



Copyright 2005, Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás - IBP

Este Trabalho Técnico Científico foi preparado para apresentação no 3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás, a ser realizado no período de 2 a 5 de outubro de 2005, em Salvador. Este Trabalho Técnico Científico foi selecionado e/ou revisado pela Comissão Científica, para apresentação no Evento. O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pelo IBP. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões do Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás, Sócios e Representantes. É de conhecimento e aprovação do(s) autor(es) que este Trabalho será publicado nos Anais do 3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás

ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA DE UMA BANCADA DE COGERAÇÃO BASEADA EM UMA MICRO-TURBINA À GÁS NATURAL

Rafael Reami Romanos, Edson Bazzo e José Alexandre Matelli
Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica
LabCET - Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
88.040-900 Florianópolis – SC
romanos@cet.ufsc.

Newton Reis de Moura
CENPES – Petrobras S.A.
Cidade Universitária, Q7, Ilha do Fundão
21.941-598 Rio de Janeiro - RJ

Luiz Gustavo de Melo Freire
Petrobras S.A.
Av República do Chile, 500 - 22º andar, Centro
20.031-170 Rio de Janeiro - RJ

Resumo – Este trabalho apresenta resultados teóricos e experimentais relativos à análise técnica da utilização de gás natural como fonte primária de energia para a geração de energia elétrica em uma micro-turbina de 28 kW, operando no modo cogeração para a produção de água quente e/ou vapor, para posterior produção de água gelada, utilizando uma máquina de refrigeração por absorção água-amônia. A água gelada é produzida para atender demandas térmicas associadas à climatização de ambientes. Os resultados teóricos demonstram pequena diferença na comparação com os valores experimentais. Conforme esperado, o sistema é tecnicamente viável, podendo chegar a demandas térmicas superiores a 32 kW de carga de refrigeração, correspondendo a um salto no rendimento global do sistema de 24 para 48%, com a produção de água gelada. Do ponto de vista termodinâmico, na comparação com vapor saturado, a opção por água quente é melhor.

Palavras-Chave: Cogeração; Micro-Turbina; Gás Natural.

Abstract – This work provides a theoretical and experimental analysis on the natural gas use, as primary energy source to produce electric energy in a 28 kW micro-turbine associated to a cogeneration system for hot water or steam and chilled water production. The theoretical results show a small difference in comparison with experimental data. As expected, the cogeneration plant is a technically reliable system, providing thermal demands above 32 kW for refrigeration systems, increasing the global efficiency from 24 to 48%. In a thermodynamic point of view, in comparison with saturated steam, the alternative of hot water is better.

Keywords: Cogeneration; Micro-Turbine; Natural Gas.

1. Introdução

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. A geração de potência elétrica através de pequenas unidades, estrategicamente localizadas perto dos consumidores e centros de carga, poderá trazer benefícios para o consumidor e suporte para a operação econômica da rede de distribuição de eletricidade existente. Na expectativa de aumentar eficiência térmica e de reduzir custos, novas tecnologias são propostas para o setor elétrico, despontando o gás natural como uma alternativa importante para a geração termelétrica, principalmente devido à praticidade de uso, garantia de suprimento, baixos custos de manutenção e menor impacto ambiental se comparado a outros combustíveis convencionais. O Brasil apresenta expressivo potencial para a implantação de pequenas plantas de cogeração a gás natural, 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 aplicação de sistemas compactos de cogeração assume papel cada vez mais determinante nos projetos modernos de engenharia, verificando-se um nicho de mercado com um grande potencial de desenvolvimento. Trabalho recentemente publicado por Rücker e Bazzo (2003) aponta para resultados relativos a análise termodinâmica de um sistema compacto de cogeração, tendo como motor primário uma micro-turbina a gás natural de 28 kW ISO para geração termelétrica. O sistema 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.

No presente trabalho é realizada novamente uma análise termodinâmica para o sistema compacto de cogeração, apresentando agora resultados experimentais da micro-turbina a gás operando com gás natural veicular para a geração de energia elétrica e água gelada para fins de refrigeração. A análise termodinâmica foi realizada com o auxílio da ferramenta computacional EES (Engineering Equation Solver). Os resultados teóricos se sustentam em dados fornecidos pelos fabricantes dos equipamentos.

