

VIABILIDADE TÉCNICA E ECONÔMICA DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO

Mateus Calegari Paulique

Thiago Antonini Alves

Cassio Roberto Macedo Maia

mateuspaulique@gmail.com

antonini@dem.feis.unesp.br

cassio@dem.feis.unesp.br

Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia, Unesp/Ilha Solteira, Av. Brasil, 56, Centro, CEP 15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil

Resumo: *Apresenta neste trabalho uma análise termodinâmica preliminar de uma indústria que opera em um sistema de trigeração. Para caracterizar a configuração de uma unidade operando em um sistema de trigeração foi idealizado o acoplamento de um ciclo de absorção de amônia.*

Palavras-chave: *termodinâmica , energia , absorção , sistema de trigeração.*

1.INTRODUÇÃO

A busca por processos mais eficientes de conversão de energia ocorre devido à necessidade de suprir uma demanda crescente por um custo unitário menor (R\$/kWh), principalmente no caso de países em desenvolvimento como o Brasil. Além disso, outro fator importante é a necessidade de se atender a uma legislação cada vez mais rigorosa para controle dos impactos ambientais causados pela instalação e operação de uma planta de potência.

A maior parte da geração de energia elétrica nacional provém dos recursos hídricos. O atraso ou cancelamento da construção de novas usinas hidrelétricas nos últimos anos, em virtude da falta de investimentos e incentivos governamentais, fez com que o país passasse a correr um sério risco de desabastecimento e blecautes. Além disso, a expansão do sistema elétrico esbarra no problema da saturação do potencial hidráulico, tendo atingido o seu limite de geração na região sudeste, e no fato de ser economicamente inviável a construção de linhas de transmissão com grande extensão. Aliado a isto deve ser lembrado o impacto que a instalação de uma nova central de potência hidrelétrica pode causar no ambiente, devido à alteração do ecossistema e ao deslocamento de população da região.

Assim, uma das alternativas para suprir a demanda de eletricidade é o estímulo à geração independente e descentralizada e a participação de capital privado no sistema através da construção de pequenas centrais termelétricas, além do aumento da geração de energia elétrica através da cogeração em indústrias.

Os sistemas de cogeração para indústrias também estão com elevada demanda de instalação devido ao aumento de custos e riscos de fornecimento de energia elétrica, além de serem a melhor opção para reduzir custos operacionais e economizar combustível, mediante uma eficiente utilização da energia para a produção de eletricidade e outras utilidades na indústria. Além disso, os sistemas de cogeração são uma alternativa para diminuir os poluentes rejeitados na atmosfera.

Atualmente a cogeração é a técnica mais extensivamente utilizada para a produção combinada de potência e calor. Se refrigeração é simultaneamente produzida, então o

processo se transforma em trigeração. Além das vantagens derivadas da cogeração, como a economia de combustível e aumento da eficiência, a trigeração permite uma economia significativa no consumo de potência, aumentando ainda mais a eficiência global da planta e reduzindo os impactos ambientais.

Esta nova técnica tem sido até recentemente usada exclusivamente para sistemas de condicionamento de ar. Porém, com o advento das preocupações sobre o ambiente e conservação de energia, as técnicas de trigeração estão se tornando mais populares e se transformando numa potencial solução para uma ampla variedade de aplicações, não só no setor terciário (*shopping centers*, hotéis, hospitais, restaurantes, etc...), como também no setor industrial (indústrias químicas, de alimentos, de bebidas, etc...).

As tecnologias mais recentes de trigeração de energia têm privilegiado a utilização de gás natural como combustível, não só devido ao aumento de sua disponibilidade, como também aos seus reduzidos impactos ambientais, motivando, assim, a busca por novas aplicações nos mais diversos setores. A Figura 1. mostra um diagrama de fluxos de energia típicos dos sistemas de trigeração de energia.

