

## Sistema compacto de geração de energia elétrica

**João B. F. Duarte**  
furlan@unifor.br

**Carlos A. M. de Holanda**  
almir@metalmat.ufc.br

**Rubéria Caminha Marques**  
ruberiacaminha@yahoo.com.br

**Lutero Carmo de Lima**  
lutero@uece.br

### Resumo

O déficit de energia atualmente representa um dos maiores desafios governamentais, visto que ainda exista um grande número de comunidades de baixa renda e de áreas com acesso restrito à equipamentos eletro-eletrônicos, como televisão, geladeiras, computadores, dependentes de energia elétrica. Este trabalho tem como objetivo, apresentar a possibilidade de geração de energia elétrica, aliada com a produção de água gelada e/ou quente, em localidades onde não existam ainda redes de transmissão ou não possuam nenhum tipo de fonte de energia alternativa. O sistema é baseado no ciclo padrão a ar denominado Ciclo Brayton, e composto por um conjunto turbo-compressor modelo 4LGZ Borg Warner, uma câmara de combustão, uma turbina de potência, acoplada à turbina geradora de gases do conjunto turbo-compressor, um trocador de calor, um chiller água-amônia, um gerador de 5,0 kVA e um quadro de comando para automação e distribuição de energia. Este sistema, que utiliza gás natural ou GLP, deverá fornecer energia elétrica a partir do gerador, água quente obtida da troca térmica com os gases de combustão e água gelada a partir do chiller, tendo como a fonte quente os gases provenientes do sistema de potência. O protótipo já está sendo testado em laboratório, obtendo bons resultados.

**Palavras-chave:** Combustão. Microturbinas. Cogeração. Absorção.

### Abstract

The deficit of energy currently represents one of the biggest government challenges, since still there are a big number of low income communities and areas dependent on electricity with restrict access to electro-electronic gadgets such as TV set, refrigerator, and computer. This article aims to show the possibility of generating electricity generate combined with the production of frozen and/or hot water, in localities where yet doesn't exist electricity grid or any kind of source of alternative energy. This system is based on the standard air cycle called Brayton cycle and it consists of 4LGZ model BorgWarber turbo-charger set, a combustion chamber, a power turbine connected to the gas jet turbine of the turbo-charger, a heat exchanger, a water-amonia chiller, a electrical generator of 5kVA and a command panel for the automation and energy distribution. This system which uses either natural gas or LPG eventually will supply electricity produced in the generator, hot water obtained of the heat transfer of the combustion gases and frozen water from the chiller, having as hot source the gases coming from power system. The prototype is already being tested in laboratory showing interesting results.

**Keywords:** Combustion. Microturbine. Cogeneration. Absorption.

## 1 Introdução

O presente trabalho tem por finalidade desenvolver um sistema de geração de energia elétrica para suprir uma demanda ainda pouco explorada, que são os consumidores de pequeno porte. Esta faixa, que vai de 3 até 100 kVA, ainda é pouco assistida pela indústria de geradores elétricos. As opções disponíveis hoje, no mercado brasileiro, partindo da faixa de 3,0 kVA, passam por geradores estacionários movidos à gasolina, adaptações realizadas a partir de motores de motocicletas, ou pequenos motores diesel com ciclo de dois tempos. Para as faixas maiores de 10 kVA, encontram-se os geradores estacionários movidos a diesel, que também são adaptados a esta função, pois sua utilização principal esta na área de tratores e caminhões. Destas soluções apresentadas, os custos de aquisição e instalação variam entre R\$ 3.000,00 e R\$ 40.000,00. Entretanto, o custo de operação quase sempre torna o equipamento não competitivo em períodos de oferta

de energia elétrica regular, vindo apresentar alguma vantagem apenas quando operados em horários de grande demanda e em períodos de racionamento elétrico, como foi o caso do “apagão” vivido pelo Brasil recentemente. Em faixas de potência a partir de 25 kVA (SARAVANAMUTTOO, 2001), surge a opção do uso de microturbinas (SARAVANAMUTTOO, 2001, DÍEZ, 2003) que apresentam bom rendimento, além de instalação e manutenção relativamente simples, apesar do elevado nível tecnológico do equipamento. A grande barreira para este tipo de sistema é a ausência de fabricante nacional, o que torna esse equipamento uma espécie de “caixa preta”, contendo turbina e gerador, pronta para o uso. Desta forma o preço de aquisição de um sistema de 30 kVA chega à casa dos R\$ 80.000,00, tornado-o proibitivo para uma parcela ampla de consumidores desta faixa de potência. Há que se lembrar também que o custo de manutenção se torna elevado, pois as intervenções devem ser efetuadas, em geral, no exterior.

