

ARTUR CRISTOFANI MARTINS

**Projeto de um sistema para produção de energia elétrica e
aquecimento/resfriamento residencial utilizando turbina a gás**

Trabalho de conclusão do curso de graduação
do Departamento de Engenharia Mecânica da
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

**São Paulo
2006**

ARTUR CRISTOFANI MARTINS

**Projeto de um sistema para produção de energia elétrica e
aquecimento/resfriamento residencial utilizando turbina a gás**

Trabalho de conclusão do curso de graduação
do Departamento de Engenharia Mecânica da
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**Orientação EPUSP:
Profº Dr. Eitaro Yamane**

**São Paulo
2006**

FICHA CATALOGRÁFICA

Martins, Artur Cristofani

Projeto de um sistema para produção de energia elétrica e aquecimento/resfriamento residencial utilizando turbina a gás / A.C. Martins. -- São Paulo, 2006.

p. 46

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Turbinas a gás 2.Cogeração de energia elétrica 3.Geração de energia elétrica (Uso residencial) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

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%. Nesse relatório 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. Será 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.

ABSTRACT

The purpose of this paper is the design of electrical and thermal energy generator system feed 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.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Contexto	1
1.2. Objetivos	1
2. METODOLOGIA	2
3. ESTUDO DO CICLO BRAYTON PARA TURBINA A GÁS.....	3
3.1. Fatores que afetam o desempenho do Ciclo Brayton	4
3.1.1. Temperatura.....	5
3.1.2. Pressão.....	6
3.1.3. Combustível.....	7
3.1.4. Condições ambientais	9
3.1.5. Injeção de vapor ou água	10
3.1.6. Resfriamento intermediário.....	10
3.1.7. Regeneração.....	10
3.1.8. Reaquecimento	11
4. ESTUDO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA	12
4.1. Trocadores de calor	12
5. ESTUDO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE AMBIENTE	16
5.1. Ciclo de refrigeração por absorção.....	16
5.1.1. Tipos de ciclo por absorção	18
5.1.2. Modificações no ciclo básico	19
5.1.3. Vantagens do ciclo por absorção	20
6. ESTUDO DA INTEGRAÇÃO DOS SISTEMAS	22
7. METAS DO SISTEMA	24
7.1. Necessidades térmicas e elétricas de uma residência	24
8. ESPECIFICAÇÕES DOS COMPONENTES	27
8.1. Especificações do trocador de calor	27
8.2. Especificações do sistema de refrigeração por absorção	27
8.3. Especificações do ciclo Brayton.....	28
8.3.1. Simulação do sistema	29
9. OPERAÇÃO DO SISTEMA.....	34
9.1. Regulagem do sistema.....	36
9.2. Análise econômica	37
10. ASPECTOS CONSTRUTIVOS.....	39
11. CONCLUSÃO	40
ANEXO A - CÓDIGO DO PROGRAMA EES PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA.....	42
LISTA DE REFERÊNCIAS	44
BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA	46

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1 – Ciclo Brayton simples
- Figura 2 – Diagrama T-s e p-v de um Ciclo Brayton simples
- Figura 3 – Eficiência térmica em função da razão de compressão para ciclo Brayton
- Figura 4 – Eficiência térmica e potência específica em função da razão de compressão e da temperatura de entrada na turbina
- Figura 5 – Ciclo Brayton com resfriamento intermediário e regenerador
- Figura 6 – Trocador de calor de tubo concêntrico. (a) Corrente paralela. (b) Contra-corrente
- Figura 7 – (a) Trocador de calor de corrente cruzada. (b) Trocador de calor de casco e tubos
- Figura 8 – Trocador de calor compacto
- Figura 9 – Sistema de refrigeração por absorção
- Figura 10 – Representação simplificada de um ciclo por absorção
- Figura 11 – Ciclo por absorção com trocador de calor intermediário
- Figura 12 – Ciclo por absorção Electrolux
- Figura 13 – Esquema da integração entre os sistemas
- Figura 14 – Estimativa da distribuição da energia
- Figura 15 – Esquema da instalação
- Figura 16 – Sistema simulado
- Figura 17 – Rendimento do sistema e temperatura de entrada na turbina em função da vazão de ar
- Figura 18 – Vazão de combustível e razão de compressão em função da vazão de ar
- Figura 19 – Eficiência do sistema em função da temperatura ambiente (combustível GLP)

