

## PROJETO E SIMULAÇÃO DE UMA UNIDADE DE ABSORÇÃO, PARA APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO AUTOMOTIVAS.

### João M. D. Pimenta

Universidade de Brasília, Depart. de Eng. Mecânica, Campus Univ. Darcy Ribeiro, 70910-900, Brasília, DF  
pimenta@enm.unb.br

### Rodrigo O. Santos

Universidade de Brasília, Depart. de Eng. Mecânica, Campus Univ. Darcy Ribeiro, 70910-900, Brasília, DF  
rodrigoossemer@bol.com.br

### Enio N. de Carvalho

Universidade de Brasília, Depart. de Eng. Mecânica, Campus Univ. Darcy Ribeiro, 70910-900, Brasília, DF  
enionc@pop.com.br

### Rodolfo da R. Teixeira

Universidade de Brasília, Depart. de Eng. Mecânica, Campus Univ. Darcy Ribeiro, 70910-900, Brasília, DF  
rodolfotbr@pop.com.br

*Resumo.* Ao longo do século XX, com a disseminação de sistemas de geração e distribuição da energia elétrica a baixos custos, unidades de refrigeração baseadas em ciclos de absorção perderam interesse em favor da aplicação de sistemas utilizando ciclos de compressão a vapor. Mais recentemente, diante de crises no setor elétrico, da política de estímulo ao uso do gás natural e da disseminação das aplicações de cogeração, tem-se observado um interesse renovado pelos ciclos de absorção, abrindo oportunidades, tais como a utilização de calor derivado de coletores solares, motores de combustão interna, turbinas a gás, etc. para acionamento de unidades de absorção. Este artigo apresenta a modelagem matemática e simulação computacional de ciclos de absorção de simples efeito, orientadas para o projeto térmico e mecânico de uma unidade de absorção compacta. O desempenho da unidade é investigado considerando-se sua aplicação em caminhões ou ônibus, com o acionamento da mesma por calor residual, proveniente dos gases de exaustão de um motor diesel. Para a previsão do desempenho da unidade projetada, desenvolve-se um equacionamento baseado em princípios clássicos relacionados à conservação de massa e energia; trocadores de calor; coeficientes globais de transferência de calor; e correlações empíricas para o coeficiente de transferência de calor por convecção nos componentes. O conjunto de equações resultantes é resolvido simultaneamente para obtenção dos resultados desejados. Resultados teóricos são apresentados, com ênfase para a análise do desempenho global em função de diferentes condições operacionais, parâmetros característicos e configurações construtivas.

*Palavras chave:* modelagem, simulação, absorção, refrigeração, motores de combustão interna.

### 1. Introdução

Recentemente, diante da crise no setor elétrico, da política de estímulo ao uso do gás natural e da importância crescente de aplicações de cogeração, tem-se observado um interesse renovado pela aplicação de ciclos de absorção, devido à possibilidade de aproveitamento energético, para fins úteis, do calor residual de diferentes processos.

Diferentes pesquisas tem sido realizadas para utilização de ciclos de absorção, muitas das quais orientadas para a captação de energia solar como fonte térmica para o acionamento do ciclo (Ghaddar et al, 1996; Hammad & Habali, 1999; De Francisco et al., 2002). Uma ampla revisão geral sobre ciclos de absorção foi realizada por Srihirin et al (2001), discutindo as tendências de pesquisa relacionadas a pares de trabalho e ao processo de absorção.

Uma investigação teórica baseada na simulação do desempenho de um ciclo de absorção água-brometo de lítio "acionado" pelos gases de exaustão de um motor Diesel foi apresentada por Talbi & Agnew (2002). Nesse estudo, a recuperação térmica dos gases de exaustão é considerada para duas finalidades: (i) resfriamento do ar aspirado pelo motor (para aumento de sua eficiência e potência) e (ii) utilização do ciclo de absorção para climatização automotiva. No primeiro caso observa-se uma elevação do desempenho do motor, enquanto no segundo caso previu-se a geração de até 35,5 kW de potência útil de refrigeração.

Estudos relacionados a aplicações automotivas de unidades de absorção compactas para climatização móvel são ainda escassos na literatura científica. Tal linha de pesquisa tem sido desenvolvida a partir do estudo da intensificação de processos de transferência de calor e massa no escoamento em micro-estruturas, a fim de permitir a obtenção de componentes com volume e peso reduzidos (PNNL, 2002; Drost & Friedrich, 1998).

## 2. Modelagem matemática do ciclo de absorção

A Figura 1 representa esquematicamente um sistema de absorção acionado pelos gases de descarga de um motor de combustão interna. Considera-se um ciclo de simples efeito, utilizando o par água-brometo de lítio ( $H_2O-LiBr$ ) como refrigerante e absorvente, enquanto o ar atmosférico é utilizado para as trocas de calor no condensador, evaporador e absorvedor. Equações de estado disponíveis (F-Chart, 2001) foram usadas para obter as propriedades dos fluidos de trabalho.

