

PROJETO DE UM SISTEMA PARA PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA E AQUECIMENTO/RESFRIAMENTO RESIDENCIAL UTILIZANDO TURBINA A GÁS

Artur Cristófani Martins

artur.martins@poli.usp.br

Orientador: Prof. Dr. Eitaro Yamane

Resumo: O propósito deste trabalho é o projeto de um sistema de geração de energia elétrica e térmica para uso residencial alimentado por gás natural ou GLP. Trata-se de um sistema de geração distribuída que funcionará em cogeração com o acoplamento de um aquecedor de água e um ciclo de refrigeração por absorção à saída de uma microturbina a gás. Dessa forma, o calor dos gases quentes da saída da turbina serão reaproveitados e o sistema terá uma eficiência global de aproximadamente 60%. Serão apresentados os conceitos teóricos necessários para entender o funcionamento dos componentes do sistema além dos principais parâmetros que influenciam seu desempenho. Em seguida, serão definidas as especificações dos principais componentes, com uma ênfase na microturbina. Foi feita uma simulação térmica através do software EES para definir o ponto de operação ideal e a variação da eficiência com os parâmetros de operação.

Palavras chave: microturbina, gás, cogeração, geração distribuída, energia, absorção

1. Introdução

Atualmente, a necessidade de potência elétrica das residências é suprida em grande parte pela rede elétrica convencional que, no caso do Brasil, possui como principal fonte de energia as usinas hidrelétricas que representam 76,3% da potência gerada (ANEEL, 2006). Tendo em vista a dependência das usinas hidrelétricas da chuva, um recurso natural sobre o qual o homem não tem controle, e a crescente popularização do gás natural e do GLP, a busca por uma maneira de se abastecer uma residência usando estes recursos é crescente. Entre as diversas soluções que utilizam o gás como insumo, as turbinas a gás são aquelas que tem se mostrado mais eficiente, principalmente quando usadas em sistemas de cogeração. Além de apresentarem eficiência elevada devido ao reaproveitamento da energia dos gases de saída da turbina, sistemas particulares de cogeração encaixam-se no conceito de geração distribuída no qual a fonte de energia fica próxima ao seu local de consumo de maneira a diminuir as perdas nas linhas de transmissão.

2. Objetivos

O objetivo desse trabalho de conclusão de curso é estudar e projetar um sistema baseado em uma turbina a gás capaz de fornecer energia elétrica para uma residência (potência em torno de 3 kW) e aproveitar os gases da saída da turbina em um sistema de aquecimento de água ou refrigeração de ar.

2.1. Metodologia

O método de trabalho consiste em primeiramente estudar a teoria ligada ao projeto afim de entender detalhadamente o funcionamento dos componentes que irão formar o sistema. Na segunda parte, será realizada uma análise térmico-econômica afim de definir as especificações do sistema

3. Estudo teórico do sistema

A seguir, será apresentado de maneira resumida a teoria de base do sistema que compreende os seguintes elementos: ciclo Brayton, sistema de aquecimento de água, ciclo de refrigeração por absorção.

3.1. Estudo do ciclo Brayton para turbina a gás

O ciclo Brayton é o ciclo ideal para as turbinas a gás, composto de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina a gás. O ciclo faz a hipótese de que os processos realizados no compressor e na turbina são adiabáticos e reversíveis, ou seja, isentrópicos. Além disso, o ciclo também admite que os processos de troca de calor são isobáricos. A aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica para os processos que ocorrem nos diversos componentes permite o equacionamento do ciclo.

3.1.1. Fatores que afetam o desempenho do Ciclo Brayton

O ciclo Brayton tem seu rendimento influenciado por diversos fatores, dentre os quais se destacam: temperatura, pressão (razão de compressão), combustível e condições ambientais. No caso da temperatura e da razão de compressão é possível quantificar essa influência, como pode ser visto nas Eq. (1) e (2) abaixo. Nessas equações, η_{th} representa a eficiência do ciclo Brayton na geração de energia elétrica, T_1 a temperatura do ar na entrada do compressor, T_2 a temperatura do ar na entrada da câmara de combustão, T_3 a temperatura do ar na entrada da turbina e T_4 a temperatura do ar na saída da turbina. O índice k é a razão entre o calor específico a pressão constante e a volume constante. A razão p_2/p_1 é a razão de compressão.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} \quad (1)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2)$$

O combustível que alimenta a câmara de combustão influencia o ciclo Brayton a medida que a quantidade de calor que entrará no ciclo é proporcional a sua vazão e poder calorífico. Nesse projeto, será utilizado gás natural e GLP, combustíveis que possuem poder calorífico semelhante. Assim, pequenas regulagens na vazão de combustível poderão compensar essa diferença e igualar a quantidade de calor que entra no ciclo. As condições ambientais (temperatura, pressão e umidade do ar) também influenciam o ciclo a medida que o ar que alimenta o compressor é o ar ambiente.

Além desses fatores, há modificações que podem ser feitas no ciclo Brayton básico para alterar seu rendimento. Essas alterações são: injeção de vapor, resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração. De modo geral, essas modificações aumentam a eficiência do ciclo perante um aumento do investimento inicial. A injeção de vapor aumenta o fluxo mássico que passa pela turbina e, conseqüentemente, o trabalho por ela gerado. O resfriamento intermediário resfria o ar entre dois estágios de compressão de modo a reduzir o trabalho de compressão. O reaquecimento consiste em uma segunda entrada de calor no sistema entre dois estágios da turbina. Mais uma vez, o trabalho gerado pela turbina aumenta. Finalmente, o regenerador aproveita o calor residual dos gases quentes da saída da turbina para pré-aquecer o ar que entra na câmara de combustão. Essa modificação diminui a vazão de combustível de alimentação aumentando assim a eficiência do ciclo.

