



# 2º CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETRÓLEO & GÁS

## ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA COMPACTO DE COGERAÇÃO UTILIZANDO MICROTURBINA A GÁS NATURAL

Claudio P. R. Rücker, Edson Bazzo

Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC. Departamento de Engenharia Mecânica  
88.040-900, Florianópolis – SC, [claudio@cet.ufsc.br](mailto:claudio@cet.ufsc.br)

**Resumo** – Sistemas de cogeração deverão contribuir para ampliação da capacidade instalada, descongestionamento e aumento da confiabilidade do sistema de transmissão, diversificando a matriz energética e ampliando as oportunidades de negócio para o capital privado no mercado brasileiro. O Brasil apresenta expressivo potencial para a implantação de pequenas plantas de cogeração, sobretudo no setor terciário, onde se concentra um número considerável de pequenos estabelecimentos comerciais com necessidades de energia elétrica, vapor, água quente e/ou água gelada para refrigeração. Neste trabalho é apresentada uma análise termodinâmica de uma planta de cogeração compacta, tendo como motor primário uma microturbina a gás natural de 28 kW ISO para geração termelétrica. A planta de cogeração tem como produtos energia elétrica e água gelada para refrigeração. A água gelada é produzida por uma máquina de refrigeração por absorção com capacidade para 8,5 TR, que utiliza água e brometo de lítio como fluido refrigerante e absorvente, respectivamente. Esta é uma análise preliminar que leva em consideração a Primeira Lei da Termodinâmica. Uma análise de sensibilidade é também realizada considerando a variação da temperatura ambiente e sua influência sobre o rendimento elétrico da turbina e global da planta de cogeração. Os resultados indicam a necessidade de aprimoramento na tecnologia das microturbinas para viabilizar sua aplicação no mercado brasileiro.

Palavras-Chave: cogeração, microturbina, cogeração compacta.

**Abstract** – Cogeneration systems must increase the Brazilian power generation capacity and improve the reliability of the transmission system, using different energy sources in new power plants and enlarging the business opportunities for the private capital. Brazil presents expressive potential for small cogeneration plants, most in the tertiary sector, where there is a considerable number of small companies using electricity, steam, hot water and/or cold water for refrigeration. In the present work a thermodynamic analysis of a cogeneration compact system, having a natural gas microturbine having 28 kW net power ISO as a prime mover. The cogeneration system is designed for producing electricity and cold water used in a refrigeration system. The cold water is produced by an absorption chiller having 8,5 TR of refrigeration capacity, using water and lithium bromide as refrigerant fluid and absorbent fluid, respectively. That is a preliminary analysis that takes into account the First Law of the Thermodynamics. A sensitivity analysis is also performed in order to know the influence of the ambient temperature on the performance of the microturbine and whole system. The results show the need to improve the microturbines technology in order to make possible their application in the Brazilian market.

Keywords: cogeneration, microturbine, small scale CHP.

## 1. Introdução

No Brasil, a geração de energia elétrica é predominantemente centralizada em grandes usinas hidrelétricas. Este cenário implica em perdas com linhas de transmissão devido à distância para os grandes centros consumidores, reduzindo a eficiência global e por vezes colocando em risco a confiabilidade do sistema elétrico, como ocorrido no ano de 2001, devido à falta de chuvas e conseqüentemente a necessidade de racionamento de energia elétrica. Dentre as alternativas que se apresentam, a geração de energia distribuída (GD) tende a ganhar cada vez mais espaço, acompanhando o desenvolvimento do país, e especialmente neste momento de crise de energia elétrica que o país atravessa. Ainda são poucos os estudos que tratam do assunto, eventualmente sugerindo medidas que possam contribuir efetivamente com um novo modelo elétrico para o mercado brasileiro (Pellegrini et al., 2002). A GD pode ser definida como a geração de potência elétrica através de pequenas unidades, tipicamente menores do que 25 MW, estrategicamente localizadas perto dos consumidores e centros de carga, que fornecem benefícios para os consumidores e suporte para a operação econômica da rede de distribuição de eletricidade existente (GRI, 1999).

Sistemas de cogeração apresentam uma alta eficiência, mas geralmente são projetados para atender apenas indústrias de médio e de grande porte. Entende-se por cogeração a geração simultânea de energia elétrica e térmica a partir de uma mesma fonte de energia primária. O Brasil apresenta expressivo potencial para a implantação de pequenas plantas de cogeração, sobretudo no setor terciário, onde se concentra um número considerável de pequenos estabelecimentos comerciais com necessidades de energia elétrica, vapor, água quente e/ou água gelada para refrigeração. A falta de investimentos em novas usinas, associado ao crescimento significativo no consumo de energia elétrica, abre caminho para a instalação de centrais de cogeração que atendam necessidades elétricas e térmicas de empresas.