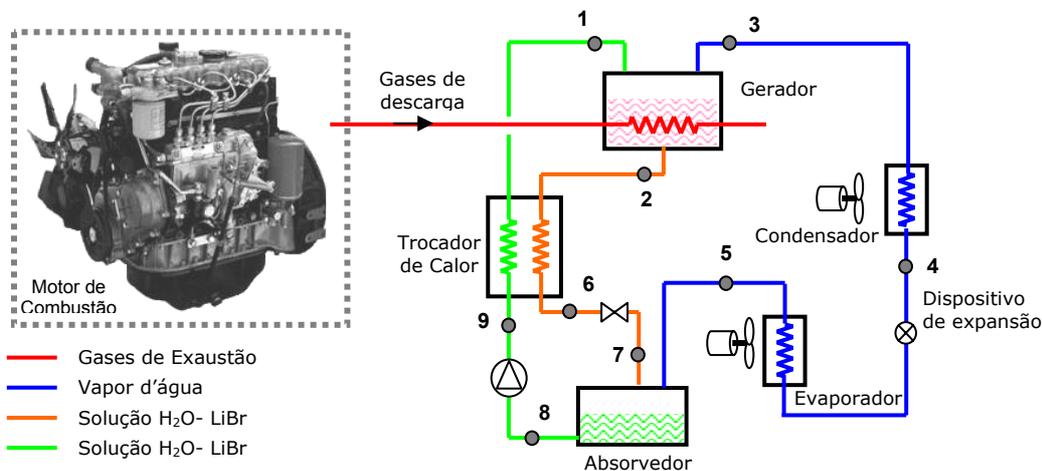


Figura 1. Sistema de refrigeração por absorção, acoplado a um motor de combustão interna.

O desenvolvimento do modelo matemático, descrito a seguir, baseia-se na aplicação de princípios de conservação de energia e massa para cada componente, adotando-se basicamente as seguintes hipóteses simplificadoras: fluxos de calor e massa em regime permanente; perdas de carga desprezíveis e trocas de calor secundárias insignificantes.

### 2.1. Gerador

No gerador (Fig. 2), calor é transferido dos gases de exaustão para uma solução de  $H_2O-LiBr$ , fazendo com que parte da água evapore sendo transferida ao condensador (ponto 3). Parte da solução, agora com uma concentração ( $X$ ) elevada em  $LiBr$ , deixa então o gerador (ponto 2), retornando ao absorvedor através do trocador de calor.

A concepção construtiva básica do gerador proposto (Fig. 2a), consiste de um casco cilíndrico no interior do qual uma serpentina tubular (pela qual escoam os gases de exaustão do motor) encontra-se mergulhada na solução proveniente do absorvedor. A transferência de energia térmica necessária dá-se então através da área superficial da serpentina tubular.

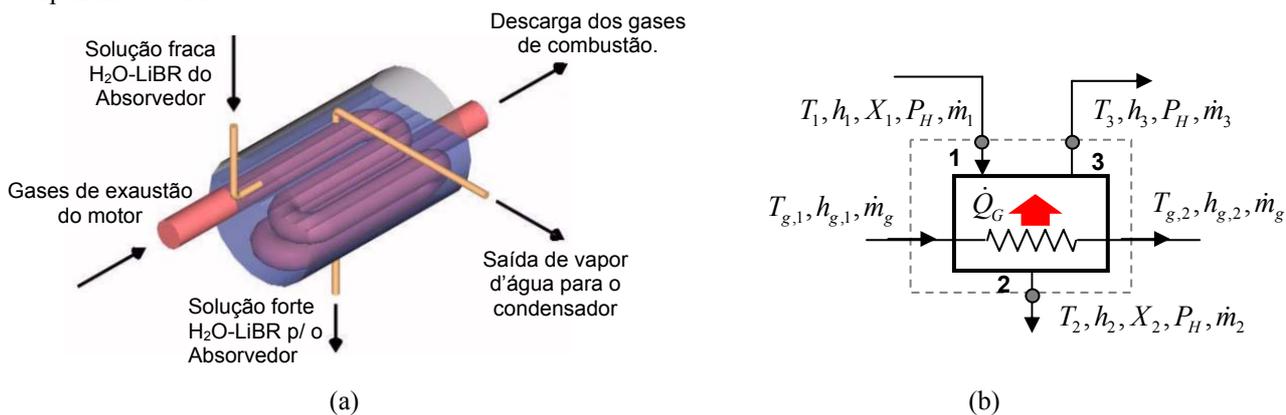


Figura 2- Gerador do ciclo de absorção: (a) aspecto construtivo, (b) volume de controle.

Na modelagem do gerador consideram-se balanços de massa (Eqs. 1 e 2) e de energia (Eqs. 3 e 4), em regime permanente, para a solução e para os produtos de combustão, resultando em,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (1)$$

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_2 X_2 \quad (2)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_G = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (3)$$

$$\dot{m}_g h_{g,1} = \dot{m}_g h_{g,2} + \dot{Q}_G \quad (4)$$

onde,

$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3$	vazões mássicas nos pontos 1, 2 e 3	[kg/s]
$X_1, X_2$	concentração da solução de H <sub>2</sub> O-LiBr nos pontos 1 e 2	[-]
$h_1, h_2, h_3$	entalpias nos pontos 1, 2 e 3	[kJ/kg]
$h_{g,1}, h_{g,2}$	entalpias dos gases de exaustão na entrada e saída do gerador, respect.	[kJ/kg]
$\dot{Q}_G$	taxa de transferência de calor no gerador	[W]

Adicionalmente, considera-se uma análise pela teoria clássica para trocadores de calor, aplicando-se o método da LMTD (média logarítmica das diferenças de temperatura), como,

$$\dot{Q}_G = U_{int,G} \cdot A_{int,G} \cdot LMTD_g \quad (5)$$

onde o coeficiente global de transferência de calor da serpentina de diâmetros externo ( $D_{ext}$ ) e interno ( $D_{int}$ ) dados, com referência a área interna da mesma é,

$$U_{int,G} = \left[ \left( \frac{1}{h_{int,G}} \right) + \left( r_{int} \cdot \ln \left( \frac{D_{ext}}{D_{int}} \right) / k_{tubo} \right) + \left( \frac{D_{int}}{D_{ext}} \cdot h_{ext,G} \right) \right]^{-1} \quad (6)$$

Por sua vez, os coeficientes convectivos de transferência de calor interno ( $h_{int,G}$ ) e externo ( $h_{ext,G}$ ) são obtidos por correlações disponíveis na literatura. Na face interna, adota-se,

$$h_{int,G} = 0,023 \cdot \left( k / D_{int} \right) \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (7)$$

válida para: tubos lisos, com  $L/D > 60$ ;  $0,7 \leq Pr \leq 120$  e  $2500 \leq Re \leq 1,24 \times 10^5$  (Bejan, 1993).

