

ANÁLISE DO APROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA RESIDUAL DE GASES DE INCINERAÇÃO PARA A PRODUÇÃO FRIGORÍFICA UTILIZANDO O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA

João D’Anuzio Lima de Azevedo, jdanzuzio@gmail.com¹

Antônio Nascimento da Silva Alves, ansa_eng@hotmail.com¹

Ricardo Wilson Aguiar da Cruz, rwacruz@gmail.com¹

¹Universidade do Estado do Amazonas, Av. Darcy Vargas, 1200, CEP 69065-020 – Manaus-AM.

Resumo: *Sabe-se que os gases emitidos por um processo de incineração de resíduos sólidos contém alto potencial energético devido a sua elevada temperatura, na faixa de 160°C a 400°C. O presente estudo expõe a análise quantitativa da energia térmica dos gases produzido por um incinerador de resíduos instalado em uma empresa industrial do Parque Industrial de Manaus, AM, para a produção de refrigeração em uma câmara frigorífica de conservação de alimentos de alta temperatura. Para isto, e por ser capaz de utilizar energias menos nobres do que a elétrica como fonte de energia, um sistema de refrigeração por absorção água-amônia foi proposto e modelado. Levando em consideração uma carga térmica da câmara frigorífica da ordem de 13 kW, a partir da modelagem foi estimado que a quantidade de energia térmica necessária para suprir esta demanda é de 209,2 kW. Finalmente, este trabalho também estima a energia térmica perdida a partir do sistema composto incinerador-refrigerador, o qual pode minimizar o desperdício em até 87%.*

Palavras-chave: *refrigeração, modelagem, água-amônia, incineração, eficientização*

1. INTRODUÇÃO

No atual cenário globalizado, a crescente demanda de energia gera uma necessidade latente pela busca de novos recursos energéticos. Em meio a isso, cada vez mais surgem estudos sobre cogeração e eficientização energética. A exemplo disso, EICKER & PIETRUSCHKA (2009), estudam o projeto e modelagem de um sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar e mostram que em regiões da Europa meridional, com maior demanda de refrigeração, propiciam custos significativamente menores. Além da energia solar é possível utilizar energia contida na exaustão de motores de combustão interna, como feito no estudo de MANZELA *et al* (2009), o qual estuda a utilização dos gases de exaustão de um motor como fonte de energia para um sistema refrigeração por absorção.

Os gases emitidos pelo processo de incineração de resíduos sólidos contém alto potencial térmico devido a sua elevada temperatura que, até então, não têm nenhuma utilização. Considerando este potencial e a existência de outros sistemas que possam utilizá-lo, tem-se uma boa oportunidade para avaliar sua aplicação e tentar minimizar o uso de combustíveis não renováveis. Além disso, o aproveitamento do calor residual dos gases gerados poderia contribuir com a diminuição do impacto ambiental causado pela emissão direta desta energia no meio ambiente.

No caso particular da cidade de Manaus, a questão ambiental está na ordem do dia. Sendo a maior cidade industrializada da Amazônia, com uma população em torno dos 2 milhões de habitantes, começam a surgir problemas associados a emissões gasosas, provenientes de fontes de combustão industrial, além daquelas associadas às emissões automotivas. Informações publicadas na mídia impressa da cidade apontam as áreas no entorno do Parque Industrial de Manaus (PIM) como sendo particularmente preocupantes. O estudo proposto neste artigo analisa o potencial de aproveitamento do calor residual de gases de incineração em uma empresa do PIM, propondo seu uso como insumo de um sistema de refrigeração que fornece refrigeração à câmara frigorífica do refeitório da empresa.

2. MODELAGEM DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO H₂O-HN₃

Dado o objetivo do presente trabalho, fez-se necessário a escolha de um sistema o qual pudesse utilizar a energia disponível do incinerador. Portanto, considerando a natureza desta energia, uma alternativa simples é a utilização do sistema de refrigeração por absorção água-amônia de efeito simples, pois tal sistema é caracterizado por ser capaz de aproveitar rejeitos de calor como fonte de energia.

Para a modelagem do ciclo de refrigeração foi necessário coletar alguns dados iniciais de uma câmara frigorífica de armazenagem de alimentos de alta temperatura, de uma empresa do PIM, a qual possui dimensões de 12 x 4 x 3,15 m³, com isolamento no teto e nas paredes de 200 mm de espessura, e de 100 mm no piso, todos com densidade de 14,8 kg/m³, com temperatura interna de 0 °C, para atender uma carga térmica de 13,3 kW, sendo refrigerada por um sistema convencional acionado por eletricidade.