O objetivo deste trabalho é propor e analisar termodinamicamente um sistema compacto de cogeração baseado em uma microturbina acoplada a uma máquina de refrigeração por absorção (*chiller*), a qual tem a função de produzir água gelada para refrigeração. Os resultados teóricos deste trabalho são preliminares e serão comparados com resultados experimentais a serem obtidos em bancada atualmente em fase de montagem no Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET/UFSC).

## 2. Descrição da Planta de Cogeração

O sistema compacto de cogeração consiste de uma turbina a gás natural Capstone modelo 330 LP, uma máquina de refrigeração por absorção Thermax modelo THWLT1, uma torre de resfriamento HD-Hidrotérmica modelo HD-114-GRT-II e um trocador de calor modelo casco e tubos convencional. A estrutura física da planta de cogeração é apresentada na Figura 1.

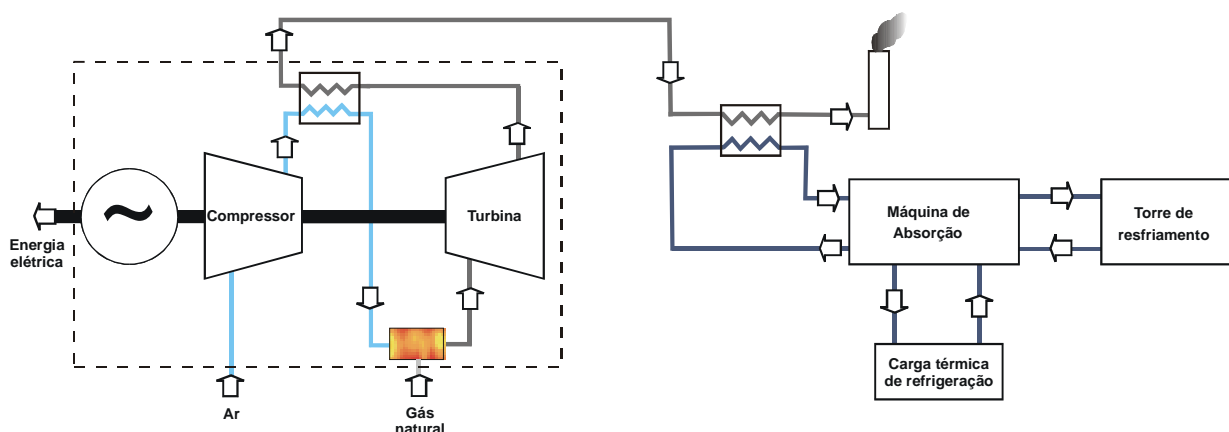


Figura 1 – Estrutura física da planta de cogeração

A microturbina (Figura 2) tem capacidade nominal de 28 kW<sub>el</sub> e possui um sistema de recuperação de calor dos gases de exaustão para aquecimento do ar de entrada da câmara de combustão. A eficiência elétrica aproximada é de 26%, nas condições ISO. Os componentes rotativos são montados em um único eixo, o qual é suportado por mancais aerostáticos, atingindo rotações superiores a 96.000 rpm.

A máquina de refrigeração por absorção (Figura 2) tem capacidade nominal de 8,5 TR (30 kW) de carga térmica de refrigeração e coeficiente de performance (COP) de 0,65. O *chiller* funciona com uma solução de brometo de lítio e água, necessitando de água quente como fonte de energia para acionamento do gerador do sistema de absorção.

A torre de resfriamento apresenta uma capacidade térmica total aproximada de 80 kW. O trocador de calor tem a função de aproveitar a energia residual dos gases de exaustão da turbina para aquecer a água que abastece o *chiller*.



Figura 2. Microturbina Capstone 330 LP e *Chiller* de absorção Thermax THWLT1

### 3. Simulação Termodinâmica da Planta de Cogeração

O procedimento de cálculo consiste na resolução de um sistema de equações fundamentadas na Primeira Lei da Termodinâmica e Conservação da Massa, levando em conta os componentes principais da planta de cogeração.