2. Descrição da Planta de Cogeração

A planta de cogeração é constituída basicamente por seis subsistemas, de acordo com a Figura 1.

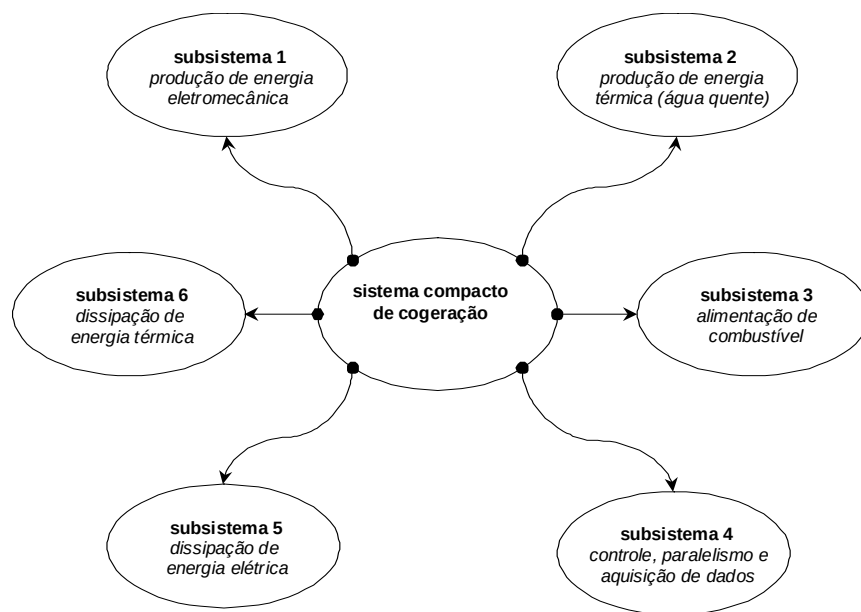


Figura 1- Subsistemas considerados na planta de cogeração

O Subsistema 1 corresponde ao acionador primário, consistindo de uma micro-turbina Capstone, modelo 330 LP Natural Gas, de potência nominal 28 kW (Figura 2). A energia elétrica produzida é despachada para a rede interna da UFSC. O calor residual dos gases de exaustão é parcialmente recuperado no trocador de calor. Para efeito de análise termodinâmica em condições de carga nominal, os seguintes dados de catálogo foram considerados:

Potência: 28 ± 1 kW;
Eficiência (PCI): 25 ± 2 %;

Temperatura dos gases de exaustão: 261 °C;
Vazão dos gases de exaustão: 0,311 kg/s.

O Subsistema 2 corresponde ao trocador de calor, ou recuperador de calor, por onde os gases de exaustão são forçados a passar, aquecendo a água que circula em circuito fechado (ver Figura 3). O recuperador de calor (RC) consiste de um trocador de calor Endesa, tipo tubos aletados e adaptado com duas coifas isoladas termicamente, responsáveis pela expansão (coifa superior) e recolhimento (coifa inferior) dos gases de exaustão.



Figura 2- Foto da micro-turbina e trocador de calor para água quente

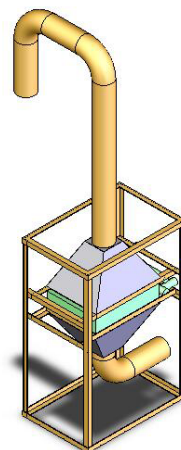


Figura 3- Esquema do trocador de calor

As especificações técnicas do trocador de calor são:

Temperatura de saída da água quente: 95 °C;

Temperatura de entrada dos gases: 248 °C;

Efetividade: 78,5%

Coef global de transferência de calor: 0,52 kW/K.