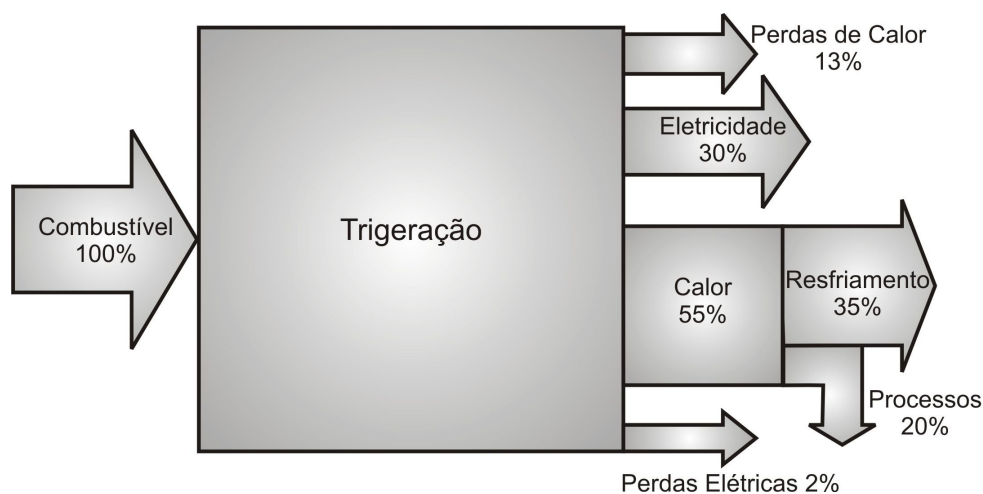


Figura 1: Diagrama de fluxos de energia típicos de um sistema de trigeração.

Em particular, é destacada a potencialidade nos sub-setores das indústrias de alimentos e bebidas para a implantação de sistemas de trigeração de energia, através da apresentação de uma razão típica da demanda final por aquecimento, resfriamento, congelamento e eletricidade na Figura 2. Para ilustrar a significância de cada um dos sub-setores, na Figura 3 é mostrada a contribuição de cada um deles para a quantidade total de energia primária usada em todo o setor.

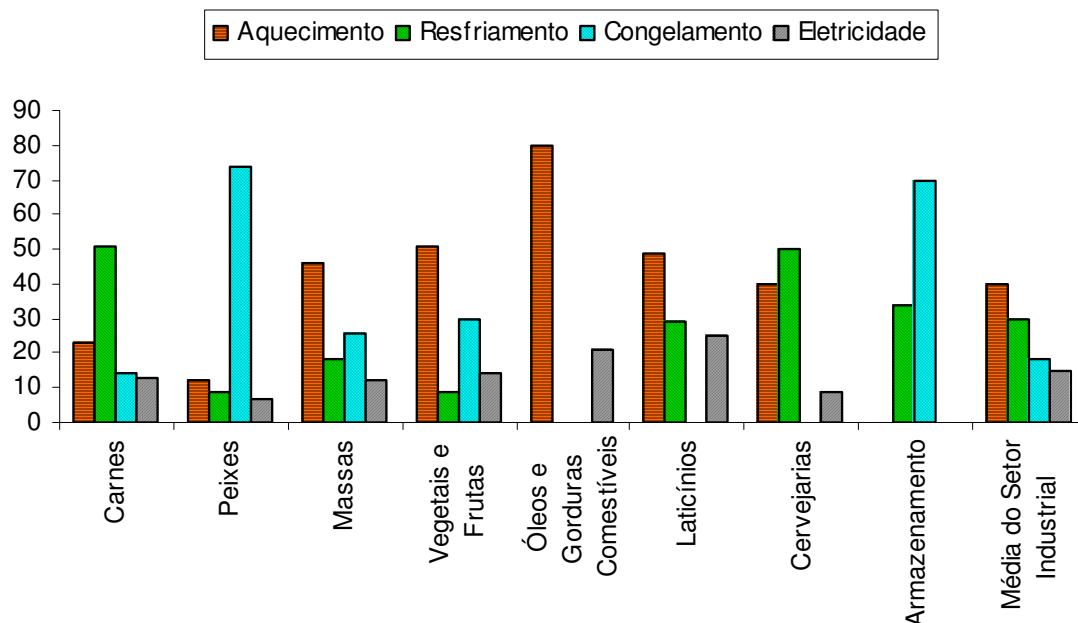


Figura 2: Razões típicas das demandas por aquecimento, resfriamento, congelamento e eletricidade nos sub-setores das indústrias de alimentos e bebidas.

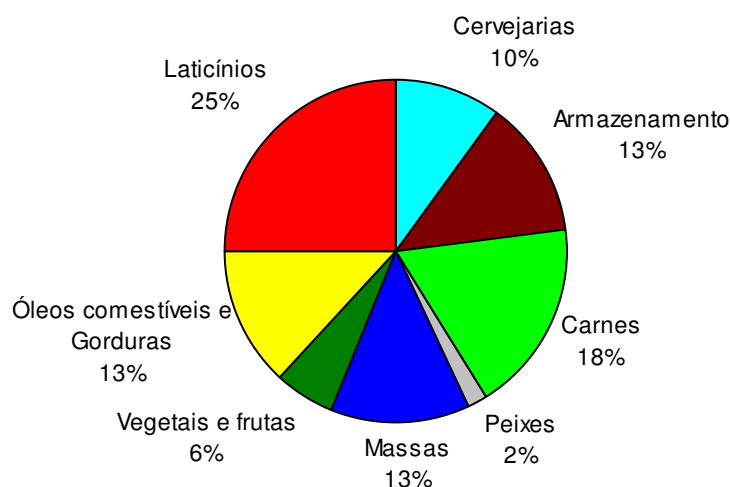


Figura.3: Fração da energia total demandada pelos sub-setores das indústrias de alimentos e bebidas.