Na face externa considera-se uma ebulição em piscina no regime de película, com diferença entre as temperaturas da superfície ( $T_{sup}$ ) e de saturação ( $T_{sat}$ ) maior que 120 °C. O coeficiente de transferência de calor convectivo ( $h_{ext,G}$ ) neste caso é dado por (Incropera & DeWitt, 1998),

$$h_{ext,G} = \frac{k_v}{D_{ext}} \cdot C \cdot \left( \frac{g(\rho_l - \rho_v) \cdot h'_{lv} \cdot D_{ext}^3}{\nu_v \cdot k_v \cdot (T_{sup} - T_{sat})} \right)^{1/4} \quad (8)$$

onde,

$k_v$	condutividade térmica do vapor d'água	[W/m.K]
$C$	constante = 0,62 para cilindros horizontais	[-]
$g$	aceleração gravitacional local	[m/s <sup>2</sup> ]
$\rho_l, \rho_v$	densidades das fases líquido e vapor	[kg/s]
$h'_{lv}$	calor latente de vaporização corrigido	[kJ/kg]
$\nu_v$	viscosidade cinemática da fase vapor	[m <sup>2</sup> /s]

## 2.2. Condensador

O vapor d'água produzido no gerador rejeita calor para o ar a temperatura ambiente no condensador, deixando o mesmo como líquido saturado (Fig. 4). A concepção construtiva básica proposta (Fig. 4b), consiste de um trocador de calor compacto, adotando-se uma superfície aletada padrão 8.0-3/8T (Kays e London, 1984).

Para a modelagem do condensador considera-se um balanço de energia em regime permanente para o vapor d'água e para o ar, resultando em,

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_4 + \dot{Q}_{CD} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{a,cd} h_{a,1,cd} + \dot{Q}_{CD} = \dot{m}_{a,cd} h_{a,2,cd} \quad (10)$$

O método da Efetividade-NTU é considerado, para o tipo, dimensões e vazão de cada fluido no condensador, sendo a efetividade ( $\epsilon_{CD}$ ) determinada através de uma relação  $\epsilon = f(NTU, C_r)$  adequada (Incropera & DeWitt, 1998), neste caso,

$$\varepsilon_{CD} = 1 - e^{(-NTU_{CD})} \quad (11)$$

onde,  $NTU_{CD}$  representa o número de unidades de transferência do condensador dado por,

$$NUT_{CD} = UA_{CD} / C_{\min_{CD}} \quad (12)$$

sendo  $C_{\min_{CD}}$  a taxa de capacidade calorífica mínima entre os dois fluidos, neste caso o ar ( $C_{\min, CD} = \dot{m}_{a,cd} \cdot \bar{c}_{p,a}$ ) já que para o vapor d'água em condensação  $C \rightarrow \infty$ . Assim,

$$\dot{Q}_{CD} = \varepsilon_{CD} \cdot C_{\min_{CD}} \cdot (T_4 - T_{a,1,CD}) \quad (13)$$

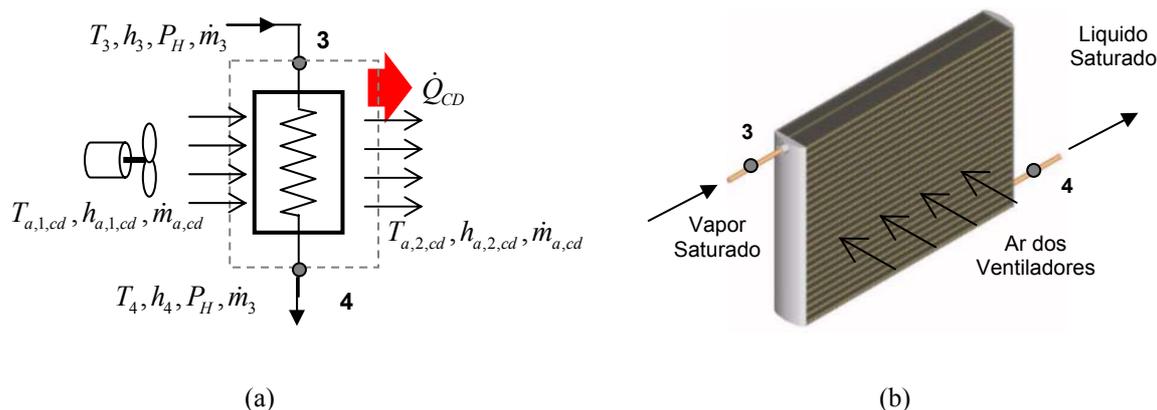


Figura 3. Condensador do ciclo de absorção: (a) volume de controle, (b) aspecto construtivo.

Para um condensador compacto, o coeficiente global de transferência de calor ( $U_{ext,CD}$ ), baseado na área superficial externa, será dado por (Incropera et al, 1998):

$$\frac{1}{U_{ext,CD}} = \frac{1}{h_{int,CD} (A_{int} / A_{ext})} + A_{ext} \cdot R_p + \frac{1}{\eta_{o,ext} \cdot h_{ext,CD}} \quad (14)$$

onde o coeficiente de transferência de calor convectivo externo ( $h_{ext,cd}$ ) é dado por,

$$h_{ext,cd} = j_c \frac{G \cdot \bar{c}_{p,a}}{Pr^{2/3}} \quad (15)$$

na qual o fator  $j$  de Colburn ( $j_c$ ) depende da configuração do sistema e do número de Reynolds, sendo obtido de curvas experimentais específicas para a superfície aletada. A velocidade mássica do escoamento ( $G$ ) é calculada pela relação  $G = \rho \cdot V_{max}$ .