O sistema de refrigeração proposto está esquematizado na Fig. (1), e é constituído por um dessorvedor, que recebe o calor dos gases do incinerador, fazendo com que a amônia se evapore e, em estado de vapor, seja transferida ao condensador; outra parte, com uma concentração pobre em amônia, deixa o dessorvedor, retornando ao absorvedor através do trocador de calor intermediário (TCI). No condensador, a amônia passa de estado gasoso para líquido e em seguida sofre uma expansão isentálpica. O evaporador retira energia térmica por transferência de calor do interior da câmara frigorífica, a qual deve ser mantida a uma temperatura de 0 °C, seguindo em estado gasoso para o absorvedor onde se mistura com a solução pobre que descende do dessorvedor. A solução, agora enriquecida em amônia, é impulsionada pela bomba de solução (forte) seguindo do absorvedor para o dessorvedor, onde o ciclo se reiniciará.

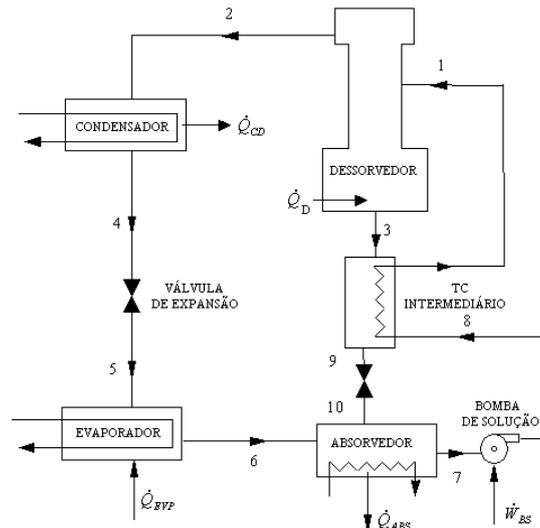


Figura 1. Sistema proposto de refrigeração água-amônia de efeito simples.

2.1. Dessorvedor de Solução

Tendo como referência a Fig. (1), é considerado que:

- T_2 é igual a 105,35 °C, e corresponde à temperatura do fluxo de refrigerante na fase gasosa que sai do dessorvedor;
- T_3 é a temperatura da solução fraca que desce para o TCI, e é considerada igual a T_2 ;
- Sabendo que o aumento de T_2 causará a elevação de T_1 , devido à troca de calor no TCI, T_1 será considerado igual a $T_2 - 30$ °C;
- P_1 , P_2 e P_3 , são as pressões do lado de alta pressão do ciclo (P_{alta}), e são estimadas iguais a 13,5 bar;
- O teor de vapor d'água na mistura que sai do dessorvedor, ou seja, no ponto 2 da Fig. 1, será considerado desprezível, portanto $x_2 = 1$, e por consequência, $x_3 = 0$ e $x_1 = 0,38$;

Com os dados acima e admitindo uma vazão em regime permanente $\dot{m}_1 = 1$ kg/s, pode-se determinar todas as outras variáveis referentes aos fluxos nos pontos 1, 2 e 3. Os balanços de massa no dessorvedor, para a solução e para amônia, são dados respectivamente pelas Eq.(1) e (2); e o balanço de energia pela Eq.(3), conforme seguem abaixo.

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

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_3 x_3 \quad (2)$$

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

Onde: \dot{Q}_D [kW] é a quantidade de calor que deve ser transferida dos gases do incinerador para o dessorvedor, e os h_i [kJ/kg] são as entalpias específicas dos fluxos.

2.2. Condensador

Tendo como referência a Fig. (1), considera-se que:

- A temperatura de condensação T_4 é estimada em 40 °C;

- $P_4 = P_{alta}$, pois 4 está no lado de alta pressão, e $x_4 = x_2$, pois a composição do fluido é a mesma nos trechos 2 e 4;

Do balanço de massa, tem-se

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 \quad (4)$$

O balanço de energia para o condensador fica

$$\dot{Q}_{CD} + \dot{m}_2 h_4 = \dot{m}_2 h_2 \quad (5)$$

Onde: \dot{Q}_{CD} [kW] é a quantidade de energia que o condensador sede ao meio ambiente.

É necessário ressaltar que o condensador é essencialmente composto por dois trocadores de calor, um para rejeição de calor latente, ou seja, promover a condensação do vapor de amônia; e outro para reduzir a temperatura do líquido de T_4 a 40 °C. Isto, porque se não houvesse este arranjo, a válvula de expansão seria obrigada a reduzir a temperatura T_2 (105,35 °C) até T_5 .