Analisando as Figuras .2 e .3, observa-se que os sub-setores de produção de carnes (frigoríficos), laticínios e cervejarias oferecem melhores possibilidades para a implantação de sistemas de trigeração de energia, sendo que no presente trabalho será feita uma abordagem do setor frigorífico, uma vez que é um setor ainda pouco estudado.

2.METODOLOGIA

No entanto, o sistema por absorção água-amônia, onde o absorvente (água) é volátil, necessita de um retificador na saída do regenerador para aumentar a concentração de amônia no vapor que entra no condensador (Figura 5). O vapor que deixa o regenerador

pode conter de 5 a 10% de vapor de água (Kuehn *et al.*, 1998). Através da utilização do retificador, a concentração do vapor que entra no condensador pode ser considerada quase igual à da amônia pura.

A solução líquida forte contendo uma grande concentração de amônia, deixa o absorvedor e é bombeada até a pressão do condensador. A solução é pré-aquecida no trocador de calor para reduzir o calor requerido no regenerador. No regenerador, através do aporte de calor de uma fonte quente, vapor é enviado ao retificador e o líquido absorvente regenerado ao absorvedor. O absorvente, antes de chegar ao absorvedor, passa no trocador de calor em contra-corrente com a solução líquida que chega ao regenerador e é estrangulado até a pressão do evaporador em uma válvula de expansão. Como o vapor refrigerante produzido no regenerador possui certa quantidade do absorvente (a água), o vapor entra no retificador (Figura 4), onde é produzida uma solução líquida fraca com uma baixa concentração de amônia em sua parte inferior e praticamente vapor puro de amônia na parte superior. O vapor de amônia é então enviado para o condensador, que condensa o refrigerante para líquido saturado ou subresfriado. O líquido é então resfriado no trocador de calor antes de entrar na válvula de expansão. A amônia que deixa a válvula de expansão entra no evaporador, onde a fase líquida evapora-se para absorver a carga de refrigeração sobre o sistema (Q_E). Mais adiante, o refrigerante é aquecido no trocador de calor anterior para ser absorvido pela solução líquida fraca no absorvedor. A solução forte que deixa o absorvedor está pronta para começar outro ciclo..

O desempenho deste ciclo de refrigeração por absorção, medido através do seu coeficiente de performance (COP), corresponde a:

$$COP_{absorção} = \frac{Q_E}{(Q_G + W_B)} \quad (1)$$

No entanto, a quantidade de trabalho realizado pela bomba é muito pequena quando comparada à requerida por um ciclo de compressão de vapor de mesma capacidade, e mesmo à potência térmica (Q_G) demandada pelo regenerador no ciclo de refrigeração por absorção. Assim, tem-se que:

$$COP_{absorção} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (2)$$

Ora, estando a fonte fria a temperatura T_E , e as vizinhanças de que se retira calor a temperatura T_C , o trabalho mínimo que é necessário para operar o refrigerador equivale ao do ciclo de Carnot:

$$W_{Carnot} = Q_E \cdot \frac{T_C - T_E}{T_E} \quad (3)$$

Quando se utiliza uma fonte de calor a temperatura T_G , para realizar este trabalho, idealmente a mínima quantidade de calor ($Q_{G(ideal)}$), que esta fonte deve introduzir no sistema equivale a:

$$Q_{G(ideal)} = W_{Carnot} \cdot \frac{T_G}{T_G - T_C} \quad (4)$$

Combinando as Equações (2) e (3), obtém-se o calor mínimo requerido da fonte quente em função das temperaturas ambiente, da fonte quente e da fonte fria, e o coeficiente de performance máximo do ciclo de refrigeração por absorção, definidos, respectivamente, por:

$$Q_{G(ideal)} = Q_E \cdot \frac{T_C - T_E}{T_E} \cdot \frac{T_G}{T_G - T_C} \quad (5)$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_E}{Q_{G(ideal)}} = \frac{T_E \cdot (T_G - T_C)}{T_G \cdot (T_C - T_E)} \quad (6)$$

Este valor é o valor máximo do *COP* do ciclo de absorção. De fato, sendo as transformações irreversíveis, deve-se multiplicar esse número por um fator entre 0 e 1, para caracterizar o desvio do ciclo em relação ao ciclo ideal. Este fator normalmente situa-se em torno de 0,6 (Silva, 1997 e Langreck, 2000).