O Subsistema 3 é responsável pelo suprimento do combustível, que consiste em um cesto de 10 cilindros, com capacidade para 300 Nm³ de gás natural veicular, na pressão de até 240 bar, garantindo autonomia de funcionamento da micro-turbina por 24 horas operando em carga máxima. O campus universitário da UFSC não é ainda atendido pela rede de gás natural (Figura 4). Os cilindros são interligados através de um *manifold*. Duas válvulas redutoras de pressão atuam em paralelo, reduzindo a pressão do gás para valores da ordem de 1,5 bar. Para garantir operação do sistema, um sistema anticongelamento foi especialmente instalado para aquecer as válvulas redutoras.

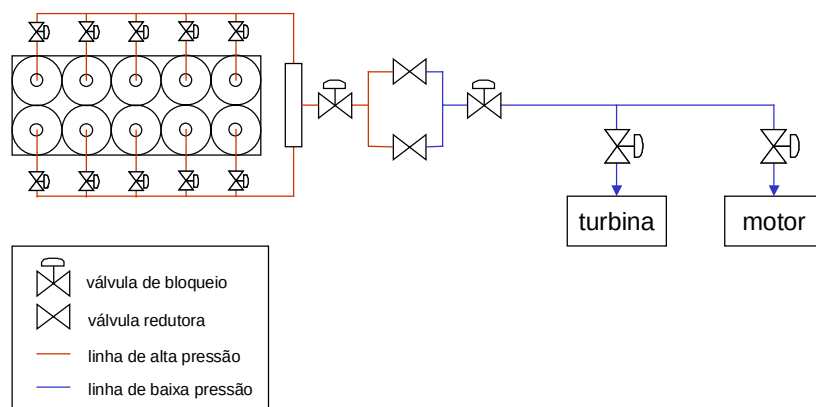


Figura 4- Esquema do sistema de suprimento de gás natural veicular instalado no LabCET/UFSC.

O Subsistema 4 corresponde ao sistema de monitoramento e aquisição de sinais, através de algoritmo computacional desenvolvido pelo fabricante da micro-turbina, que permite o controle da demanda de potência, visualização e armazenamento de diversos dados simultaneamente.

O Subsistema 5 da micro-turbina opera de modo integrado a rede geral de energia elétrica (*grid connected*). Toda a energia elétrica produzida é despachada diretamente para a rede em corrente trifásica (380V) e com potência elétrica máxima de 28 kW.

O Subsistema 6 consiste de um radiador instalado fora do prédio para dissipação da energia térmica da água quente. Uma máquina de refrigeração por absorção (Água-LiBr), com capacidade de 10 TR, foi preliminarmente especificada para compor a planta de cogeração. Entretanto, o não cumprimento de contrato comercial por parte da empresa escolhida como fornecedora da máquina de refrigeração por absorção, associado à escassez de fornecedores no mercado mundial que assegurem condições técnicas e comerciais adequadas (garantia, assistência técnica e desempenho), forçaram uma alteração na concepção original do sistema de cogeração, alterando significativamente o cronograma de execução do projeto. Optou-se pela instalação de uma máquina água-amônia de queima direta de gás natural. A opção pela nova máquina implicou na mudança de configuração do sistema de cogeração, uma vez que a proposta original do projeto em referência considerava o uso de água quente como fonte de energia para o sistema de

refrigeração. Estudos prosseguem no sentido de viabilizar tecnicamente o uso da máquina de refrigeração no sistema compacto de cogeração.

3. Simulação Termodinâmica: Procedimentos de Cálculo

Para efeito de comparação e de estudo de viabilidade, foi desenvolvido um programa computacional na plataforma EES que simula a utilização da micro-turbina associada ao trocador de calor para produção de água quente ou de vapor, consideradas fontes de energia para a máquina de refrigeração por absorção. Os cálculos foram baseados na Primeira Lei da Termodinâmica, considerando preliminarmente a instalação de um trocador de calor para a produção de água quente. A Figura 5 mostra o esquema da micro-planta considerada para análise complementar, levando-se em conta uma caldeira de recuperação para a produção de vapor. Embora possa representar menor investimento inicial, a opção por vapor limita o aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão, devido às características de projeto da caldeira de recuperação. De acordo com resultados obtidos, a opção por água quente garante uma demanda térmica da ordem de 50 kW, enquanto a opção por vapor não passa de 44 kW, naturalmente ambos resultados dependentes das condições de projeto. No caso de água quente, a temperatura dos gases na chaminé foi calculada em 113 °C (água quente a 93°C). No caso de vapor saturado, a temperatura dos gases na chaminé foi calculada em 136 °C (vapor a 120°C e *pinch-point* de 20°C).