2.3. Válvula de Expansão e Evaporador

Na válvula de expansão, no trecho 4-5 da Fig. (1), o fluido de trabalho passa do lado de alta pressão para o de baixa, onde $p_5 = p_{baixa} = 1,7$ bar, $x_5 = x_2$, $\dot{m}_5 = \dot{m}_2$ e $h_4 = h_5$, pois não há troca de calor (processo isentálpico). No evaporador, trocador de calor responsável por receber a demanda de carga térmica da câmara, a temperatura de evaporação T_6 corresponde a -3° C, e a quantidade de calor que flui ao evaporador, \dot{Q}_{EVP} [kW], corresponde à carga térmica, com magnitude de 13,3 kW. O balanço de energia do evaporador é dado pela Eq.(6).

$$\dot{Q}_{EVP} + \dot{m}_2 h_5 = \dot{m}_2 h_6 \quad (6)$$

2.4. Absorvedor e TCI

No absorvedor, tem-se: $x_7 = x_1$, $h_9 = h_{10}$ e $p_7 = p_{baixa}$, onde T_7 é a temperatura do fluxo que será impulsionado pela bomba de solução forte até o TCI, e é admitida igual a 40 °C. Daí vem que o balanço de energia para absorvedor é

$$\dot{m}_2 h_6 + \dot{m}_3 h_{10} = \dot{m}_1 h_7 + \dot{Q}_{ABS} \quad (7)$$

Onde: \dot{Q}_{ABS} [kW] é a energia térmica liberada para o ambiente no absorvedor.

Comumente, assume-se que a potência exigida pela bomba de solução, \dot{W}_{BS} , é desprezível (Costa, 1982). Com isso, $h_7 \cong h_8$ e assim o balanço de energia para o TCI fica

$$\dot{m}_1 (h_1 - h_8) = \dot{m}_3 (h_3 - h_9) \quad (8)$$

Como consequência da hipótese de Costa (1982), acima, o coeficiente de desempenho, COP , simplifica para

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVP}}{\dot{Q}_D} \quad (9)$$

A partir desta modelagem, é possível determinar os parâmetros funcionais do ciclo de refrigeração e, principalmente, a demanda energética do sistema que seja capaz de suprir a carga térmica da câmara frigorífica.

3. CARACTERÍSTICAS DO GÁS DO INCINERADOR

A planta de incineração deste estudo, localizada na mesma empresa onde se encontra a câmara frigorífica, tem como finalidade queimar o lixo produzido nas instalações desta, usando para isso um combustível comercial, neste caso, imposto pela Certificação ISO 14000, detida pela empresa, o querosene, assim reduzindo o volume e o acúmulo de resíduos. O sistema opera durante dois turnos, de 7 h 00 min a 23 h 00 min, em processo batelar, ou seja, queima cargas intermitentemente ao longo do dia de trabalho. É composto de quatro partes; a câmara de combustão, um reservatório de água e dois ciclones para separação de poeiras. Incinera apenas materiais secos, por isso, são dispensados do estágio de secagem.

Durante o processo, a câmara de combustão atinge temperaturas de trabalho que variam de 800°C a 940°C, conseqüentemente, após passar pelo ciclone, o gás de mistura chega à chaminé, onde acontece sua difusão na atmosfera, com temperatura de saída acelerando de 160 °C a aproximadamente 300° C em 1 hora, e daí a 470 °C, no final do dia. Neste estudo, é adotado como temperatura de segurança 150 °C, pois temperaturas menores podem condensar o vapor d'água concentrado no gás e este solubilizar eventuais gases ácidos presentes, o que pode ser prejudicial às paredes e aos componentes do ciclone.

Com o objetivo de determinar a exergia desperdiçada, ou seja, a exergia do gás residual, foram necessários dados tais como a sua temperatura, os quais foram coletados ao longo de 5 dias durante o período de operação. Os dados encontram-se expostos no gráfico da Fig. (2). A curva MÉDIA representa a temperatura média indicada em cada hora de observação. Não obstante, neste estudo, a título de simplificação, é usada uma temperatura constante de 295,8 °C.