Deste modo, verifica-se que no ciclo por absorção o trabalho da máquina elétrica (compressor) é substituído pelo aporte de calor da fonte quente, que pode ser o calor aproveitado de um sistema de cogeração operando em regime *topping*. Deste modo, apenas uma pequena quantidade de energia elétrica, utilizada pela bomba, que correspondente a cerca de 2% da energia total empregada no ciclo por absorção (Langreck, 2000), é necessária para a operação deste ciclo. A recuperação de calor rejeitado pelo sistema de cogeração e o seu uso na geração de frio, além de configurar um melhor aproveitamento da energia, tem também o saldo positivo de reduzir as emissões térmicas do processo demandante de energia.

A análise de sistemas e processos pela primeira lei da Termodinâmica está baseada nas conservações de energia e de massa. No caso de regime permanente, a conservação de massa inclui somente a análise do fluxo de massa que está entrando e saindo do volume de controle e desconsidera a variação de massa no interior do volume de controle. Além disso, considerando-se que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis no balanço de energia, as equações resultantes são as seguintes:

$$\sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \cdot h_e - \sum \dot{m}_s \cdot h_s = 0 \quad (8)$$

sendo:

$\dot{m}_e$: fluxo de massa entrando no volume de controle (kg/s);

$\dot{m}_s$: fluxo de massa saindo do volume de controle (kg/s);

h_e : entalpia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);

h_s : entalpia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);

$\dot{Q}_{v.c.}$: fluxo de calor no volume de controle (kW);

$\dot{W}_{v.c.}$: fluxo de trabalho no volume de controle (kW).

As somatórias que aparecem nas equações representam a possibilidade de diversas portas de entrada e saída de massa e de vários fluxos de calor na superfície de controle.

As irreversibilidades num processo são quantificadas pela Segunda Lei da Termodinâmica, por meio da propriedade chamada entropia. Para processos em um volume de controle, em regime permanente, o balanço de entropia é definido como:

$$\dot{S}_{ger, v.c.} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_i}{T_i} \right) + \sum \dot{m}_e \cdot s_e - \sum \dot{m}_s \cdot s_s = 0 \quad (9)$$

sendo:

s_e : entropia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg K);

s_s : entropia específica na saída do volume de controle (kJ/kg K);

$\dot{Q}_i/T_i$: taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor no V.C. (kW/K);

T_i : temperatura superficial do volume de controle (K);

$\dot{S}_{ger, v.c.}$: taxa de geração de entropia no volume de controle (kW).

A Equação (9) mostra que a taxa na qual a entropia é transferida para fora do volume de controle deve ser igual à soma da taxa na qual a entropia entra no volume de controle, da taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor e da taxa de geração de entropia devida às irreversibilidades.

A combinação entre a Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica permite que se estabeleça o balanço de exergia. Considere o sistema, o qual, em certo instante, pode estar em contato térmico com um número de reservatórios de temperatura de temperaturas T_i ($i = 1, 2, 3, \dots, n$). A atmosfera, representada pelo reservatório térmico a P_o e T_o , tem um papel especial na instalação. A taxa de transferência de trabalho ($\dot{W}$) representa a combinação de todos os modos possíveis de transferência de trabalho ($P dV/dt$, $\dot{W}_{mecânico}$, $\dot{W}_{elétrico}$, $\dot{W}_{magnético}$).

Desprezando as mudanças de energia cinética e potencial, pode-se escrever a primeira e a segunda lei da seguinte forma:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_e \dot{m} h - \sum_s \dot{m} h \quad (10)$$

$$\dot{S}_{ger} = \frac{dS}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_e \dot{m} s + \sum_s \dot{m} s \geq 0 \quad (11)$$

Eliminando $\dot{Q}_0$ das equações (10) e (11), encontra-se que a taxa de transferência de trabalho ($\dot{W}$) depende explicitamente do grau de irreversibilidade termodinâmica do sistema ($\dot{S}_{ger}$), como segue:

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_e \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_s \dot{m}(h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (12)$$

Assim, Equação (12) pode ser expressa como:

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (13)$$

Pois,

$$\dot{W}_{rev} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_e \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_s \dot{m}(h - T_0 s) \quad (14)$$

Pode-se fazer a diferença entre o trabalho reversível e o trabalho real, que é o trabalho perdido ou taxa de exergia destruída:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{W}_{rev} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (15)$$

sendo:

$\dot{W}_{perdido} = T_0 \dot{S}_{ger}$: teorema do trabalho perdido de “Gouy-Stodola”;

$\dot{W}_{perdido}$: taxa de exergia perdida (irreversibilidade, $\dot{I}$).

