

# ESTUDO DO APROVEITAMENTO DA ENERGIA OBTIDA PELOS GASES DE ESCAPAMENTO E PELA ÁGUA DE RESFRIAMENTO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

André Luiz dos Santos , e-mail : [als2000@tutopia.com.br](mailto:als2000@tutopia.com.br)

Narciso Angel Ramos Arroyo, e-mail : [arroyo@sinmec.ufsc.br](mailto:arroyo@sinmec.ufsc.br)

Universidade Federal de Santa Catarina - Departamento de Engenharia Mecânica -  
Laboratório de Combustão e Motores Térmicos - 88010-970 - Florianópolis - SC

**Resumo.** *Este trabalho analisa o balanço térmico de um motor de combustão interna automotivo de 4 cilindros alimentado com álcool etílico e o aproveitamento da energia obtida pelos gases de descarga e da água de resfriamento. É montado um modelo teórico-experimental para a utilização desta energia por um sistema de refrigeração por absorção usando como fluido de trabalho a água – LiBr. Os estudos foram analisados para cargas de 30%, 50% e 100%. Os resultados mostram que para estas cargas e para qualquer rotação do motor a energia obtida no evaporador são significativas .*

**Palavra chave:** motor de combustão interna, conservação de energia , absorção

## 1. INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna são utilizados como sistema de propulsão em veículos de diferentes aplicações, e também como motores estacionários produzindo energia elétrica. Sabe-se do balanço térmico destes motores, que a energia não aproveitada pelos gases de escapamento é da ordem de 20%, e a energia transferida pela água de resfriamento é da ordem de 25%, dependendo da rotação e da carga aplicada ao motor. Da literatura especializada temos visto o aproveitamento da energia solar através de coletores para acionar um sistemas de absorção, alguns utilizando LiBr-água como fluido de trabalho (Jucá, 1980), ou amônia-água (Figueredo,1985). O bio-gás foi utilizado como fonte de energia para acionar os sistemas de refrigeração por absorção usando amônia como fluido de trabalho (Pagliuso et al, 1985).

Este trabalho apresenta o balanço térmico de um motor de 4 cilindros e 4 tempos alimentado com álcool etílico, e propõe o aproveitamento da energia armazenada pela água de resfriamento e pelos gases de escapamento, não utilizada pelo motor de combustão interna alimentado com álcool etílico, para acionar um sistema de refrigeração por absorção, utilizando como fluido de trabalho o LiBr-água, por ser mais seguro e menos tóxico para esta aplicação.

## 2. BALANÇO TÉRMICO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Para avaliar-se a distribuição da energia em um motor de combustão interna, podemos fazer um balanço térmico como se segue:

$$\dot{E}_{ar/c} + (\dot{m}_{agua} h_{ent}) = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} + \dot{W} + \dot{E}_{gases} + (\dot{m}_{agua} h_{saida}) \quad (1)$$

Onde:

- $E_{ar/c}$  = taxa de energia da mistura ar combustível (kW);  
 $m_{\text{água}}$  = vazão da água de resfriamento (kg/s);  
 $h_{ent}$  = entalpia da água na entrada do motor (kJ/kg);  
 $Q_{conv}$  = taxa de energia perdida por convecção (kW);  
 $Q_{rad}$  = taxa de energia perdida por radiação (kW);  
 $W$  = taxa de energia no eixo do motor (kW);  
 $E_{gases}$  = taxa de energia transferida aos gases de escapamento (kW);  
 $h_{saída}$  = entalpia da água na saída do motor (kJ/kg).

### 3. EXPERIMENTO REALIZADO

#### 3.1 Descrição do experimento

O ensaio iniciou-se com a partida no motor, aguardando um determinado tempo para que o mesmo atingisse a temperatura de operação. Em seguida fixou-se a carga, que era controlada pela força que o dinamômetro exerce contrariamente a força exercida pelo motor. Para cada rotação, escolhida previamente, essa força era lida. Quando essa força era alcançada, eram efetuadas as demais medições como, pressão no coletor de admissão, temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento e temperatura dos gases de descarga (Lodeti e Arroyo, 1998).