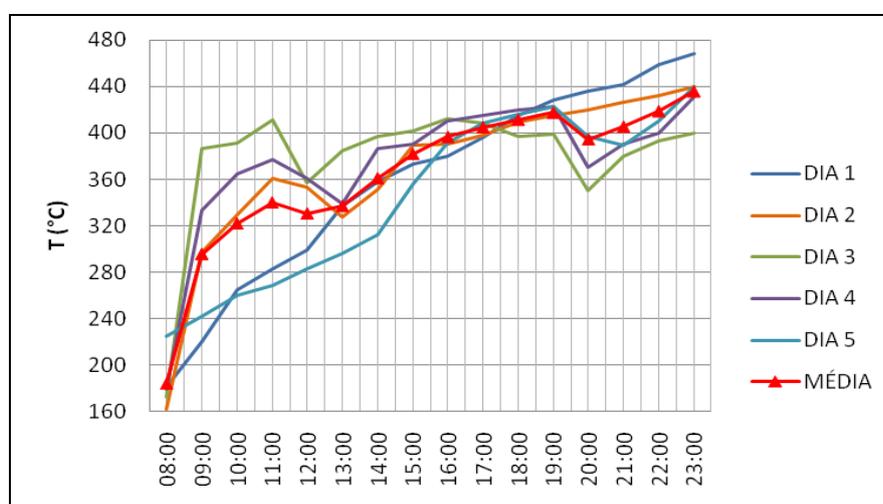


Figura 2. Gráfico de temperatura do gás de emissão ao longo do dia.

Dado que o Brasil possui norma ambiental específica, a norma NBR-10.004/2004, toda entidade/instituição que possua processos onde se emitam gases para a atmosfera, os quais provoquem algum impacto ambiental, deve seguir as exigências e critérios para o tratamento térmico de resíduos dispostos nesta norma. Dado essa exigência, uma empresa especializada elabora periodicamente o relatório ambiental do incinerador, contemplando propriedades, tais como as dispostas na Tab. (1), a qual contém informações fundamentais para determinação de outras propriedades.

Tabela 1. Parâmetros do gás residual na saída da chaminé avaliados em seus valores médios.

Parâmetro	Valor Médio
Massa molecular	27,181 kg/kmol
Tempo de duração da coleta	2 h
Vazão volumétrica do gás	7768,75 m ³ /h
Concentração volumétrica de CO ₂	4,3%
Concentração volumétrica de O ₂	10,3%
Concentração volumétrica de N ₂	69,05%
Concentração volumétrica de H ₂ O	16,45%

4. DISPONIBILIDADE DE EXERGIA NO GÁS DE INCINERAÇÃO

Assumindo a hipótese de que o gás produzido pelo incinerador é muito aproximadamente uma mistura de gases ideais (para efeitos práticos, apenas CO₂, H₂O, N₂ e O₂), ou seja, considerando que a sua formação ocorra praticamente

na pressão atmosférica local de Manaus, AM (101,3 kPa), a exergia para este estudo, avaliada pela Eq. (10), resume uma parcela referente ao trabalho de fluxo, ou exergia física, sem considerar a exergia química, sendo esta última associada ao potencial químico dos componentes durante a difusão do gás na atmosfera. Neste caso, a exergia química é desprezada, ou seja, tem custo de oportunidade zero (ou, dito de um modo utilitarista, é uma parcela para a qual a tecnologia desconhece ferramentas práticas para seu aproveitamento). Segundo Gaggioli e Petit (1977), a “energia disponível” é o que realmente move um processo termodinâmico qualquer, e esta é medida pela assim chamada *exergia* e, por isso, esta análise, que tem como objetivo quantificar a redução do desperdício, foi feita em termos exergéticos.

$$\dot{B}_g = \dot{m}_g [(h_g - h_{g,0}) - T_0 (s_g - s_{g,0})] \quad (10)$$

Onde: \dot{B}_g [kW] é a taxa de exergia física do gás, \dot{m}_g [kg/s] é a sua vazão mássica, h_g e $h_{g,0}$ [kJ/kg] são as suas entalpias específicas, respectivamente na temperatura de saída, T [K], e na temperatura ambiente, T_0 [K], da mesma forma que s_g e $s_{g,0}$ [kJ/kg-K] são as suas entropias específicas nessas mesmas temperaturas.