3.2. Estudo do sistema de aquecimento de água

Um dos gastos energéticos mais significativos de uma residência é o aquecimento de água (25-35% do consumo segundo CPFL Energia, 2006). Normalmente, esse aquecimento é feito aproveitando-se o efeito Joule de resistências elétricas. Existem dois tipos principais de aquecedores, o de passagem e o de acumulação. Nos aquecedores de acumulação, a água é aquecida em um reservatório e tem como principal aplicação as situações nas quais uma grande quantidade de água quente é necessária simultaneamente. Nos aquecedores de passagem, a água é aquecida conforme o uso ao passar por um trocador de calor alimentado por um fluido com temperatura superior a da água. Nesse projeto, será utilizado um aquecedor de passagem no qual será aproveitado o calor de um fluido quente (gases da turbina) para aquecer um fluido frio (água).

3.2.1. Trocadores de calor

Trocador de calor é um dispositivo que efetua transferência de calor de um fluido para outro. Existem três tipos de trocadores de calor: mistura, recuperativo, regenerativo.

Na transferência de calor pela mistura dos fluidos, o fluido frio e o quente se misturam em um recipiente, atingindo uma temperatura final comum. A desvantagem desse procedimento é que no caso de um aquecedor de água residencial seria necessário realizar um tratamento de purificação na água antes de seu uso.

No trocador de calor recuperativo, um dos fluidos escoa ao redor de tubos que possuem o segundo fluido em seu interior. Assim, o fluido troca calor com a superfície externa do tubo por convecção e radiação. Em seguida, o calor atravessa a espessura do tubo por condução. Finalmente, há uma nova troca de calor por convecção e radiação que resulta no aquecimento do fluido no interior do tubo.

No caso dos trocadores de calor regenerativos, há uma alternância entre o escoamento do fluido quente e do fluido frio. Após a passagem do fluido quente, o recipiente encontra-se quente. Então, o fluido frio escoa e o calor retido pela parede do recipiente é transmitido ao fluido frio. A desvantagem desse tipo de trocador é que o fluxo de fluido não é constante e, assim, não pode ser utilizado como um aquecedor de água residencial.

A análise das características de cada trocador de calor mostra que o único adaptado para uso como um aquecedor de água residencial é o trocador de calor recuperativo. Esse trocador, por sua vez, pode ser classificado em três

categorias de acordo com o arranjo do escoamento e o tipo de construção: tubo concêntrico, corrente cruzada e carcaça e tubos.

O trocador de tubo concêntrico (ou tubo duplo) é o modelo mais simples e se caracteriza por dois tubos concêntricos, um com o fluido quente e outro com o fluido frio. Um outro tipo de trocador de calor é o trocador de corrente cruzada. Nesse caso, o sentido de escoamento de um fluido é perpendicular ao do outro fluido. Uma outra configuração comum é o trocador de casco e tubos, onde um certo número de tubos é envolto por uma carcaça.

O principal parâmetro na análise de um trocador de calor é o coeficiente global de transferência de calor (U). O coeficiente global de um trocador é uma variável que depende da configuração e características do trocador (posicionamento, material, tamanho de tubos e placas, etc), além do seu tempo de vida e das suas condições operacionais. A operação do trocador pode influenciar o coeficiente de troca com a geração de incrustações que representam resistências térmicas adicionais no processo de troca.

Outro parâmetro importante na determinação da quantidade de calor transferida por um trocador (Q) é a superfície de troca (A). O último fator necessário para determinar a quantidade de calor trocado é a variação da temperatura do fluido (ΔT). Essas variáveis estão relacionadas como mostra a Eq. (3) abaixo:

$$Q = U.A.\Delta T_{\log} \quad (3)$$

3.3. Estudo do sistema de refrigeração de ambiente

O sistema de refrigeração mais comum é o de compressão de vapor. Esse sistema necessita de uma grande quantidade de energia elétrica para alimentar o compressor. No caso desse projeto, deseja-se refrigerar ar para condicionar um ambiente ou acionar uma geladeira de pequena capacidade usando calor como insumo. Para tal, deve-se utilizar o ciclo de refrigeração por absorção.

3.3.1. Ciclo de refrigeração por absorção

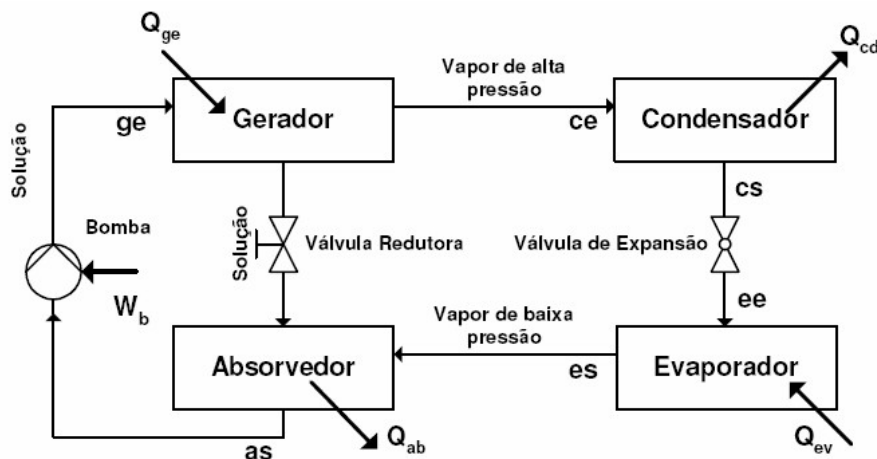
A principal característica desse ciclo é o uso de calor como insumo energético. Ele se baseia em processos de absorção e dessorção do refrigerante em uma mistura refrigerante–substância absorvedora. Existem duas combinações principais de refrigerante-substância absorvedora: água-brometo de lítio e amônia-água.