#### 3.2 Bancada de ensaio e equipamentos utilizados

Os ensaios do motor de combustão interna foram realizados no LCMT da UFSC utilizando um dinamômetro de corrente Foucoult, marca Schenk, tipo: W70, e um motor de 4 cilindros, 1,6 litros à álcool, OHC (Lodeti e Arroyo, 1998).

#### 3.3 Resultados

Tabela 1. Dados experimentais (30% de carga)

Rotação (RPM)	Lenta	2.000	2.500	3.000	3.500	4.000	4.500
Força (N)	0	63,6	63,6	62,3	59,9	56,4	53,0
Consumo de combust. (kg/s)	0,0003	0,0006	0,00065	0,0008	0,0011	0,0016	0,0022
Pressão no coletor admissão (mmHg)	530	420	400	400	380	370	360
Temp. de saída da água (°C)	51	90	91	91	90	91	92
Temp. de entrada da água (°C)	55	37	35	35	36	36	38
Temp. de gases de descarga (°C)	188	249	297	329	356	381	391

Tabela 2. Dados experimentais (50% de carga)

Rotação (RPM)	Lenta	2.000	2.500	3.000	3.500	4.000	4.500
Força (N)	0	106,6	106,4	104,0	100,0	94,0	88,0

Consumo de combust. (kg/s)	0,0003	0,0014	0,0017	0,0022	0,0028	0,0033	0,0035
Pressão no coletor admissão (mmHg)	530	420	410	400	390	370	360
Temp. de saída da água (°C)	89	91	91	91	92	93	94
Temp. de entrada da água (°C)	33	30	31	33	32	35	36
Temp. de gases de descarga (°C)	195	267	334	353	378	408	427

Tabela 3. Dados experimentais (100% de carga)

Rotação (RPM)	Lenta	2.000	2.500	3.000	3.500	4.000	4.500
Força (N)	0	214	215	208	200	188	177
Consumo de combust. (kg/s)	0,0003	0,0032	0,0032	0,0036	0,0043	0,0052	0,0054
Pressão no coletor Admissão (mmHg)	530	440	420	410	400	390	380
Temp. de saída da água (°C)	90	90	91	91	91	91	92
Temp. de entrada da água (°C)	32	33	34	35	36	37	38
Temp. de gases de descarga (°C)	188	290	367	398	405	411	443

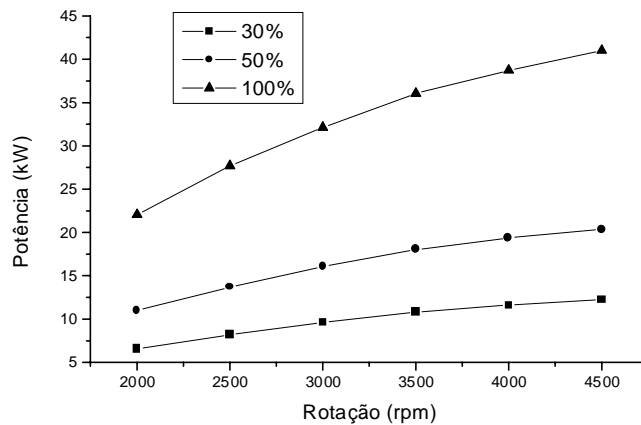


Figura 1- Potência no eixo com cargas diversas

## 4. ENERGIA TRANSFERIDA AOS GASES DE ESCAPAMENTO E À ÁGUA DE RESFRIAMENTO

### 4.1 Energia transferida aos gases de escapamento

Para o cálculo da energia transferida aos gases de escapamento, foi determinada as temperaturas dos gases, a capacidade de ar e consumo combustível, bem como os seus respectivos calores específicos.

