrigeração por Absorção $\left(\dot{Q}_{\text{gases exaustão}}\right)$

A taxa de fornecimento de energia dos gases de exaustão do motor de combustão interna para o sistema de refrigeração por absorção  $\left(\dot{Q}_{\text{gases exaustão}}\right)$  é dada por:

$$\dot{Q}_{\text{gases exaustão}} = \dot{m}_{\text{ge}} \times \left( h_{\text{e, ge}} - h_{\text{s, ge}} \right) - \dot{Q}_{\text{isolante}} \quad (4.38)$$

onde:

$\dot{m}_{\text{ge}}$  : vazão mássica dos gases de exaustão do motor de combustão interna;

$h_{\text{e, ge}}$  : entalpia específica dos gases de exaustão do motor de combustão interna à entrada do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção;

$h_{\text{s, ge}}$  : entalpia específica dos gases de exaustão do motor de combustão interna à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção;

$\dot{Q}_{\text{isolante}}$  : taxa de perda de energia na forma de calor pelas paredes do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.

Vale lembrar que nem toda a energia liberada pelos gases de exaustão do

motor de combustão interna durante a passagem destes pelo trocador de calor (gerador) é recebida pela solução amônia - água do sistema de refrigeração, visto que parte desta energia é perdida pelas paredes do isolante do trocador de calor ( $\dot{Q}_{\text{isolante}}$ ).

A vazão mássica dos gases de exaustão do motor de combustão interna foi determinada a partir da vazão volumétrica de combustível (gasolina), a qual foi medida, e da análise química dos gases de exaustão, através da Eq. (4.39):

$$\dot{m}_{\text{ge}} = \rho_{\text{gasolina}} \times Q_{\text{gasolina}} \times \left(1 + AC_{\text{gasolina}}\right) \quad (4.39)$$

onde:

$\rho_{\text{gasolina}}$  : massa específica da gasolina;

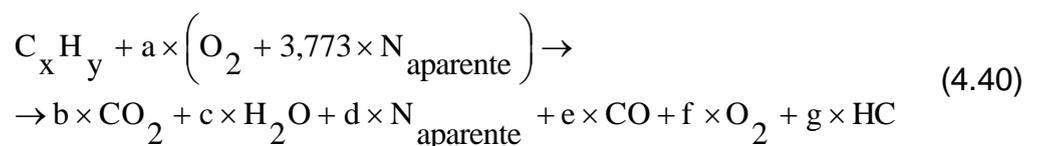
$Q_{\text{gasolina}}$  : vazão volumétrica da gasolina;

$AC_{\text{gasolina}}$  : razão ar-combustível do processo de combustão da gasolina.

A massa específica da gasolina utilizada foi determinada através de um densímetro, tendo sido obtido o valor de  $(760,0 \pm 7,2) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ .

As vazões volumétricas de gasolina foram medidas, para as quais foram obtidos os valores de  $(3,64 \pm 0,05) \times 10^{-7}$ ,  $(2,37 \pm 0,05) \times 10^{-6}$ ,  $(2,36 \pm 0,05) \times 10^{-6}$  e  $(2,32 \pm 0,05) \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$  respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula borboleta do sistema de admissão.

O balanço químico do processo de combustão da gasolina, sabendo que sua composição química é hidrocarboneto ( $C_xH_y$ ), é (Heywood, 1988):



Deste balanço obtém-se:

$$\begin{aligned}
 x &= b + e + g \\
 y &= 2 \times c + g \\
 2 \times a &= 2 \times b + c + e + 2 \times f \\
 3,773 \times a &= d \\
 d &= 1 - b - e - f - g
 \end{aligned}
 \tag{4.41}$$

Através da análise química (em base seca) dos gases de exaustão do motor de combustão interna foram verificados os valores dos parâmetros b, e, f e g, e com estes valores definiu-se a composição química da gasolina utilizada e determinou-se o valor da razão ar-combustível do processo de combustão da gasolina (Heywood, 1988):

$$AC_{\text{gasolina}} = \frac{a \times (1 + 3,76) \times M_{\text{ar}}}{x \times 12 + y \times 1}
 \tag{4.42}$$

Considerando-se que os gases de exaustão do motor de combustão interna se comportam como gases ideais, a entalpia específica dos mesmos à entrada e à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção foi determinada com auxílio de tabelas (Heywood, 1988) a partir das suas temperaturas (as quais foram medidas obtendo-se os valores de 604, 639, 574 e  $589 \pm 0,6$  K à entrada e 539, 587, 515 e  $537 \pm 0,6$  K à saída, respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula borboleta do sistema de admissão) e da sua composição química, conforme a Eq. (4.35).

A determinação de  $\dot{Q}_{\text{isolante}}$  foi feita conforme descrito no tópico 4.2.1.2.

### 4.3 - Avaliação do Desempenho do Motor de Combustão Interna

Conforme proposto, foi verificado também o desempenho do motor de combustão interna utilizado nos testes com o sistema de refrigeração por absorção.

A análise foi desenvolvida para várias condições de carga e rotação do motor.

A carga aplicada ao motor foi determinada pela abertura da válvula borboleta do sistema de admissão. Os testes foram feitos com a válvula borboleta aberta 25%, 50%, 75% e 100% (plena carga), com rotações de 1500 a 5500 rpm com incrementos de 500 rpm.

A Fig. 4.1 apresenta um esquema representando a análise desenvolvida.

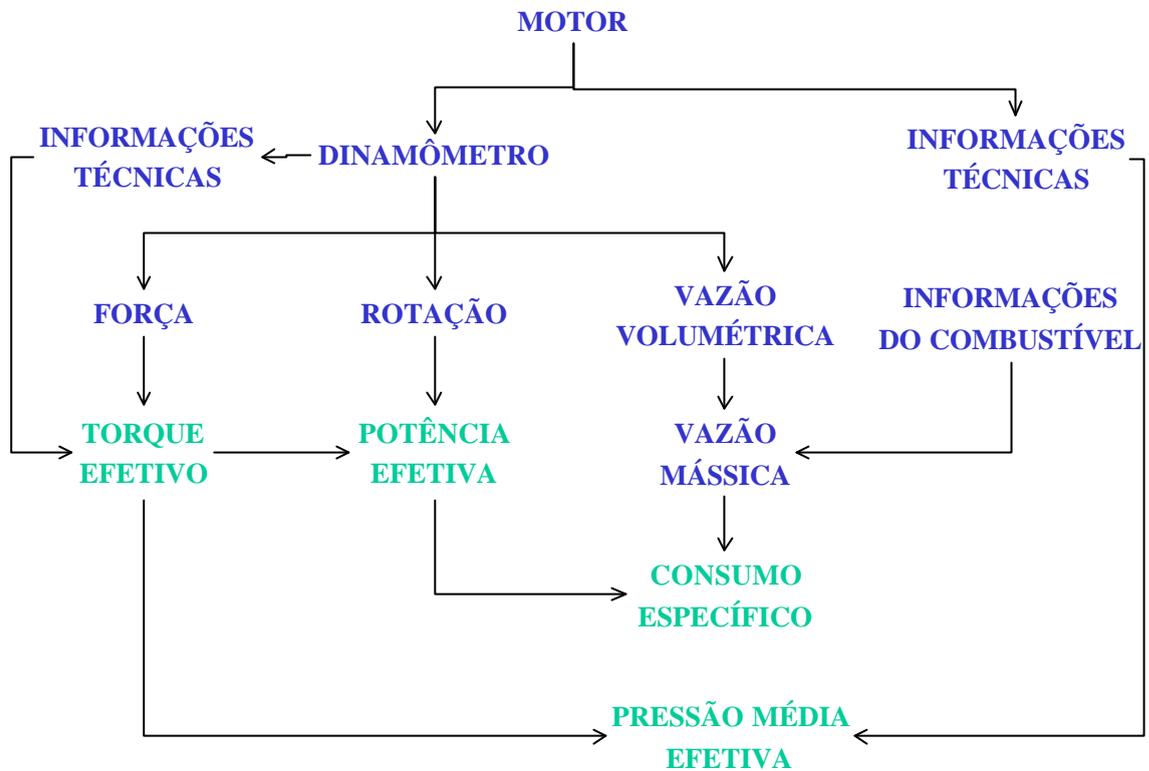


Figura 4.1 - Esquema representando a análise desenvolvida

Os parâmetros avaliados foram torque efetivo, potência efetiva, pressão média efetiva e consumo específico, os quais foram calculados através das Eq's. (4.43) a (4.46) (ABNT NBR ISO 5484, 1985; ABNT NBR ISO 1585, 1996):

$$T_e = F \times d \quad (4.43)$$

onde:

$T_e$  : torque efetivo;

F : força aplicada;

d: distância entre o ponto de aplicação da força e o centro do eixo do dinamômetro (conforme manual do dinamômetro: 0,71619 m).

$$P_e = 2 \times \pi \times T_e \times n \quad (4.44)$$

onde:

$P_e$  : potência efetiva;

$n$  : rotação do eixo de manivelas.

$$PME = \frac{2 \times P_e}{V_d \times i \times n} = \frac{4 \times p \times T_e}{V_d \times i} \quad (4.45)$$

onde:

PME: pressão média efetiva;

$V_d \times i$ : cilindrada do motor (conforme fabricante do motor:  $1,5807 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ).

$$c_e = \frac{\dot{m}_{\text{gasolina}}}{P_e} = \frac{\rho_{\text{gasolina}} \times Q_{\text{gasolina}}}{P_e} \quad (4.46)$$

onde:

$c_e$  : consumo específico;

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

$\rho_{\text{gasolina}}$  : massa específica da gasolina;

$Q_{\text{gasolina}}$  : vazão volumétrica da gasolina.

## Capítulo 5

### RESULTADOS

#### 5.1 - Considerações Iniciais

Conforme já comentado, os experimentos foram realizados em duas fases: a primeira utilizando gases de combustão de GLP como fonte de energia e a segunda utilizando gases de exaustão de um motor de combustão interna. A seguir são apresentados, separadamente, os resultados obtidos em cada uma destas fases e os respectivos comentários acerca dos mesmos.

As análises de incertezas dos resultados são apresentadas no Apêndice 1.

#### 5.2 - Apresentação dos Resultados Experimentais

##### 5.2.1 - Resultados Obtidos para o Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia os Gases de Combustão de GLP (1ª fase)

Nesta etapa buscou-se conhecer o comportamento do sistema funcionando com sua fonte de energia original (gases de combustão de GLP).

Conforme mencionado no Capítulo 3, sensores de temperatura foram instalados no interior do refrigerador, sendo o sensor 1 instalado na parte superior, o sensor 2 logo abaixo da serpentina do evaporador e o sensor 3 na parte inferior (Fig's. 3.3 e 3.4). Na Fig. 5.1 são apresentados os resultados obtidos para as temperaturas internas do refrigerador. A escala de tempo inicia no momento em que o queimador do sistema de combustão de GLP do refrigerador é ligado.

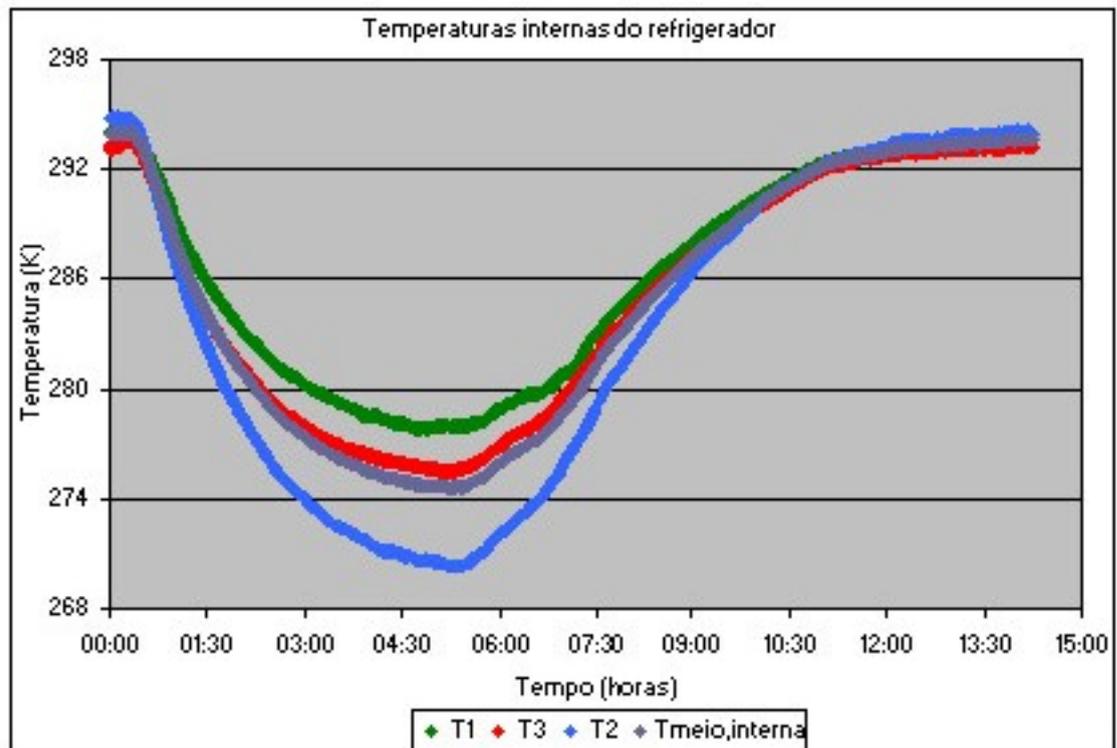


Figura 5.1 - Temperaturas internas do refrigerador

Através da Fig. 5.1 verifica-se que a menor temperatura na região interna do refrigerador foi obtida logo abaixo do evaporador, o que pode ser justificado pela presença do ar resfriado pelo evaporador ter sua massa específica aumentada, o que o faz se deslocar para a parte de baixo do refrigerador, passando pelo sensor localizado logo abaixo do evaporador.