Os quatro processos básicos do ciclo são:

- vaporização do refrigerante no evaporador, retirando calor do ambiente
- absorção do refrigerante no absorvedor
- separação (dessorção) do refrigerante no gerador, usando o calor como insumo
- condensação do refrigerante no condensador

Um sistema de refrigeração por absorção pode ser esquematizado como mostrado na Fig. (1).

Figura 1. Esquema de sistema de refrigeração por absorção.



Afim de se avaliar o rendimento desse ciclo, deve se realizar o balanço de energia em todos os componentes através da aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica. A síntese do desempenho dos ciclos de refrigeração é analisada pelo coeficiente de eficácia (COP) que no caso do ciclo por absorção pode ser calculado pela Eq. (4). Nessa equação, q é o calor específico, h representa a entalpia do fluido enquanto f é a razão entre a vazão mássica de solução diluída e de água evaporada.

$$COP = \frac{\text{efeito útil de refrigeração}}{\text{insumo energético}} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ge}} = \frac{q_{ev}}{q_{ge}} = \frac{h_{es} - h_{ee}}{[h_{ce} + (f-1)h_{gs}] - fh_{ge}} \quad (4)$$

Existem três tipos principais de ciclo por absorção: simples efeito, duplo efeito e queima direta. O ciclo de simples efeito é o ciclo básico como o apresentado na Fig. (1) acima. No ciclo de duplo efeito há a adição de um segundo gerador e emprega-se o princípio da evaporação de múltiplo efeito. Uma quantidade adicional de vapor de refrigerante é liberada no segundo gerador sem consumir uma quantidade extra de insumo energético externo, o que resulta em um COP maior. No ciclo com queima direta, a energia térmica necessária pelo ciclo é obtida através da queima direta de um combustível. Dessa forma, o gerador possui uma fonte de calor própria para ele em vez de aproveitar rejeitos de um outro processo.

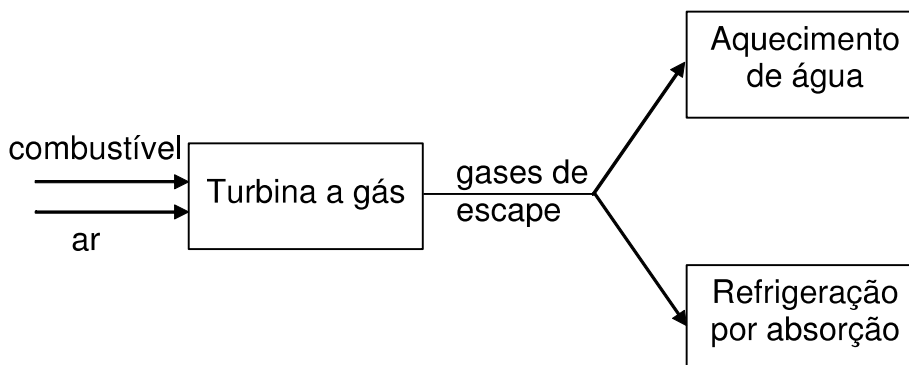
Algumas modificações podem ser feitas no ciclo para melhorar seu desempenho. Uma alteração simples que apresenta bons resultados é a adição de um trocador de calor intermediário entre o gerador e o absorvedor que reduz a quantidade de calor necessário pelo gerador. Como a quantidade de calor retirada pelo evaporador do ambiente mantém-se constante, o COP do sistema aumenta.

Uma outra possibilidade é a utilização do ciclo por absorção Electrolux. Esse ciclo utiliza hidrogênio além do par amônia-água. A principal vantagem desse ciclo é que ele não necessita de uma bomba, ou seja, seu funcionamento depende somente do fornecimento de calor no gerador. Isso é possível devido a Lei de Dalton que diz que a pressão total de uma mistura é função da pressão parcial de cada elemento dessa mistura. Assim, a adição de hidrogênio no evaporador diminui a pressão de saturação da amônia, fazendo com que ela se evapore mais facilmente. Além disso, a mistura amônia-hidrogênio é mais densa que o hidrogênio puro, o que gera uma corrente de hidrogênio do absorvedor para o evaporador. Esta corrente varre o vapor de amônia para fora do evaporador, o que também favorece as trocas de calor e a evaporação da amônia. Como a amônia é mais solúvel em água que o hidrogênio, quando a mistura hidrogênio-amônia chega ao absorvedor, a amônia é absorvida pela solução fraca água-amônia e o hidrogênio é liberado, podendo assim voltar ao evaporador. Dessa forma, o hidrogênio circula continuamente não havendo necessidade de uma fonte externa de hidrogênio.