Por sua vez, na face interna da tubulação, onde ocorre a condensação, o coeficiente convectivo de transferência de calor é dado pela Eq. (16), recomendada para baixa velocidade do vapor no interior de tubos horizontais. (Ozisik,1985),

$$h_{int,cd} = 0,555 \cdot \left( \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 \cdot h_{lv}}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_{sup}) D_{int}} \right)^{1/4} \quad (16)$$

Na Equação 14 o termo condutivo associado à parede cilíndrica da serpentina ( $R_p$ ), foi obtido considerando a espessura das aletas desprezível, enquanto a eficiência global da superfície aletada ( $\eta_{o,ext}$ ) foi definida pela determinação gráfica da eficiência da aleta.

### 2.3. Evaporador

Ao deixar o condensador, passando pela válvula de expansão, o vapor d'água apresenta baixo título de vapor e, no evaporador, troca calor à temperatura constante com o ar (efeito útil do ciclo), deixando o mesmo como vapor saturado (Fig 4). Tendo em vista o projeto da unidade de absorção, selecionou-se um evaporador disponível comercialmente, com área de troca de calor e vazão dos ventiladores compatíveis com a aplicação (Heatcraft, 2004).

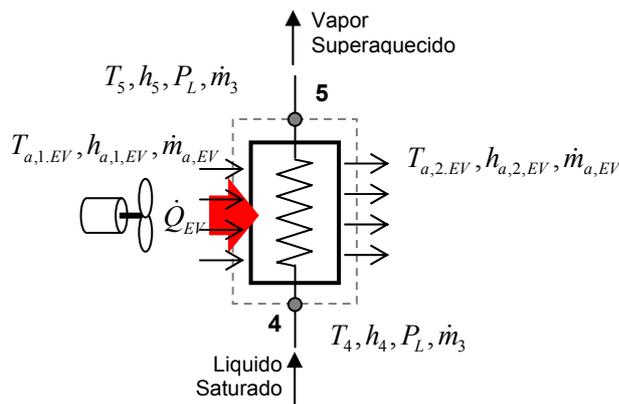


Figura 4. Balanço de energia para o evaporador.

Para a análise térmica do evaporador foram utilizadas equações análogas aquelas descritas para o condensador, exceto para o cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo na face interna. Neste caso, a vaporização envolve tanto a transferência de calor por nucleação quanto por convecção, com contribuições distintas para o coeficiente de transferência de calor bifásico. Por simplificação, considerou-se o efeito da nucleação pequeno em relação ao efeito convectivo, que neste caso, será dados pela Eq. (17), onde o fator de ebulição convectiva  $F$  é obtido graficamente (Ozisik, 1985).

$$h_{int,EV} = 0,023 \cdot \frac{k_l}{D_{int}} \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{1/3} \cdot F \quad (17)$$

## 2.4. Absorvedor

O processo de absorção envolve a mistura de dois fluidos com transferência simultânea de calor e massa entre o vapor d'água proveniente do evaporador e a solução de H<sub>2</sub>O-LiBr. Para uma modelagem simplificada, considerou-se uma superposição de efeitos, decompondo a absorção em dois processos distintos: (i) mistura adiabática e (ii) troca de calor (Vianna, 1974). Definiu-se assim a representação conceitual dos volumes de controle mostrados na Fig. 5a, para os quais aplicam-se as leis de conservação de massa e energia. O estado da mistura no ponto "M", resulta do balanço de energia para o processo de mistura adiabática.

A concepção construtiva básica do absorvedor proposto é similar àquela adotada para o condensador: trocador de calor compacto de tubos aletados (Fig. 5b), sendo acrescentado um reservatório para a solução na saída do mesmo.

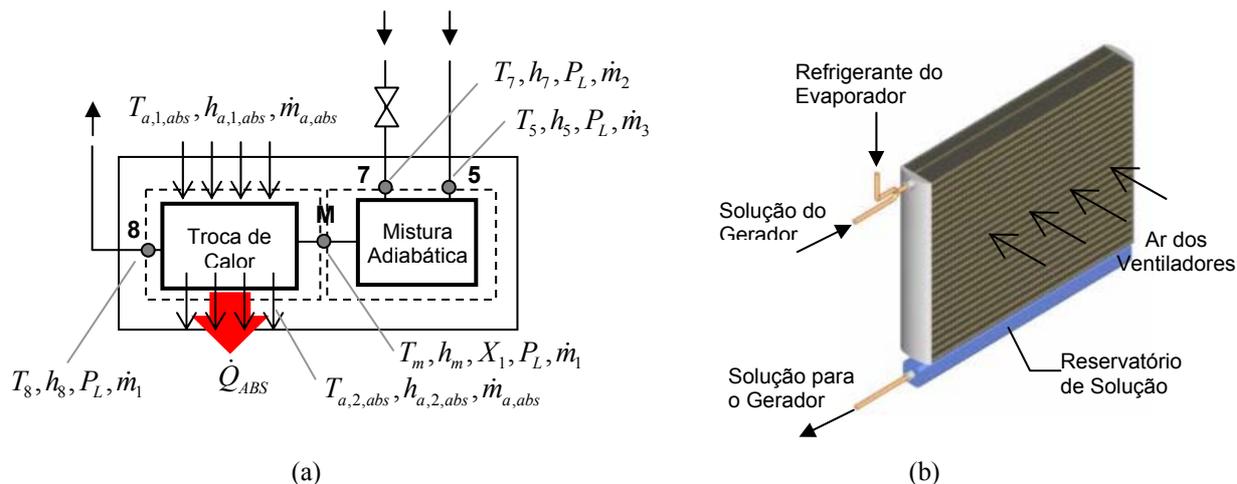


Figura 5. Absorvedor do ciclo de absorção: (a) volume de controle, (b) aspecto construtivo.