Partindo desta linha de raciocínio, procurou-se desenvolver um equipamento que se colocasse entre estas três opções de mercado, não tendo os empecilhos de uma importação nem a impossibilidade de se aliar a uma cogeração, com a finalidade de aumentar a eficiência.

Esse sistema de potência consta de um conjunto turbo-compressor automotivo, em que a turbina desempenha a função de geradora de gases; uma câmara de combustão; um trocador de calor casco e tubos para arrefecer os gases provenientes da câmara de combustão; uma turbina geradora de potência, que recebe os gases provenientes da turbina geradora de gases; e finalmente de um gerador elétrico, acoplado na turbina de potência através de um sistema de correia e polias. A fim de prevenir desgastes em função do atrito do eixo dos mancais dos turbocompressores, existe ainda um sistema de lubrificação composto por uma bomba de óleo, um reservatório e um trocador de calor para o óleo. Finalmente este sistema é acoplado a um chiller de absorção com o objetivo de gerar água gelada para o processo. Todos estes equipamentos podem ser encontrados ou projetados nacionalmente, se não localmente, à exceção do chiller, que ainda necessita ser importado. Desta forma, pode-se pensar em um equipamento na ordem de R\$ 45.000,00 para a faixa de potência de 30 kVA. Cabe lembrar que na associação com chiller, a energia elétrica gerada não será utilizada para ar-condicionado nem geração de água quente, elementos de maior consumo dentro de uma empresa/residência. A seguir, serão descritos alguns detalhes do referido equipamento.

## 2 Elementos de montagem do sistema de microturbinas e lubrificação

### 2.1 Turbocompressor

Para as faixas de potência pretendidas, foi especificado um modelo de turbocompressor para compor o sistema de geração. Desta forma ficou definido os turbocompressores da marca BorgWarner, modelo 4LGZ, utilizados em caminhões da marca Scania-112, com motores previstos para 300 cv, onde a aplicação dos turbos eleva esta potência para em torno de 400 cv. Segundo o fabricante, o compressor pode trabalhar a uma razão de pressão de 2.4, conforme informações fornecidas pelo fabricante (ALCARAZ, A. G., 2004), comprimindo um volume de aproximadamente 0,08 m<sup>3</sup>/s. O turbocompressor pode ser visualizado na Fig. 1.



Figura 1: Turbocompressor 4LGZ

## **2.2 Sistema de lubrificação**

O sistema de lubrificação adotado procura reproduzir as características existentes em um motor a diesel, onde se utiliza o referido conjunto turbocompressor. Desta maneira instalou-se uma bomba de óleo de uso industrial, com capacidade para ser operada por um motor com até 1 cv de potência. Está-se adotando inicialmente, para os testes a frio, um motor elétrico de corrente alternada com potência 0.5 cv para acionar a bomba de óleo, a qual deve gerar uma pressão próxima de 1,7 bar, necessária para a operação normal da turbina.

Este sistema possui ainda um trocador de calor para resfriamento do óleo de lubrificação, que tem como objetivo evitar a perda de viscosidade (MUNSON, 2001, WHITE, 1979) do mesmo e eventual falha de lubrificação. Este trocador de calor poderá compor também o sistema aquecimento de água, colaborando no processo de geração de água quente.

## **2.3 Projeto da câmara de combustão**

A câmara de combustão foi construída utilizando-se modelos conhecidos e estudados em combustão (LEFEBVRE, 1989, TURNS, 2000), buscando uma melhor eficiência e robustez. Dentre eles está a utilização de “staged combustion”, que consiste em fornecer ar em locais diferentes da chama. Desta forma, a chama tem menores gradientes de temperatura, diminuindo a formação de Nox, mantendo assim baixo índice de emissão de poluentes. Pode ser empregada com retentor de chama do tipo swirler ou mesmo do tipo corpo rombudo. Neste caso será empregado um retentor do tipo swirler no qual o ar primário passará, enquanto que o ar secundário será introduzido, paulatinamente, através de furos nas laterais da câmara (devidamente calculados).