Na parte superior do refrigerador foram obtidas as maiores temperaturas internas, justificadas pela concentração neste local de ar de menor massa específica.

Para efeito de comparação dos resultados com gases de combustão de GLP e com gases de exaustão do motor de combustão interna foi ainda representada na Fig. 5.1 uma curva representativa da temperatura média na região interna do refrigerador ("Tmeio,interna").

As curvas de temperatura, conforme descrito na metodologia, apresentaram uma redução até o ponto em que o sistema atingiu regime permanente, sendo a fonte de energia posteriormente desligada. As temperaturas continuaram a ser monitoradas até a nova condição de regime permanente (temperatura

ambiente).

A partir das informações obtidas no resfriamento do sistema, observou-se ainda que o início da redução de temperatura no interior do refrigerador ocorreu 23 minutos após o começo dos testes (acendimento do queimador do sistema de combustão de GLP do refrigerador). Após esse período transcorreram-se aproximadamente 5,3 horas até que o sistema atingisse a menor temperatura, igual a 270,5 K.

Após atingir a menor temperatura, momento em que o queimador foi desligado, foram necessárias 7,7 horas para o sistema voltar à temperatura ambiente.

Conforme já mencionado, foram medidas as temperaturas no interior do refrigerador (“Tmeio,interna”) e externa a ele (“Tmeio,externa”). A Fig. 5.2 mostra como estas temperaturas variaram com o tempo, além de apresentar a temperatura de filme interna (“Tf,interna”), da superfície interna (“Tsup,interna”), da superfície externa (“Tsup,externa”) e de filme externa (“Tf,externa”), as quais foram obtidas através de balanços de energia conforme mostrado no Capítulo 4. As temperaturas de filme são definidas como a média aritmética entre a temperatura da superfície e a temperatura do meio.

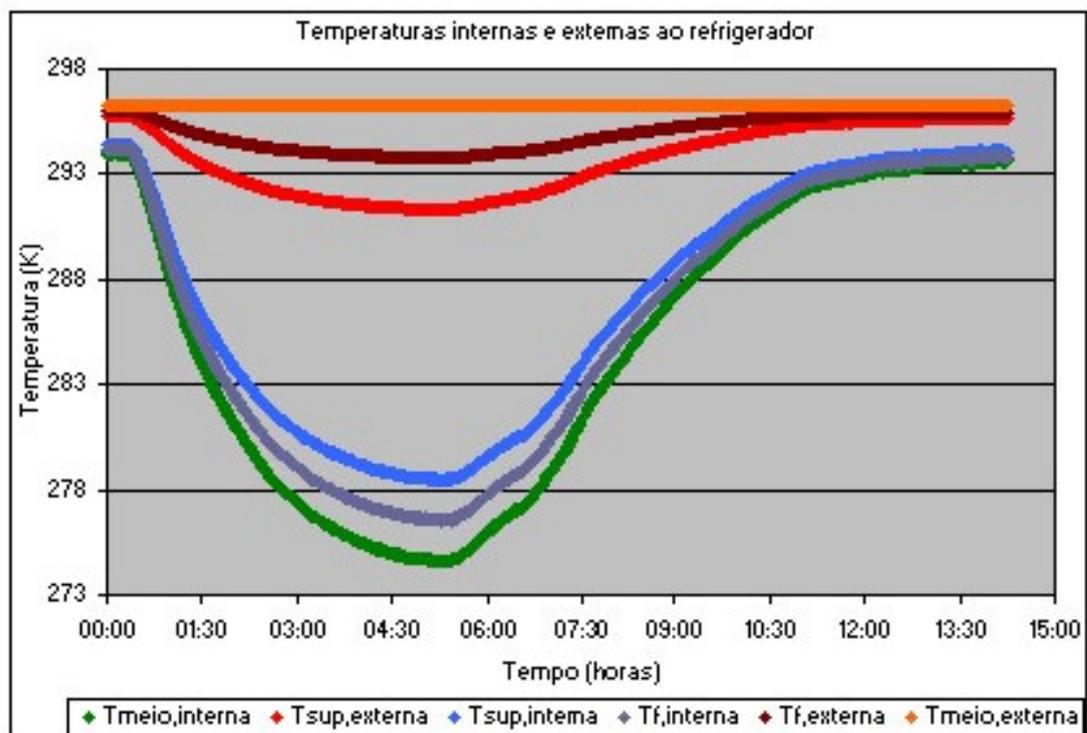


Figura 5.2 - Temperaturas internas e externas ao refrigerador

A Fig. 5.3 apresenta a evolução das taxas de transferência de calor ao longo dos testes. Percebe-se que as taxas de transferência de calor aumentam à medida que a temperatura no interior do refrigerador diminui, visto que é a diferença de temperatura entre o ambiente e o espaço interno ao refrigerador que funciona como força motriz para a transferência de calor.

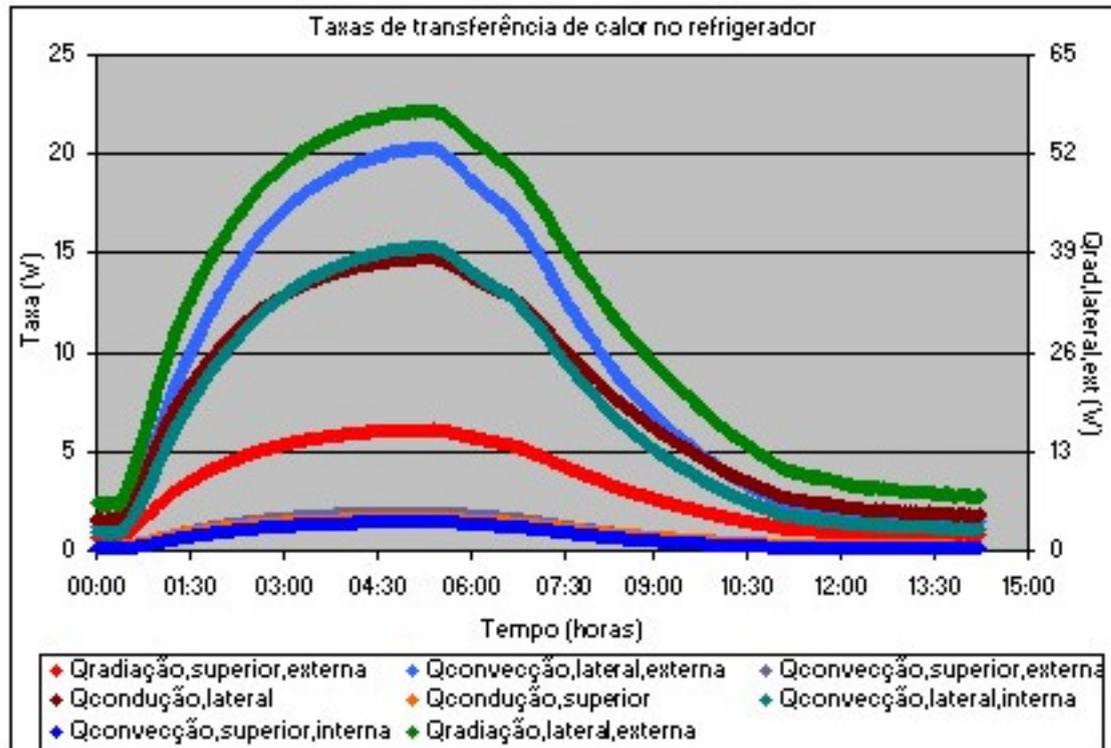


Figura 5.3 - Taxas de transferência de calor no refrigerador

Para calcular as taxas de transferência de calor foram utilizadas as equações apresentadas na metodologia (Capítulo 4).

É importante destacar que a maior taxa de transferência de calor foi por radiação entre a vizinhança e a superfície lateral externa do refrigerador. Nesta análise a justificativa do predomínio da radiação em relação à convecção é o fato do coeficiente convectivo de transferência de calor entre o meio externo e esta superfície ser baixo (Fig. 5.4) em função da convecção ser natural.

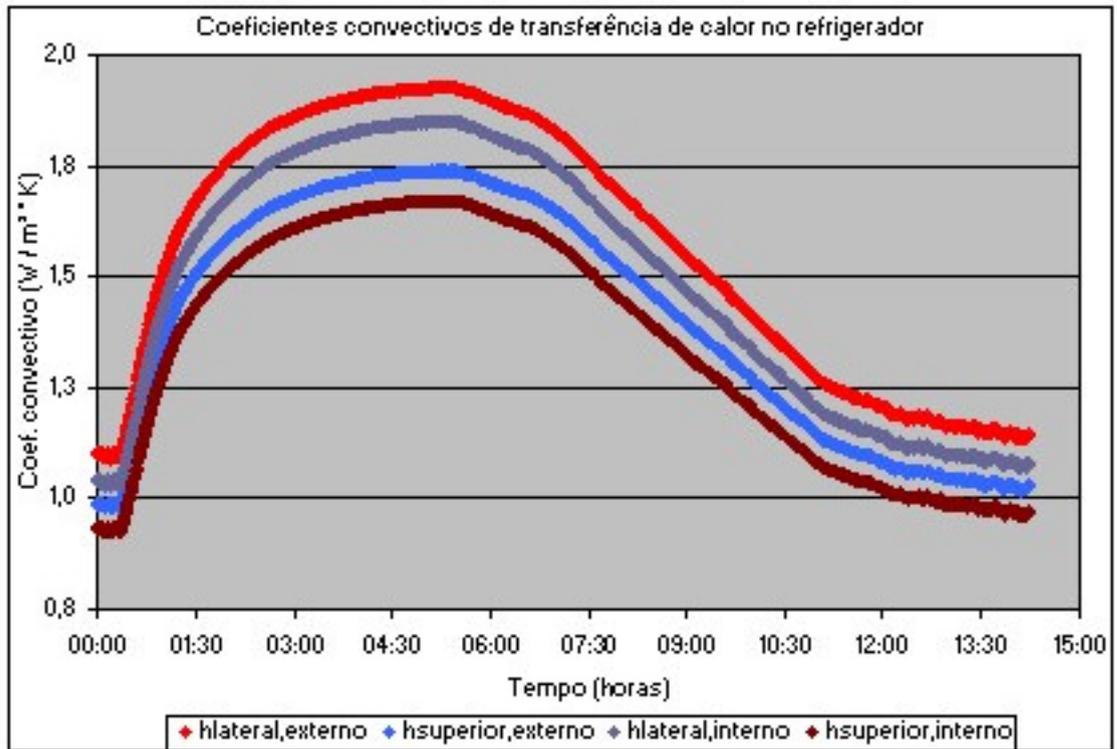


Figura 5.4 - Coeficientes convectivos de transferência de calor no refrigerador

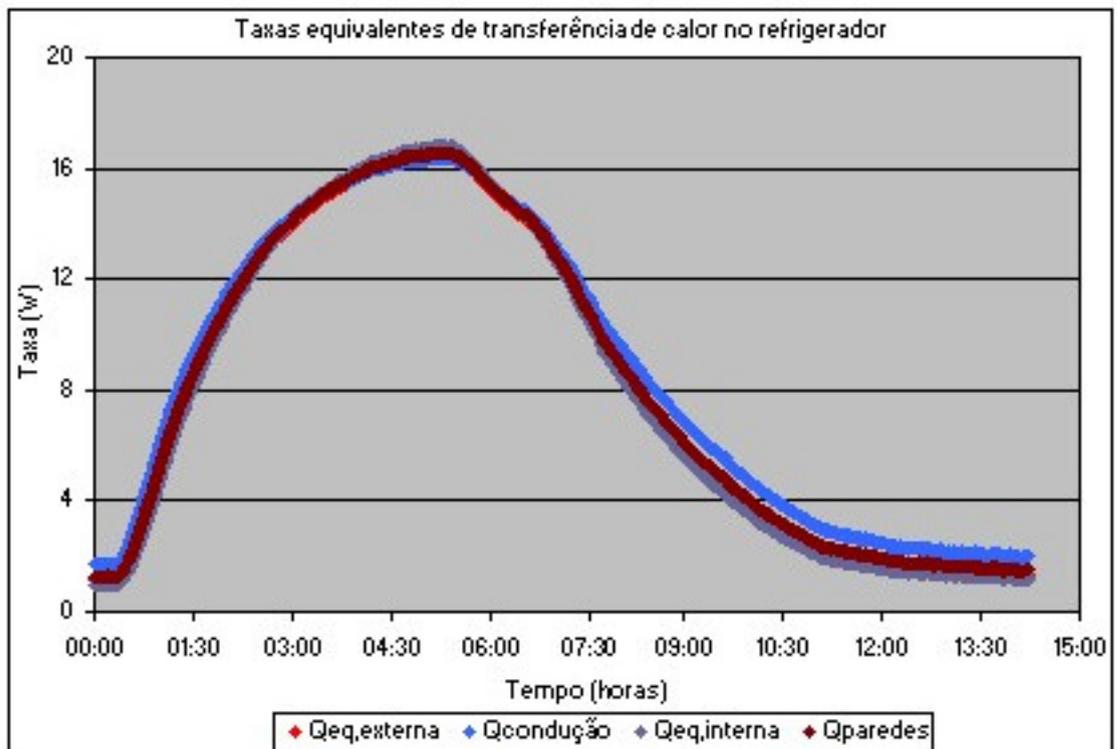


Figura 5.5 - Taxas equivalentes de transferência de calor no refrigerador

A Fig. 5.5 mostra a comparação entre as taxas equivalentes de transferência de calor da vizinhança até a superfície externa do refrigerador (“ $Q_{eq,externa}$ ”), da superfície externa até a interna (“ $Q_{condução}$ ”) e da superfície interna do refrigerador até o meio interno (“ $Q_{eq,interna}$ ”). Percebe-se que as taxas são praticamente as mesmas, o que indica um adequado balanço de energia. Para efeito de análise foi utilizado o valor médio (“ $Q_{paredes}$ ”).