A vazão mássica do gás é obtida pela Eq. (11) em função de sua massa molecular M_g [kg/kmol], da constante universal dos gases ideais $R = 8,314$ kJ/kmol.K, da pressão atmosférica local $p_0 = 101,3$ kPa, da temperatura de emissão dos gases T_g [K] e da vazão volumétrica q [m³/s], dada na Tab. (1).

$$\dot{m}_g = \left(\frac{p_0 M_g}{RT_g} \right) q \quad (11)$$

As entalpias h_g , $h_{g,0}$ e as entropias s_g e $s_{g,0}$ da mistura gasosa foram obtidas por meio das Eq. (12) e (13), respectivamente, em função de suas concentrações medidas na mistura, como seguem.

$$h(T) = x_{CO_2} h_{CO_2}(T) + x_{O_2} h_{O_2}(T) + x_{N_2} h_{N_2}(T) + x_{H_2O} h_{H_2O}(T) \quad (12)$$

$$s(T) = x_{CO_2} s_{CO_2}(T) + x_{O_2} s_{O_2}(T) + x_{N_2} s_{N_2}(T) + x_{H_2O} s_{H_2O}(T) \quad (13)$$

Nas Eq. (12) e (13), obtêm-se h_g e s_g quando $T = T_g$ e $h_{g,0}$ e $s_{g,0}$ quando $T = T_0$.

5. RESULTADOS OBTIDOS

A Tabela (2) mostra os resultados obtidos através da modelagem do sistema de refrigeração água-amônia, com auxílio do software EES[®] (*Engineering Equation Solver*). Para tanto, desde que a temperatura dos gases varia ao longo do dia, mas tende rapidamente para valores acima de 295,8 °C após as 9 h da manhã (Fig. 2), foi utilizado este valor nas avaliações. Pode-se observar que para uma carga térmica de 13,3 kW o ciclo de refrigeração necessita que sua fonte de energia forneça 209,2 kW térmicos para manter a câmara frigorífica a 0 °C.

Tabela 2. Resultados obtidos da modelagem do sistema de refrigeração água-amônia.

i	T_i [°C]	P [bar]	h_i [kJ/kg]	\dot{m}_i [kg/s]	Taxas de transf. de calor [kW]
1	75,35	13,5	111,3	1	$\dot{Q}_{ABS} = 184,3$
2	105,35		1553	0,05039	
3	105,35		255,1	0,9496	$\dot{Q}_{CD} = 38,21$
4	40		794,5	0,05039	
5	-17,75	1,7	794,5	0,05039	$\dot{Q}_D = 209,2$
6	-3		1058	0,05039	
7	39,95		115,4	1	
8	39,95	13,5	115,4	1	$\dot{Q}_{EVP} = 13,3$
9	105,65		259,4	0,9496	
10	105,65	1,7	259,4	0,9496	

A Figura (3) mostra em um gráfico as regiões onde haveria condições para funcionamento do sistema de refrigeração, considerando que a sua curva de demanda energética seja constante ao longo do dia, no valor de carga

térmica de 13,3 kW, e da curva de disponibilidade exergética (\dot{B}_g) observada ao longo do período de operação do incinerador. Desde que a câmara frigorífica considerada é pequena e, por ser totalmente isolada do meio externo porque está no interior do refeitório da empresa, não sofre variações significativas em sua carga térmica. Os gráficos apontam que haveria energia mínima suficiente a partir das 9 h 00min, considerando que a máquina de absorção é dimensionada para a temperatura constante de 295,8° C. A curva de disponibilidade também indica uma pequena queda nos horários entre 12 h 00 min e 20 h 00 min, devido a diminuição da temperatura nesses horários, o que pode ser consequência de trocas de turnos, em que, por motivo de segurança, o operador desliga desativa o incinerador durante sua ausência.