Para a simulação da planta o primeiro passo está relacionado à análise da microturbina, tendo como dados de entrada a potência elétrica e o rendimento como função da temperatura, ambos os valores retirados de catálogos do fabricante. A Figura 3 apresenta o diagrama esquemático do balanço energético para a microturbina em questão, onde  $\dot{W}_{elétrico}$  é a potência elétrica gerada pela microturbina,  $\dot{Q}_{comb}$  é a energia fornecida pelo gás natural,  $\dot{m}_{ar}$  é o fluxo de ar que entra no compressor e  $\dot{Q}_1$  é o calor associado aos gases de exaustão. As equações que regem o problema são:

$$\dot{Q}_{comb} \cdot \eta_{turbina} = \dot{W}_{elétrico} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{comb} - \dot{W}_{elétrico} - \dot{Q}_{rad} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0,04 \cdot \dot{Q}_{comb} \quad (3)$$

onde  $\dot{Q}_{rad}$  corresponde ao calor perdido por radiação para o ambiente.

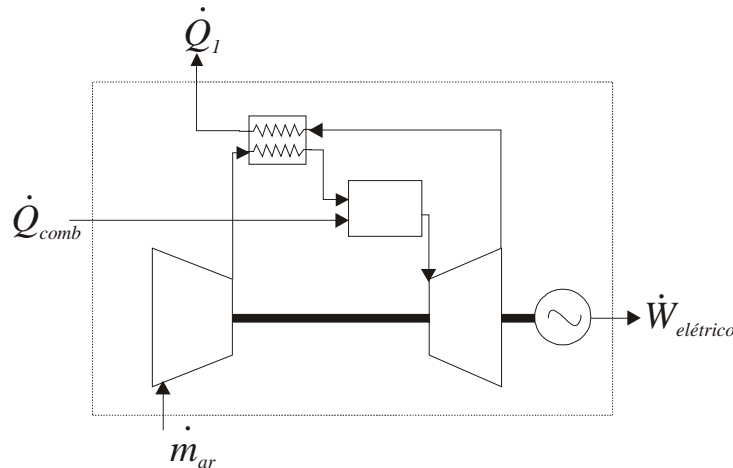


Figura 3. Balanço energético da microturbina

O segundo passo estabelece o calor disponível para alimentação do *chiller*. O trocador de calor é dimensionado para aquecer a água, através da energia residual dos gases que saem da microturbina,  $\dot{Q}_1$ . A Figura 4 mostra o balanço de energia no trocador de calor, onde  $\dot{Q}_2$  é o calor perdido para o ambiente pela chaminé,  $\dot{Q}_3$  é o calor associado à água aquecida no trocador e direcionada ao *chiller* e  $\dot{Q}_4$  é a energia associada à água que retorna do *chiller*. Os dados de entrada considerados foram o fluxo mássico no ponto 3 e temperaturas nos pontos 2 e 4, assumidos de acordo com informações do catálogo do fabricante do *chiller*. As equações correspondentes são:

$$\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3 - \dot{Q}_4 \quad (4)$$

$$\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p_{gases}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_3 - \dot{Q}_4 = \dot{m}_3 \cdot cp_{\text{água}} \cdot (T_3 - T_4) \quad (6)$$

$$DTLM = \frac{T_1 - T_3 - (T_2 - T_4)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_3}{T_2 - T_4}\right)} \quad (7)$$

$$UA = \frac{(\dot{Q}_3 - \dot{Q}_4)}{DTML} \quad (8)$$

onde  $cp_{\text{gases}}$ ,  $cp_{\text{água}}$ , DTLM e UA correspondem ao calor específico dos gases, calor específico da água, diferença de temperatura média logarítmica e coeficiente global de troca de calor, respectivamente.

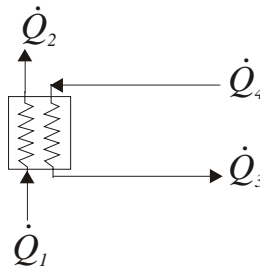


Figura 4. Balanço energético no trocador de calor

Finalmente, como último passo, a carga térmica de refrigeração é obtida através do balanço de energia aplicado ao *chiller*. A Figura 5 mostra o balanço energético para a máquina de absorção, onde  $Q_5$  é o calor contido na água refrigerada no *chiller* e  $Q_6$  é o calor contido na água que retorna para o *chiller*. As energias contidas na água direcionada para a torre de resfriamento e na água de retorno são representadas, respectivamente, como  $Q_7$  e  $Q_8$ . Os dados de entrada considerados foram o COP e as temperaturas nos pontos 5, 6, 7, 8, assumidos conforme catálogos do fabricante do *chiller*. As equações correspondentes são:

$$\dot{Q}_{\text{refr}} = COP \cdot (\dot{Q}_3 - \dot{Q}_4) = \dot{m}_5 \cdot cp_{\text{água}} \cdot (T_6 - T_5) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{\text{torre}} = (\dot{Q}_3 - \dot{Q}_4) + \dot{Q}_{\text{refr}} = \dot{m}_7 \cdot cp_{\text{água}} \cdot (T_7 - T_8) \quad (10)$$

onde  $Q_{\text{refr}}$  é a carga térmica de refrigeração do *chiller* e  $Q_{\text{torre}}$  é a energia retirada pela torre de resfriamento.