Na Fig. 5.6 é mostrada a variação da umidade relativa dentro do refrigerador durante os testes. Observa-se uma brusca redução desta umidade a partir do momento em que o sistema começa a apresentar diminuição de temperatura. Essa redução atinge seu limite em 33,6%, a partir do qual aumenta até que o regime permanente seja atingido e a fonte de energia seja desligada, momento em que cresce até aproximadamente 91%.

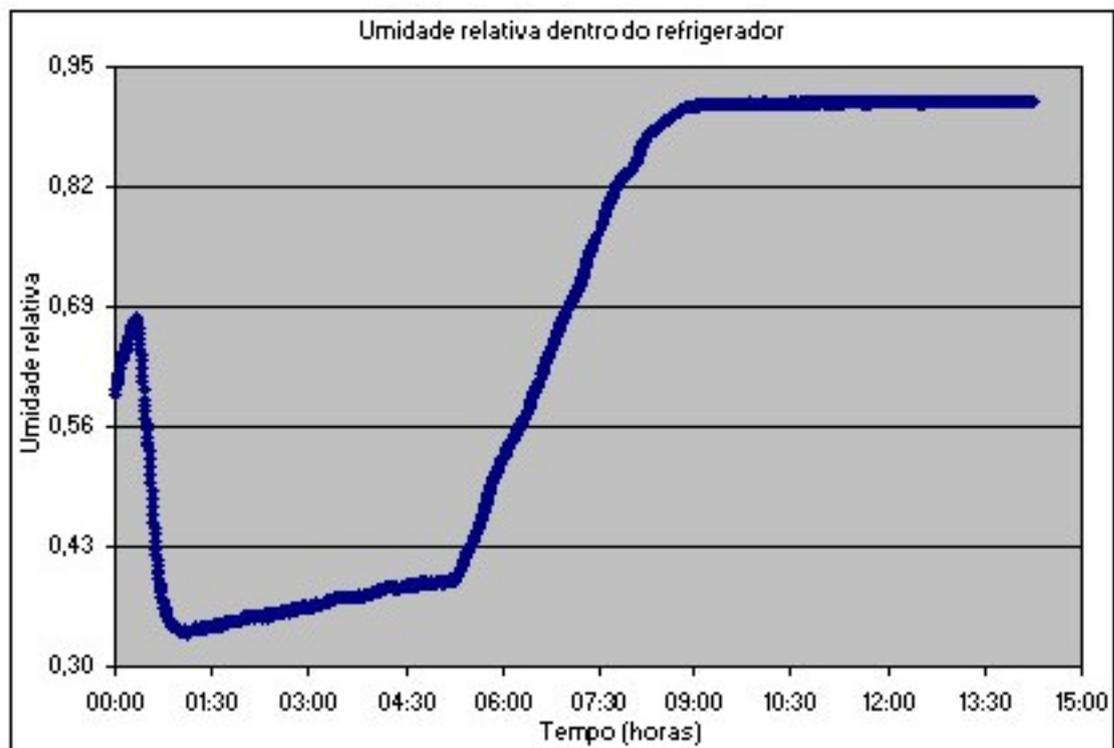


Figura 5.6 - Umidade relativa dentro do refrigerador

A Fig. 5.7 mostra o comportamento da capacidade de refrigeração do refrigerador ao longo dos testes, a qual aumenta à medida que a temperatura do meio interno ao refrigerador diminui, atingindo o valor máximo de 17 W.

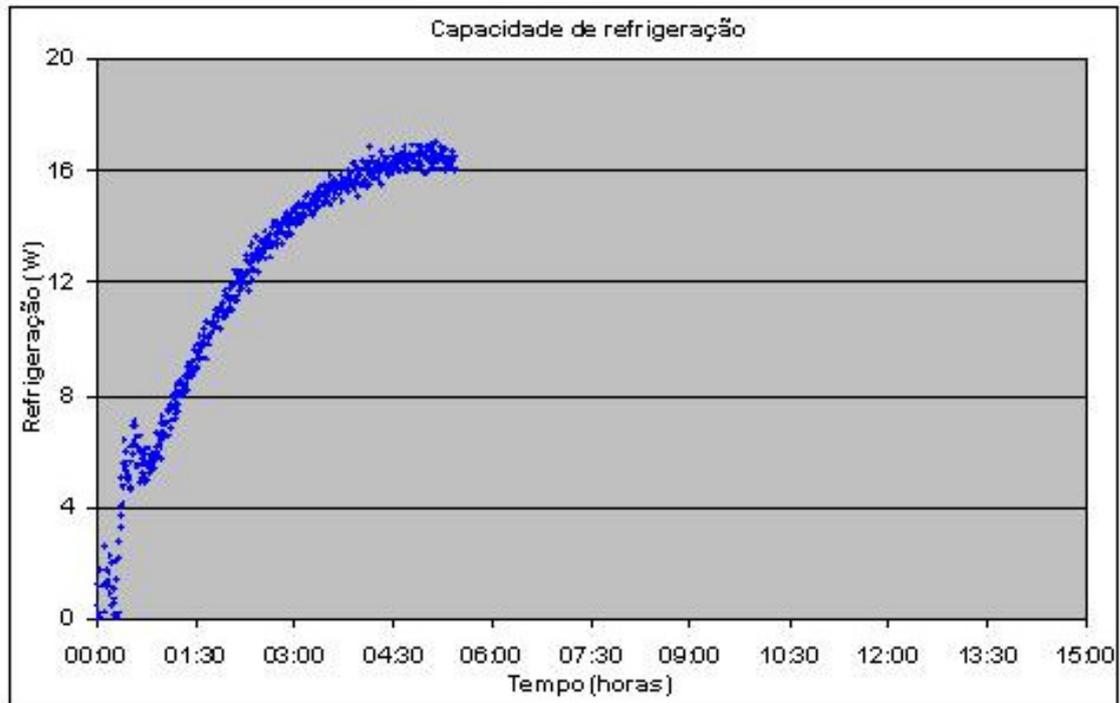


Figura 5.7 - Capacidade de refrigeração

A entalpia específica dos gases de combustão de GLP à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção foi calculada conforme a Eq. (4.35), para a qual se obteve o valor de  $177 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

A taxa de fornecimento de energia dos gases de combustão de GLP para o sistema de refrigeração foi calculada conforme a Eq. (4.22), para a qual se obteve o valor de 367 W.

A Fig. 5.8 mostra a evolução do coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração. Percebe-se que o máximo valor obtido foi de 0,047. Este valor está coerente com o apresentado por Srihirin *et al.* (2001).

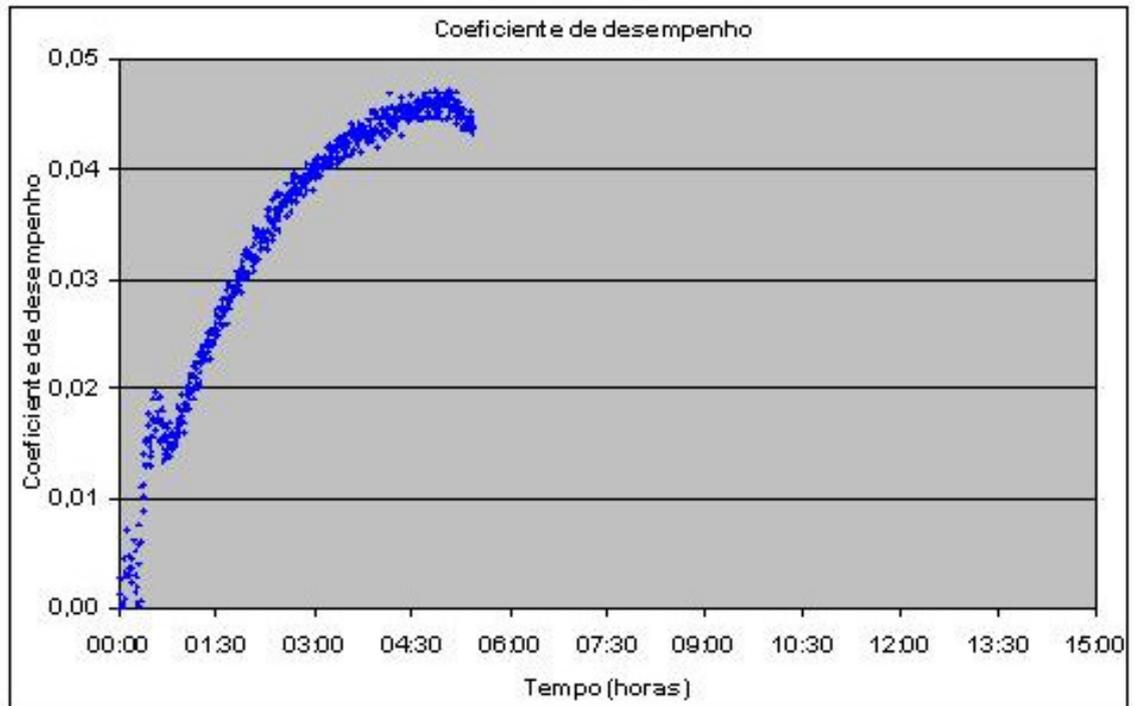


Figura 5.8 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração

Conforme Chen *et al.* (1996), o coeficiente de desempenho (COP) do sistema de refrigeração por absorção por difusão é baixo principalmente por três motivos:

- 1º) o sistema utiliza fonte de energia com temperaturas da ordem de 200°C e o evaporador opera com temperaturas da ordem de -20°C, o que faz com que o COP de Carnot seja baixo;
- 2º) o gás auxiliar requer uma parcela da carga de refrigeração;
- 3º) o retificador perde energia na forma de calor diretamente para o ambiente.

### 5.2.2 - Resultados Obtidos para o Sistema de Refrigeração por Absorção tendo como Fonte de Energia os Gases de Exaustão do Motor de Combustão Interna (2ª fase)

Durante a realização dos testes envolvendo o refrigerador montado na tubulação de exaustão do motor de combustão interna verificou-se que para uma abertura da válvula borboleta do motor de 25% e rotações a partir de 2000 rpm a temperatura no interior do refrigerador começava a se elevar ao invés de ser reduzida. Tal fato se deve ao excesso de energia transferida pelos gases

de exaustão ao fluido de refrigeração em função, principalmente, da alta temperatura dos gases. Esta grande absorção de energia promoveu superaquecimento, o que fez com que o fluido refrigerante atingisse uma temperatura que não permitiu sua condensação ao passar pelo condensador devido à elevada troca de calor sensível. Como consequência, ao atingir o evaporador sua temperatura era maior que a temperatura no interior do refrigerador, o que proporcionou uma troca de calor no sentido contrário ao desejado, ou seja, a troca ocorreu do fluido refrigerante para o ar contido no espaço interno ao refrigerador. Portanto, decidiu-se que os testes deveriam ser realizados apenas com a rotação de 1500 rpm, pois com rotações superiores a esta para qualquer abertura da válvula borboleta do motor ocorreria elevação da temperatura no interior do refrigerador (visto que com o aumento da rotação do motor a energia contida nos gases de exaustão seria maior).

A partir dos resultados obtidos, na rotação de 1500 rpm, para vazão mássica e entalpia específica dos gases de exaustão do motor, foram calculadas as potências disponíveis nestes gases considerando que os mesmos saíssem para a atmosfera a 298 K, temperatura na qual a entalpia específica dos componentes dos gases é zero (temperatura de referência). A Tab. 5.1 mostra os valores obtidos.

Tabela 5.1 - Potência disponível nos gases de exaustão do motor de combustão interna para uma rotação de 1500 rpm

Abertura da válvula borboleta do motor (%)	Vazão mássica $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$	Entalpia específica à temperatura de entrada no gerador $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	Potência disponível (kW)
25	$4,11 \times 10^{-3}$	345	1,42
50	$1,21 \times 10^{-2}$	386	4,67
75	$2,41 \times 10^{-2}$	313	7,54
100	$2,34 \times 10^{-2}$	330	7,72

A seguir são apresentados os resultados obtidos com o motor na rotação de 1500 rpm para as aberturas de 25, 50, 75 e 100% da válvula borboleta.

A Fig. 5.9 apresenta as temperaturas internas médias do refrigerador em cada condição de abertura da válvula borboleta.