3.4 Estudo da integração dos sistemas

Uma turbina a gás funcionando de acordo com um ciclo Brayton possui como entradas ar ambiente e combustível. A partir dos gases quentes resultantes da combustão desse combustível, uma turbina pode gerar energia elétrica. No entanto, os gases de escape da turbina ainda se encontram em temperaturas elevadas e podem ser usados em outros ciclos, formando assim um sistema de cogeração. No caso desse projeto, foram propostas duas opções. A primeira delas, o aquecimento de um fluxo de água através de um trocador de calor. A segunda possibilidade é acionar um ciclo de refrigeração por absorção que pode resfriar o ar de um ambiente ou acionar uma geladeira de pequena capacidade. A relação entre esses sistemas é mostrada na Fig. (2).

Figura 2. Esquema da integração dos sistemas.



4. Metas do sistema

A partir da base teórica necessária para compreender o funcionamento dos diversos mecanismos do sistema e os parâmetros que influenciam seus desempenhos, pode-se definir as especificações dos componentes do sistema. Afim de aumentar a precisão das especificações, deve-se primeiro definir com maior precisão as metas que o sistema deve atingir. Logo, será feito a seguir um estudo das necessidades térmicas e elétricas de uma residência.

No caso da energia elétrica, uma residência necessita em média de uma potência de 3kW, excluindo os gastos com aquecimento de água e refrigeração de ambiente.

Para se realizar uma estimativa da necessidade térmica, admitir-se-á que um chuveiro possui uma vazão de 8L/min e que a água deve ser aquecida de 20°C à 40°C. Logo, a potência necessária pode ser aproximada pela Eq. (5)

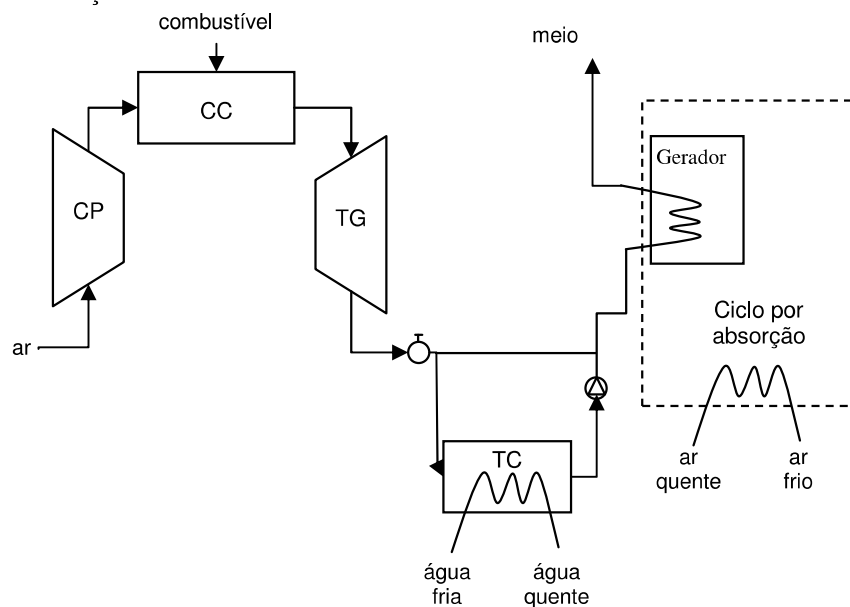
$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = \frac{8}{60} \cdot 1000 \cdot 1 \cdot (40 - 20) = 2,67 \text{ kW} \quad (5)$$

Se a eficiência do trocador de calor for de 90%, será necessário uma potência térmica de aproximadamente 3kW para aquecer a água

Para os sistemas típicos de cogeração baseados em uma microturbina a gás, a eficiência média na geração de energia elétrica é de aproximadamente 20~25%, enquanto que a eficiência na geração de energia térmica é de aproximadamente 45~55%, segundo dados da TTS (2006). Admitindo-se respectivamente 20% e 50% como rendimento, uma turbina que gera 3kW de energia elétrica geraria 7,5 kW de energia térmica. Dessa forma, quando o aquecedor a água fosse utilizado, restariam 4,5 kW (7,5kW gerados menos 3kW consumidos no aquecedor) para o sistema de refrigeração por absorção. Se apenas o sistema de refrigeração for utilizado, haverá 7,5 kW para alimentar o ciclo por absorção. Admitindo-se um rendimento do trocador de calor gases da turbina/gerador de 90% e um COP de 0,9 para o ciclo de refrigeração Electrolux, poderá se retirar uma carga térmica de 3,6 kW a 6,1 kW com esse ciclo. Convertendo esse valor para BTU/h, e utilizando as estimativas da Springer Carrier (2006), esse sistema poderá resfriar um ambiente de 20m² a 45m² com pé direito de 2m e usado por 2 pessoas.

Um sistema capaz de gerar toda a energia elétrica necessária por uma residência e, além disso, suprir a necessidade de água quente de um chuveiro e resfriar um ambiente de 20m² está dentro dos objetivos fixados no começo desse trabalho. Dessa forma, pode se redefinir os objetivos desse trabalho com maior precisão. Deseja-se projetar um sistema que produza 3kW de energia elétrica e 7,5kW de energia térmica na saída da microturbina. A meta de rendimento elétrico será de 20%, enquanto a meta para o rendimento térmico será de 50%. Se essas metas forem atingidas, o combustível que alimenta esse sistema deverá gerar uma potência de 15 kW e o rendimento global será de 70%. Um esquema da instalação pode ser visto na Fig. (3) abaixo.

Figura 3. Esquema da instalação.



5. Especificações dos componentes

Uma vez definidas as metas que o sistema projetado deve atingir, pode-se definir as características dos diversos componentes do sistema. No quadro desse projeto, será dada maior atenção às especificações da microturbina a gás (ciclo Brayton)

5.1. Especificações do trocador de calor

Para que um trocador de calor possa ser utilizado como aquecedor de água residencial, ele deve ser do tipo recuperativo, uma vez que no trocador de mistura a água entraria em contato com os gases de saída da turbina enquanto que no trocador regenerativo o fluxo de água não seria constante.