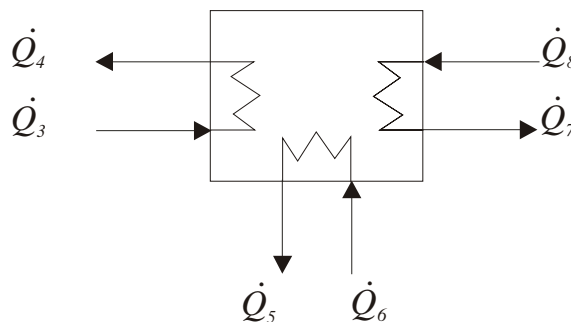


Figura 5. Balanço energético na máquina de absorção

O sistema de equações é resolvido diretamente pelo algoritmo computacional EES - *Engineering Equation Solver* (Klein e Alvarado, 2001).

#### 4. Resultados e Discussão

Os resultados obtidos da simulação termodinâmica são apresentados na Tabela 1, considerando que a microturbina opera nas condições ISO de temperatura, pressão e umidade relativa e em regime de carga total. A temperatura dos gases de exaustão foi calculada em 247,9°C, relativamente inferior aos valores encontrados em turbinas de porte maior. Embora seja um valor baixo, o fluxo mássico é relativamente alto, garantindo energia suficiente para produção da água gelada no *chiller*. Valores maiores não são possíveis, porque a microturbina possui um recuperador de calor para pré-aquecimento do ar de combustão, condição de projeto para que o rendimento elétrico alcance 26% nas condições ISO. Se a prioridade passar a ser a demanda térmica, pode-se propor a desativação do recuperador, para com isso aumentar a capacidade de refrigeração da planta.

Tabela 1. Resultados obtidos para o balanço termodinâmico da planta (Carga total e condições ISO).

Ponto	Fluxo Mássico [kg/s]	Temperatura [°C]	Fluxo de Calor [kW]
1	0,3198	247,9	73,6
2	0,3198	120	30,7
3	1,09	94,1	315,4
4	1,09	85	273,7
5	1,079	6	-85,8
6	1,079	12	-58,7
7	2,35	36	108,1
8	2,35	29	39,3

Com base nos valores da Tabela 1 são calculados os fluxos energéticos de cada equipamento da planta de cogeração (Tabela 2). O resultado final correspondente à carga de refrigeração nas condições estabelecidas foi de 27,1 kW, valor muito próximo da capacidade nominal do *chiller*, demonstrando que a planta foi bem dimensionada. Isto é positivo, tendo em vista a reduzida disponibilidade de modelos de *chiller* nesta faixa de potência, com cargas de refrigeração inferiores a 20 TR. Naturalmente, abre-se aqui um mercado novo para sistemas escalonados de potência, buscando atender necessidades de mercado, notadamente para plantas de cogeração compactas baseadas em microturbinas a gás natural, na faixa de 30 a 100 kW.

Tabela 2. Fluxos energéticos dos componentes da planta (Carga total e condições ISO).

Fluxo Energético [kW]	
Combustível (gás natural)	107,7
Energia elétrica	28
Trocador de calor	41,7
Torre de resfriamento	68,8
Carga de refrigeração	27,1

As eficiências elétrica, térmica e global da planta são apresentadas na Tabela 3, considerando novamente que a microturbina opera em carga total e sob as condições ISO. A eficiência térmica foi calculada considerando apenas a carga térmica de refrigeração como carga útil. O valor baixo encontrado para eficiência global de 51,2% é uma consequência direta do baixo COP do *chiller*, na ordem de 0,65. O calor rejeitado pela torre de resfriamento é da ordem de 68,8 kW.

Tabela 3. Eficiência elétrica, térmica e global da planta (Carga total e condições ISO).

Eficiências [%]	
Elétrica	26,0
Térmica	25,2
Global	51,2

Uma análise de sensibilidade da variação da carga de refrigeração, potência elétrica, eficiência elétrica, eficiência térmica e eficiência global em função da temperatura ambiente é apresentada na Figura 6. Nota-se que a microturbina é muito sensível à variação de temperatura do ar de admissão, sendo que o aumento desta temperatura causa uma redução na geração elétrica e aumento da capacidade de geração de frio. Com o aumento da temperatura ambiente de 15° C para 35° C, observa-se um leve aumento da eficiência global do sistema e um sensível aumento da eficiência térmica, sendo que a eficiência elétrica é reduzida em mais de 3%.