Em casos onde o reservatório de pressão atmosférica P_0 troca trabalho com o sistema (Figura 15), a parte de $\dot{W}$ que é transferida para a atmosfera é $P_0 dV/dt$, enquanto que o restante constitui a taxa de trabalho útil (taxa de exergia), como mostrado abaixo:

$$\dot{W}_{util} = \dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt} \quad (16)$$

Vale a pena analisar cada termo da Equação (16). O termo $T_0 \dot{S}_{ger}$, como já mencionado, é a irreversibilidade. Já o termo $d/dt(E + P_0 V - T_0 S)$ representa a variação temporal da grandeza $(E + P_0 V - T_0 S)$, que está associada à massa instantânea no interior do volume de

controle. Existe o termo $\sum_{i=1}^n (1 - T_0/T_i) \dot{Q}_i$ que é o máximo trabalho, ou a disponibilidade, que se pode obter a partir dos fluxos de calor $\dot{Q}_i$ a partir dos reservatórios a T_i , em relação ao meio ambiente a T_0 .

São encontrados também termos do tipo $\sum \dot{m}(h - T_0 s)$, tanto para os fluxos de massa que entram, como para os que saem. Esses termos são os fluxos líquidos de exergia para cada corrente de massa através do volume de controle.

Sob a ótica da Segunda Lei da Termodinâmica, a adoção da hipótese de processo adiabático pode ser uma condição útil para a identificação de irreversibilidades internas que não estão associadas às medições de calor na fronteira do volume de controle (Kotas, 1985).

Para os processos que envolvem transferência de calor, a seleção da superfície de controle é importante para a determinação das perdas exergéticas associadas ao termo de transferência de calor na equação do balanço exergético e da exergia destruída ou irreversibilidade (Bejan *et al.*, 1988).

Quando a fronteira do volume de controle posiciona-se suficientemente distante do equipamento onde ocorre as trocas de calor, o termo de exergia associado a este calor transferido se anula, já que a temperatura da fronteira é a mesma do meio. Neste caso, a redução de exergia de fluxo na saída do volume de controle é computada como uma irreversibilidade interna ou exergia destruída, ao invés de exergia perdida. Por este motivo, a seleção da fronteira para análise do volume de controle é importante quando se pretende identificar as reais possibilidades de aumento de eficiência térmica de um processo, diferenciando-se as irreversibilidades intrínsecas daquelas que poderiam ser evitadas.

Um importante parâmetro a ser observado na análise exergética é a irreversibilidade em cada equipamento e, conseqüentemente, em todo o sistema. As irreversibilidades são determinadas através da aplicação do balanço de exergia, descrito na Equação (17), em cada volume de controle definido no sistema.

A irreversibilidade mostra o quanto de exergia é destruído em cada equipamento do ciclo, ou seja, mostra o quanto o equipamento é eficiente em aproveitar a exergia que nele é introduzida.

A análise exergética também contempla a determinação da quantidade com que cada equipamento contribui na geração de irreversibilidade global do sistema, podendo ser definida uma equação que permite quantificar a porcentagem da irreversibilidade de cada equipamento (δ_i) em relação ao total da planta:

$$\delta_i = \frac{\dot{I}_i}{\sum_{i=1}^n \dot{I}_i} \quad (17)$$

onde:

$\dot{I}_i$: Fluxo de irreversibilidade num determinado equipamento (kW);

$\sum_{i=1}^n \dot{I}_i$: Irreversibilidade total da planta (kW).

De maneira geral o termo “eficiência” define um parâmetro que mede o desempenho de um sistema ou um equipamento. A eficiência energética é uma relação entre a energia efetivamente usada e a que é fornecida ao sistema.

As relações conhecidas como eficiências de primeira lei para os diferentes equipamentos de uma planta, não obedecem a um critério único. Assim, por exemplo, a eficiência das caldeiras é definida como sendo a relação entre o efeito desejado, o aumento da entalpia do vapor, e a energia necessária para obter tal efeito, calculada na base do poder calorífico do combustível.

Para a avaliação de ciclos termodinâmicos, utiliza-se o rendimento baseado na primeira lei da termodinâmica, o qual de maneira geral, pode ser escrito da seguinte forma:

$$\eta = \frac{\text{Energia produzida}}{\text{Energia fornecida}} \quad (18)$$

A eficiência racional exergética, segundo Kotas (1985) e Szargut *et al.* (1988), é definida pela razão entre um efeito desejado (como, por exemplo, o trabalho gerado em uma turbina ou aumento da exergia do vapor numa caldeira) e o insumo (variação da exergia do vapor na turbina ou exergia do combustível consumido na caldeira) necessário para se conseguir o efeito desejado, de maneira geral pode ser escrita da seguinte forma:

$$\psi = \frac{\text{Pr odutos}}{\text{Insumos}} \quad (19)$$

A eficiência racional exergética varia entre 0 e 1, quando atinge o valor 1 o processo é considerado reversível. Quanto maior o valor desta eficiência, melhor está sendo o aproveitamento da exergia, com a exceção de equipamentos dissipativos.

A planta de refrigeração por absorção é composta por vários equipamentos, como mostrado na Figura 4. Assim, para a análise termodinâmica desta planta, aplica-se em cada equipamento o balanço de massa conjuntamente com a primeira e segunda leis da termodinâmica.