Entre os trocadores de calor recuperativo, os trocadores de casco e tubos são os que apresentam maior eficiência. Nesse trabalho, não será feito o dimensionamento detalhado do trocador, mas tomando como base casos semelhantes, pode se estimar que o trocador deverá ter um comprimento de aproximadamente 40 cm, com 3-5 tubos para os gases de saída da turbina e o fluxo de água pelo casco. A utilização de tubos aletados pode ser interessante visto o baixo coeficiente de troca dos gases. Se esse trocador possuir isolamento térmico, o rendimento deve ser superior a 90%.

5.2. Especificações do sistema de refrigeração por absorção

Como descrito na primeira parte desse trabalho, existem três tipos de ciclo por absorção: simples efeito, duplo efeito e queima direta. Como o ciclo de refrigeração é de baixa potência, o ciclo escolhido será o de simples efeito por apresentar menor investimento inicial. Entre as modificações possíveis, a adição de hidrogênio (ciclo Electrolux) faz

com que o ciclo funcione sem necessidade de uma fonte adicional de energia elétrica além da fonte de calor. Dessa forma, esse será o ciclo escolhido e o fluido será uma mistura amônia-água, com adição de hidrogênio.

A outra modificação que pode ser feita em um ciclo por absorção é a adição de um trocador de calor intermediário entre o absorvedor e o gerador. Essa modificação aumenta o desempenho do ciclo assim como seu custo inicial. Como o ciclo do sistema projetado é de baixa potência, essa modificação não é interessante economicamente.

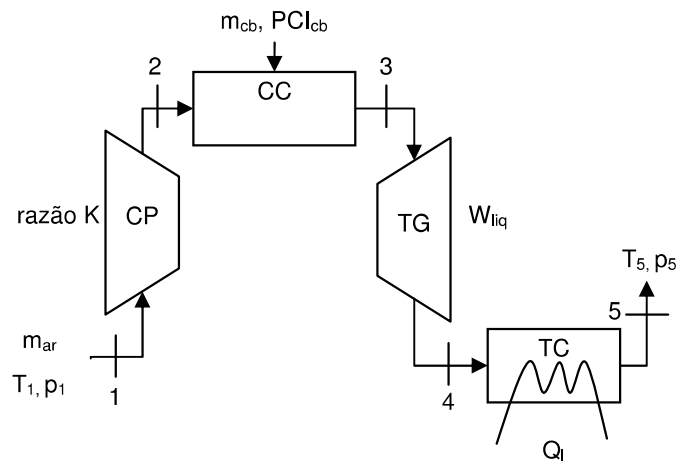
Para aquecer a solução forte presente no gerador, será utilizado um trocador de calor semelhante ao do aquecedor de água, ou seja, do tipo casco e tubos e com parâmetros de mesma ordem de grandeza.

5.3. Especificações do ciclo Brayton

As possíveis modificações no ciclo Brayton básico são: injeção de vapor, resfriamento intermediário, regeneração e reaquecimento. A injeção de vapor, o resfriamento intermediário e o reaquecimento são modificações que aumentam o desempenho do sistema como também seu investimento inicial. Como o sistema projetado tem uma baixa potência (3 kW), essas modificações não são interessantes economicamente por terem um retorno financeiro longo. Por outro lado, o sistema de regeneração procura melhorar o desempenho do sistema reaproveitando os gases quentes da saída da turbina para pré-aquecer o ar que entra na câmara de combustão. Como no sistema projetado nesse trabalho os gases da saída da turbina serão reaproveitados em cogeração, essa modificação também não é interessante.

Os principais parâmetros de uma microturbina a gás são a razão de compressão, vazão de ar e vazão de combustível. Para definir o melhor ponto de operação desses parâmetros, foi feita uma simulação do ciclo no software EES (Engineering Equation Solver). O esquema do sistema simulado pode ser visto na Fig. (4).

Figura 4. Sistema simulado.



O equacionamento do ciclo foi feito a partir da aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica nos diversos componentes. A quantidade de calor produzida na câmara de combustão foi estimada pela Eq. (6). Nessa equação, todas as perdas que podem ocorrer na câmara de combustão (queima/aquecimento de cinzas, formação de fuligem, perdas para o exterior, combustão incompleta de gases, etc) foram concentradas em um único rendimento, η_{cc} , estimado em 0,8.