Foram avaliados os custos específicos de energia elétrica e de água gelada para refrigeração, levando em consideração os custos de aquisição dos equipamentos (*chiller*, microturbina, painéis de controle, trocador de calor e

torre de resfriamento). Estes custos específicos são apresentados na Tabela 4. Foi considerada a cotação do dólar da época da aquisição dos equipamentos (2,50 R\$/US\$).

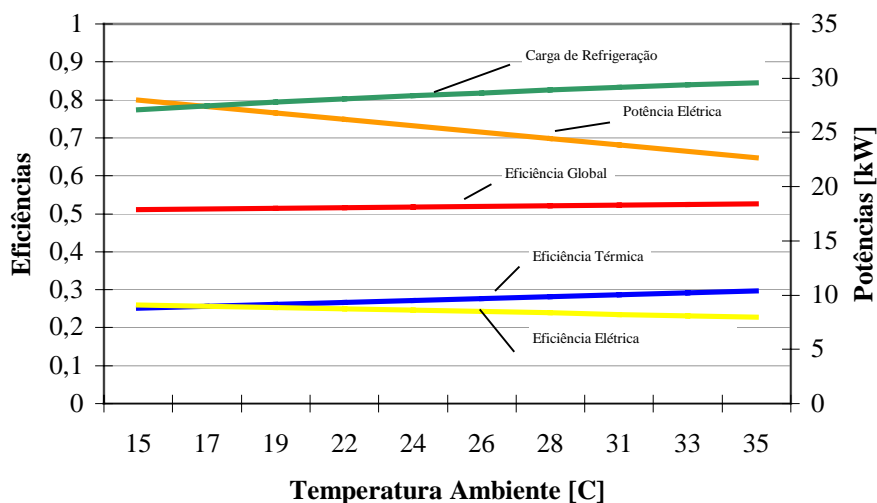


Figura 6. Análise de sensibilidade da variação da carga de refrigeração, potência elétrica, eficiência elétrica, eficiência térmica e eficiência global em função da temperatura ambiente.

Tabela 4. Custos específicos dos produtos da planta de cogeração.

Custos Específicos [R\$/kW]	
Energia Elétrica	5710
Refrigeração	5930

## 5. Conclusões

As microturbinas apresentam um desempenho inferior às turbinas convencionais e motores de combustão interna. Os resultados da simulação realizada neste trabalho confirmam a necessidade de melhorar a tecnologia das microturbinas para viabilizar sua aplicação no mercado. Além disso, os custos específicos de energia elétrica e refrigeração apresentam valores ainda altos para o cenário econômico atual do País, situação que pode se agravar com uma possível desvalorização da moeda nacional em relação ao dólar. Testes estão programados em laboratório para validação dos resultados encontrados na simulação termodinâmica. Na expectativa de buscar novos resultados que possam subsidiar um melhor desempenho da planta, estudos exergeticos serão também realizados, alocando custos aos produtos e identificando as irreversibilidades existentes na planta.

## 7. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio financeiro dispensado pela ANP, Redegás Energia (Petrobras, TBG e SCGás) e FINEP.

## 8. Referências

- GAS RESEARCH INSTITUTE. The Role of Distributed Generation in Competitive Energy Markets. In: *Distributed Generation Forum*, 1999.
- KLEIN, S. A.; ALVARADO, F. L. Engineering Equation Solver v.6.181, F-Chart Software, Middleton, 1992-2001.
- MATELLI, J. A.; RÜCKER, P. R.; BAZZO, E. A Cogeneration System Applied to the UFSC University Hospital: An Exergetic, Economic and Environmental Analysis. In: *ECOS*, 2002, Berlin. Anais... Berlin: ECOS, 2002, p.p.941-948.
- PELLEGRINI, M.C., et al. A Cogeração, seus Aspectos Regulatórios e sua Influência no Setor Elétrico Brasileiro. In: *IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas*, 2002, Caxambu. Anais... CD-ROM ENCIT, 2002.
- RÜCKER, C.P.R.; BAZZO, E.; MATELLI, J.A. Análise de um Sistema Compacto de Cogeração Baseado em Microturbina. In: *IX Congresso Brasileiro de Energia e IV Seminário Latino-Americano de Energia*, 2002, Rio de Janeiro. Anais... Rio de Janeiro: CBE, 2002. p. p. 1493-1498.