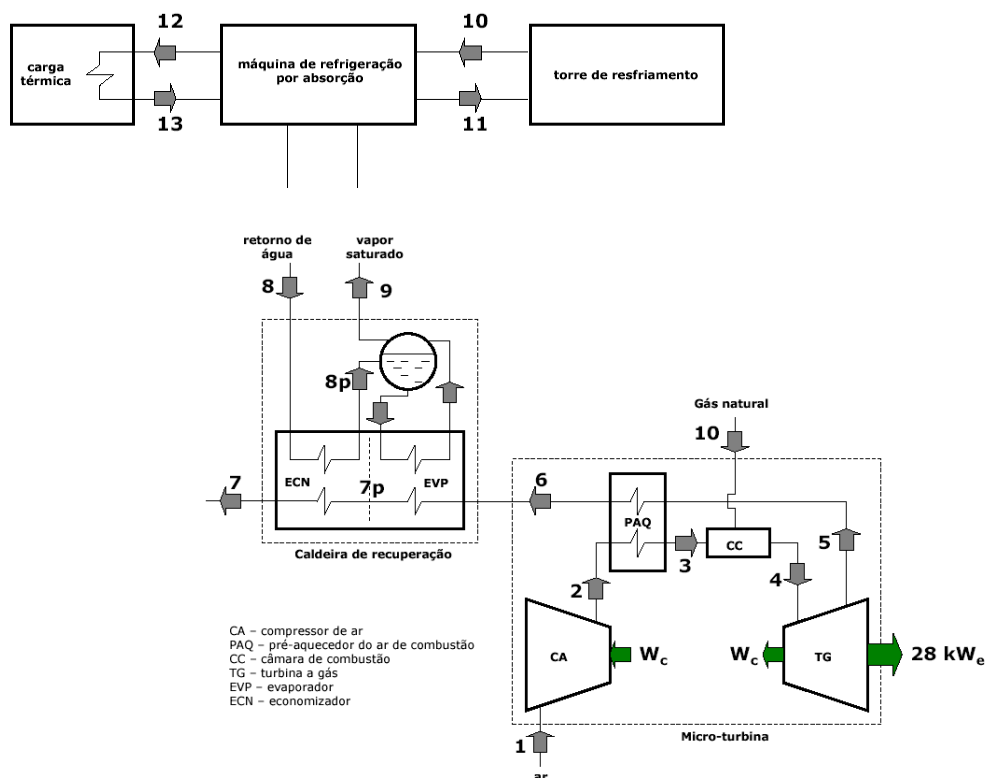


Figura 5- Micro-planta considerada para simulação termodinâmica.

Para realizar o trabalho de simulação, foram considerados parâmetros disponíveis no manual do fabricante, bem como dados de projeto baseados em dados experimentais. Em termos gerais, os seguintes dados foram considerados:

$W_t = 28 \text{ kW}$	$P_9 = 2 \cdot (101,35) \text{ kPa}$	$\text{COP} = 0,65$
$m_6 = 0,311 \text{ kg/s}$	$\text{PP} = T_9 - T_8 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{tr} = 7^\circ\text{C}$
$\eta_t = 0,25$	$\text{AP} = T_9 - T_{8p} = 20^\circ\text{C}$	$\Delta T_{fc} = 5^\circ\text{C}$
$T_6 = 268^\circ\text{C}$	$T_8 = 80^\circ\text{C}$	$T_{11} = T_{10} + \Delta T_{tr} \text{ } ^\circ\text{C}$
$T_{10} = 29^\circ\text{C}$		$T_{13} = T_{12} + \Delta T_{fc} \text{ } ^\circ\text{C}$