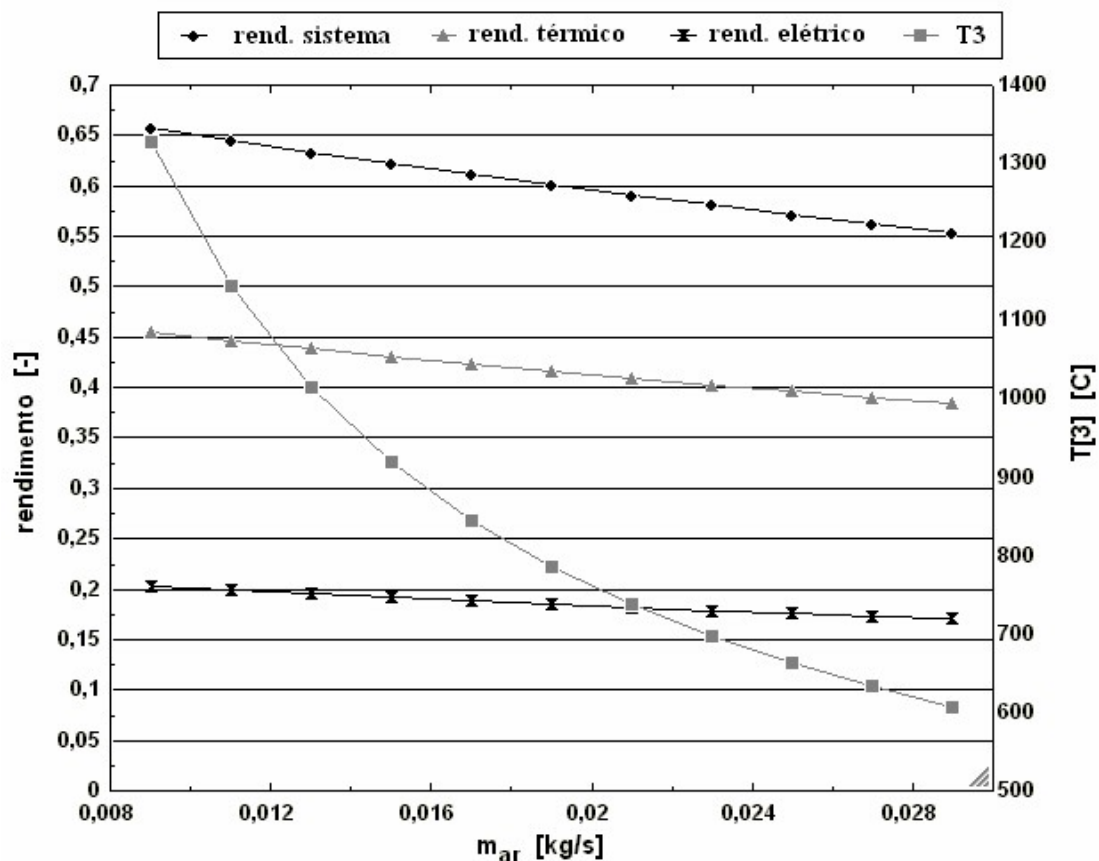
$$\dot{Q}_{IN} = \dot{m}_{cb} \cdot PCI_{cb} \cdot \eta_{cc} \quad (6)$$

Para aproximar a hipótese de compressão/expansão isentrópica do caso real, foi utilizado um rendimento isentrópico de 0,9.

As condições de contorno da simulação serão as condições do ar na entrada e na saída do sistema. Para a entrada, será admitido ar a pressão atmosférica (100 kPa) e 20°C. Na saída, o ar também se encontrará a pressão atmosférica, e será imposto um limite de 100°C na temperatura para facilitar o projeto do trocador de calor. Uma última condição de contorno será imposta na temperatura de entrada da turbina, que será limitada a 800°C afim de não aumentar muito os custos com o material das palhetas da turbina e limitar a temperatura na saída da turbina, o que também facilita o projeto do trocador de calor.

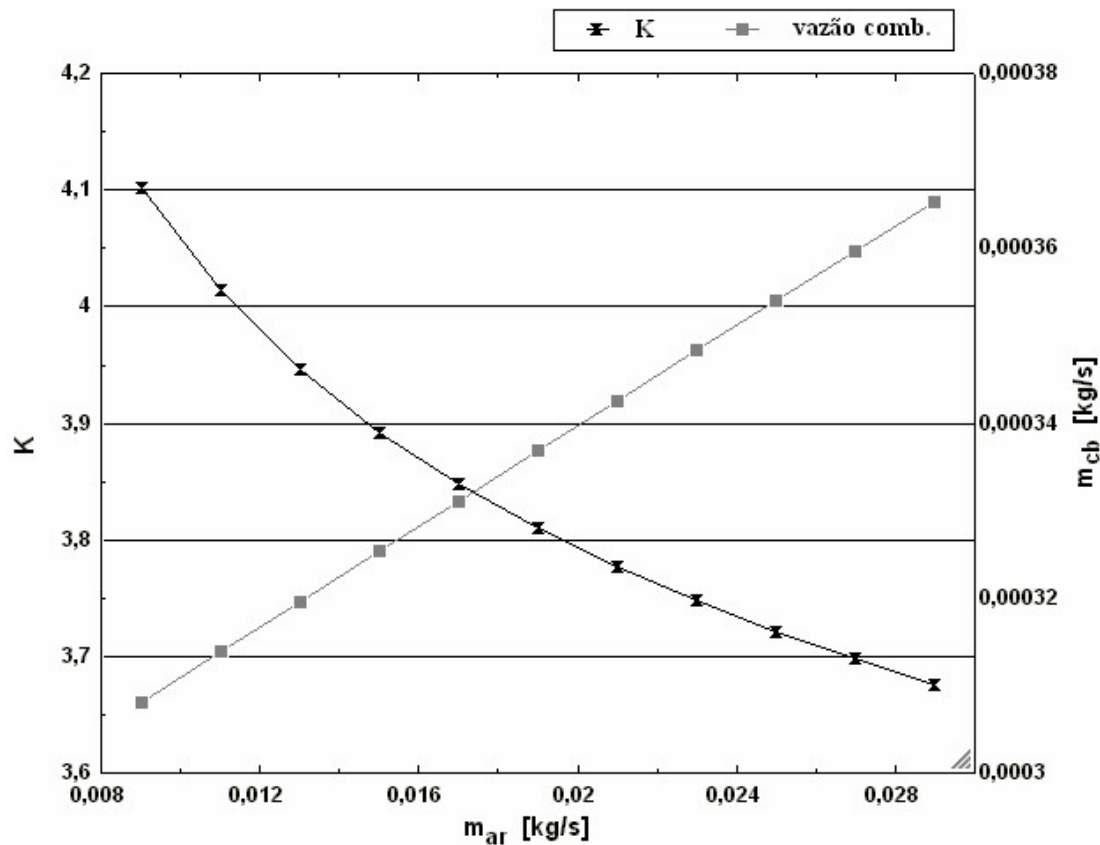
O objetivo da simulação é determinar a vazão de ar (\dot{m}_{ar}), vazão de combustível (\dot{m}_{cb}) e a razão de compressão (K) de forma a atingir as metas fixadas para o sistema com a maior eficiência global possível, sem ultrapassar o limite de 800°C para a temperatura de entrada da turbina. Esses três parâmetros são dependentes, de forma que a definição de um deles implica diretamente na determinação dos demais. Logo, será estudado apenas o efeito da vazão de ar sobre o rendimento do sistema. Na Fig. (5) abaixo encontra-se o gráfico dos rendimentos do sistema e da temperatura de entrada na turbina em função da vazão de ar.