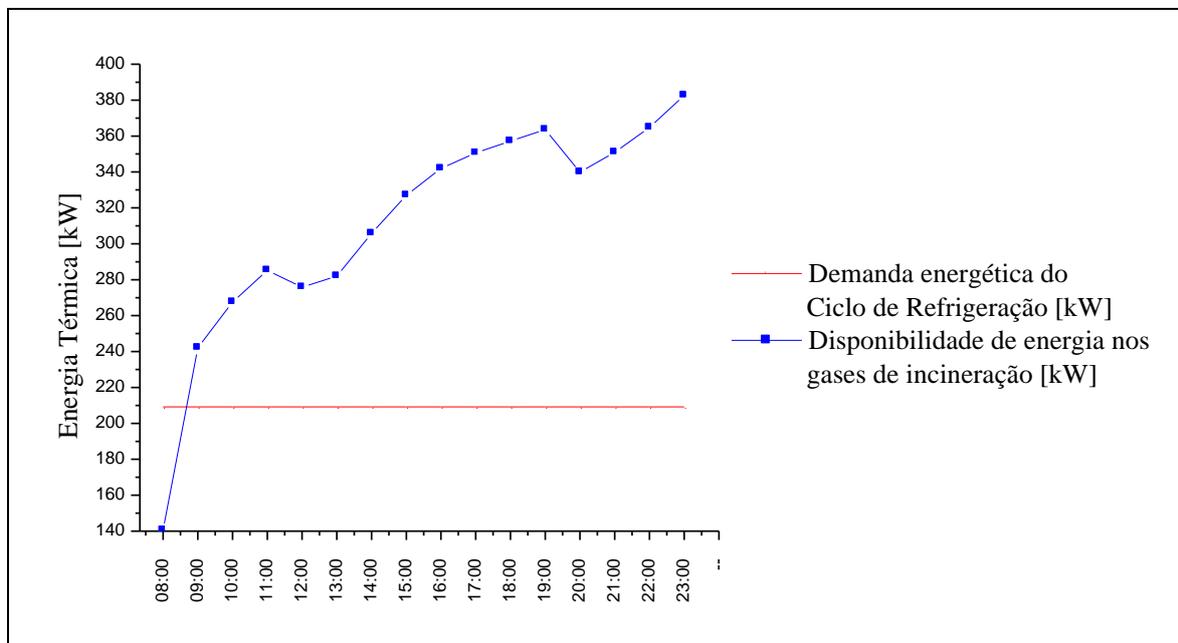


Figura (3). Gráfico de demanda e disponibilidade de energia.

6. ANÁLISE DE PERDAS DO SISTEMA PRIMITIVO

A utilização da análise exergética global permite que se avalie termicamente um sistema através da combinação da primeira e segunda lei da termodinâmica, pois apenas os balanços de massa e energia são incapazes de identificar irreversibilidades internas de um processo.

O sistema primitivo se refere ao estado atual do incinerador, que atua exclusivamente para sua função principal, queimar resíduos, e toda a exergia dos gases é desperdiçada. Na Figura (4), mostra-se um volume de controle representativo do incinerador, com todos os fluxos exergéticos que o afluem e o efluem.

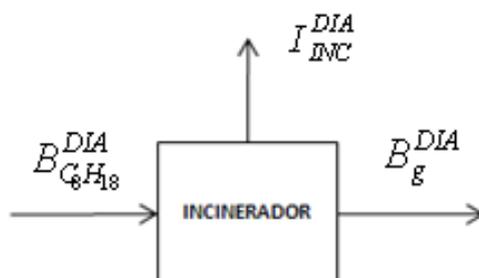


Figura 4. Primeiro estado – sistema primitivo.

Na Figura (4), $B_{C_8H_{18}}^{DIA}$ é a exergia química do querosene (combustível do incinerador, modelado como o isooctano – C_8H_{18}), em base diária, dada em [MW/dia]; B_g^{DIA} [MW/dia] é a exergia física de gases emitidos pelo incinerador, e que é perdida; e I_{INC}^{DIA} [MW/dia] é o total de irreversibilidades associadas ao processo de incineração, ou seja, é a exergia destruída, dentro do equipamento, para transformar os resíduos sólidos em gasosos.

Do gráfico da Figura (3), foi possível obter uma equação para a exergia da mistura B_g em função da hora de trabalho θ , através de uma regressão polinomial de 6ª ordem, conforme a Eq. (14).

$$B_g(\theta) = -264899\theta^6 + 1.10^6\theta^5 - 2.10^6\theta^4 + 2.10^6\theta^3 - 864305\theta^2 + 220878\theta - 22666 \quad (14)$$

Integrando a Eq. (14) em toda sua extensão, considerando o intervalo de tempo de operação de 15 horas/dia, tem-se a exergia física da mistura em base diária que é da ordem de 26,772 MWh/dia, sendo esta, a exergia média desperdiçada diariamente pela exaustão dos gases no processo de incineração sem aproveitamento de sua energia.

7. ANÁLISE DE PERDAS DOS SISTEMAS PRIMITIVO E COMPOSTO

No segundo estado, o sistema é composto por dois elementos: o incinerador e a máquina de refrigeração. Tal configuração é ilustrada na Fig. (5).

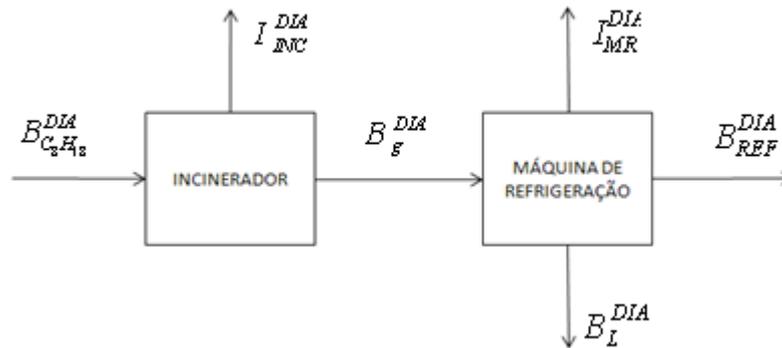


Figura 5. Segundo estado – sistema composto.