Outra técnica utilizada é de “Shield of radiation”, que consiste no uso de uma placa para a blindagem da radiação emitida, diminuindo assim o aquecimento da parede externa da câmara. Neste caso esta placa cumprirá duas funções:

- a) fazer a blindagem da radiação;
- b) aquecer o ar de combustão (primário e secundário)

Como citado no parágrafo anterior, a retenção de chama é feita pela utilização de swirl, cuja técnica foi desenvolvida na década de 70 e passou a ser aplicada como dispositivo retentor de chama a partir da década de 80. Suas vantagens são a diminuição do tamanho da chama, possibilitando o projeto da câmara de combustão mais compacta, e a não introdução de grande perda de carga no escoamento, diferentemente dos dispositivos ancoradores de chama do tipo corpo rombudo.

Por último, a utilização da técnica de “extended ultra-lean combustion” por meio do aquecimento do ar de combustão, internamente à câmara, por meio da placa de blindagem de radiação, o que simplificará o projeto e tornará a câmara bem mais compacta.

O uso das técnicas acima elencadas permitirá a obtenção de um projeto de câmara de combustão de alto desempenho e baixo índice de poluição. A câmara possui três tubos, sendo o externo de 6 polegadas de diâmetro interno com comprimento de 41cm, o tubo de blindagem de radiação de 4 polegadas de diâmetro interno com comprimento de 31cm e o tubo interno de 2,5 polegadas de diâmetro interno e 36 cm de comprimento e no qual é feita a combustão estagiada. Ao longo do tubo interno são inseridos 4 furos espaçados de 5 cm, a 90 graus um do outro, de forma que permita que o ar de combustão subestequiométrico penetre na região onde será localizada a chama. A cada camada de furos ocorre um deslocamento de 45 graus em relação aos furos da camada \_ubseqüente, para haver uma melhor distribuição do ar de combustão. Esses furos são calculados para que no final da câmara de combustão a estequiometria esteja com 10% de excesso de ar.

O escoamento de ar total deve ser da ordem de 200% de excesso de ar, porém a sua grande totalidade não participa da combustão, servindo apenas para esfriar a parede externa da câmara. Serve também para diminuir a temperatura global do escoamento que segue para a turbina, de forma que a mesma opere em temperaturas da ordem de 750°C

O queimador é composto de 5 furos de 1mm que se situam na direção radial e sua chama é estabilizada por um swirler secundário. A estabilização primária é realizada pelo swirl primário, que é originado pela entrada do fluxo de ar de forma tangencial na câmara, gerando um número de swirl primário que é auxiliado pelo swirler secundário na sua função de ancoramento e estabilização da chama.

O ponto de partida do projeto da câmara de combustão é conseguir uma potência útil de aproximadamente 5kW no gerador elétrico, que é o consumo de uma residência de médio porte. Como se tem produtos de cogeração, como água quente e também água fria, além de ar-condicionado fornecidos por um chiller, a potência elétrica atenderá com folga o consumo residencial pretendido.

Considerando o GN como sendo 100% metano, a estequiometria nos fornece:



Dessa forma a razão ar/combustível dá:

$$\frac{A}{C} = \frac{2 \times 32 + 7,52 \times 28}{16} = 17,16 \quad (2)$$

Assim, para a realização da queima do GN sob condições estequiométricas necessitamos de 17,16 partes de ar por parte de combustível em massa, ou seja: para a queima de um kg de GN necessitamos de 17,16 kg de ar.

Essa queima é realizada no interior do tubo de 2,5 polegadas e 25 cm de comprimento. O restante do ar de arrefecimento da câmara e para o estagiamento não entra na combustão e só entra em contato com os gases quentes oriundos da combustão no final do tubo de 2,5 pol. Por 25 cm, diminuindo a temperatura dos gases de exaustão que acionarão a turbina/compressor.