A energia transferida aos gases de escapamento é determinada pela seguinte expressão:

$$\dot{E}_{gases} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) c_{p_{gases}} T_{gases} - \dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} T_{ar} - \dot{m}_{comb} c_{p_{comb}} T_{comb} \quad (2)$$

Onde:

$E_{\text{gases}}$  = taxa de energia dissipada pelos gases de escapamento (kW);  
 $m_{\text{ar}}$  = vazão de ar (kg/s);  
 $m_{\text{comb}}$  = vazão de combustível (kg/s);  
 $c_{p \text{ gases}}$  = calor específico dos gases de escapamento (kJ/kg.K);  
 $T_{\text{gases}}$  = temperatura dos gases de descarga (K);  
 $c_{p \text{ ar}}$  = calor específico do ar (kJ/kg.K);  
 $T_{\text{ar}}$  = temperatura do ar na admissão (K);  
 $c_{p \text{ comb}}$  = calor específico do combustível (kJ/kg.K);  
 $T_{\text{comb}}$  = temperatura do combustível (K).

### Capacidade de ar

Para o cálculo da capacidade de ar, considerou-se que a eficiência volumétrica do ar admitido para a câmara de combustão seja de 80% (Giacosa, 1990; Taylor, 1987), e a temperatura na admissão de 300 K.

Para o motor de 4 cilindros e 4 tempos em estudo, teremos dois processos de admissão para cada rotação do eixo. Considerou-se também, que o ar admitido, se comporta como um gás perfeito, portanto a expressão utilizada para calcular a capacidade de ar, pode ser obtida a partir da equação dos gases perfeitos, assim :

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \frac{P V}{\frac{R}{m} T} N \eta_v \quad (3)$$

Onde:

$\dot{m}_{\text{ar}}$  = capacidade de ar (kg/s)  
 $P$  = pressão no coletor de admissão (kgf/m<sup>2</sup>);  
 $V$  = volume da câmara de combustão (m<sup>3</sup>);  
 $R/m$  = constante para o ar ;  
 $T$  = temperatura no coletor de admissão (K);  
 $N$  = rotação (rps);  
 $\eta_v$  = eficiência volumétrica;

## 4.2 Energia entregue à água de resfriamento

A energia entregue à água de resfriamento pode ser obtida a partir do conhecimento do débito e das temperaturas da água na entrada e na saída do motor. Assim :

$$\dot{E}_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{água}} (h_{\text{saída}} - h_{\text{ent}}) \quad (4)$$

Onde:

$E_{\text{água}}$  = taxa de absorção de energia pela água de resfriamento do motor (kW);  
 $m_{\text{água}}$  = vazão de água (kg/s);  
 $h_{\text{saída}}$  = entalpia da água na saída do motor (kJ/kg);  
 $h_{\text{ent}}$  = entalpia da água na entrada do motor (kJ/kg).

Devido a dificuldade para determinar exatamente a vazão da água de resfriamento, determinou-se que a energia transportada pela água seja uma proporção, compreendida entre 20% e 25%, da energia disponível no combustível (Giacosa,1990). Assim temos :

$$\dot{E}_{\text{água}} = \dot{E}_{\text{disp}} (\% \text{ da energia disponível no combustível}) \quad (5)$$

$$\dot{E}_{\text{disp}} = PCI m_{\text{comb}} \quad (6)$$

Onde:

$\dot{E}_{\text{água}}$  = taxa de energia transferida à água de refrigeração (kW);

$\dot{E}_{\text{disp}}$  = energia disponível no combustível (kW);

$m_{\text{comb}}$  = consumo de combustível (kg/s);

PCI = poder calorífico inferior do combustível (álcool) (kJ/kg).

## 5. O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O ciclo de absorção é similar, em certos aspectos, ao ciclo de compressão de vapor. O ciclo básico de refrigeração opera com um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador, e o vapor de baixa pressão é transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador. O sistema de refrigeração com compressão, usa um compressor para esta tarefa. O sistema de absorção, absorve vapor de baixa pressão em um líquido absorvente apropriado. Incorporado no processo de absorção ocorre a conversão de vapor em líquido, onde o calor é rejeitado, posteriormente a pressão do líquido é elevada através de uma bomba, em seguida é liberado o vapor do líquido absorvente por adição de calor.

O ciclo de compressão de vapor é um ciclo operado a trabalho porque a elevação da pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho. O ciclo de absorção é referido como ciclo operado a calor porque a maior parte do custo de operação é associada com o fornecimento de calor que libera o vapor do líquido de alta pressão. Contudo existe a necessidade de algum trabalho para acionar a bomba no ciclo de absorção, mas a quantidade de trabalho para uma dada quantidade de refrigeração é mínima, comparada com aquela que seria necessária no ciclo de compressão de vapor. A figura 2 mostra uma unidade de absorção básica.