Na Fig. (5), I_{MR}^{DIA} [MW/dia] é a irreversibilidade interna da máquina de refrigeração, referente à sua operação; B_{REF}^{DIA} [MW/dia] é a exergia de refrigeração; e B_L^{DIA} [MW/dia] é a exergia que ainda é perdida pelo sistema composto, posto que os gases saem da máquina de refrigeração numa temperatura superior à ambiental. No caso, mesmo após a introdução do sistema de refrigeração, o gás produzido pelo incinerador ainda é liberado para atmosfera com uma temperatura relativamente maior que a do meio ambiente e, portanto, ainda possui uma quantidade exergética que é desperdiçada em função dessa diferença de temperatura.

A temperatura em que o gás é emitido é assumida como 270 °C, que corresponde a 50% da maior temperatura de saída. Este valor foi checado, metodologicamente, usando a Eq.(15), a seguir, obtida da equação básica para dimensionamento de trocadores de calor, no caso, explicitada em termos do comprimento de troca térmica L .

$$L = \frac{\dot{Q}_{EVP}}{\pi D n U} \frac{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}{(\Delta T_1 - \Delta T_2)} \quad (15)$$

Sendo: $\Delta T_1 = T_{fqd} - T_{fff}$ e $\Delta T_2 = T_{faf} - T_{ffd}$, onde T_{fqd} [°C] é a temperatura do fluido quente dentro do tubo, T_{fff} [°C] é a temperatura do fluido frio fora do tubo, T_{faf} [°C] é a temperatura do fluido quente fora do tubo, T_{ffd} [°C] é a temperatura do fluido frio dentro do tubo, D [m] é o diâmetro dos tubos, n é o número de tubos dentro do trocador de calor, L [m] é o comprimento dos tubos (troca térmica) e U [W/m².°C] é o coeficiente global de troca térmica que está relacionado com o tipo de material do tubo empregado.

Para um trocador de calor que se assume possuir 100 tubos de 2,54 cm (1”) de diâmetro, com $U = 70 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{°C}$ (conf. <http://www.deltathx.com>); e $T_{faf} = 217 \text{ °C}$, $T_{fqd} = 295,8 \text{ °C}$, $T_{fff} = 105,35 \text{ °C}$ e $T_{ffd} = 75,35 \text{ °C}$, a Eq.(15) retorna um comprimento de troca de $L = 2,27 \text{ m}$, dimensão que é aceitável para o trocador de calor do dessorvedor da máquina de absorção (Fig. 1), tornando assim admissível a hipótese de que o gás produzido pelo incinerador possa ser emitido a 217 °C.

Com este dado, e por meio da Eq. (10), a exergia que é perdida, B_L^{DIA} , foi quantificada em 3,484 MW/dia. A quantidade de exergia que é aproveitada pela máquina de refrigeração pode ser determinada pelo balanço de exergia da Eq. (16).

$$B_g^{DIA} - B_L^{DIA} = B_{REF}^{DIA} + I_{MR}^{DIA} \quad (16)$$

No 1º membro da Eq. (16), a diferença entre B_g^{DIA} e B_L^{DIA} é o insumo necessário para o funcionamento do sistema de refrigeração, logo, a exergia aproveitada é $B_{APV}^{DIA} = 23,288 \text{ MW / dia}$. Baseado nisto, pode-se afirmar que o desperdício é reduzido para 13,01% e, por consequência, a exergia aproveitada pelo calor do gás fica em torno de 86,99%.



Figura 6. Sistema primitivo (a). Sistema composto (b).

A Figura (6) ilustra o possível benefício do sistema de aproveitamento, onde a Fig. (6a) mostra que, no sistema primitivo, a exergia era toda eliminada para o meio ambiente, totalizando 100% do desperdício, enquanto na Fig. (6b), com o sistema de refrigeração empregando parte desta energia o desperdício decresce para 13,01%.