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Desempenho dos ciclos de simples e duplo efeito

Tabela 2 – Emissão de 128 processos industriais com óleo combustível e gás natural

Tabela 3 – Estimativas de carga térmica de ambientes pela área

Tabela 4 – Necessidades atendidas pela turbina

Tabela 5 – Análise do preço do kWh gerado

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contexto

A imensa maioria das residências depende da energia elétrica para atender suas necessidades básicas como o uso de eletrodomésticos, o aquecimento de água e a climatização de ambientes. Atualmente, essa dependência é suprida em grande parte pela rede elétrica convencional que, no caso do Brasil, possui como principal fonte de energia as usinas hidrelétricas (76,3% da potência gerada em 2006 segundo a ANEEL [1]).

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 usada em sistemas de cogeração. No entanto, uma residência necessitaria de uma turbina a gás de baixa potência, um ramo que ainda não está muito desenvolvido.

Além dessas vantagens, a obtenção de energia elétrica independente da rede convencional permite o abastecimento de regiões mais afastadas, desde que haja fornecimento de gás. Para aqueles que se encontram nas regiões atendidas pela rede convencional, a possibilidade de se ter a escolha entre duas fontes diferentes de energia minimizam os problemas causados pela escassez de recursos e flutuação dos preços. A produção de energia elétrica próxima ao seu local de consumo também reduz os custos com distribuição e transmissão de energia.

1.2. Objetivos

O objetivo desse trabalho 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. 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

Dessa forma, a metodologia utilizada foi relativamente simples, baseando-se em pesquisas bibliográficas e cursos ministrados pelo departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

3. ESTUDO DO CICLO BRAYTON PARA TURBINA A GÁS

O principal componente do sistema desenvolvido nesse projeto é a turbina a gás, cujo funcionamento se apóia no ciclo Brayton. Logo, a compreensão dos mecanismos existentes nesse ciclo é de extrema importância.

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, como esquematizado na figura 1.

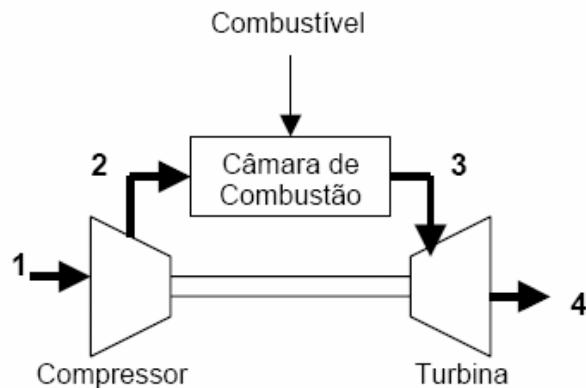


Fig. 1 – Ciclo Brayton simples

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. Assim, quando representado no diagrama T-s (temperatura – entropia), como pode ser visto na figura 2, esse ciclo apresenta retas verticais para os processos 1-2 e 3-4. Quando representado no diagrama p-v (pressão – volume específico), o ciclo apresenta retas horizontais para os processos 2-3 e 4-1.