Como a câmara de combustão trabalhará a 243 kPa, a massa específica de entrada do gás (GN) que será injetado a 304 kPa para se ter um  $\Delta P_{inj}$  da ordem de 10 kPa (devido a perdas no injetor, coeficiente de descarga) será de:

$$P = \rho RT \rightarrow \rho = \frac{P}{RT} = \frac{304.000 \text{ Pa}}{519,6 \text{ J/kg K} \times 300 \text{ K}} = 1,95 \text{ kg/m}^3 \quad (3)$$

Desse modo pode-se calcular a velocidade de injeção do GN na câmara de combustão, ou seja:

$$\Delta P_{inj} = \frac{1}{2} \rho \left( \frac{v}{c_d} \right)^2 \quad (4)$$

Que resulta numa velocidade de injeção de:

$$v = c_d \left( \frac{2 \Delta P_{inj}}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

Segundo Lefebvre (1989) o coeficiente de descarga –  $C_d$  permanece constante e independente da pressão ambiente, sendo aproximadamente 0,8 quando o número de Reynolds varia entre 2.000 a 20.000. Assim,

$$v = 0,8 \left( \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 101325}{1,95} \right)^{\frac{1}{2}} = 82 \text{ m/s} \quad (6)$$

Esta velocidade é muito alta para a retenção de chama. Chamas de difusão ficam ancoradas até cerca de Mach=0,2 valor dado em literatura para chamas de difusão, e assim estamos no limite de retenção.

Portanto, devemos empregar um dispositivo retentor de chama. Para tanto, a câmara será dotada de um retentor de chama do tipo vortical (swirler).

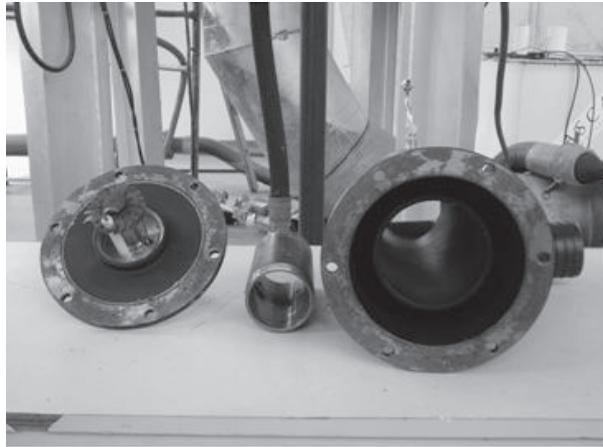
O volume da câmara pode ser calculado através do tempo de residência desejado, para uma combustão eficiente e com baixo índice de emissão de poluentes. Este tempo não deverá ser superior a 0,3 segundos, de acordo com as normas ambientais. Optou-se, a partir da experiência do grupo, pelo tempo de permanência de 0,1s.

A temperatura no interior da câmara é muito importante para o estabelecimento das condições de proteção contra a falta de chama. As normas da ABNT estabelecem a temperatura de 750°C nas superfícies internas da câmara de trabalho

como fronteira entre os processos de baixa e alta temperatura.

O escoamento de ar total deve ser da ordem de 200% de excesso de ar, porém a sua grande totalidade não participa da combustão, servindo apenas para esfriar a parede externa da câmara. Serve também para diminuir a temperatura global do escoamento que segue para a turbina, de forma que a mesma opere em temperaturas da ordem de 650 °C.

Foi construído um injetor com seis furos de 1,5 mm, que para uma vazão mássica de 1g/s, dá uma velocidade de injeção de 48 m/s. Como é possível aumentar a injeção de gás até velocidade sônica, a câmara de combustão poderá atingir potência térmica de 351 kW e uma potência útil de 38,2 kW. A câmara de combustão pode ser visualizada na Figura 2.



**Figura 2:** Câmara de combustão

#### **2.4 Acoplamento das turbinas e gerador elétrico**

A massa de gases quentes a serem transferidos para a turbina de potência deve obedecer à demanda necessária para manter a rotação do gerador em 3600 rpm. O fluxo deve ser controlado através de um sistema “push-pull” (ainda em desenvolvimento) que recebe a informação das rotações, ou da voltagem gerada, adaptando a massa de gases para as rotações necessárias. Para que isto ocorra, a tubulação será provida de um desvio de fluxo, dirigindo a massa de gases para o chiller, para a geração de água fria.

O acoplamento entre a turbina de potência e o gerador elétrico deverá ser feito através de uma conexão flexível, para absorver as possíveis vibrações devido à falta de alinhamento entre a turbina e o gerador elétrico.

Na Figura 3 tem-se uma visão geral do sistema completo.

4 Análise termodinâmica do sistema.



**Figura 3:** Sistema de microcogeração.

O sistema completo consiste de um queimador, um trocador de calor para aquecimento de água, seus turbocompressores e um chiller, conforme a Fig. 4.