8. CONCLUSÃO

Devido à crescente escassez de fontes energéticas, vêm-se desenvolvendo métodos e meios para reduzir o consumo de recursos naturais, cabendo aos engenheiros desenvolver sistemas que utilizem eficientemente tais recursos. Por isso, este trabalho se propôs a mostrar que é possível aproveitar a energia desperdiçada pelo processo de incineração existente em uma empresa industrial do PIM de Manaus, AM, e, para isto, quantificou as propriedades termodinâmicas dos gases produzidos, bem como, a própria energia térmica disponível. Propõe-se assim a utilização da energia desses gases como insumo para operar um sistema de refrigeração por absorção água-amônia de simples estágio

Portanto, a partir dos resultados obtidos, pode-se observar que haveria energia suficiente para suprir o sistema de refrigeração durante 15 horas de trabalho, ou seja das 9 h às 23 h. Com isso, estima-se que haveria uma redução de desperdício exergético, ou seja, em termos qualitativos da energia, de aproximadamente 87% sobre o que o sistema ora desperdiça. Tal fato implicaria não somente em benefício para a empresa em questão, que passaria a utilizar menos energia elétrica para refrigerar sua câmara frigorífica do refeitório, mas também ao meio ambiente, o qual teria a temperatura dos gases emitidos reduzida em aproximadamente 50%.

9. REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-10.004: Classificação de Resíduos Sólidos. Rio de Janeiro, 2004.
- CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Heat and Mass Transfer: A Practical Approach*, 5ª Edição. McGraw-Hill, 2006.
- COSTA, E. C. *Refrigeração*. 3ª Edição. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1982.
- CRUZ, R.W. *Notas apostiladas de aulas de Refrigeração e Ar Condicionado*. EST/UEA. Manaus, 2007.
- DELTA HEAT EXCHANGERS. Disponível em: <http://www.deltathx.com>. Acesso em 30 de Março de 2009.
- EICKER, U., PIETRUSCHKA, D., 2008, "Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings", *Energy and Buildings*, v. 41, pp. 81-91.
- GABAI, I. *Incineração de Resíduos Especiais*. Palestra apresentada na Feira Internacional de Tecnologia para o Meio Ambiente, 2004.

INCINERAÇÃO. Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Incinera%C3%A7%C3%A3o> Acesso em 30 de Março de 2009.

HIMMELBLAU, D. *Engenharia Química. Princípios e Cálculos*. Rio de Janeiro: Prentice-Hall do Brasil, 1984.

MANZELA, A. A., HANRIOT, S. M., GÓMEZ, L. C., SODRÉ, J. R., 2010, "Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system", *Applied Energy*, v. 87, pp. 1141-1148.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5ª Edição. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2006.

NIESSEN, W. R. *Combustion and Incineration Processes*. 3ª Edição. Nova York: Marcel Dekker, Inc., 2002.

TEXEIRA, P. R. M. *Simulação do Processo de Combustão de Gases Provenientes de Aterros Sanitários*. Tese de Mestrado apresentada à Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Disponível em: http://www.maxwell.lambda.ele.pucRio.br/Busca_etds.php?strSecao=resultado_&nrSeq=5370@1 . Acesso em 15 de Março de 2009.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. *Fundamentos da Termodinâmica*. 6ª Edição. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2006.

10. DIREITOS AUTORAIS

Figura 1. Adaptação: Ibrahim, O.M., Klein, S.A. "Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures," ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495 (1993).



VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

ANALYSIS OF THERMAL ENERGY UTILIZATION OF RESIDUAL GAS OF INCINERATION PLANT FOR THE COLD PRODUCTION USING COOLING SYSTEM BY WATER-AMMONIA ABSORPTION

João D'Anuzio Lima de Azevedo, jdanuzio@gmail.com¹

Antônio Nascimento da Silva Alves, ansa_eng@hotmail.com¹

Ricardo Wilson Aguiar da Cruz, rwcruz@gmail.com¹

¹Universidade do Estado do Amazonas, Av. Darcy Vargas, 1200, CEP 69065-020 – Manaus-AM.

Abstract: *It is widely known that the exhaust gases produced by the incineration process of solid wastes contains high thermal energy potential due to its high temperature, around 160 °C to 400 °C. This paper evaluates the amount of the thermal energy available in the gases produced by an incineration device implanted in a industrial plant at the Industrial Grid of Manaus, AM, intending to produce refrigeration to supply a high temperature refrigerated warehouse (for long term food conservation). For such a purpose, the paper proposes and models a aquammonia absorption refrigeration machine in order to supply the 13 kW of refrigeration demanded by the refrigerated warehouse, for what it was estimated by the modeling that the amount of necessary thermal energy is about 209,2 kW. Finally, the paper also estimates the lost energy from the incineration refrigerated warehouse –refrigeration set, which may minimize the energy losses to up to 87%.*

Keywords: *Refrigeration, modeling, water-ammonia plant, incineration, increasing efficiency.*