Na modelagem, a conservação de massa para a solução e para o vapor d'água é verificada pelas Eqs. (1) e (2) respect. O balanço de energia para cada corrente, resulta em,

$$\dot{m}_3 h_6 + \dot{m}_2 h_8 = \dot{m}_1 h_9 + \dot{Q}_{ABS} \quad (18)$$

$$\dot{m}_a h_{a,1} + \dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_a h_{a,2} \quad (19)$$

A análise térmica da troca de calor no absorvedor usa, equações análogas aquelas descritas para o condensador. A taxa de transferência de calor neste caso é dada por,

$$\dot{Q}_{ABS} = U_{ABS} \cdot A_{ABS} \cdot LMTD_{ABS} \quad (20)$$

## 2.5. Trocador de Calor

Usualmente, sistemas de absorção utilizam um trocador de calor para recuperação térmica regenerativa entre o gerador e o absorvedor, a fim de elevar o COP do ciclo. O trocador aquece a solução que sai do absorvedor, resfriando a solução que retorna do gerador para o absorvedor (Fig. 1). O aspecto construtivo e o volume de controle considerado são mostrados na Fig. 6b. As dimensões básicas são: comprimento = 1000 mm; diâmetro (int./ext.) do tubo interno = 22 / 24 mm; diâmetro (int./ext.) do casco = 30/32 mm; área de troca = 0,07 m<sup>2</sup>. A saída do trocador de calor (ponto 6, Fig. 6) é o ponto do ciclo onde há o maior risco de cristalização da solução. Para evitar tal risco, verifica-se a entalpia mínima em função da concentração, através de  $h_{min} = -1397 + 24 \cdot X$  (ASHRAE, 1989).

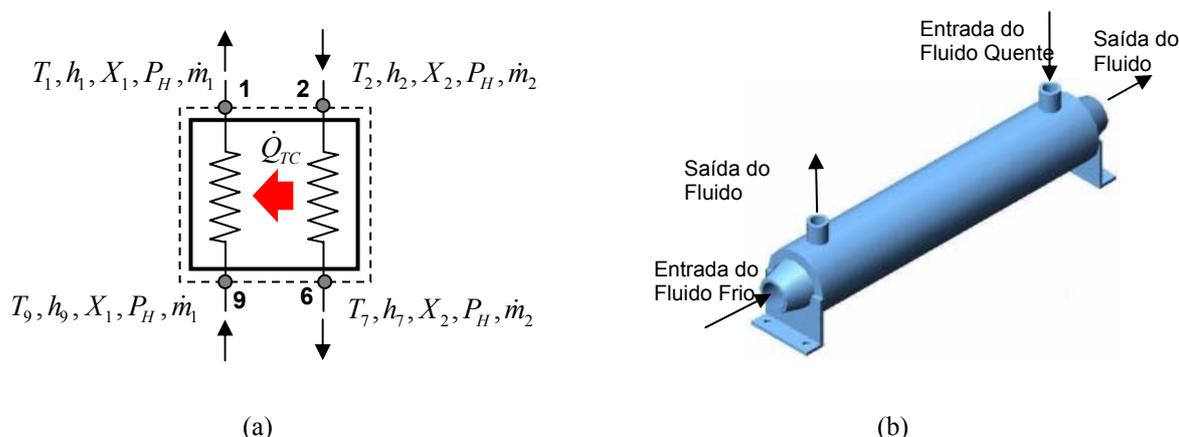


Figura 6. Trocador do ciclo de absorção: (a) volume de controle, (b) aspecto construtivo.

Para um trocador de calor como o adotado (bi-tubular em contracorrente), fazendo-se um balanço de energia e uma análise pelo método da LMTD, temos,

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_2 h_7 + \dot{Q}_{TC} \quad (21)$$

$$\dot{m}_1 h_9 + \dot{Q}_{TC} = \dot{m}_1 h_1 \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{TC} = U \cdot A_{TC} \cdot \Delta T_{mTC} \quad (23)$$

O coeficiente global de transferência de calor, com referência a área interna do tubo interno, é dado de forma similar ao aplicado na Eq. (4). Para o cálculo dos coeficientes no tubo interior e no espaço anular, emprega-se a mesma correlação apresentada na Eq. (5), sendo, neste caso, considerado o número de Reynolds no espaço anular em termos do diâmetro equivalente.

## 2.6. Válvulas de Expansão e Reguladora de Pressão

A redução de pressão no sistema é realizada pelas válvulas mostradas na Fig. 1. No dispositivo de expansão, o líquido saturado proveniente do condensador a uma pressão  $P_H$  é expandido à uma pressão  $P_L$ , num processo isoentálpico resultando na queda de temperatura do vapor d'água. Por sua vez, a válvula redutora de pressão tem a função de manter a diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor. Para realizar a expansão do líquido saturado proveniente do condensador o uso de um tubo capilar foi considerado como dispositivo de expansão.

## 2.7. Bomba Centrífuga

O deslocamento e elevação de pressão da solução é efetuado por uma bomba centrífuga, através da qual considera-se um processo à temperatura e entalpia constantes. Na seleção da bomba considerou-se uma bomba de corrente contínua capaz de fornecer a vazão necessária para o sistema ( $\approx 230 \text{ L/h} \approx 0,11 \text{ kg/s}$ ).

### 3. Simulação da unidade de absorção

As equações constitutivas dos modelos apresentados foram implementadas para a simulação computacional do ciclo de absorção, utilizando-se o programa EES (F-Chart, 2001). O principal objetivo desta análise é a previsão do desempenho, na refrigeração de cargas em caminhões.