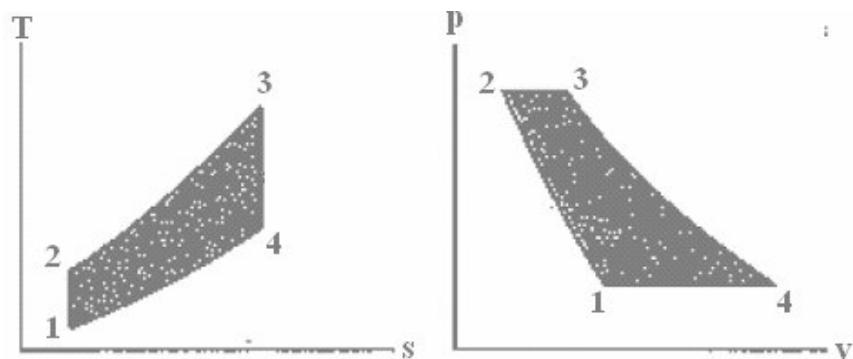


Fig. 2 – Diagrama T-s e p-v de um Ciclo Brayton simples

Esses diagramas representam ciclos fechados nos quais o fluido que sai da turbina alimenta diretamente o compressor após passar por um trocador de calor. No caso desse projeto, essa troca de calor será utilizada para alimentar um segundo ciclo de aquecimento ou resfriamento em um sistema de cogeração. No entanto, isso não possui influência sobre a análise do ciclo Brayton.

A aplicação da 1^a Lei da Termodinâmica para os diversos componentes do ciclo fornece os seguintes resultados:

$$- \text{Equação geral em um volume de controle: } Q_{VC} + \sum_{\text{entradas}} \dot{m}_i h_i = \sum_{\text{saídas}} \dot{m}_i h_i + W_{VC} \quad (1)$$

$$- \text{Compressor (1-2): } \dot{W}_{cp} = \dot{m}_g (h_1 - h_2) \quad (2)$$

$$- \text{Câmara de Combustão (2-3): } \dot{Q}_h = \dot{m}_g (h_3 - h_2) \quad (3)$$

$$- \text{Turbina (3-4): } \dot{W}_{tg} = \dot{m}_g (h_3 - h_4) \quad (4)$$

$$- \text{Trocador de calor (4-1): } \dot{Q}_l = \dot{m}_g (h_1 - h_4) \quad (5)$$

onde:

\dot{W} = potência (J/s)

\dot{Q} = fluxo de calor (J/s)

\dot{m}_g = fluxo mássico do gás (kg/s)

h = entalpia (J/kg)

A partir desses resultados, obtém-se facilmente a eficiência térmica do ciclo.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{tg}}{\dot{Q}_h} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{h_1 - h_4}{h_3 - h_2} \quad (6)$$

Como os processos de transferência de calor são feitos com uma diferença de temperatura finita, eles apresentam irreversibilidades. Logo, o rendimento térmico do ciclo Brayton é inferior ao do ciclo de Carnot (completamente reversível).

3.1. Fatores que afetam o desempenho do Ciclo Brayton

O desempenho do ciclo Brayton é influenciado por diversos fatores. Afim de se realizar uma análise mais profunda, outras hipóteses simplificadoras devem ser feitas. Essas hipóteses farão com que os resultados sejam um pouco diferente dos obtidos na prática, mas permitem analisar qualitativamente a influência das diversas

variáveis no desempenho do ciclo. Esse ciclo simplificado é denominado ciclo padrão a ar e possui as seguintes hipóteses:

- fluido de trabalho é uma massa fixa de ar que pode ser modelado como um gás perfeito
- processo de combustão é substituído por um processo de transferência de calor de uma fonte externa
- todos os processos são internamente reversíveis
- ar apresente calor específico constante

3.1.1. Temperatura

A modelagem do ar como um gás perfeito com calor específico constante permite o uso da seguinte aproximação:

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad (7)$$

Dessa forma, a equação da eficiência térmica pode ser simplificada para:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} \quad (8)$$

A primeira conclusão que pode se tirar dessa equação é que a temperatura do fluido em todos os instantes do ciclo influencia diretamente sua eficiência. A diferença entre a temperatura na saída (T_3) e na entrada (T_2) da câmara de combustão deve ser maximizada para melhorar o rendimento, enquanto a diferença entre a temperatura na entrada do compressor (T_1) e na saída da turbina (T_4) deve ser minimizada.