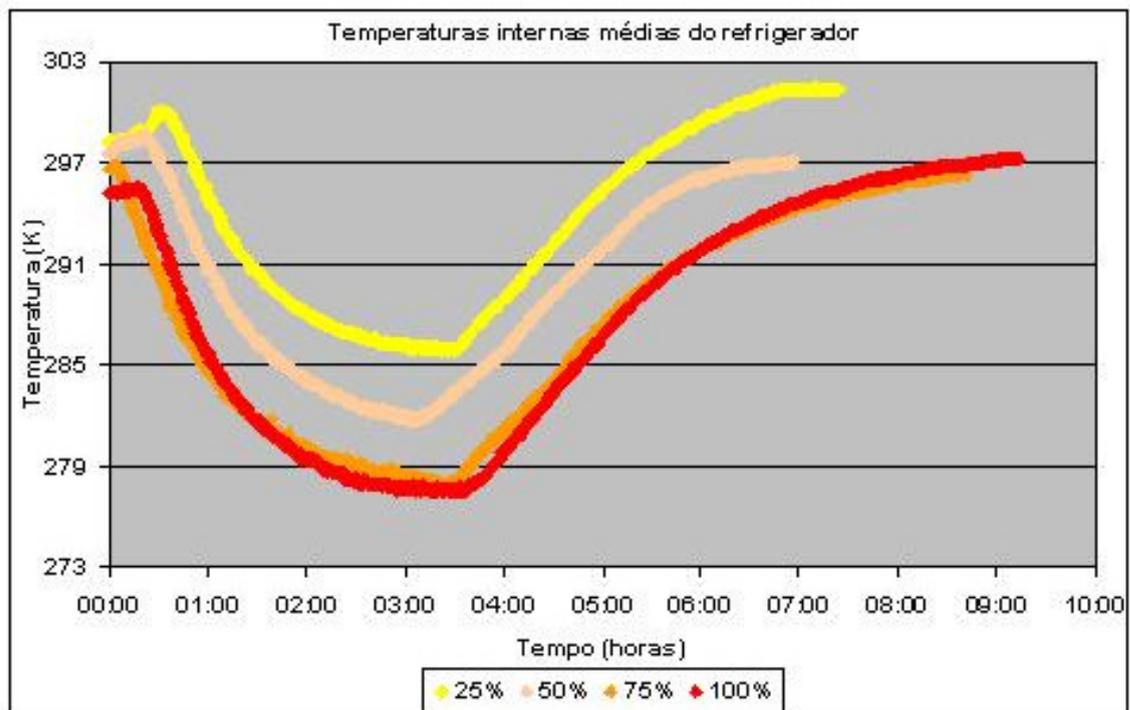


Figura 5.9 - Temperaturas internas médias do refrigerador

A partir dos dados obtidos experimentalmente, os quais deram origem às curvas apresentadas na Fig. 5.9, observou-se que transcorreram aproximadamente 36, 25, 10 e 18 minutos até que se iniciasse a redução de temperatura, respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula.

O sistema levou aproximadamente 3,4, 3,1, 3,4 e 3,6 horas para atingir a menor temperatura, respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula. A menor temperatura alcançada foi de 286,0, 281,9, 278,1 e 277,6 K respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula.

Após atingir a menor temperatura (regime permanente), foram necessárias 3,5, 3,8, 5,3 e 5,6 horas para que o sistema voltasse à temperatura ambiente respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula.

Na Tab. 5.2 é mostrado um resumo dos resultados para o comportamento das temperaturas médias no interior do refrigerador para uma rotação de 1500 rpm.

Tabela 5.2 - Resumo dos resultados para o comportamento das temperaturas médias no interior do refrigerador para uma rotação de 1500 rpm

Abertura da válvula borboleta do motor (%)	Tempo para início da redução de temperatura (min)	Tempo para atingir menor temperatura (h)	Menor temperatura alcançada (K)	Tempo para retorno à temperatura ambiente (h)
25	36	3,4	286,0	3,5
50	25	3,1	281,9	3,8
75	10	3,4	278,1	5,3
100	18	3,6	277,6	5,6

Na Fig. 5.10 é mostrado o comportamento da umidade relativa dentro do refrigerador durante os testes.

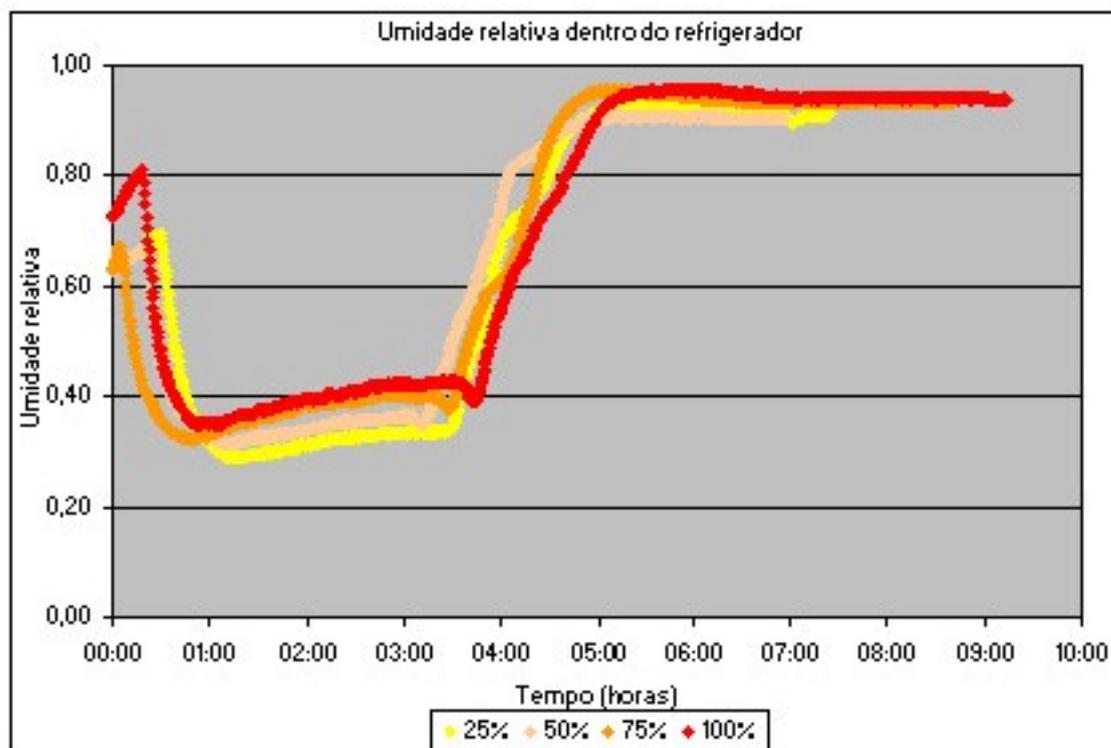


Figura 5.10 - Umidade relativa dentro do refrigerador

Observa-se na Fig. 5.10 uma brusca redução da umidade relativa a partir do momento em que o sistema começa a apresentar diminuição de temperatura. Essa redução atinge seu limite em 28,9, 31,2, 32,1 e 34,8%, respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula. A partir desses pontos a umidade aumenta até que o regime permanente seja atingido e a fonte de energia seja desligada, momento em que cresce rapidamente até aproximadamente 92,8, 90,9, 95,6 e 95,9% respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula.

A Fig. 5.11 mostra a capacidade de refrigeração do sistema por absorção do refrigerador ao longo dos testes. Verifica-se que esta capacidade aumenta à medida que a temperatura do meio interno ao refrigerador diminui. As capacidades máximas atingidas pelo sistema foram de 14,9, 17,3, 18,4 e 18,4 W respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula.

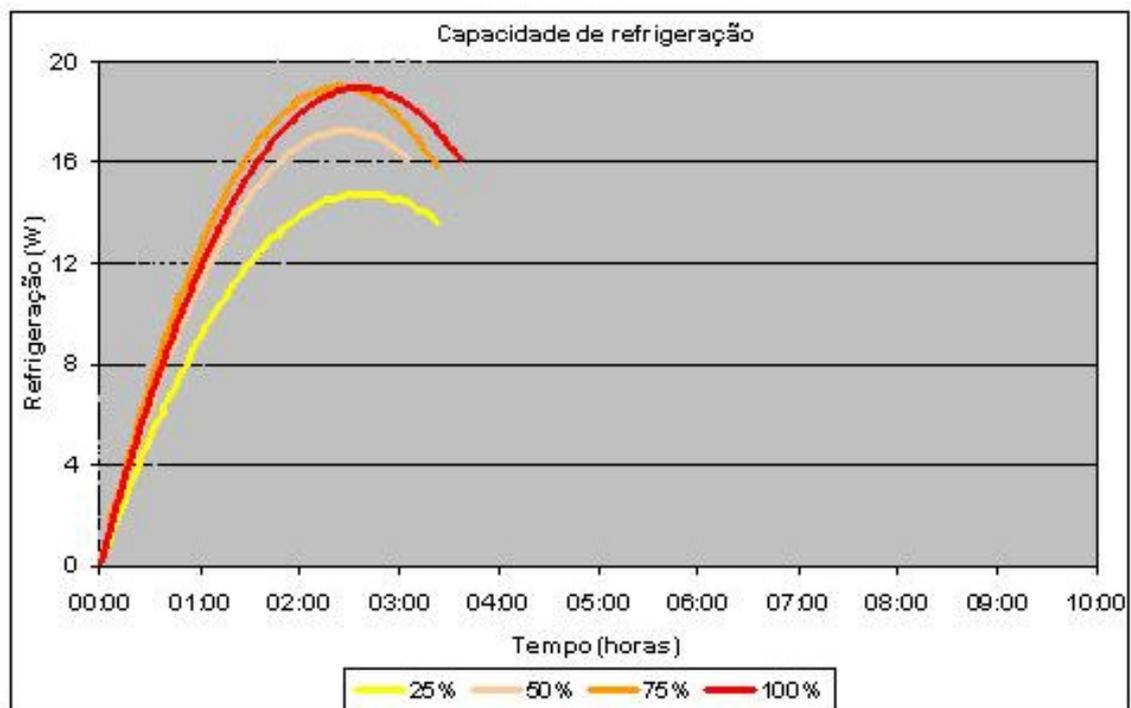


Figura 5.11 - Capacidade de refrigeração

A entalpia específica dos gases de exaustão à entrada e à saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção foram calculadas conforme a Eq. (4.35), para as quais se obtiveram os valores de 345, 386, 313

e  $330 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  à entrada e 271, 326, 245 e  $271 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  à saída respectivamente para 25,

50, 75 e 100% de abertura da válvula.

As taxas de fornecimento de energia dos gases de exaustão para o sistema de refrigeração foram calculadas conforme a Eq. (4.38), para as quais se obtiveram os valores de 288, 922, 1620 e 1436 W respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula.

A Fig. 5.12 mostra a evolução do coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração durante o funcionamento do motor. A partir dos dados que geraram esta figura verifica-se que os máximos valores obtidos foram de 0,049, 0,015, 0,013 e 0,011 respectivamente para 25, 50, 75 e 100% de abertura da válvula.

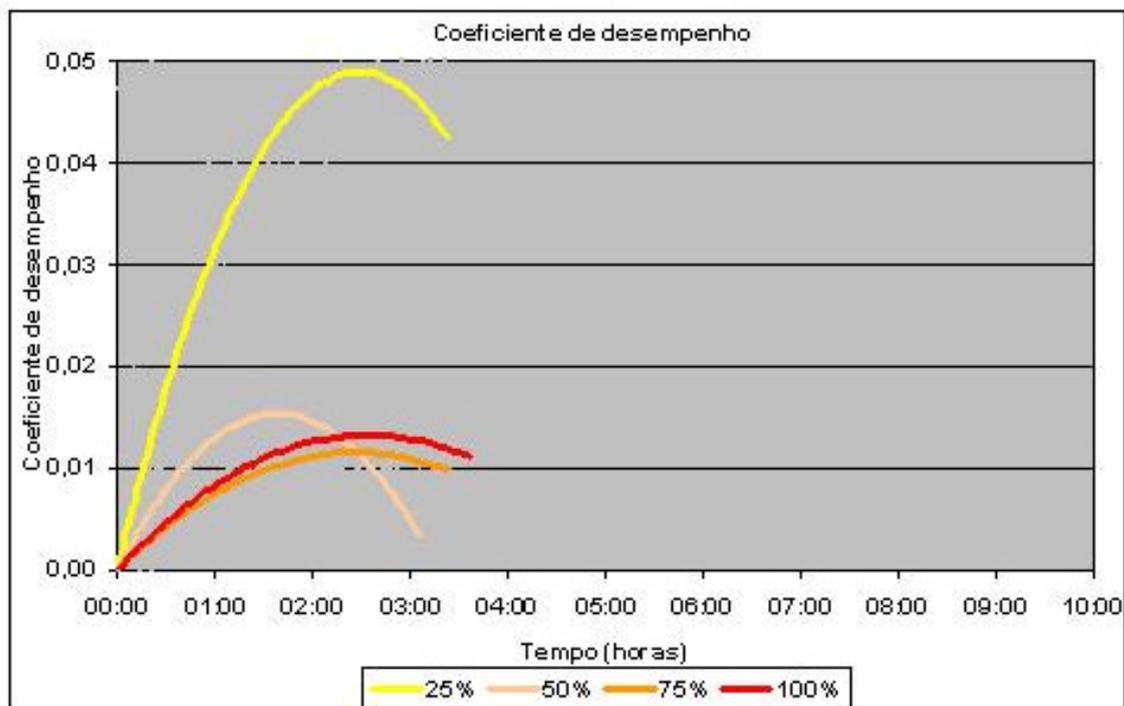


Figura 5.12 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração

Um fato a ser destacado é que os resultados obtidos para as aberturas de 75 e 100% da válvula borboleta são muito próximos como consequência de um desempenho semelhante do motor de combustão interna para estas duas condições, o que será verificado no tópico 5.4. Este comportamento está em

conformidade com o esperado para motores de combustão interna (Heywood, 1988; Obert, 1971).