#### 3.1. Descrição da aplicação

A aplicação estudada é apresentada na Fig. 7. Na simulação foi considerado um motor Diesel que, na rotação de 1500 rpm, produz uma vazão de gases de exaustão de 0,29 kg/s a temperatura de 400 °C (Vianna, 1974).

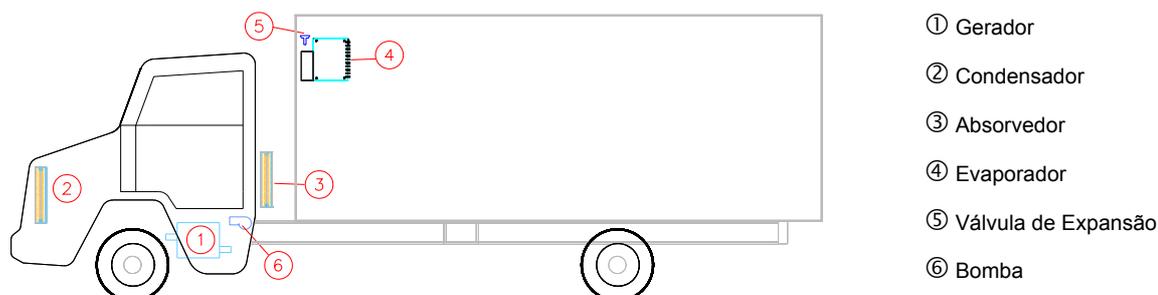


Figura 7. Disposição, num caminhão, dos componentes da unidade de absorção compacta.

A simulação foi realizada com base nos parâmetros dos equipamentos, detalhados na Tab. 1. Diferentes configurações e dimensões dos componentes foram consideradas, para obtenção de equipamentos compactos e uma capacidade de refrigeração adequada.

Tabela 1. Parâmetros para simulação da unidade de absorção com motor de combustão interna.

	EVAPORADOR	ABSORVEDOR	CONDENSADOR	GERADOR
Comp. x altura x largura / Ø x L [mm]	1650 x 364 x 301	500 x 500 x 90	700 x 500 x 90	350 x 550
Diâm. Int./ ext. dos tubos [mm]	8,5 / 10,2	8,5 / 10,2	8,5 / 10,2	80 / 82
Área (externa) de troca de calor [m <sup>2</sup> ]	24,2	13,4	18,8	0,69 (int)
Vazão dos ventiladores / Gases [m <sup>3</sup> /h]	3.050	2.000	2.000	0,29 kg/s
Vazão de ar na estrada [m <sup>3</sup> /h]	---	---	12.600 m <sup>3</sup> /h	---
Temperatura do ar / Gases [°C]	15	30	30	400

#### 3.2. Resultados obtidos

A Tabela 2 apresenta os resultados simulados, mostrando para o equipamento projetado uma capacidade refrigeração de 3,46 kW. Tal valor é suficiente para a aplicação, pois equipamentos comerciais similares operam na mesma faixa de capacidade (Thermoking, 2004). Os resultados aplicam-se ao caminhão em movimento, com entrada de ar direta no condensador posicionado na frente do veículo.

Tabela 1. Simulação caminhão na estrada, sem uso do trocador de calor (temp. amb = 30 °C, P<sub>H</sub>=5,14 e P<sub>L</sub>=1,03 kPa).

Temperaturas em cada ponto do ciclo [°C]	Taxas de transf. de calor [kW]	Vazões Mássicas [kg/s]	Coefficientes globais de transf. de calor [kW/m <sup>2</sup> K]
T <sub>1</sub> = 68,5    T <sub>6</sub> = 7,6	Q̇ <sub>ABS</sub> = 10,60	ṁ <sub>1</sub> = 0,1100	U <sub>ABS</sub> = 0,3694
T <sub>2</sub> = 105,0    T <sub>7</sub> = 69,0		ṁ <sub>2</sub> = 0,1085	U <sub>CD</sub> = 1,341
T <sub>3</sub> = 105,2    T <sub>8</sub> = 69,0	Q̇ <sub>CD</sub> = 3,82	ṁ <sub>3</sub> = 0,0015	U <sub>EV</sub> = 0,649
T <sub>4</sub> = 33,4    T <sub>9</sub> = 67,0	Q̇ <sub>EV</sub> = 3,38	ṁ <sub>a,abs</sub> = 0,5562	U <sub>G</sub> = 0,036
T <sub>5</sub> = 7,4    T <sub>10</sub> = 67,0	Q̇ <sub>G</sub> = 10,88	ṁ <sub>a,cd</sub> = 3,6110	U <sub>TC</sub> = ---
T <sub>a,1,ABS</sub> = 30,0    T <sub>a,2,ABS</sub> = 48,9	Q̇ <sub>TC</sub> = 0,00	ṁ <sub>a,ev</sub> = 0,9272	
T <sub>a,1,CD</sub> = 30,0    T <sub>a,2,CD</sub> = 31,1		ṁ <sub>g</sub> = 0,3250	
T <sub>a,1,EV</sub> = 15,0    T <sub>a,2,EV</sub> = 11,2			
T <sub>g,1</sub> = 400,0    T <sub>g,2</sub> = 368,6			

Para operação com o caminhão a baixas velocidades são acionados dois ventiladores para rejeição de calor no condensador, resultando numa capacidade de refrigeração um pouco menor (em torno de 2,70 kW). Para o caso da Tab. 2 o coeficiente de performance obtido é, como esperado, relativamente baixo ( $COP = 0,33$ ) comparativamente ao COP de um sistema de compressão de vapor.

### 3.3. Influência da variação de gases provenientes do motor

Durante o funcionamento de um veículo o motor opera em vários regimes de rotação, o que faz variar a vazão de gases de combustão. No caso de uma unidade de refrigeração por absorção operando em um caminhão, este fato ocorrerá, influenciando o desempenho da unidade. Afim avaliar este aspecto, efetuou-se a simulação do funcionamento, em regime permanente, da unidade com os parâmetros da Tab. 1 (sem o “trocador de calor”) operando com diferentes vazões de gases de exaustão através do gerador.