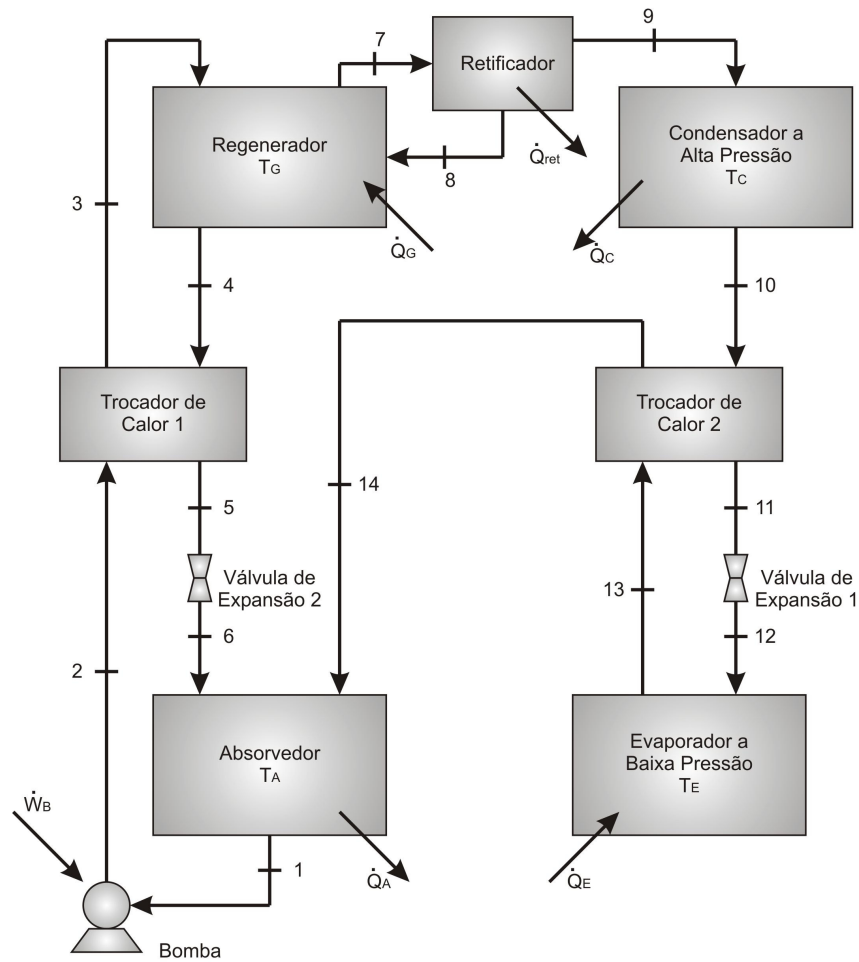


Figura 4: Esquema da planta de refrigeração por absorção amônia-água.

As perdas de pressão dentro dos equipamentos e nas tubulações foram desprezadas na planta de refrigeração por absorção.

3.RESULTADOS E CONCLUSOES .

A presente análise baseia-se nas características dos parâmetros termodinâmicos apresentados como também na análise do custo e investimento total para uma instalação de um sistema de produção de frio em uma indústria frigorífica .

OBS:b significa exergia no estado em questão.

Tabela 1 :Estados termodinâmicos da planta .

Pontos	$\dot{m}$ [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]	b [kJ/kg]
1	2,865	290,9	-10,0	1.434,1	5,479	-195,0
2	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
3	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
4	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
5	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4

6	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
7	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
8	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
9	0,948	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
10	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
11	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
12	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
13	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
14	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
15	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
16	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
17	0,948	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
18	2,865	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
19	2,865	1.353,9	30,0	325,7	1,210	-30,5
20	2,865	1.353,9	30,0	325,7	1,210	-30,5
21	2,865	290,9	-10,0	325,7	1,267	-47,5
22	1,477	290,9	-10,0	133,2	0,536	-21,9
23	1,477	425,0	-9,9	133,5	0,537	-22,0
24	1,477	290,9	-10,0	133,5	0,537	-22,0
25	1,477	290,9	0,0	1.458,1	5,569	-197,7
26	0,810	290,9	-10,0	133,2	0,536	-21,9
27	0,810	92,9	-35,0	133,2	0,560	-29,2
28	0,738	92,9	-35,0	21,3	0,090	-1,1
29	0,738	200,0	-34,9	21,6	0,091	-1,1
30	0,738	92,9	-35,0	21,6	0,091	-1,1
31	0,738	92,9	-30,0	1.409,8	5,920	-350,7
32	0,810	92,9	-35,0	1.398,8	5,875	-348,1
33	0,810	290,9	78,0	1.638,3	6,150	-190,6

Tabela 2:Característica da turbina e dos chillers de absorção.