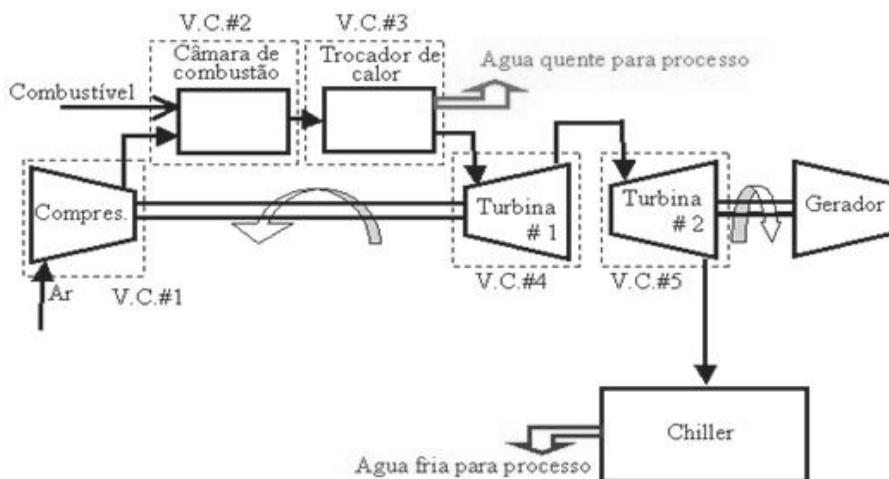


Figura 4: Modelo Termodinâmico.

De acordo com Rodrigues (1991), o trabalho de compressão ideal de um gás perfeito é dado por:

$$w_{th} = \frac{k}{k-1} R \cdot T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (7)$$

Para as condições dadas, sendo o fluido o ar atmosférico ( $k = 1,4$ ), tem-se que:

$$w_{th} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 300 K \cdot \left[ (2,4)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 85,6 kJ / kg \quad (8)$$

Para uma vazão de  $0,08 \text{ m}^3/\text{s}$ , e para  $\rho_{300k} = 1,1614 \text{ kg/m}^3$ , tem-se que (MUNSON, 2001, WHITE, 1979, TURNS, 2000, RODRIGUES, 1991):

$$\dot{m} = 0,093 \text{ kg} / \text{s} \quad (9)$$

Ainda nas curvas características do compressor, temos que o rendimento isotérmico é na faixa de 0,75. Assim a potência de compressão pode ser calculada a partir de (SONNTAG, 1995):

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m} \cdot w_{th}}{\eta} = \frac{0,093 \text{ kg} / \text{s} \cdot 85,6 \text{ kJ} / \text{kg}}{0,75} = 10,6 \text{ kW} \quad (10)$$

Através do volume de controle #2, juntamente com as seguintes hipóteses simplificativas, é possível fazer os balanços de massa e energia na câmara de combustão:

O combustível (gás natural) é composto por 100% de metano;

A queima na câmara é considerada completa;

Os reagentes entram na câmara a uma temperatura de  $25^\circ\text{C}$  e uma pressão de  $0,1 \text{ MPa}$ ;

O gás é considerado ideal;  
 200% de ar de excesso, que também serve de arrefecimento;  
 O processo é em regime permanente.  
 Assim, o balanço de massa será:

$$\frac{dM}{dt} = \sum \dot{M}_k \Rightarrow \dot{M}_{ent} = \dot{M}_{sai} \Rightarrow \dot{M}_{comb} + \dot{M}_{ar} = \dot{M}_{prod} \quad (11)$$

De acordo com a estequiometria (TURNS, 2000, SONNTAG, 1995), a relação ar-combustível é igual a 17,16/1. Como o excesso de ar será de 200%, e o compressor descarrega 93g/s de ar, temos que o fluxo de massa de combustível será de 1,8g/s.

Logo o fluxo de massa dos produtos da combustão na saída da câmara é de 94,8g/s.