A Figura 8 apresenta a variação da capacidade de refrigeração, taxa de calor transferido pelos gases de exaustão e  $COP$  da unidade de absorção em função da vazão de gases de exaustão do motor. Observa-se que o desempenho é bastante sensível à variação da vazão de gases de exaustão no gerador, tendo sua capacidade diminuída em rotações muito baixas do motor.

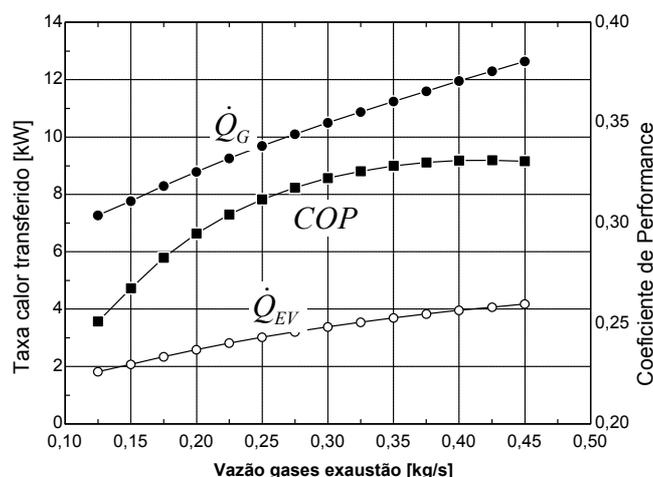


Figura 8 – Influência da vazão de gases de exaustão do motor no desempenho da unidade de absorção.

Na Figura 9 são mostrados os valores teóricos das vazões de solução forte e de vapor d’água deixando o gerador (Fig. 9a) assim como as pressões de operação (Fig. 9b). Pode-se notar que, com o aumento da vazão de gases de exaustão do motor através do gerador, ocorre um aumento da vazão de vapor d’água o qual está associado a uma elevação de pressão no circuito de alta pressão ( $P_H$ ), enquanto há uma correspondente redução da vazão de solução forte de  $H_2O-LiBr$ , deixando o gerador.

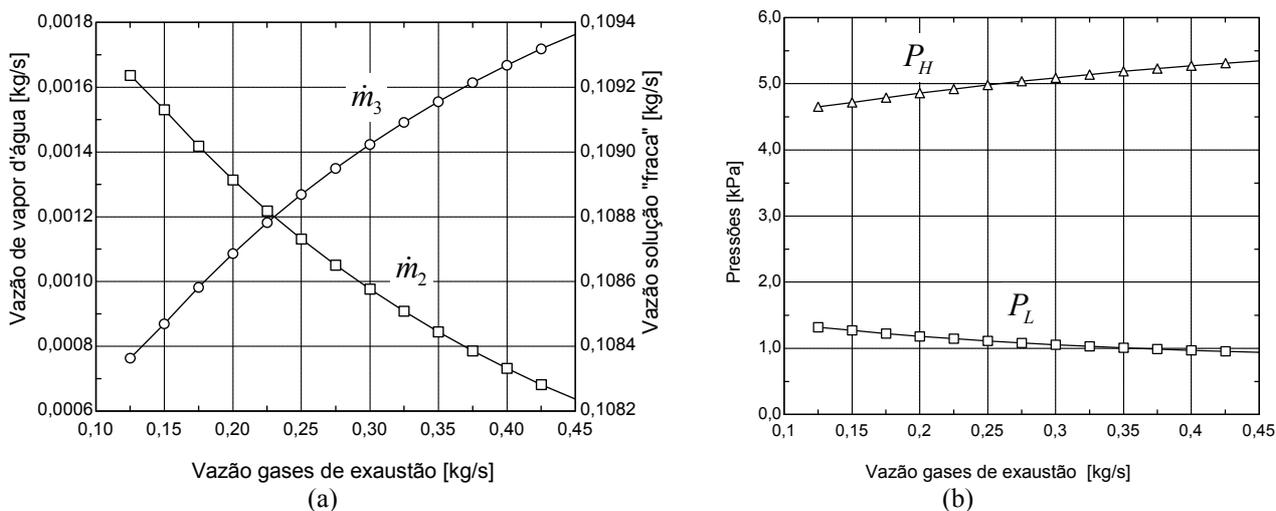


Figura 9 – Influência da vazão de gases de exaustão sobre as vazões (a) e pressões (b) do ciclo de absorção.

#### 4. Conclusões

Efetou-se o projeto de uma unidade de absorção, otimizada para o uso de componentes compactos, utilizando uma simulação computacional para prever o seu funcionamento, visando um projeto com equipamentos compactos e resultando em capacidade de refrigeração compatível com a aplicação. Para tal elaborou-se um modelo matemático do comportamento de cada componente de uma ciclo de absorção de simples efeito, baseado em princípios de conservação de massa e energia, bem como através da teoria para a transferência de calor em trocadores.

Os resultados obtidos pelo modelo, embora passíveis de validação, apresentam-se coerentes com outros resultados similares observados na literatura sobre o assunto, no que se refere aos valores obtidos para o desempenho global do equipamento em função da vazão de gases de combustão através do gerador.

Nos resultados simulados se observa que o equipamento projetado tem uma capacidade refrigeração de 3,46 kW (0,98 TR) com caminhão na estrada e 2,70 kW (0,77 TR) com o caminhão parado, capacidade esta compatível com a de equipamentos comerciais similares.

Devido às características do refrigerante utilizado (vapor d'água), não é possível obter temperaturas próximas de 0°C, inviabilizando o transporte de cargas que exijam temperaturas muito baixas. Dessa forma o equipamento foi projetado para operar a temperaturas em torno de 11°C (valor recomendado para o transporte de gêneros diversos).