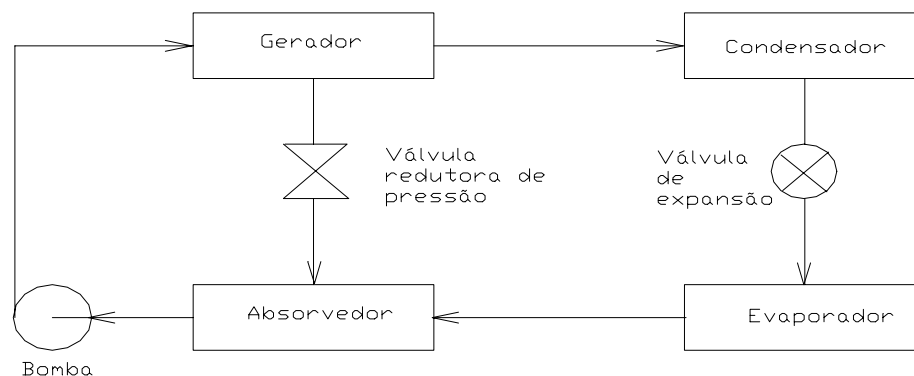


Figura 2- Unidade de absorção básica

Neste trabalho, utilizou-se como base para os cálculos deste sistema de refrigeração, uma solução de LiBr - água (brometo de lítio - água) como líquido absorvente.

## 6. MODELO PROPOSTO

O modelo proposto neste trabalho diferem em alguns aspectos do sistema de refrigeração básico. Neste sistema o gerador fica dividido em dois estágios; no primeiro, a água que sai do motor cede energia à solução LiBr-Água, pré aquecendo-a; no segundo estágio, os gases de escapamento cede a solução LiBr-Água a energia necessária para liberar o vapor d'água desta solução. Para aumentar o rendimento térmico do sistema, foi também introduzido um trocador de calor entre as linhas que sai da bomba e a que sai do segundo estágio do gerador em direção ao absorvedor. O esquema do sistema pode ser visualizado na figura 3.

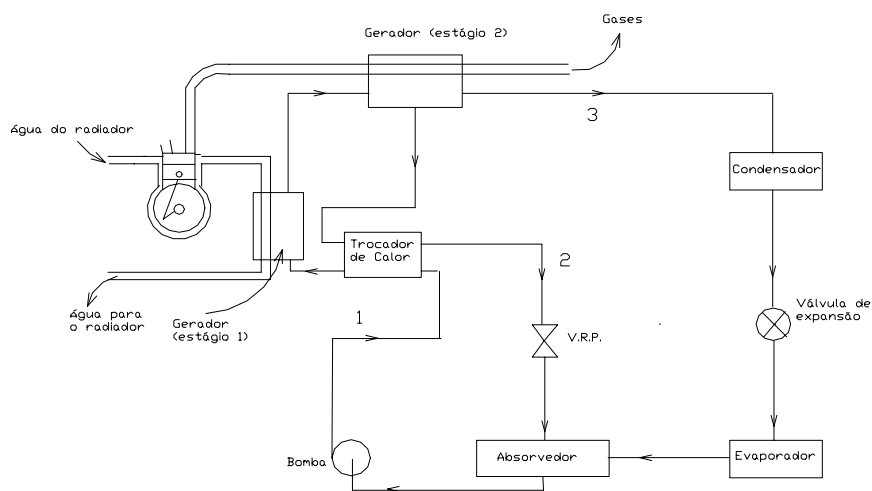


Figura 3- Esquema do modelo proposto

## 7. CÁLCULO DO BALANÇO DE MASSA E DE ENERGIA NOS COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Para a realização dos cálculos nos componentes, considerou-se os seguintes valores usados de pressão e temperatura no sistema que usa como solução absorvedora LiBr. Estes valores devem ser mantidos constantes para o perfeito funcionamento do sistema.