### 5.3 - Comparação dos Resultados das Duas Fontes de Energia

A seguir são apresentados gráficos mostrando uma comparação entre os resultados obtidos para o sistema utilizando como fonte de energia gases de combustão de GLP e gases de exaustão do motor de combustão interna.

Na Fig. 5.13 observa-se que a temperatura média no interior do refrigerador atingiu um menor valor quando se utilizou a fonte de energia original, ou seja, gases de combustão de GLP. Isso se deve ao fato da temperatura destes gases estarem num valor mais adequado ao sistema de refrigeração. Porém, vale destacar que uma fonte de energia numa maior temperatura, como é o caso dos gases de exaustão de um motor de combustão interna, necessita ser adequada ao projeto do sistema de refrigeração para melhor utilização deste potencial.

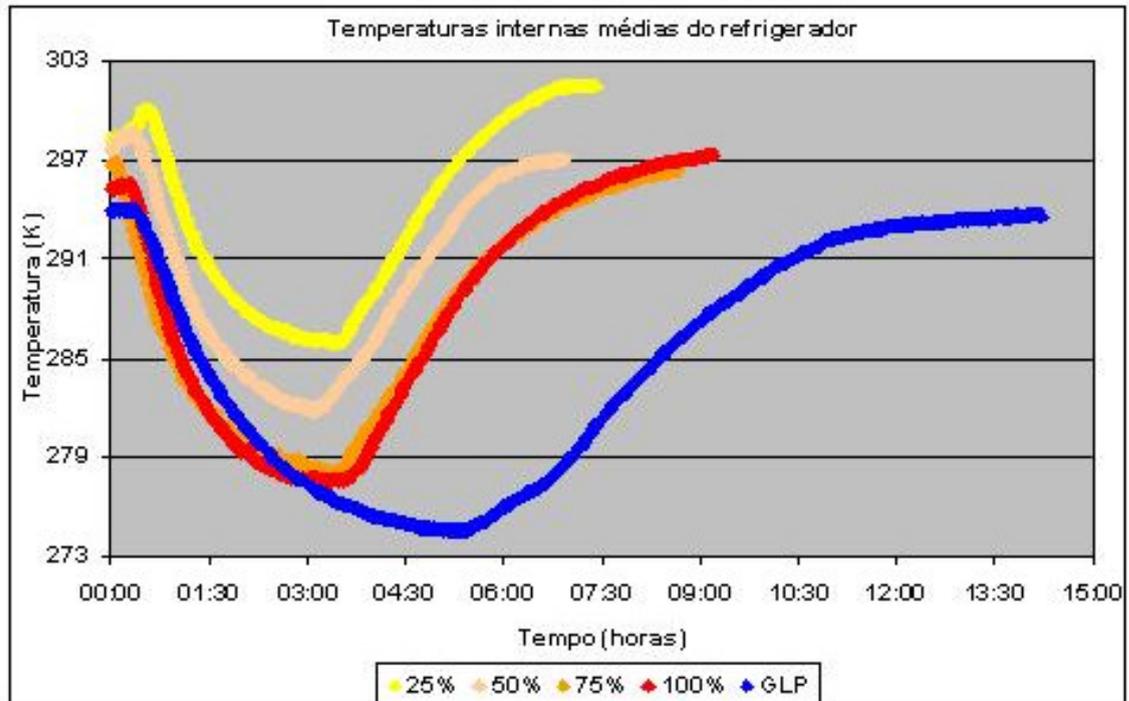


Figura 5.13 - Temperaturas internas médias do refrigerador

Verifica-se ainda, na Fig. 5.13, que o tempo requerido pelo sistema de

refrigeração para atingir sua temperatura mais baixa foi maior quando se utilizou a fonte de energia original do sistema (gases de combustão de GLP). Isso se justifica pela menor taxa de fornecimento de energia para o sistema de refrigeração por esta fonte.

A Fig. 5.14 mostra um gráfico comparativo das curvas de umidades relativas. Percebe-se que os comportamentos são semelhantes (para as duas fontes de energia) do ponto de vista qualitativo.

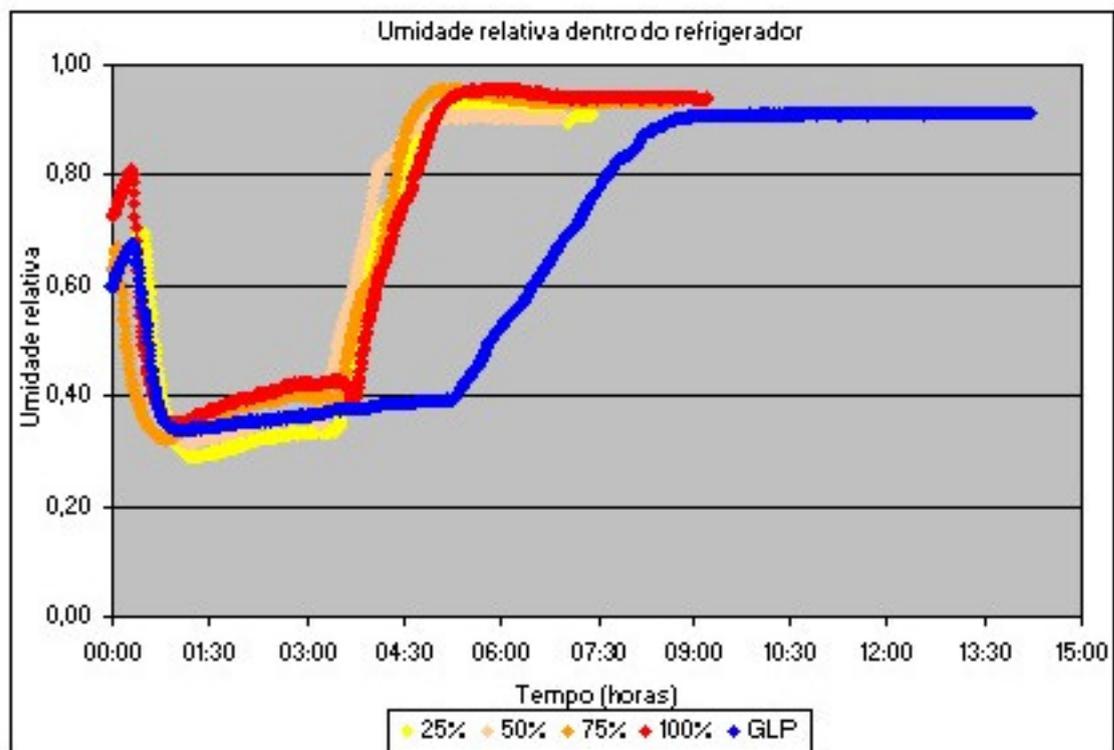


Figura 5.14 - Umidade relativa dentro do refrigerador

Na Fig. 5.15 verifica-se que a máxima capacidade de refrigeração atingida foi maior com o sistema utilizando como fonte de energia os gases de exaustão do motor (para aberturas de 50, 75 e 100% da válvula borboleta). Observa-se ainda que o tempo necessário para a fonte de energia original (gases de combustão de GLP) proporcionar tal capacidade é maior, o que também se justifica pela menor taxa de fornecimento de energia para o sistema de refrigeração por esta fonte.

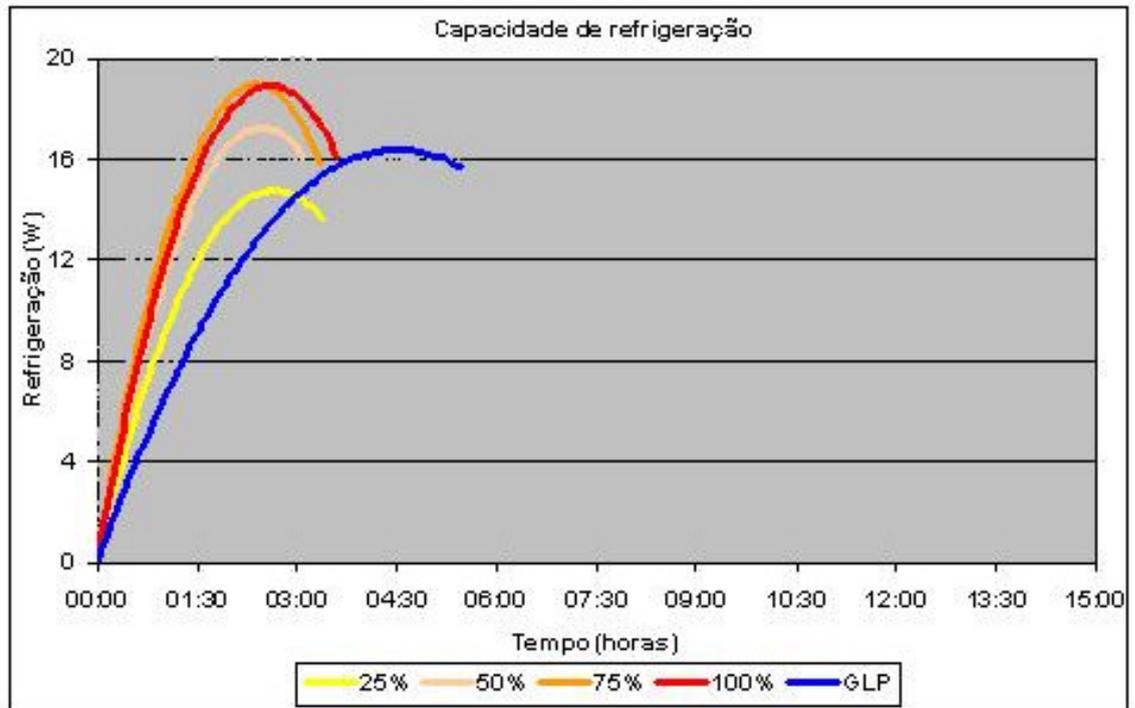


Figura 5.15 - Capacidade de refrigeração

Na Fig. 5.16 é mostrado um comparativo entre os comportamentos do coeficiente de desempenho. Destaca-se aqui que os maiores coeficientes de desempenho foram obtidos quando se utilizou gases de exaustão do motor para uma abertura de 25% da válvula e quando se utilizou a fonte de energia original, o que se deve, possivelmente, ao nível de temperatura das fontes nestes casos ser mais adequado.

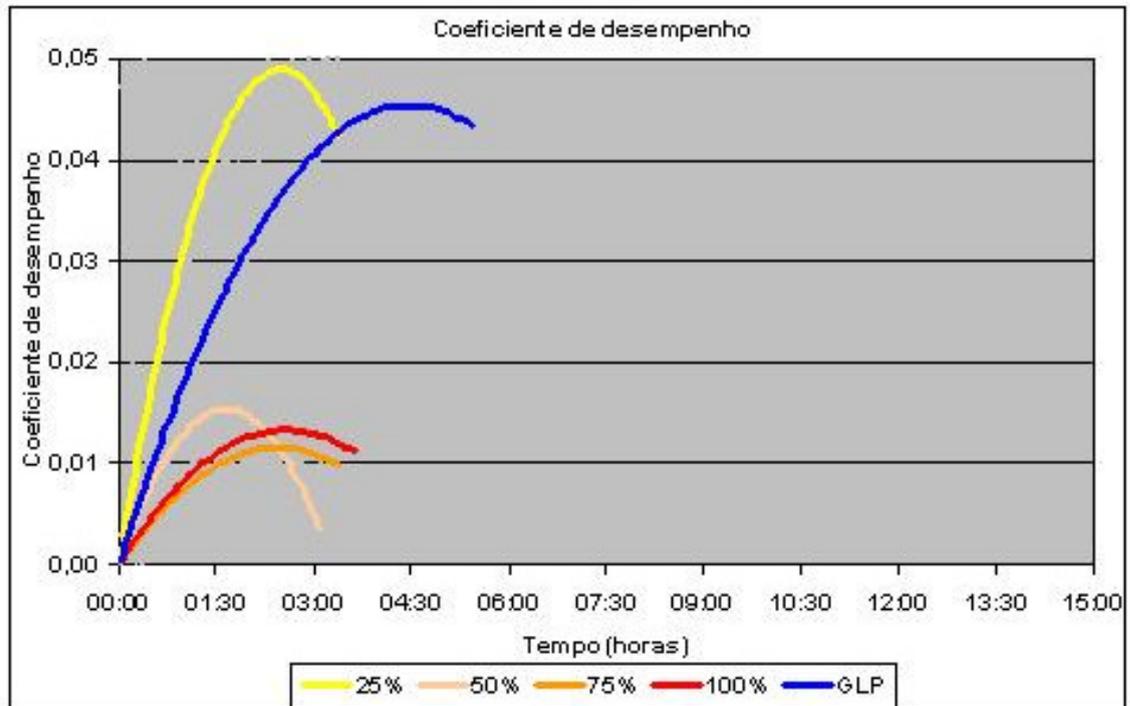


Figura 5.16 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração

## 5.4 - Resultados de Desempenho do Motor

Neste tópico são apresentados os resultados obtidos para o desempenho do motor avaliado. Estes resultados foram obtidos para uma rotação de 1500 rpm do motor.