onde W_t representa a potência nominal da micro-turbina, η_t o rendimento da micro-turbina, T_6 a temperatura dos gases de exaustão da micro-turbina, m_6 a vazão mássica dos gases de exaustão, P_{atm} a pressão de referência, T_{ref} a temperatura de referência, P_9 a pressão absoluta do vapor na saída da caldeira, T_8 a temperatura de retorno da água para a caldeira, $T_9 - T_{8p}$ o *Approach Point* (AP) da caldeira, T_7 a temperatura de saída dos gases na chaminé, $\text{COP} = 0,65$ o coeficiente de performance da máquina térmica, T_{10} a temperatura de entrada de água resfriada na torre, ΔT_{tr} a variação de temperatura da água na torre, T_{11} a temperatura de saída de água resfriada na torre, $\Delta T_{fc} = T_{13} - T_{12}$ a variação de temperatura da água

gelada no *fan-coil* (carga térmica). O *Pintch Point* (PP) da caldeira de recuperação foi estabelecido como parâmetro de projeto igual a 20°C. Os cálculos foram realizados com base no estado de referência para o meio ambiente de 25°C e 101,35 kPa. O rendimento e a vazão mássica dos gases de exaustão da turbina indicados acima valem para a condição ISO de operação, em carga nominal. Para carregamento parcial, foram consideradas as curvas de rendimento do manual do fabricante.

4. Análise e Comparação de Resultados

Os resultados obtidos experimentalmente são mostrados na Figura 6, para a micro-turbina operando no modo cogeração com água quente. No gráfico são mostradas as temperaturas dos gases e temperaturas da água quente a montante e a jusante do trocador de calor (RC), para potências escalonadas na micro-turbina de 10, 15, 20 e aproximadamente 24 kW. Para potências menores do que 20 kW, as temperaturas indicadas para os gases a jusante do trocador de calor são baixas, sugerindo uma reavaliação nos critérios de dimensionamento do sistema, uma vez que temperaturas menores do que 105°C não são recomendáveis para os gases da chaminé, devido a problemas de condensação.

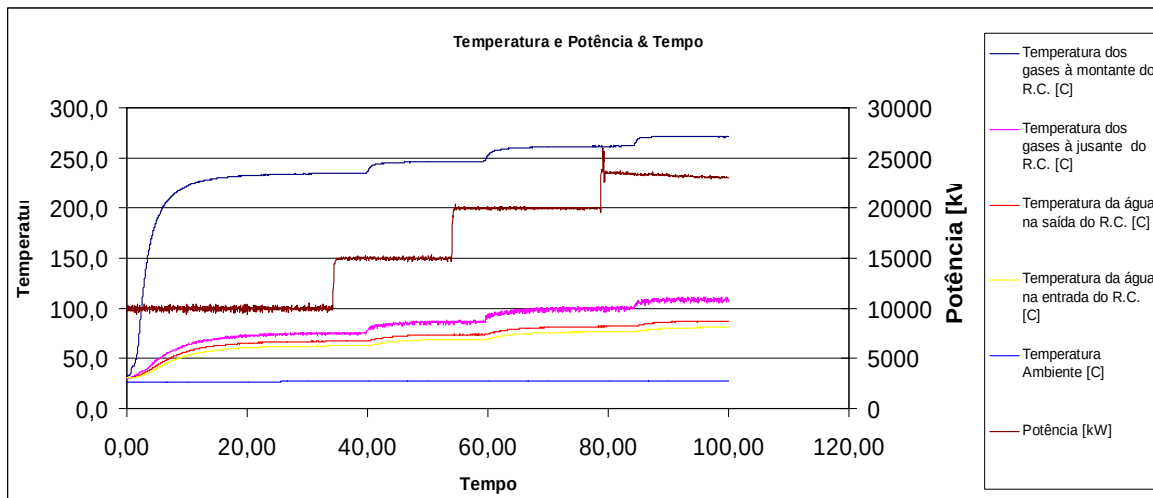


Figura 6- Resultados experimentais para a micro-turbina operando no modo cogeração com água quente.

A Figura 7 mostra a comparação entre valores teóricos e experimentais do calor recuperado como água quente e potência teórica correspondente para refrigeração numa máquina de refrigeração (*chiller* de absorção) água amônia.