Figura 5. Rendimento do sistema e temperatura de entrada na turbina em função da vazão de ar.



O gráfico da vazão de combustível (nesse caso gás natural) e da razão de compressão em função do fluxo de ar pode ser visto na Fig. (6) a seguir.

Figura 6. Vazão de combustível e razão de compressão em função da vazão de ar.



A análise desses gráficos permite a conclusão que deve se escolher a menor vazão de ar desde que a temperatura de entrada na turbina seja inferior à 800°C. Assim, os parâmetros escolhidos são:

- Vazão de ar: $\dot{m}_{ar} = 0,019 \text{ kg/s}$
- Vazão de combustível:
 - gás natural: $\dot{m}_{cb} = 0,0003368 \text{ kg/s}$
 - GLP: $\dot{m}_{cb} = 0,0003549 \text{ kg/s}$
- Razão de compressão: $K = 3,81$
As temperaturas de entrada e saída da turbina são:
- Temperatura de entrada: $T_3 = 785,5^\circ\text{C}$
- Temperatura de saída: $T_4 = 478^\circ\text{C}$
Um sistema operando com esses parâmetros possui os seguintes rendimentos:
- Rendimento elétrico ciclo Brayton: $\eta_{el} = 0,185$
- Rendimento térmico ciclo Brayton: $\eta_{term,turbina} = 0,4624$
- Rendimento térmico sistema: $\eta_{term,sistema} = 0,4162$
- Rendimento global do sistema: $\eta_{sist} = 0,6012$

Os resultados obtidos para os rendimentos são satisfatórios e consistentes com os valores encontrados nos sistemas de cogeração com microturbina existentes atualmente no mercado.

6. Operação do sistema

A potência elétrica gerada de 3 kW é a potência máxima que uma residência pode necessitar. Durante o período da madrugada, por exemplo, a potência necessária pode ser estimada em 1kW. Logo, se o sistema funcionar no ponto de operação estimado acima o tempo inteiro, haverá um desperdício de energia. Para solucionar esse problema, há duas opções. A primeira, mais interessante economicamente, é vender o excesso de energia gerada para a rede convencional. Atualmente, essa solução não pode ser implementada no Brasil por motivos legais. Contudo, espera-se que com a popularização de sistemas de geração distribuída particulares, essa possibilidade exista a médio prazo, como já existe em outros países. A segunda opção é manter a vazão de ar constante e diminuir a vazão de combustível de modo que a turbina opere abaixo da sua capacidade em determinados períodos. Segundo simulações no software EES, para produzir 1kW de energia elétrica a vazão de combustível deve ser reduzida em 20,3% (gás natural) e 23,0% (GLP). A razão de compressão deve ser reduzida em 57%.

Além das variações devido às mudanças do ponto de operação, deve se analisar as variações da eficiência devido às mudanças nas condições climáticas. Segundo as simulações, uma variação de 0°C a 40°C na temperatura ambiente resulta em variação de 3% na eficiência global (sistema gerando 3kW e pressão ambiental constante).

7. Análise econômica

Com o resultado das simulações no ponto ideal de operação, analisou-se o preço para o consumidor final da energia elétrica gerada pelo sistema para os dois combustíveis. Para o GLP, utilizou-se o preço de R\$34,00 para um botijão de 13kg (Ultragaz, 2006) enquanto que para o gás natural foi usado o preço de 0,74 R\$/m³ (Comgás, 2006). Esse preço refere-se ao segmento especial para usuários de pequena cogeração, o caso no qual se encontra o sistema estudado. A Tab. (1) abaixo resume essas informações.

Tabela 1. Análise do preço da energia elétrica gerada.

	Preço por vazão (R\$/m ³)	Volume de combustível por kWh (m ³ /kWh)	Preço por kWh (R\$/kWh)
Gás Natural	0,74	0,569	0,421
GLP	5,54	0,201	1,114

Considerando-se a incidência do ICMS e PIS/COFINS (como foi feito no preço dos gases acima), o preço médio da eletricidade convencional é 0,43 R\$/kWh (ANEEL, 2006). O preço da eletricidade gerada pelo gás natural é similar enquanto que o do GLP é superior. Esse resultado já era esperado visto que está se comparando somente a capacidade de gerar energia elétrica, e a principal fonte da rede convencional são as hidrelétricas, outra fonte barata de energia. Contudo, além de gerar energia elétrica, os rejeitos da turbina a gás podem ser utilizados para gerar energia térmica em cogeração, aumentando a eficiência do sistema e reduzindo o consumo de eletricidade da residência. Os principais consumidores de energia térmica em uma residência são: chuveiros elétricos (25-35% do consumo), geladeiras (25-30%) e sistemas de ar condicionado (2-5%) (CPFL Energia, 2006). Logo, mesmo se o preço da energia for similar, é possível se reduzir a quantidade de energia consumida e, conseqüentemente, os gastos com eletricidade.