E o balanço de energia:

$$\dot{Q}_{v.c.} + H_R = H_P \Rightarrow \dot{Q}_{v.c.} + \sum_R n_e \cdot \bar{h}_e = \sum_P n_s \cdot \bar{h}_s \quad (12)$$

Como primeira aproximação, devido ao ar de excesso, é considerado que o processo de combustão é adiabático. Assim  $Q_{v.c.} = 0$

Assumindo que as entalpias dos reagentes na entrada são nulas, e para uma vazão de 1kmol/s de combustível, tem-se que:

$$1 \text{ kmol} / \text{s} \cdot (-74873 \text{ kJ} / \text{kmol}) = \sum_P n_s (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_s \quad (13)$$

Assim,

$$-74873 \text{ W} = 1 \cdot (-393522 + \Delta \bar{h}_{CO_2}) + 2 \cdot (-241826 + \Delta \bar{h}_{H_2O}) + 22,56 \cdot \Delta \bar{h}_{N_2} + 4 \cdot \Delta \bar{h}_{O_2} \quad (14)$$

E através do balanço de energia, a temperatura dos produtos de combustão vale, aproximadamente:

$$T = 1137 \text{ K} = 864 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para o volume de controle #3, tem-se que a água de processo, com uma vazão de 5 l/min (~ 5 kg/min), entra no trocador de calor na temperatura ambiente (25°C) e deve sair para o processo a uma temperatura de 60°C. Desta forma, o balanço de energia, em regime permanente, determinará o estado termodinâmico dos produtos da combustão na saída do trocador de calor e terá a forma a seguir:

$$\dot{Q} = (\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T)_{\text{fluido frio}} = (\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T)_{\text{fluido quente}} \quad (15)$$

Assim, a temperatura dos gases na saída do trocador de calor será:

$$T_s_{\text{fluido quente}} = 864 - \frac{[0,083 \text{ kg} / \text{s} \cdot 4,178 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \cdot (60 - 25) \text{ K}]}{(0,0948 \text{ kg} / \text{s} \cdot 1,042 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K})} = 741 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (16)$$

Para o volume de controle #4, tem-se que a turbina acionadora do compressor é considerada adiabática, e a potência de acionamento é de 10,6KW. Desta forma a equação de conservação de energia estimará o estado termodinâmico dos gases na saída da turbina, e será calculada a partir de:

$$T_{sai} = T_e - \frac{\dot{W}_{turb.1}}{\dot{m} \cdot c_p} = 741 - \frac{10,6 \text{ kW}}{0,0948 \text{ kg/s} \cdot 1,042 \text{ kJ/kg} \cdot K} = 634 \text{ } ^\circ C \quad (17)$$

Da mesma forma, pode-se analisar o volume de controle #5, em que a turbina #2 aciona o gerador elétrico. Na saída da turbina será necessário que o fluxo de gás possua uma energia necessária para acionar o chiller. Esta energia será da ordem de 28,3 kW. Assim, para o fluxo de gás de 94,8g/s, e considerando que na saída do chiller os gases possam estar com uma temperatura de no mínimo 110°C, a temperatura de entrada no chiller é calculada a partir de:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \Rightarrow T_e = 397 \text{ } ^\circ C \quad (18)$$

Assim a potência disponível para a turbina #2 será de:

$$\dot{W}_{turb.2} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sai}) = 0,0948 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,042 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot K} \cdot (634 - 397) K = 23,4 \text{ KW} \quad (19)$$

Finalmente, para uma eficiência da turbina de 70%, a potência no eixo disponibilizada para o gerador elétrico será de 16,4 kW, bastante acima dos 5 kVA reais, e que atende com sobras a necessidade de uma residência típica.

## 5 Resultados

Apresentam-se aqui alguns resultados obtidos durante testes de funcionamento do sistema ainda sem carga impostos ao gerador elétrico. O sistema foi ligado utilizando-se GLP como gás combustível, a uma pressão de 3bar, com uma vazão volumétrica de 2,0m<sup>3</sup>/h, e vazão volumétrica de água no trocador de calor em 750L/h, tendo um tempo de funcionamento de aproximadamente 20 minutos.