Turbina a gás	
Eficiência isentrópica do compressor ($\eta_{cp,iso}$)	0,87
Fluxo de gases de exaustão na turbina ($\dot{m}_{gases}$)	16,3 kg/s
Razão de compressão (r_{cp})	10,2
Potência líquida produzida ($\dot{W}_{elet}$)	4.100 kW
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do expensor (T_3)	1.053°C
Eficiência de combustão (η_{cc})	0,8
Perda de carga na câmara de combustão (ϕ_{cc})	2%
Temperatura do ambiente de referência (T_0)	25 °C

Pressão do ambiente de referência (P_0)	101,325 kPa
Eficiência do gerador elétrico (η_{ger})	0,95
Chillers de absorção	
Eficiência isentrópica das bombas (η_b)	0,70
Efetividade dos trocadores de calor (η_b)	0,85
Temperatura de condensação (T_{cond})	30°C
Diferença de concentração de amônia entre os pontos 13 e 14 ou 27 e 28	0,1
Potência de refrigeração do chiller de -35°C ($\dot{Q}_{refrig35}$)	683,3 kW
Potência de refrigeração do chiller de -10°C ($\dot{Q}_{refrig10}$)	1.304 kW

Para calcular as propriedades da mistura amônia-água foi utilizada uma rotina no programa de simulação EES. Na Tabela 2 são mostrados os fluxos de massa e os estados termodinâmicos em cada ponto da planta. Os coeficientes de performance dos chillers de -35°C e -10°C obtidos neste caso são 0,22 e 0,38, respectivamente.

A Tabela 3 apresenta as eficiências pela primeira e segunda leis da termodinâmica (η e ψ), as potências consumidas ($\dot{W}$), as taxas de geração e/ou transmissão de calor ($\dot{Q}$) e as taxas de irreversibilidades ($\dot{I}$) nos principais equipamentos das plantas.

Tabela 3 :Resultados dos parâmetros termodinâmicos

Equipamentos	η	ψ	$\dot{W}_{cons}$ [kW]	$\dot{W}_{prod}$ [kW]	$\dot{Q}$ [kW]	$\dot{I}$ [kW]
Turbina a gás						
Compressor	0,87	0,94	5.152	-	-	321,4
Câmara de combustão	0,80	0,79	-	-	-	4.077,7
Expansor	0,84	0,94	-	9.466	-	641,2
Gerador	0,95	-	-	4.100	-	215,7
Conjunto total	0,43	0,44	-	4.100	-	5.256,0
Chiller de absorção -35°C						
Bomba	0,70	0,97	8,02	-	-	0,20
Trocador de calor 1	0,85	0,99	-	-	1.678	7,74
Regenerador	0,85	-	-	-	3.110	-
Retificador	-	-	-	-	1.751	-
Condensador	-	-	-	-	722,9	-
Trocador de calor 2	0,85	0,99	-	-	128,1	0,97
Evaporador	-	-	-	-	683,3	-
Absorvedor	-	-	-	-	1.327	-
Chiller de absorção -10°C						
Bomba	0,70	0,97	13,38	-	-	0,33
Trocador de calor 1	0,85	0,99	-	-	2.429	10,18
Regenerador	0,85	-	-	-	3.455	-
Retificador	-	-	-	-	1.114	-

Condensador	-	-	-	-	1.362	-
Trocador de calor 2	0,85	0,99	-	-	126,7	0,32
Evaporador	-	-	-	-	1.304	-
Absorvedor	-	-	-	-	2.296	-

A Figura 5 mostra a variação da eficiência do conjunto turbina a gás e da potência elétrica líquida produzida em função da temperatura do ar na entrada do compressor (temperatura ambiente) para o caso . A Figura 6 mostra a variação da temperatura dos gases na saída da turbina e da potência elétrica líquida produzida em função da pressão de saída.