Tabela 4. Valores de pressão e temperatura no sistema

Componente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)
Gerador (estágio 2)	100	7,38
Condensador	40	7,38
Evaporador	10	1,23
Absorvedor	30	1,23

Para essas condições temos, de acordo com os diagramas de concentração (Stoecker e Jones, 1985), as seguintes concentrações de LiBr na solução:

$$Xg = 0,664$$

$$Xa = 0,500$$

Onde:

$Xg$  – concentração de Libr na solução na linha que sai do gerador em direção ao absorvedor ( $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  ;  $P = 7,38 \text{ kPa}$ );

$Xa$  – concentração de Libr na solução na linha que deixa o absorvedor ( $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  ;  $P = 1,23 \text{ kPa}$ ):

Outra consideração importante é com relação à concentração da solução BrLi em água. Para uma determinada concentração a uma determinada pressão, existe uma temperatura mínima, abaixo da qual o BrLi se cristaliza, afetando assim o desempenho do sistema.

Portanto, de acordo com Stoecker e Jones (1985), conclui-se que a menor temperatura que a solução BrLi-Água pode atingir com a concentração de 66,4%, a uma pressão de 7,38kPa, é de aproximadamente de 63 °C. Esta informação é muito importante para o cálculo no trocador de calor pois, pelas razões citadas, teremos uma limitação nessa troca de calor entre as duas linhas.

### 7.1 Balanço de massa e energia nos geradores e trocador de calor

Para se conhecer a capacidade de refrigeração do evaporador, precisa-se saber a vazão de refrigerante que o atravessa. Para isso, é necessário fazer um balanço de massa e energia em torno dos geradores (estágios 1 e 2) e do trocador de calor. Resolvendo o sistema abaixo, encontra-se as vazões que cruzam os componentes do sistema em função da energia dissipada pelos gases de escapamento e da água de resfriamento do motor.

$$\begin{cases} \dot{m}_3 + \dot{m}_2 = \dot{m} \\ \dot{m}_1 \cdot Xa = \dot{m}_2 \cdot Xg \\ \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_2 \cdot h_2 = Qg_1 + Qg_2 + \dot{m}_1 \cdot h_1 \end{cases}$$

Onde:

$Qg_1$  = taxa de energia fornecida ao primeiro estágio do gerador (kW);

$Qg_2$  = taxa de energia fornecida ao segundo estágio do gerador (kW);

$h_1, h_2, h_3$  = entalpias da solução água-Libr nos respectivos pontos assinalados na Fig. 2 (kJ/kg)

### 7.2 Balanço de energia no evaporador

O evaporador é o componente do sistema responsável por retirar calor do ambiente. A capacidade de refrigeração é dada pela expressão 7:

$$q_{\text{evap}} = \dot{m}_3 \cdot (h_{\text{saida}} - h_{\text{ent}}) \quad (7)$$

Onde:

$q_{\text{evap}}$  = capacidade de refrigeração do evaporador (kW)

$h_{saída}$  = entalpia na saída do evaporador (kJ/kg);  
 $h_{ent.}$  = entalpia na entrada do evaporador (kJ/kg);

## 8. RESULTADOS

A seguir estão apresentados graficamente os resultados dos cálculos da energia transferida à água de resfriamento, e aos gases de escapamento, a energia nos geradores e a capacidade de refrigeração do evaporador do sistema proposto para 30%, 50% e 100% da carga do motor.

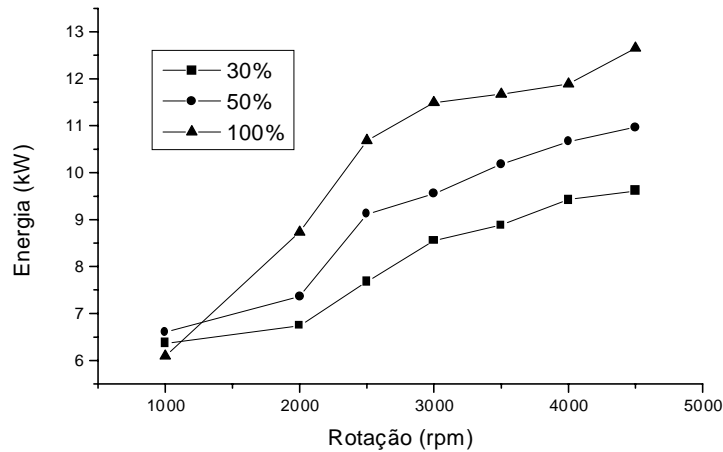


Figura 6- Energia transferida aos gases de escapamento com diversas cargas.