Na Tab. 5.3 são apresentados os resultados obtidos para torque efetivo, potência efetiva, pressão média efetiva e consumo específico do motor de combustão interna com e sem o refrigerador montado em sua tubulação de exaustão. Estes parâmetros foram calculados conforme as equações apresentadas no tópico 4.3.

Constata-se que com o refrigerador montado na tubulação de exaustão a carga exercida sobre o motor foi um pouco maior, o que teve como consequência um melhor desempenho do mesmo.

Tabela 5.3 - Desempenho do motor de combustão  
interna para uma rotação de 1500 rpm

Parâmetro	Com o refrigerador				Sem o refrigerador			
	Abertura da válvula borboleta do motor							
	25%	50%	75%	100%	25%	50%	75%	100%
Torque efetivo (N x m)	84,3	83,6	85,7	86,4	70,2	78,7	78,0	75,9
Potência efetiva (W)	13239	13129	13459	13570	11032	12356	12246	11915
Pressão média efetiva (Pa)	670024	664441	681191	686775	558354	625356	619773	603022
Consumo específico ( $\times 10^7$ kg / J)	1,05	1,25	1,24	1,26	1,24	1,38	1,41	1,45

Vale destacar que tais resultados para o desempenho foram obtidos sem comprometimento em termos de emissão de gases poluentes para a atmosfera.

Na Tab. 5.4 são apresentadas as composições químicas (em base seca) dos gases de exaustão do motor, onde se verifica que os parâmetros de emissões não foram comprometidos significativamente após a instalação do sistema de refrigeração na tubulação de exaustão.

Tabela 5.4 - Composições químicas (em base seca) dos gases de exaustão do motor de combustão interna para uma rotação de 1500 rpm

Parâmetro	Sem o refrigerador				Com o refrigerador			
	Abertura da válvula borboleta do motor							
	25%	50%	75%	100%	25%	50%	75%	100%
CO <sub>2</sub> (%)	11,5	11,8	11,2	11,2	10,5	12,8	11,4	11,5
N <sub>aparente</sub> (%)	80,1	83,1	80,6	82,0	81,8	83,1	82,2	82,2
CO (%)	5,25	3,41	6,87	6,09	5,41	2,56	5,47	5,56
O <sub>2</sub> (%)	3,10	1,68	1,31	0,73	2,27	1,54	0,96	0,75
HC (ppm)	109	107	107	107	123	113	140	133

A partir dos resultados obtidos e das análises realizadas são apresentadas no Capítulo 6 as conclusões do trabalho.

## Capítulo 6

### CONCLUSÕES

#### 6.1 - Considerações Iniciais

Neste capítulo são apresentadas as conclusões relativas ao estudo desenvolvido e sugestões de trabalhos que proporcionariam avanços no conhecimento sobre o tema aqui abordado.

#### 6.2 - Conclusões

Neste trabalho foi avaliado, inicialmente, um sistema de refrigeração por absorção utilizando como fonte de energia gases de combustão de GLP (fonte de energia original). Esta avaliação teve como objetivo conhecer o comportamento do sistema sob vários aspectos (níveis de temperatura, umidade relativa, taxas de transferência de calor, capacidade de refrigeração, taxa de fornecimento de energia pela fonte e coeficiente de desempenho) para que fosse possível realizar comparações com o sistema utilizando uma fonte de energia alternativa (no caso, gases de exaustão de um motor de combustão interna). Os resultados obtidos nesta etapa foram satisfatórios tendo em vista os objetivos a ela propostos, além de proporcionar melhorias no plano de realização dos testes com a fonte de energia alternativa.

Para operação do sistema de refrigeração utilizado nos testes verificou-se que os gases de exaustão do motor de combustão interna testado possuíam quantidade de energia maior que a necessária. Isso é confirmado pelo fato dos testes envolvendo o sistema de refrigeração montado na tubulação de exaustão do motor somente terem sido possíveis para a condição mínima de rotação do motor (1500 rpm), pois com as rotações superiores a esta a potência desenvolvida pelo motor foi maior, e como consequência, maior

quantidade de energia era descartada através dos gases de exaustão. Este aumento de energia proporcionava elevação da temperatura do fluido refrigerante do sistema de refrigeração além do necessário, o que fazia com que este fluido não se condensasse no condensador e atingisse o evaporador numa temperatura maior que a temperatura interna do refrigerador, provocando, ao invés de redução, aumento da temperatura interna. Este fato é positivo, pois demonstra que a disponibilidade energética dos gases de exaustão do motor de combustão interna testado é muito maior que a obtida nos testes na rotação de 1500 rpm. O excesso de energia poderia ser melhor aproveitado através de um projeto específico e otimizado de um trocador de calor envolvendo o sistema de refrigeração por absorção e a tubulação de exaustão do motor. Portanto, conclui-se que em relação à energia disponível os gases de exaustão de motores de combustão interna representam um interessante potencial para serem utilizados como fonte de energia para sistemas de refrigeração por absorção.

No que se refere aos impactos da adaptação do sistema de refrigeração na tubulação de exaustão do motor de combustão interna, verifica-se, em primeira análise, que não são significativos. Os resultados alcançados mostram que, nas condições em que os testes foram realizados, o desempenho do motor foi melhor quando o sistema de refrigeração estava montado do que sem ele. Em termos de emissões de gases poluentes também não foram verificadas alterações significativas.

Em sistemas modernos de condicionamento de ar (os quais são por compressão) consome-se cerca de 2,5 kW da potência gerada pelo motor de combustão interna para funcionamento do compressor do sistema de refrigeração. A utilização de um sistema de refrigeração que aproveitasse a energia descartada através dos gases de exaustão poderia proporcionar a economia desta potência, com melhoria na potência desenvolvida pelo motor e redução de custos, tendo em vista a redução do consumo de combustível.

Nos testes realizados neste trabalho verificou-se que a capacidade de refrigeração obtida com o sistema de refrigeração por absorção recuperando calor dos gases de exaustão do motor não foi suficiente tendo em vista a carga térmica de veículos de passeio. Tal fato se justifica pelo baixo desempenho

deste sistema de refrigeração em termos de conversão da energia por ele consumida em capacidade de refrigeração, ou seja, pelo seu baixo coeficiente de desempenho (nos testes o máximo valor obtido foi de aproximadamente 0,05). Porém, vale destacar que sistemas mais recentes de refrigeração por absorção possuem coeficientes de desempenho de até 1,5 (Srikhirin *et al.*, 2001), o que coloca estes sistemas em condições interessantes para serem utilizados. Além da possibilidade de utilização de sistemas de refrigeração por absorção mais eficientes, vale lembrar que a energia a ser utilizada pelos mesmos, no caso em estudo, é descartada pelos motores de combustão interna para a atmosfera, ou seja, não representa custo.

A capacidade de refrigeração proporcionada pelo sistema de refrigeração por absorção utilizando gases de exaustão de um motor de combustão interna poderia ser utilizada, também, para refrigeração do ar de admissão deste motor. Tal redução de temperatura com conseqüente aumento de massa específica elevaria a eficiência volumétrica do motor (Ganesan, 1995; Heywood, 1988; Soares, 2000).

### **6.3 - Sugestões para Trabalhos Futuros**

No decorrer do trabalho foram constatados alguns pontos potenciais para desenvolvimento de novos estudos e investigações mais detalhadas, a saber:

- Estudo da melhoria na eficiência volumétrica de um motor de combustão interna pela refrigeração do ar de admissão por um sistema de refrigeração por absorção;
- Estudo da utilização de sistemas de refrigeração por absorção de duplo e triplo efeito;
- Desenvolvimento de um projeto e construção de um sistema de refrigeração por absorção específico para adaptação no sistema de exaustão de um motor de combustão interna;
- Avaliação da possibilidade / viabilidade de utilização da água de resfriamento do motor como fonte de energia adicional para o sistema de refrigeração por absorção;
- Estudo da utilização de sistemas de refrigeração por absorção água -

brometo de lítio;

- Estudo dos efeitos do funcionamento intermitente do sistema de refrigeração por absorção;
- Desenvolvimento de um sistema de controle para gerenciamento do sistema de refrigeração por absorção, direcionando seu funcionamento para condicionamento de ar ou para refrigeração do ar de admissão com potências adequadas e nos momentos adequados;
- Avaliação da utilização do sistema de refrigeração por absorção do ponto de vista econômico;
- Estudo de outras situações onde se têm rejeições de energia sob a forma térmica para aplicação em sistemas de refrigeração por absorção.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1982, *NBR ISO 5477: Apresentação de Desempenho de Motores Alternativos de Combustão Interna - Procedimento*, 1ª edição, Rio de Janeiro.

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1985, *NBR ISO 5484: Motores Alternativos de Combustão Interna de Ignição por Compressão (Diesel) ou Ignição por Centelha (Otto) de Velocidade Angular Variável - Ensaio - Método de Ensaio*, 1ª edição, Rio de Janeiro.

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1996, *NBR ISO 1585: Veículos Rodoviários - Código de Ensaio de Motores - Potência Líquida Efetiva*, 1ª edição, Rio de Janeiro.

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas; INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial, 1998, *Guia para a Expressão da Incerteza de Medição*, 3ª edição, Rio de Janeiro.

Afgan, Naim H.; Gobaisi, Darwish Al; Carvalho, Maria G.; Cumo, Maurizio, 1998, "Sustainable Energy Development", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 2, n. 3, pág. 235 - 286.

ANP - Agência Nacional do Petróleo, 1999, *Anuário Estatístico da Indústria Brasileira do Petróleo 1990 - 1998*, Rio de Janeiro.

Aphornratana, S.; Eames, I. W., 1995, "Thermodynamic Analysis of Absorption Refrigeration Cycles Using the Second Law of Thermodynamics Method", *International Journal of Refrigeration*, v. 18, n. 4, pág. 244 - 252.

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1997, *Ashrae Handbook - Fundamentals*, Atlanta.

Assumpção, Valbert Garcia, 2004, *Estudo de Viabilidade da Recuperação de Calor dos Gases de Exaustão em Motores para Refrigeração de Cargas Típicas em Meios de Transporte Rodoviário*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC Minas, Belo Horizonte, Minas

Gerais, Brasil.

Ataer, Ö. Ercan; Gögüs, Yalçın, 1991, "Comparative Study of Irreversibilities in an Aqua - Ammonia Absorption Refrigeration System", *International Journal of Refrigeration*, v. 14, n. 2, pág. 86 - 92.

Atwood, Theodore; Hughes, H. Michael, 1990, "Refrigerants and Energy Efficiency", *International Journal of Refrigeration*, v. 13, n. 4, pág. 270 - 273.

BEN - Balanço Energético Nacional, 1998, Ministério de Minas e Energia - Brasil.

Birch, Thomas Wesley, 1995, *Automotive Heating and Air Conditioning*, 1ª edição, São Paulo, Prentice-Hall.

Boer, Dieter; Medrano, Marc; Nogués, Miquel, 2005, "Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters", *ECOS*, Norway, jun., pp. 337 - 344.

Braswell, A., 1988, "Impact of CFC Regulations on the Air Conditioning and Refrigeration Industry", *International Journal of Refrigeration*, v. 11, n. 6, pág. 385 - 388.

Carney, Dan, 2004, "Engenharia da Combustão Interna", *Engenharia Automotiva e Aeroespacial - SAE Brasil*, v. 1, n. 19, pág. 40 - 45.

Chen, J.; Kim, K. J.; Herold, K. E., 1996, "Performance Enhancement of a Diffusion Absorption Refrigerator", *International Journal of Refrigeration*, v. 19, n. 3, pág. 208 - 218.

Cheung, K.; Hwang, Y.; Judge, J. F.; Kolos, K.; Singh, A.; Radermacher, R., 1996, "Performance Assessment of Multistage Absorption Cycles", *International Journal of Refrigeration*, v. 19, n. 7, pág. 473 - 481.

Chuaa, H. T.; Toh, H. K.; Ng, K. C., 2002, "Thermodynamic Modeling of an Ammonia - Water Absorption Chiller", *International Journal of Refrigeration*, v. 25, n. 7, pág. 896 - 906.

Colonna, Piero; Gabrielli, Sandro, 2003, "Industrial Trigeneration Using Ammonia - Water Absorption Refrigeration Systems (AAR)", *Applied Thermal Engineering*, v. 23, n. 4, pág. 381 - 396.

Costa, Ênnio Cruz da, 1982, *Refrigeração*, 3ª edição, São Paulo, Edgard

Blücher.

Diehl, Peter; Haubner, Frank; Klopstein, Stefan; Koch, Franz, 2001, "Exhaust Heat Recovery System for Modern Cars", *World Congress - SAE International*, Detroit, mar.

Dincer, Ibrahim, 2000, "Renewable Energy and Sustainable Development: a Crucial Review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 4, n. 2, pág. 157 - 175.

Dossat, Roy J., 1961, *Princípios de Refrigeração*, tradução da 1ª edição, São Paulo, Hemus.