O custo estimado da unidade sem trocador de calor, para uma capacidade de refrigeração de 3,46 kW (0,98 TR), é de R\$ 4.500 (4.580 R\$/TR). Um equipamento para a mesma aplicação, que opera com um ciclo de compressão de vapor, tem uma capacidade de refrigeração de 2,58 kW (0,73TR) e custo de R\$3.800 (5.200 R\$/TR). Assim, numa primeira análise, a unidade de absorção proposta se mostrar competitiva em termos de custo inicial. Além disso, a grande vantagem em relação a uma unidade de compressão a vapor é relacionada ao custo operacional reduzido do sistema de absorção, pois ao não requerer o fornecimento de trabalho mecânico como num ciclo de compressão a vapor convencional, não há consumo adicional de potência do motor, ou, por outro ponto de vista, pode-se reduzir o consumo de combustível do veículo.

Pesquisas futuras em torno do assunto serão conduzidas no sentido de um aprofundamento e validação do modelo ora proposto com ênfase para o desenvolvimento de geradores e absorvedores de "design" compacto. Para tal o processo de ebulição em piscina de soluções de água-brometo de lítio, será estudado em maior profundidade, levando-se em consideração as correlações para transferência de calor e massa disponíveis na literatura. Da mesma forma, planeja-se um aprofundamento do estudo do processo de absorção do vapor d'água em filme de água-brometo de lítio escoamento em feixes de tubos verticais, também levando em consideração as correlações disponíveis na literatura, tendo em vista a obtenção de um absorvedor compacto.

#### 5. Referências

- Ashrae, 1989, Ashrae Handbook Fundamentals-SI, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA.
- Bejan, A., "Heat Transfer", John Wiley & Sons, Inc., (1993).
- De Francisco, A., Illane, R., Torres, J.L., Castillo, M., de Blas, M., Prieto, E. e Garcia, A., "Development and testing of a prototype of a low power water-ammonia absorption equipment for solar energy applications", Renewable Energy, Vol. 25, p. 537-544 (2002).
- Drost, M.K., Friedrich, M., 1998, "Miniature Heat Pumps for Portable and Distributed Space Conditioning Applications." AIChE 1998 Spring National Meeting, New Orleans.
- F-Chart, 2001, "EES - Engineering Equation Solver", F-Chart Software, Maddleton, Wisconsin, USA.
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., 2003, Design and construction of a LiBr-water absorption machine, Energy Conversion and Management, Volume 44, Issue 15, September 2003, p. 2483-2508.
- Ghaddar, N.K., Shihab, M. e Bdeir, F., 1996, Modeling and simulation of a solar absorption system performance in Beirut, Renewable Energy, Vol. 10, p. 539-558.
- Hammad, M. e Habali, S., 1999, Design and performance study of a solar energy powered vaccine cabinet, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, p.1785-1798.
- Incropera, F.P. e Dewitt, D.P., 1998, Fundamentos de transferência de calor e massa, 4ª edição brasileira, Livros Técnicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro.
- Kays, W.M., London, A.L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd Ed., McGraw-Hill Book Company, New York.
- HeatCraft, 2004, Outokumpu Heatcraft, model FBA 145, <http://www.heatcraft.com/>, USA.
- Ozisk, M. N., 1985, "Heat transfer – A basic approach", McGraw-Hill, Inc.
- PNNL, 2002, Pacific Northwest National Laboratory, Micro Chemical and Thermal Systems Group, <http://www.pnl.gov/microcats/>, Richland, USA.
- Srikhirin, P., Aphornratana, S. e Chungpaibulpatana, S., 2001, A review of absorption refrigeration technologies, Renewable & Sustainable Energy Reviews, Vol. 5, p.343-372.
- Talbi, M., Agnew B., 2002, Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, n. 6, p. 693-702.

Vianna, J.N.S., 1974, "Simulação digital de um sistema de refrigeração por absorção", Universidade Federal de Santa Catarina, Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica.

Thermoking, 2004, Thermo King Corporate Headquarters, <http://www.thermoking.com>, Minneapolis, USA.

## **PROJETO E SIMULAÇÃO DE UMA UNIDADE DE ABSORÇÃO, PARA APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO AUTOMOTIVAS**

João M. D. Pimenta

Universidade de Brasília, Depart. de Eng. Mecânica, Campus Univ. Darcy Ribeiro, 70910-900, Brasília, DF  
pimenta@enm.unb.br

Rodrigo O. Santos

Universidade de Brasília, Depart. de Eng. Mecânica, Campus Univ. Darcy Ribeiro, 70910-900, Brasília, DF  
rodrigoossemer@bol.com.br

Enio N. de Carvalho

Universidade de Brasília, Depart. de Eng. Mecânica, Campus Univ. Darcy Ribeiro, 70910-900, Brasília, DF  
enionc@pop.com.br

Rodolfo da R. Teixeira

Universidade de Brasília, Depart. de Eng. Mecânica, Campus Univ. Darcy Ribeiro, 70910-900, Brasília, DF  
rodolfotbr@pop.com.br

### **Abstract**

This paper presents the modeling and simulation of a single effect absorption system used in a cogeneration application. Exhaust gases heat recover from a Diesel engine is considered as energy source for the generator of the absorption unit. The modeling is based on energy and mass conservation principles, as well as, heat transfer theory and correlations, applied to each component. Computational simulations were carried out in order to evaluate the feasibility of cooling products in small trucks. An optimum design is tried for the absorption unit, resulting in a low cost equipment, with compact components and a cooling capacity of 3,76 kW (0,98 TR), which is considered adequate for the application.

Keywords: Modeling, Simulation, Absorption, Refrigeration, Cogeneration