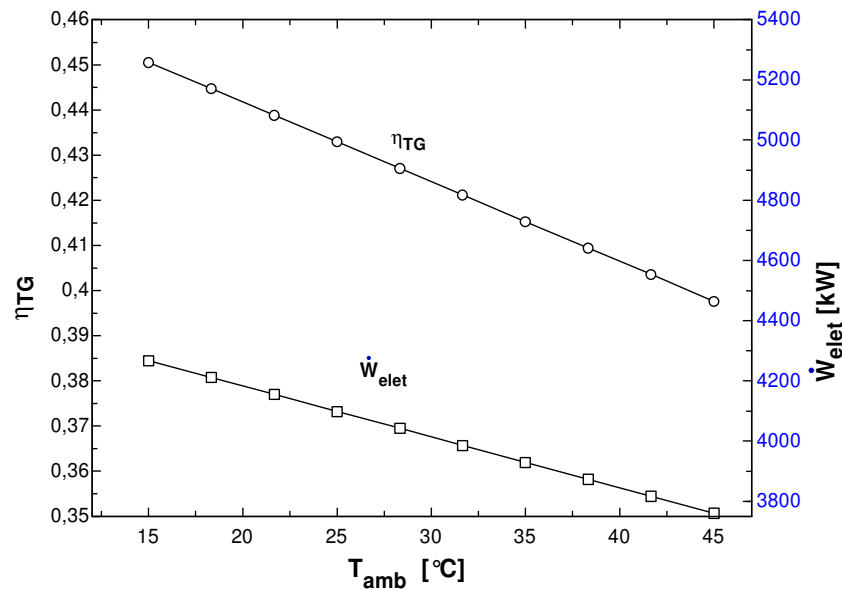


Figura 5: Eficiência e potência elétrica líquida da turbina a gás em função da temperatura do ar na entrada do compressor para o caso 4.

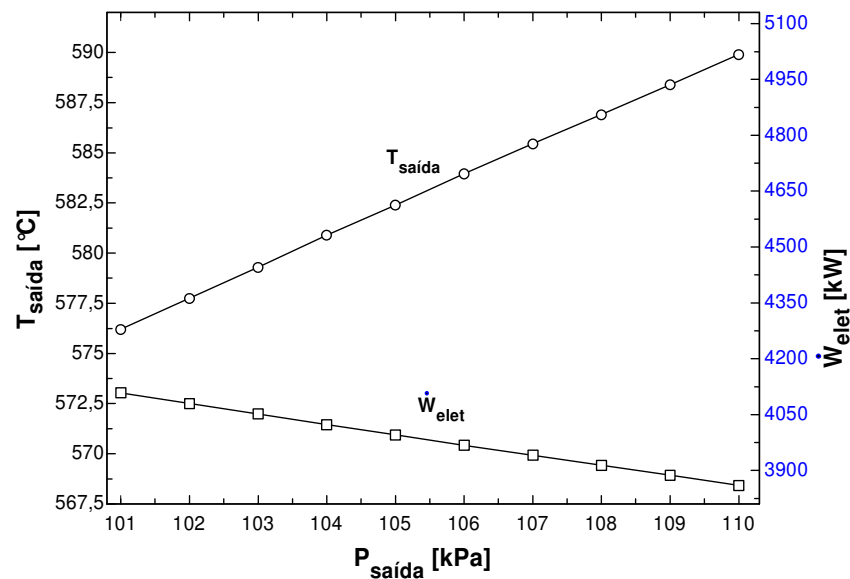


Figura 6: Temperatura dos gases na saída da turbina e potência líquida produzida em função da pressão de saída.

Tabela 4 :Análise dos custos

Custos	Valor
Custo do vapor (R\$/ton)	25,87
Custo da refrigeração (R\$/MWh)	300,20
Custo da energia elétrica (R\$/MWh)	139,70

Tabela 9 : Investimento total

Investimento	Valor
Lenha	1.731.667,72
Eletricidade	-
Gás Natural	5.109.927,73
Operação e manutenção	722.256,00
Amortizações dos equipamentos	4.852.085,00
Investimento total	12.415.936,45

Concluindo que o trabalho apresenta resultados dos parâmetros termodinâmicos para o indicativo de performance e também de caráter econômico e financeiro para a possível instalação de um sistema operando na produção de frio analisando contudo a sua viabilidade ..

4.REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Babcock & Wilcox; Steam its generations and uses; 40th Edition, Babcock & Wilcox Corporation, Barbenton, Ohio, USA, 1992

Balestieri, J.A.P.; Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor; Editora da UFSC, Florianópolis, 279 p., 2002

Bejan, A.; Advanced engineering thermodynamics, John Wiley & Sons, New York, 850 p., 1988.

Cohen, H.; Rogers, G.F.C. & Saravamuttoo, H.I.H.; **Gas turbine theory**, Ed. 4, London: Prentice Hall, 442 p., 1996.

Guarinello Jr., F.F.; Avaliação de um sistema de cogeração proposto para um pólo industrial, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas-SP, 173 p., 1997

Kotas, T.J.; The exergy method of thermal plant analysis, Ed. Krieger Publishing Co., Florida, 328 p., 1985.

Langreck, J.; Cogen-absorption plants for refrigeration purposes and turbine air cooling inlet cooling; Cogeneration and On-Site Power Production, Vol. 1, No. 1, pp. 46-49, 2000.

VIABILITY ECONOMIC AND TECHNIQUE OF THE TREE-GENERATION SYSTEM

Abstract: *It presents in this work a preliminary thermodynamic the analysis of a industrials that operates in a trigeração system. To characterize the configuration of a unit operating in tree-generation system the coupling of a cycle of ammonia absorption was idealized.*

Keywords: *thermodynamics , energy , absorption , tree-generation system.*