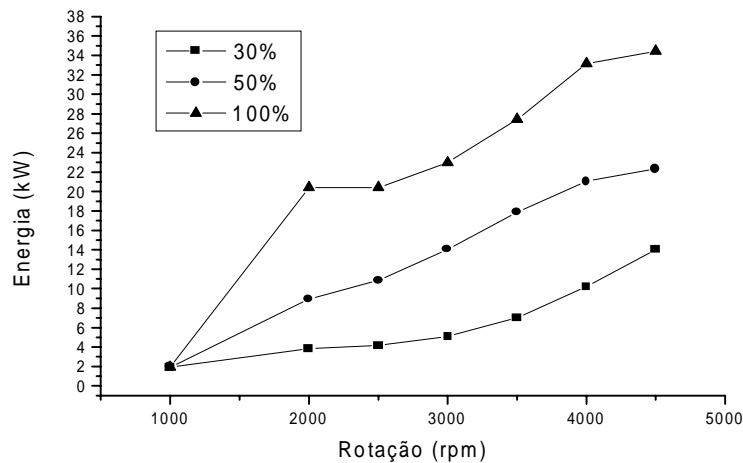


Figura 7- Energia transferida à água de refrigeração do motor com diversas cargas.

Com base nos gráficos apresentados, pode-se verificar o aumento da energia transferida, com o aumento da rotação e da carga, tanto para água de resfriamento quanto para os gases de descarga, como era de se esperar.



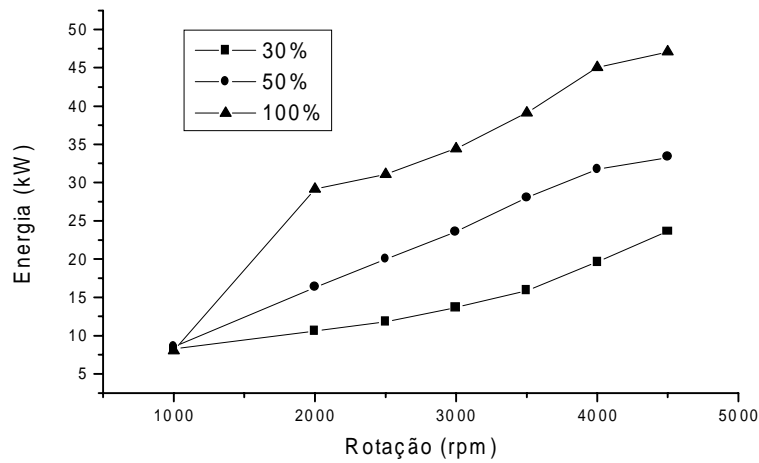


Figura 8- Energia disponível nos geradores

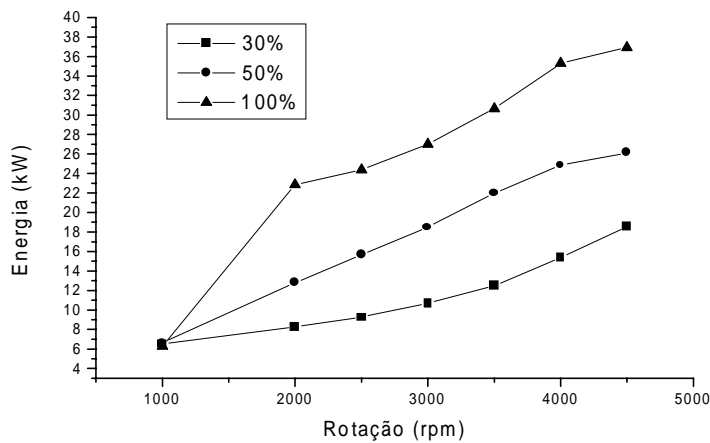


Figura 9- Capacidade de refrigeração do evaporador em diversas cargas

A energia disponível nos geradores é a soma das energias transferidas pela água de resfriamento e pelos gases de descarga. Pode-se verificar também que a capacidade de refrigeração do evaporador, é uma variável diretamente proporcional a energia disponível nos geradores, isso pode ser verificado pela semelhança entre os gráficos das figuras 8 e 9.