Eisa, Mahmoud Abdel Rahman; Holland, F. A., 1987, "A Study of the Optimum Interaction between the Working Fluid and the Absorbent in Absorption Heat Pump Systems", *Heat Recovery Systems*, v. 7, n. 2, pág. 107 - 117.

Elonka, Stephen Michael; Minich, Quaid Walton, 1978, *Manual de Refrigeração e Ar Condicionado*, tradução da 2ª edição, São Paulo, McGraw-Hill do Brasil.

Falconi Filho, Aldo, 2002, *Análise Experimental de um Ciclo de Refrigeração por Absorção Operando em Regime Transiente*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC Rio, Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil.

Ganesan, V., 1995, *Internal Combustion Engines*, 2ª edição, New York, McGraw-Hill.

Garimella, Srinivas, 2003, "Innovations in Energy Efficient and Environmentally Friendly Space - Conditioning Systems", *Energy*, v. 28, n. 15, pág. 1593 - 1614.

Gonçalves Júnior, Armando Albertazzi, 2001, *Metrologia - Parte I*, 1ª edição, Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina.

Henry, J. G.; Heinke, G. W., 1989, *Environmental Science and Engineering*, 1ª edição, Prentice-Hall.

Heywood, John B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 1ª edição, Singapore, McGraw-Hill.

Horuz, I., 1998, "A Comparison between Ammonia - Water and Water - Lithium Bromide Solutions in Vapor Absorption Refrigeration Systems", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v. 25, n. 5, pág. 711 - 721.

Horuz, I.; Callander, T. M. S., 2004, "Experimental Investigation of a Vapor Absorption Refrigeration System", *International Journal of Refrigeration*, v. 27, n. 1, pág. 10 - 16.

Incropera, Frank P.; Dewitt, David P., 1998, *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, tradução da 4ª edição, Rio de Janeiro, LTC.

Jost, Kevin, 2002, "Tendências dos Motores de Ignição por Centelha", *Engenharia Automotiva e Aeroespacial - SAE Brasil*, v. 1, n. 9, pág. 44 - 55.

Joudi, Khalid A.; Mohammed, Abdul Sattar K.; Aljanabi, Mohammed K., 2003, "Experimental and Computer Performance Study of an Automotive Air Conditioning System with Alternative Refrigerants", *Energy Conversion and Management*, v. 44, n. 18, pág. 2959 - 2976.

Kern, J.; Wallner, R., 1988, "Impact of the Montreal Protocol on Automotive Air Conditioning", *International Journal of Refrigeration*, v. 11, n. 4, pág. 203 - 210.

Lazarrin, R. M.; Gasparella, A.; Longo, G. A., 1996, "Ammonia - Water Absorption Machines for Refrigeration: Theoretical and Real Performances", *International Journal of Refrigeration*, v. 19, n. 4, pág. 239 - 246.

Li, Kam W., 1996, *Applied Thermodynamics - Availability Method and Energy Conversion*, 1ª edição, New York, Taylor & Francis.

Lima, Daniela Bianchi Ponce Leon de; Padilha, Hélio; Mainardes, Roque Luis Sutil; Vargas, José Viriato Coelho, 2002, "Aproveitamento da Energia de Emissões Quentes, de Refinarias, Automotivas e Industriais para Refrigeração e Condicionamento de Ar por Sistemas de Absorção", *Mercofrio - Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul*, Florianópolis.

Link, Walter, 1997, *Metrologia Mecânica - Expressão da Incerteza de Medição*, 1ª edição, Rio de Janeiro, Programa RH Metrologia.

Lorentzen, Gustav; Pettersen, Jostein, 1993, "A New, Efficient and Environmentally Benign System for Car Air - Conditioning", *International Journal of Refrigeration*, v. 16, n. 1, pág. 4 - 12.

Mcquiston, Faye C.; Parker, Jerald D., 1994, *Heating, Ventilating and Air Conditioning - Analysis and Design*, 4ª edição, New York, John Wiley & Sons.

- Meunier, F.; Kaushik, S. C.; Neveu, P.; Poyelle, F., 1996, "A Comparative Thermodynamic Study of Sorption Systems: Second Law Analysis", *International Journal of Refrigeration*, v. 19, n. 6, pág. 414 - 421.
- Moran, Michael G.; Shapiro, Howard N., 1999, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 4ª edição, New York, John Wiley & Sons.
- Nogueira, Luiz Augusto Horta, 2001, *Vida e Energia: uma Viagem de Ésquilo a Prigogine (Conservação de Energia: Eficiência Energética de Instalações e Equipamentos)*, 2ª edição, Itajubá, EFEI.
- Obert, Edward F., 1971, *Motores de Combustão Interna*, tradução da 2ª edição, Porto Alegre, Globo.
- Ohadi, M. M.; Li, S. S.; Radermacher, R.; Dessiatoun, S., 1996, "Critical Review of Available Correlations for Two - Phase Flow Heat Transfer of Ammonia", *International Journal of Refrigeration*, v. 19, n. 4, pág. 272 - 284.
- Özsisik, M. Necati, 1985, *Transferência de Calor - Um Texto Básico*, tradução da 1ª edição, Rio de Janeiro, Guanabara Koogan.
- Pereira, José Tomaz Vieira; Milanés, Rafael Lincoln Pratts; Silverio, Rodolfo de Jesús Rodriguez, 1998, "Avaliação Energética e Exergética de um Sistema de Refrigeração por Absorção Água - Amônia", *Mercofrio - Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul*, Porto Alegre.
- Perez-Blanco, H., 1993, "Conceptual Design of a High - Efficiency Absorption Cooling Cycle", *International Journal of Refrigeration*, v. 16, n. 6, pág. 429 - 433.
- Pirani, Marcelo José; Venturini, Osvaldo José, 2004, *Disseminação de Informações em Eficiência Energética - Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial*, 1ª edição, Itajubá, FUPAI.
- Radermacher, R.; Kim, K., 1996, "Domestic Refrigerators: Recent Developments", *International Journal of Refrigeration*, v. 19, n. 1, pág. 61 - 69.
- Reis, Joaquim A. dos; Silveira, José L., 2002, "Análise Exergética de um Sistema de Refrigeração por Absorção Usando Calor Recuperado de um Motor de Combustão Interna", *Mercofrio - Congresso de Ar Condicionado*,

*Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul*, Florianópolis.

Riffat, S. B.; Afonso, C. F.; Oliveira, A. C.; Reay, D. A., 1997, "Natural Refrigerants for Refrigeration and Air - Conditioning Systems", *Applied Thermal Engineering*, v. 17, n. 1, pág. 33 - 42.

Santos, Antônio Moreira dos, 1980, *Aproveitamento da Energia Rejeitada em Máquinas Térmicas para a Produção de Frio Através de Sistemas de Absorção*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, São Paulo, Brasil.

Santos, Afonso Henrique Moreira; Simões, Alexandre Augusto; Martins, André Ramon Silva; Viana, Augusto Nelson Carvalho; Bortoni, Edson da Costa; Lora, Electo Eduardo Silva; Teixeira, Flávio Neves; Haddad, Jamil; Cortez, José Antônio; Nogueira, Luiz Augusto Horta; Almeida, Manuel da Silva Valente de; Pirani, Marcelo José; Venturini, Osvaldo; Gama, Paulo Henrique Ramalho Pereira; Yamachita, Roberto Akira; Silva, Valberto Ferreira da, 2001, *Conservação de Energia - Eficiência Energética de Instalações e Equipamentos*, 2ª edição, Itajubá, EFEI.

Shafa, Mohiman, 2003, *Mudança de Comportamento, Elemento Essencial na Conservação de Energia*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Ensino de Pós Graduação, CEFET Paraná, Curitiba, Paraná, Brasil.

Smirnov, G. F.; Bukraba, M. A.; Fattuh, T.; Nabulsi, B., 1996, "Domestic Refrigerators with Absorption - Diffusion Units and Heat Transfer Panels", *International Journal of Refrigeration*, v. 19, n. 8, pág. 517 - 521.

Soares, Sandro Marcos Campos, 2000, *Efeitos da Temperatura, Pressão e Umidade do Ar Atmosférico no Desempenho de um Automóvel*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC Minas, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

Sriksirin, Pongsid; Aphornratana, Satha; Chungpaibulpatana, Supachart, 2001, "A Review of Absorption Refrigeration Technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 5, n. 4, pág. 343 - 372.

Sriksirin, Pongsid; Aphornratana, Satha, 2002, "Investigation of a Diffusion Absorption Refrigerator", *Applied Thermal Engineering*, v. 22, n. 11, pág. 1181 -

1193.

Stoecker, Wilbert F.; Jones, Jerold W., 1985, *Refrigeração e Ar Condicionado*, tradução da 2ª edição, São Paulo, McGraw-Hill do Brasil.

Tozer, Robert; James, Ron W., 1998, "Heat Powered Refrigeration Cycles", *Applied Thermal Engineering*, v. 18, n. 9, pág. 731 - 743.

UN, 1996, "Energy and the Protection of the Atmosphere - a Report of the Secretary - General of the United Nations", *National Resources Forum*, v. 20, n. 3, pp. 241 - 255.

Varani, Celina Maria Ribeiro, 2001, *Avaliação Energética e Exergética de uma Unidade de Refrigeração por Absorção Água / Brometo de Lítio Utilizando Gás Natural*, Tese de Doutorado, Centro de Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Paraíba, Brasil.

Weissler, Paul, 2004, "Can R-134a Be Saved?", *Automotive Engineering International - SAE International*, v. 112, n. 10, pág. 151 - 154.

Wu, Chih, 1993, "Cooling Capacity Optimization of a Waste Heat Absorption Refrigeration Cycle", *Heat Recovery Systems and Combined Heat and Power*, v. 13, n. 2, pág. 161 - 166.

Wylen, Gordon J. Van; Sonntag, Richard E.; Borgnakke, Claus, 1998, *Fundamentos da Termodinâmica*, tradução da 5ª edição, São Paulo, Edgard Blücher.

Ziegler, F.; Riesch, P., 1993, "Absorption Cycles. A Review with Regard to Energetic Efficiency", *Heat Recovery Systems and Combined Heat and Power*, v. 13, n. 2, pág. 147 - 159.

Zukowski Júnior, Joel Carlos, 1999, *Estudo de Sensibilidade em um Sistema de Refrigeração por Absorção Água - Amônia*, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, São Paulo, Brasil.

## APÊNDICE A

### ANÁLISE DE INCERTEZAS

No desenvolvimento da parte experimental deste trabalho foram realizadas várias medições, sendo necessária uma análise das incertezas acerca dos resultados obtidos.

Para desenvolver tal análise foram avaliados os sistemas de medição (características metrológicas), os procedimentos adotados para execução das medições e tratamento dos dados, e a ação das grandezas de influência mais significativas.

Conforme ABNT e INMETRO (1998), Gonçalves Júnior (2001) e Link (1997), a incerteza combinada de várias grandezas de entrada estatisticamente independentes é dada pela Eq. (A.1):

$$u_c = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[ \frac{\partial f}{\partial x_i} \times u(x_i) \right]^2} \quad (\text{A.1})$$

onde:

$u_c$  : incerteza padrão combinada;

$n$ : quantidade de grandezas de entrada;

$f$  : função que relaciona as grandezas de entrada com a grandeza  $G$ ;

$x_i$  :  $i$ ésima grandeza de entrada;

$u(x_i)$  : incerteza padrão associada à grandeza de entrada  $x_i$ .

Quando a função  $f$  for dada por soma(s) / subtração(ões) ou multiplicação(ões) / divisão(ões), a Eq. (A.1) pode ser particularizada resultando nas Eq's. (A.2) (para soma(s) / subtração(ões)) e (A.3) (para multiplicação(ões) / divisão(ões))

(ABNT e INMETRO, 1998; Gonçalves Júnior, 2001; Link 1997):

$$u_c = \sqrt{\sum_{i=1}^n [u(x_i)]^2} \quad (\text{A.2})$$

$$u_c = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[ \frac{u(x_i)}{x_i} \right]^2} \quad (\text{A.3})$$

Para se obter as incertezas padrões de cada grandeza de entrada foram determinadas as principais fontes de incerteza e suas influências sistemáticas e aleatórias.

Em posse das incertezas padrões foram então calculadas as incertezas padrões combinadas, e, em seguida, as incertezas expandidas para nível de confiança de 95%. A incerteza expandida é dada pela Eq. (A.4) (ABNT e INMETRO, 1998; Gonçalves Júnior, 2001; Link, 1997):

$$U_{95\%} = k_{95\%} \times u_c \quad (\text{A.4})$$

onde:

$U_{95\%}$  : incerteza expandida para nível de confiança de 95%;

$k_{95\%}$  : fator de abrangência para nível de confiança de 95%.

No caso da grandeza de entrada ser a própria grandeza avaliada, a incerteza combinada é a própria incerteza padrão da grandeza em estudo.

Com base nos conceitos apresentados, são mostradas a seguir as análises de incertezas dos diversos parâmetros medidos.

### **A.1 - Incerteza Expandida Associada à Área Lateral do Refrigerador**

Na Tab. A.1 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à área lateral do refrigerador, que se deve aos comprimentos dos seus lados.

Tabela A.1 - Cálculo da incerteza expandida associada à área lateral do refrigerador

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (m <sup>2</sup> )	Valor bruto (m <sup>2</sup> )	Tipo de distribuição	Divisor	u (m <sup>2</sup> )	u
R	Resolução	0,00E+00	5,00E-04	uniforme	1,7	2,89E-04	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00E+00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		1,24E-03	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		2,48E-03	

### A.2 - Incerteza Expandida Associada à Área Superior do Refrigerador

Na Tab. A.2 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à área superior do refrigerador, que se deve aos comprimentos dos seus lados.