A figura 5 apresenta as temperaturas obtidas dentro da câmara de combustão, representada pelo volume de controle 2, da figura 4. A temperatura do ar de entrada da câmara apresenta 30°C no início do teste, e, devido ao incremento da pressão causada pelo compressor, essa temperatura atinge 60°C no final do teste. Após a entrada, o ar circunda o shield de radiação, absorvendo calor da câmara de combustão e atingindo, neste ponto, uma temperatura de 170°C. Após esta fase, o ar passa pelo tubo de chama, onde apresenta temperaturas em torno de 800°C. As variações de temperatura apresentadas no gráfico são devido, provavelmente, a uma inconstância da chama obtida em função da forte turbulência na câmara de combustão. Estas temperaturas apresentam uma forte variação no início do teste, visível principalmente no sensor do swirl, onde ela cai de aproximadamente 600°C para menos de 400°C. Isto se deve porque a partida do sistema não ocorreu imediatamente, fato este que apagou a chama por um breve momento. Observa-se também um aumento de temperatura no final do teste. Este aumento ocorre devido ao desligamento do sistema, que ao cessar o fluxo de ar no interior da câmara de combustão, apresenta uma tendência de equilíbrio térmico entre as partes quentes e frias. A temperatura de saída da água quente (fig. 6) apresenta valores em torno de 75°C, para a vazão citada de 750 L/h. Nesta mesma figura observa-se um aumento inicial da temperatura da água, atingindo aproximadamente 110°C, no início do processo. Isto se deve a um ajuste manual na vazão de água fria no sistema. Na entrada do trocador de calor, volume de controle 3 da figura 4, os gases de combustão estão a uma temperatura em torno de 1000°C e saem a uma temperatura em torno de 400°C, bem abaixo do limite de tolerância de temperatura para os turbocompressores usados, que é de 750°C. O gráfico apresenta também um erro de leitura para o sensor de entrada do trocador de calor, que foi corrigido logo após os 250 segundos de funcionamento. Pode-se observar, no sensor de saída dos gases do trocador, a variação inicial de temperatura citada na figura 5, observada com uma menor amplitude. A temperatura do óleo de lubrificação também esta dentro do limite de segurança, como mostra a figura 8, pois apresenta uma temperatura de 90°C, sendo que é possível chegar ate 120°C,

mantendo as características de lubrificação. No início do teste, observa-se uma região onde a temperatura de entrada está acima da temperatura de saída. Isto se deve ao sistema de lubrificação ter sido ligado alguns segundos antes da partida da câmara de combustão, fazendo com que a bomba de óleo aqueça o mesmo, devido à elevação de pressão do sistema.

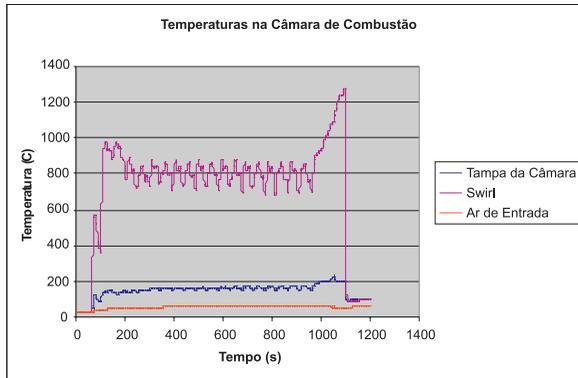


Figura 5: Temperaturas na câmara de combustão.

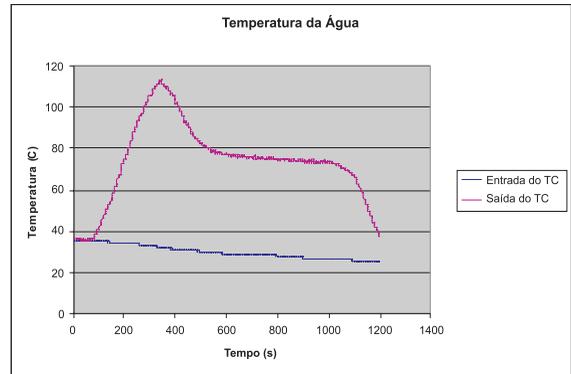


Figura 6: Temperatura de entrada e saída da água.

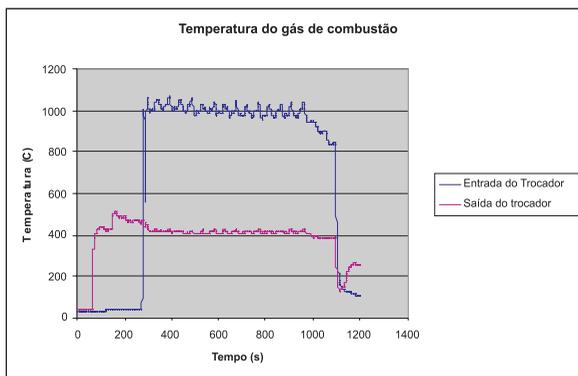


Figura 7: Temperatura dos gases de combustão na entrada e saída do trocador de calor.