Quanto ao custo do sistema, o preço de uma microturbina é de aproximadamente US\$1000/kW (California Energy Commission, 2006). À esse custo, deve ser adicionado os custos da instalação que giram em torno de US\$400/kW. Esse

preço é alto visto o mercado atual, mas os fabricantes de microturbina estão visando um preço inferior a US\$600/kW com a expansão do mercado e aumento de vendas a médio/curto prazo. Com relação aos custos de manutenção, as empresas estimam que ele será de US\$ 0,005 – 0,016 /kW. Com o amadurecimento da tecnologia, a frequência de manutenção será anual. Os fabricantes tem como metas intervalos de manutenção de 5000 a 8000 horas.

8. Aspectos construtivos

Comparações com os sistemas de cogeração baseados em microturbina existentes atualmente no mercado permitem afirmar que as dimensões do sistema completo devem ser de aproximadamente 1,5m x 0,75m x 1,5m (comprimento x largura x altura). Quanto a microturbina em si, suas dimensões podem ser estimadas por um cilindro de comprimento de aproximadamente 15cm com 10cm de raio.

Como se trata de uma microturbina de baixa potência, ela terá apenas um único estágio cujo diâmetro deve ser de aproximadamente 10cm. Logo, a rotação de seu eixo será elevada e largamente superior a 3600rpm, o que inviabiliza o acoplamento direto de um gerador de corrente alternada no eixo da turbina. O uso de um redutor também é descartado devido ao seu elevado custo. Assim, deve se utilizar um gerador de corrente contínua que além de funcionar com altas rotações, permite maior flutuação da rotação e, conseqüentemente, flexibilidade de operação. A utilização de um gerador de corrente contínua implica no uso de um inversor para transformar a corrente contínua em corrente alternada com frequência de 60Hz, similar a rede convencional.

9. Conclusão

A fabricação de uma unidade de cogeração baseada em uma microturbina a gás capaz de gerar eletricidade, água quente e ar frio para uma residência é viável. Esse sistema representa uma fonte independente de energia próxima ao seu local de uso (geração distribuída) e economicamente competitiva. Além disso, o sistema projetado não elimina a alimentação da rede convencional de modo que o usuário terá a opção de utilizar a fonte de energia que lhe for mais favorável. Dessa forma, crises como o apagão elétrico de 2001 e a crise do gás na Bolívia de 2006 não terão grandes repercussões.

De uma perspectiva técnica, a simulação do sistema apresentou resultados muito bons. Com as tecnologias atuais pode se obter rendimentos globais da ordem de 60% e o sistema proposto é altamente flexível e permite também reduzir o consumo total de eletricidade da residência. O reaproveitamento do calor dos gases de saída da turbina permite um melhor aproveitamento da energia que entra no sistema sob a forma de combustão e, conseqüentemente, um menor desperdício de exergia. Assim, ter-se-á um processo mais eficiente que produz mais com menos, uma idéia muito procurada em um planeta cujos recursos naturais tornam-se cada vez mais escassos.

10. Referências

ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica). Disponível em <http://www.aneel.gov.br>. Acesso em : 10 abril 2006.
California Energy Commission. Disponível em <http://www.energy.ca.gov/distgen>. Acesso em 02 de novembro de 2006.
Comgás (Companhia de Gás de São Paulo). Disponível em <http://www.comgas.com.br>. Acesso em 02 de novembro de 2006.
CPFL Energia. Disponível em <http://agencia.cpfl.com.br>. Acesso em 21 de junho de 2006.
EES (Engineering Equation Solver). Disponível em <http://www.mhhe.com/engcs/mech/ees/int.html>.
Springer Carrier. Disponível em <http://www.springer.com.br>. Acesso em 15 de setembro de 2006.
TTS (Toyota Turbine and Systems). Disponível em <http://www.toyota-turbine.co.jp>. Acesso em 15 de setembro de 2006
Ultragaz. Disponível em <http://www.ultragaz.com.br>. Acesso em 30 de maio de 2006.

DESIGN OF A RESIDENTIAL SYSTEM FOR ELECTRICAL ENERGY AND HEATING/COOLING PRODUCTION USING A GAS TURBINE

Artur Cristófani Martins
artur.martins@poli.usp.br

Orientador: Prof. Dr. Eitaro Yamane

Abstract. *The purpose of this paper is the design of electrical and thermal energy generator system fed by natural gas or LPG. It's a distributed generation system that will work in cogeneration with a water heater and a refrigeration absorption cycle connected to the exit of a gas microturbine. Therefore, the heat of the microturbine exit gases will be reused and the system's global performance will be of approximately 60%. In this report, it will be presented the theoretical knowledge necessary to understand the system's components and the main factors that influence their performance. The specifications of the main components will be defined, with a greater emphasis in the microturbine. A thermal simulation will be made in the EES software in order to define the ideal operation point and the performance variation with the operation parameters.*

Keywords: *microturbine, gas, cogeneration, distributed generation, energy, absorption*