Tabela A.2 - Cálculo da incerteza expandida associada à área superior do refrigerador

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (m <sup>2</sup> )	Valor bruto (m <sup>2</sup> )	Tipo de distribuição	Divisor	u (m <sup>2</sup> )	u
R	Resolução	0,00E+00	5,00E-04	uniforme	1,7	2,89E-04	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00E+00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		4,08E-04	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		8,16E-04	

### A.3 - Incerteza Expandida Associada à Área Lateral do Isolante do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção

Na Tab. A.3 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à área lateral do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção, que se deve aos comprimentos dos seus lados.

Tabela A.3 - Cálculo da incerteza expandida associada  
à área lateral do isolante do trocador de calor  
(gerador) do sistema de refrigeração por absorção

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (m <sup>2</sup> )	Valor bruto (m <sup>2</sup> )	Tipo de distribuição	Divisor	u (m <sup>2</sup> )	u
R	Resolução	0,00E+00	5,00E-04	uniforme	1,7	2,89E-04	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00E+00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		3,76E-04	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		7,52E-04	

#### A.4 - Incerteza Expandida Associada à Área Superior do Isolante do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção

Na Tab. A.4 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à área superior do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção, que se deve aos comprimentos dos seus lados.

Tabela A.4 - Cálculo da incerteza expandida associada  
à área superior do isolante do trocador de calor  
(gerador) do sistema de refrigeração por absorção

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (m <sup>2</sup> )	Valor bruto (m <sup>2</sup> )	Tipo de distribuição	Divisor	u (m <sup>2</sup> )	u
R	Resolução	0,00E+00	5,00E-04	uniforme	1,7	2,89E-04	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00E+00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		4,12E-04	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		8,24E-04	

#### A.5 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura Ambiente

Na Tab. A.5 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à temperatura ambiente.

Tabela A.5 - Cálculo da incerteza expandida  
associada à temperatura ambiente

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (K)	Valor bruto (K)	Tipo de distribuição	Divisor	u (K)	u
R	Resolução	0,000	0,500	uniforme	1,7	0,289	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,000					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		0,289	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		0,577	

### A.6 - Incerteza Expandida Associada às Temperaturas no Espaço Refrigerado (Pt-100's)

Na Tab. A.6 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada às temperaturas no espaço refrigerado (Pt-100's).

Tabela A.6 - Cálculo da incerteza expandida associada  
às temperaturas no espaço refrigerado (Pt-100's)

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (K)	Valor bruto (K)	Tipo de distribuição	Divisor	u (K)	u
R	Resolução	0,0000	0,0500	uniforme	1,7	0,0289	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,0000					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		0,0289	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		0,0577	

### A.7 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura no Espaço Refrigerado (Sensor de Temperatura / Umidade Relativa)

Na Tab. A.7 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à temperatura no espaço refrigerado (sensor de temperatura / umidade relativa).

Tabela A.7 - Cálculo da incerteza expandida associada à temperatura no espaço refrigerado (sensor de temperatura / umidade relativa)

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (K)	Valor bruto (K)	Tipo de distribuição	Divisor	u (K)	u
R	Resolução	0,0000	0,0500	uniforme	1,7	0,0289	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,0000					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		0,0289	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		0,0577	

### A.8 - Incerteza Expandida Associada à Umidade Relativa no Espaço Refrigerado (Sensor de Temperatura / Umidade Relativa)

Na Tab. A.8 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à umidade relativa no espaço refrigerado (sensor de temperatura / umidade relativa).

Tabela A.8 - Cálculo da incerteza expandida associada à umidade relativa no espaço refrigerado (sensor de temperatura / umidade relativa)

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (%)	Valor bruto (%)	Tipo de distribuição	Divisor	u (%)	u
R	Resolução	0,0000	0,0500	uniforme	1,7	0,0289	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,0000					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		0,0289	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		0,0577	

### A.9 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura dos Gases de Combustão de GLP na Saída do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção

Na Tab. A.9 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à temperatura dos gases de combustão de GLP na saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.

Tabela A.9 - Cálculo da incerteza expandida associada à temperatura dos gases de combustão de GLP na saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (K)	Valor bruto (K)	Tipo de distribuição	Divisor	u (K)	u
R	Resolução	0,000	0,500	uniforme	1,7	0,289	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,000					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		0,289	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		0,577	

### A.10 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura dos Gases de Exaustão do Motor de Combustão Interna na Entrada e na Saída do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção

Na Tab. A.10 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à temperatura dos gases de exaustão do motor de combustão interna na entrada e na saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.

Tabela A.10 - Cálculo da incerteza expandida associada à temperatura dos gases de exaustão do motor de combustão interna na entrada e na saída do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (K)	Valor bruto (K)	Tipo de distribuição	Divisor	u (K)	u
R	Resolução	0,000	0,500	uniforme	1,7	0,289	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,000					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		0,289	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		0,577	

### A.11 - Incerteza Expandida Associada à Vazão Volumétrica de GLP

Na Tab. A.11 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à vazão volumétrica de GLP.

Tabela A.11 - Cálculo da incerteza expandida  
associada à vazão volumétrica de GLP

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (m <sup>3</sup> /s)	Valor bruto (m <sup>3</sup> /s)	Tipo de distribuição	Divisor	u (m <sup>3</sup> /s)	u
R	Resolução	0,00E+00	1,97E-07	uniforme	1,7	1,14E-07	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00E+00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		1,14E-07	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		2,27E-07	

### A.12 - Incerteza Expandida Associada à Pressão do GLP

Na Tab. A.12 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à pressão do GLP.

Tabela A.12 - Cálculo da incerteza expandida  
associada à área pressão do GLP

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (Pa)	Valor bruto (Pa)	Tipo de distribuição	Divisor	u (Pa)	u
R	Resolução	0,0	66,7	uniforme	1,7	38,5	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,0					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		38,5	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		77,0	

### A.13 - Incerteza Expandida Associada à Temperatura do GLP

Na Tab. A.13 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à temperatura do GLP.

Tabela A.13 - Cálculo da incerteza expandida  
associada à temperatura do GLP

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (K)	Valor bruto (K)	Tipo de distribuição	Divisor	u (K)	u
R	Resolução	0,000	0,500	uniforme	1,7	0,289	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,000					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		0,289	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		0,577	

## A.14 - Incerteza Expandida Associada às Emissões de Gases Medidas pelo Analisador de Gases

### A.14.1 - Incerteza Expandida Associada aos Índices de CO<sub>2</sub>, N<sub>aparente</sub>, CO e O<sub>2</sub>

Na Tab. A.14 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada aos índices de CO<sub>2</sub>, N<sub>aparente</sub>, CO e O<sub>2</sub>.

Tabela A.14 - Cálculo da incerteza expandida associada aos índices de CO<sub>2</sub>, N<sub>aparente</sub>, CO e O<sub>2</sub>

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (%)	Valor bruto (%)	Tipo de distribuição	Divisor	u (%)	u
R	Resolução	0,00E+00	5,00E-03	uniforme	1,7	2,89E-03	infinito
<i>C<sub>c</sub></i>	<i>Correção combinada</i>	<i>0,00E+00</i>					
<i>u<sub>c</sub></i>	<i>Incerteza padrão combinada</i>			<i>normal</i>		<i>2,89E-03</i>	<i>infinito</i>
<i>k<sub>95%</sub></i>	<i>Fator de abrangência</i>						<i>2,00</i>
<i>U<sub>95%</sub></i>	<i>Incerteza expandida</i>			<i>normal</i>		<i>5,77E-03</i>	

### A.14.2 - Incerteza Expandida Associada ao Índice de HC

Na Tab. A.15 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada ao índice de HC.

Tabela A.15 - Cálculo da incerteza expandida associada ao índice de HC

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (ppm)	Valor bruto (ppm)	Tipo de distribuição	Divisor	u (ppm)	u
R	Resolução	0,000	0,500	uniforme	1,7	0,289	infinito
<i>C<sub>c</sub></i>	<i>Correção combinada</i>	<i>0,000</i>					
<i>u<sub>c</sub></i>	<i>Incerteza padrão combinada</i>			<i>normal</i>		<i>0,289</i>	<i>infinito</i>
<i>k<sub>95%</sub></i>	<i>Fator de abrangência</i>						<i>2,00</i>
<i>U<sub>95%</sub></i>	<i>Incerteza expandida</i>			<i>normal</i>		<i>0,577</i>	

## A.15 - Incerteza Expandida Associada à Força Exercida pelo Motor de Combustão Interna

Na Tab. A.15 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à força exercida pelo motor de combustão interna.

Tabela A.16 - Cálculo da incerteza expandida associada  
à força exercida pelo motor de combustão interna

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (N)	Valor bruto (N)	Tipo de distribuição	Divisor	u (N)	u
R	Resolução	0,00	4,90	uniforme	1,7	2,83	infinito
Re	Repetitividade	0,00	0,22	normal	1,0	0,22	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		2,84	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		5,68	

### A.16 - Incerteza Expandida Associada à Vazão Volumétrica de Gasolina

Na Tab. A.17 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à vazão volumétrica de gasolina.

Tabela A.17 - Cálculo da incerteza expandida  
associada à vazão volumétrica de gasolina

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção ( $m^3/s$ )	Valor bruto ( $m^3/s$ )	Tipo de distribuição	Divisor	u ( $m^3/s$ )	u
Re	Repetitividade	0,00E+00	2,62E-08	normal	1,0	2,62E-08	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00E+00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		2,62E-08	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		5,24E-08	

### A.17 - Incerteza Expandida Associada à Rotação do Motor de Combustão Interna

Na Tab. A.18 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à rotação do motor de combustão interna.

Tabela A.18 - Cálculo da incerteza expandida  
associada à rotação do motor de combustão interna

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (rpm)	Valor bruto (rpm)	Tipo de distribuição	Divisor	u (rpm)	u
R	Resolução	0,0	50,0	uniforme	1,7	28,9	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,0					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		28,9	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		57,7	

### A.18 - Incerteza Expandida Associada à Massa Específica da Gasolina

Na Tab. A.19 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à massa específica da gasolina.

Tabela A.19 - Cálculo da incerteza expandida  
associada à massa específica da gasolina

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção ( $kg/m^3$ )	Valor bruto ( $kg/m^3$ )	Tipo de distribuição	Divisor	u ( $kg/m^3$ )	u
R	Resolução	0,00	5,00	uniforme	1,7	2,89	infinito
Re	Repetitividade	0,00	2,11	normal	1,0	2,11	9
$C_c$	Correção combinada	0,00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		3,57	74
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		7,15	

### A.19 - Incerteza Expandida Associada à Emissividade da Superfície do Refrigerador

Na Tab. A.20 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à emissividade da superfície do refrigerador.

Tabela A.20 - Cálculo da incerteza expandida associada  
à emissividade da superfície do refrigerador

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (-)	Valor bruto (-)	Tipo de distribuição	Divisor	u (-)	u
R	Resolução	0,00E+00	5,00E-03	uniforme	1,7	2,89E-03	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00E+00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		2,89E-03	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		5,77E-03	

### A.20 - Incerteza Expandida Associada à Emissividade da Superfície do Isolante do Trocador de Calor (Gerador) do Sistema de Refrigeração por Absorção

Na Tab. A.21 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à emissividade da superfície do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção.

Tabela A.21 - Cálculo da incerteza expandida associada à emissividade da superfície do isolante do trocador de calor (gerador) do sistema de refrigeração por absorção

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (-)	Valor bruto (-)	Tipo de distribuição	Divisor	u (-)	u
R	Resolução	0,00E+00	5,00E-03	uniforme	1,7	2,89E-03	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00E+00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		2,89E-03	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		5,77E-03	

### A.21 - Incerteza Expandida Associada à Espessura da Parede do Refrigerador

Na Tab. A.22 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada à espessura da parede do refrigerador.

Tabela A.22 - Cálculo da incerteza expandida associada à espessura da parede do refrigerador

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (m)	Valor bruto (m)	Tipo de distribuição	Divisor	u (m)	u
R	Resolução	0,00E+00	5,00E-04	uniforme	1,7	2,89E-04	infinito
$C_c$	Correção combinada	0,00E+00					
$u_c$	Incerteza padrão combinada			normal		2,89E-04	infinito
$k_{95\%}$	Fator de abrangência						2,00
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		5,77E-04	

## A.22 - Incerteza Expandida Associada ao Volume Interno do Refrigerador

Na Tab. A.23 é mostrado o cálculo da incerteza expandida associada ao volume interno do refrigerador.

Tabela A.23 - Cálculo da incerteza expandida associada ao volume interno do refrigerador

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (m <sup>3</sup> )	Valor bruto (m <sup>3</sup> )	Tipo de distribuição	Divisor	u (m <sup>3</sup> )	u
R	Resolução	0,0000	0,0005	uniforme	1,7	0,0003	infinito
C <sub>c</sub>	Correção combinada	0,0000					
u <sub>c</sub>	Incerteza padrão combinada			normal		0,0009	infinito
k <sub>95%</sub>	Fator de abrangência						2,00
U <sub>95%</sub>	Incerteza expandida			normal		0,0017	