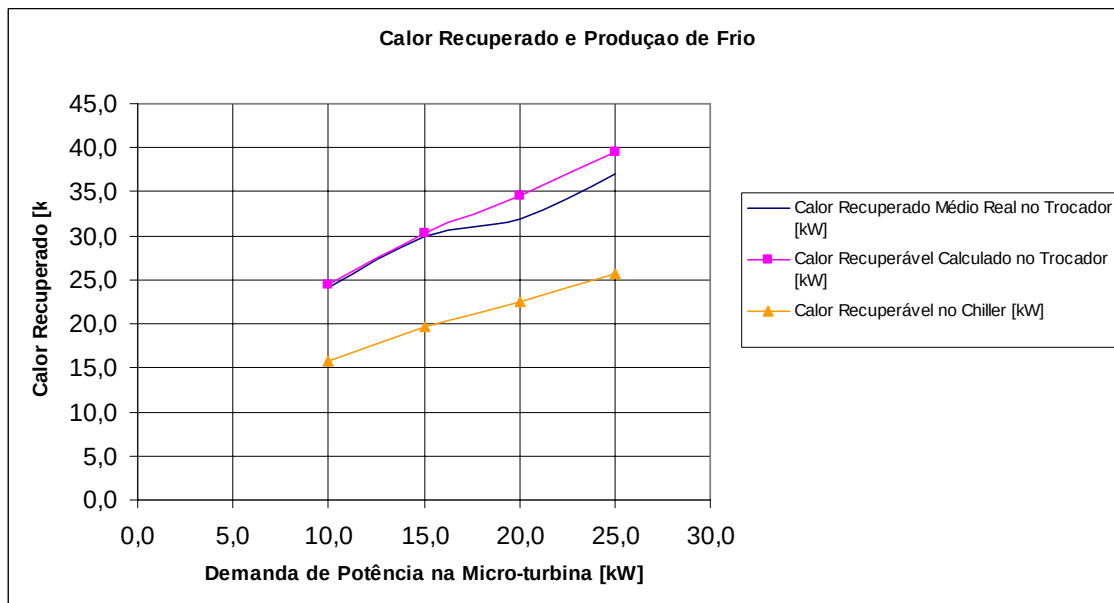


Figura 7- Comparação entre valores teóricos e experimentais para o calor de recuperação (água quente).

5. Conclusão

Os resultados demonstram pequena diferença nos valores experimentais, fruto de incertezas de medição e de interpolação de dados do manual da micro-turbina a gás natural. Conforme esperado, o sistema é tecnicamente viável, podendo chegar a demandas térmicas superiores a 32 kW de carga de refrigeração, correspondendo a um salto no rendimento global do sistema de 24 para 48%, com a produção de água gelada. Na comparação com vapor saturado, a opção por água quente é melhor do ponto de vista termodinâmico. De acordo com resultados obtidos, a opção por vapor saturado limita demanda térmica em 43 kW na caldeira de recuperação e 28 kW na máquina de refrigeração.

Referências

CAPSTONE, Capstone MicroTurbine Model 330 System Manual, 2001; www.capstoneturbine.com.
INCROPERA, F. P., DEWITT, D. R., *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*, LTC, 5ª. Ed., São Paulo, 2002;
RÜCKER, C. P. R., BAZZO, E. *Análise Termodinâmica de um Sistema Compacto de Cogeração Utilizando Microturbina a Gás Natural*, 2º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo & Gás, em CD, PP. 1-6, Rio de Janeiro, Maio/2003;
SONNTAG, E. R., BORGNAKKE, C., VAN WYLEN, G. J. *Fundamentos da Termodinâmica*, Edgard Blucher, 5ª. Ed., São Paulo, 1998;

Agradecimentos

À FINEP e RedeGasEnergia - Rede de Excelência do Gás e Energia, pelo aporte de recursos ao projeto de pesquisa FINEP/CTPetro, envolvendo as empresas parceiras Petrobras, TBG e SCGás; ao CNPq e ao PRH 09 – MECPetro/ANP pelas bolsas de estudos concedidas durante o período em que as atividades foram desenvolvidas no LabCET/UFSC.