Estes valores calculados são teóricos, pois não foram consideradas as perdas nos componentes do sistema. Entre todos os componentes o mais crítico em termos das perdas, é o gerador de segundo estágio, pois para que exista uma troca de calor com grande eficiência entre os dois fluidos, seria necessário um trocador de calor com uma grande superfície de troca, porém, este tipo de trocador induziria uma alta perda de carga no sistema de escape do motor, comprometendo o desempenho do mesmo.

## 9. CONCLUSÃO

Este trabalho mostrou que a energia dissipada tanto pelos gases de escapamento e pela água de refrigeração é significativa, e que pode ser utilizada para acionar um sistema de

refrigeração por absorção.

Mesmo considerando-se as perdas e uma baixa eficiência para o trocador de calor do segundo gerador (sistema de escape), pode-se verificar que a capacidade de refrigeração do evaporador seria mais do que suficiente para, por exemplo, suprir as necessidades de refrigeração do habitáculo de um veículo de passeio, porém isso se daria sem o inconveniente de se estar retirando potência do eixo do motor e aumentando o consumo de combustível, como ocorre nos sistemas de ar condicionado veiculares convencionais.

Todavia, para adaptar este sistema em um veículo, onde tanto a energia transferida aos gases quanto a energia transferida à água de refrigeração estão variando de acordo com a rotação e com a carga, seria necessário um sistema que controlasse a vazão da solução no sistema de refrigeração de acordo com a energia disponível nos geradores, isso para que se possa manter constantes as pressões e temperaturas nos componentes do sistema, contudo, isto também alteraria a capacidade de refrigeração do evaporador, como foi verificado, onde em certas ocasiões o evaporador estaria entregando uma energia maior do que a necessária para refrigerar o habitáculo, e em outras ocasiões, por exemplo com o motor funcionando em marcha lenta, o evaporador não teria energia suficiente para refrigerar o habitáculo de maneira satisfatória. Para o caso de motores estacionários este sistema se adaptaria de forma mais adequada pois as rotações seriam uniformes e as cargas não variam tão bruscamente como os motores de propulsão veiculares

## REFERÊNCIAS

- Giacosa, Dante, 1990, Motores Endotérmicos, HOPLI, Editorial Científico – Médica, Barcelona.
- Lodeti, Júlio & Arroyo, Narciso A. Ramos, 1998, Balanço Térmico de um Motor de Combustão Interna a Álcool, Relatório Interno do LCMT. UFSC.
- Stoecker, Wilbert F. & Jones, Jerold W., 1985, Refrigeração e Ar Condicionado, Mc Graw Hill, São Paulo.
- Taylor, Charles Fayette, 1987, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, The M.I.T. Press, Cambridge.,
- Jucá, Paulo C. S., 1980, Desempenho de um Sistema de Refrigeração por Absorção de Brometo de Lítio – Água Utilizando Aquecimento Solar, Dissertação de Mestrado UFSC, Florianópolis.
- Figueiredo, José R., 1985, Modelamento Estático e Dinâmico de Sistema de Refrigeração por Absorção Movido a Energia Solar, VIII COBEM, São José dos Campos.
- Pagliuso J.D., Lombardi G., Santana C. C. ,Gasparetto C.A., 1985, Desempenho de um Sistema Frigorífico de Absorção de Amônia, VIII COBEM, São José dos Campos.

## ABSTRACT

This work is about heat balance of an automotive internal combustion engine of 4 cylinders, using ethylic alcohol, and utilize the energy obtained in the exhaust gas and the water cooling system. This paper show an theoretical – experimental model for use this energy in an absorption refrigeration system using the work fluid water and LiBr. In this paper are analyzed engines charges of 30%, 50% and 100%. The results shows that for this charges and for any speed of the engines, the energy obtained in the evaporator are significant.