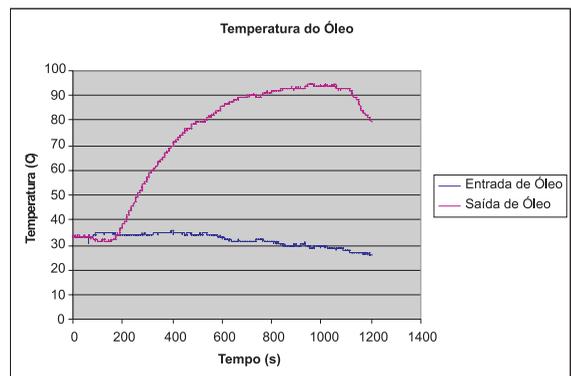


Figura 8: Temperatura do óleo de lubrificação dos turbocompressores.

## 6 Conclusões

Pela análise termodinâmica apresentada, e os testes iniciais do sistema, pode-se observar, pelas temperaturas medidas, a necessidade de aprimorar o modelo termodinâmico adotado, bem como o sistema construído. Mesmo com estas dificuldades, tem-se a possibilidade de apresentar um produto com performance competitiva em relação aos produtos encontrados no mercado, com construção e manutenção relativamente simples.

## 7 Agradecimentos

Os autores agradecem à Rede Cooperativa de Gás Natural, Recogás, à FINEP e ao CNPq pelo apoio financeiro e cooperativo obtidos.

## Referências

- ALCARAZ, A. G. *Engenharia de produtos*: BorgWarner Turbo System Campinas [mensagem pessoal]. Mensagem recebida por <agarcia@borgwarner.com.br> em 5 maio 2004.
- DÍEZ, P. F. *Turbinas de gás*. Cantabria: Universidad de Cantabria, 2005. 250 p.
- LEFEBVRE, A. H. *Atomization and spray*. New York: Hemisphere Publishing, 1989.
- MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F. *Fundamentos da mecânica dos fluidos*. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2001. v. 2.
- RODRIGUES, P. S. B. *Compressores industriais*. São Paulo: EDC, 1991.
- SARAVANAMUTTOO, H. I. H.; ROGERS, G. F. C.; COHEN, H. *Gas turbine theory*. 5th ed. London: Prentice Hall, 2001.
- SONNTAG, V. W.; BORGNACKE, C. *Fundamentos da termodinâmica*. 6. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1995.
- URNS, S. R. *An introduction to combustion concepts and applications*. 2nd ed. New York: McGraw Hill, 2000.
- WHITE, F. M. *Fluid mechanics*. Tokyo: McGraw-Hill Kogacucha, 1979.

## SOBRE OS AUTORES

### João Batista Furlan Duarte

Possui Licenciatura Plena em Física pela Universidade Federal de Santa Maria (1993), mestrado em Física pela Universidade Federal do Ceará (1995) e doutorado em Física pela Universidade Federal do Ceará (1998). Atualmente é professor titular da Universidade de Fortaleza. Tem experiência na área de Física, com ênfase em Transferência de Calor; Processos Térmicos e Termodinâmicos, atuando principalmente nos seguintes temas: computação híbrida, meios porosos, transformada integral, mecânica computacional.

### Carlos Almir Monteiro de Holanda

Possui graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade Fortaleza (1988), especialização em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Santa Catarina (1993) e doutorado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal da Paraíba (2003). Atualmente é Professor Adjunto da Universidade Federal do Ceará. Tem experiência na área de Engenharia Mecânica, com ênfase em Engenharia Térmica, atuando principalmente nos seguintes temas: refrigeração doméstica, simulação, análise exergética.

### Rubéria da Silva Caminha de Menezes Marques

Licenciada em Física pela Universidade Estadual do Ceará em 2008, atua em atividade de pesquisas na área de energias alternativas.

### Lutero Carmo de Lima

Graduou-se em Física pela Universidade de Santo Amaro, mestrado e doutorado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Santa Catarina e Universidade de São Paulo, respectivamente, e pós-doutorado na Universidade de Miami, no Clean Energy Research Institute. Atualmente ocupa o cargo de professor junto ao Curso de Física da Universidade Estadual do Ceará, onde atua em nível de graduação e pós-graduação, trabalhando também com problemas fundamentais das ciências térmicas, instrumentação e energias alternativas. Publicou dezenas de artigos em revistas e congressos nestes assuntos.

**Recebido em:** 12.05.2009

**Aceito em:** 16.09.2009

**Revisado em:** 23.10.2009