A temperatura de saída da câmara de combustão (T_3) é função direta da quantidade de calor gerada pela reação de combustão. Essa quantidade de calor pode ser regulada através da vazão e do tipo de combustível. Dessa forma, não haveria restrições para o aumento de T_3 . Entretanto, após sair da câmara de combustão, o fluido entra na turbina a gás e, então, existem restrições quanto a temperatura devido ao material das palhetas da turbina. Nos últimos anos tem sido desenvolvidos novos materiais e técnicas de resfriamento das palhetas que permitem temperaturas de entrada nas turbinas da ordem de 1700K (fonte: Krieger [9])

3.1.2. Pressão

A relação entre a pressão e a temperatura para um gás ideal passando por um processo adiabático e reversível (isentrópico) pode ser obtida através da equação:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (9)$$

A partir dessa equação, pode se determinar a eficiência do ciclo em função da razão de compressão:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (10)$$

Logo, quanto maior a taxa de compressão, melhor a eficiência do ciclo, como pode ser visto na figura 3 abaixo.

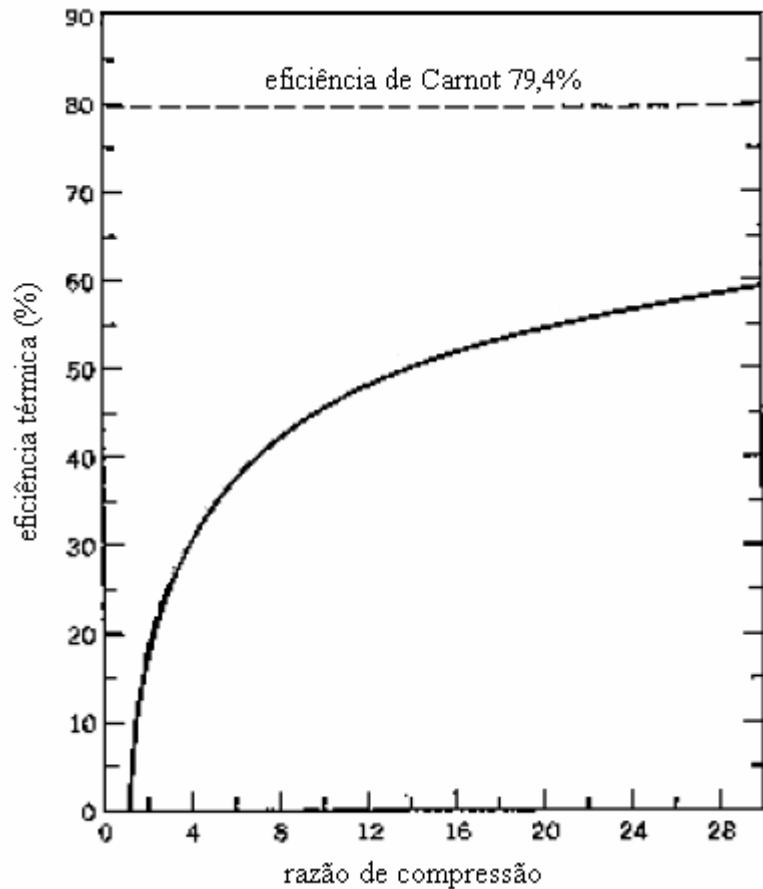


Fig. 3 – Eficiência térmica em função da razão de compressão para ciclo Brayton

Todavia, o aumento da pressão na saída do compressor (p_2) aumenta também a temperatura de entrada na câmara de combustão (T_2). Esse aumento desfavorece a otimização do processo de combustão, já que, como dito anteriormente, a temperatura de entrada na turbina (T_3) é limitada. Assim, um aumento na razão de compressão sempre leva a uma maior eficiência, mas não necessariamente a otimização da potência específica gerada, como pode ser mostrado na figura 4 abaixo:

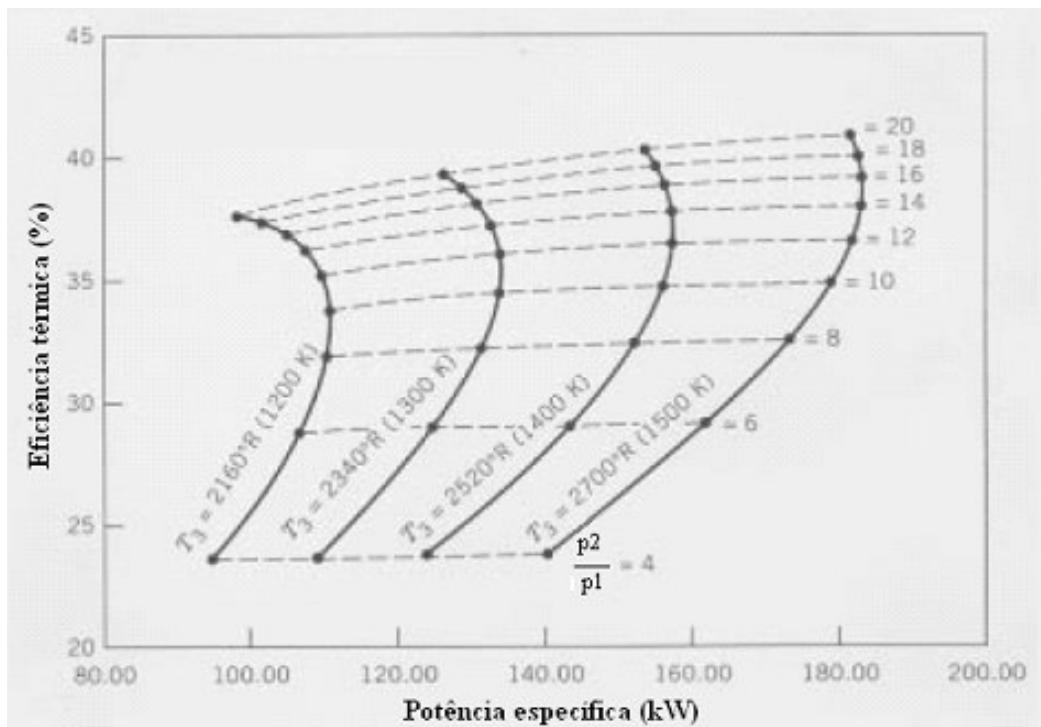


Fig. 4 – Eficiência térmica e potência específica em função da razão de compressão e da temperatura de entrada na turbina

De modo geral, as turbinas são projetadas para gerarem a maior potência específica possível, não tendo necessariamente o maior rendimento possível.

3.1.3. Combustível

Afim de se maximizar o aumento da temperatura do fluido dentro da câmara de combustão, deve se otimizar a reação de queima do combustível. Diversos fatores influenciam esse processo, entre os quais destacam-se a mistura do combustível com o ar, o excesso de ar, o tipo e a vazão do combustível. Uma reação otimizada é uma

combustão completa que possui em seus produtos apenas dióxido de carbono (CO_2) e água (H_2O). A pré-mistura do combustível com o ar facilita a combustão completa, mas não é suficiente. Devido às imperfeições do processo, é necessário realizar a combustão com uma quantidade de ar acima da quantidade estequiométrica para se garantir a combustão completa. A desvantagem desse procedimento é que o ar não queimado diminui a temperatura da chama produzida pelo combustível e diminui a eficiência do processo. Assim, deve se encontrar uma quantidade de ar que seja suficiente para garantir a combustão completa, mas que não seja muito elevada e diminua o rendimento da reação.

O tipo de combustível também possui influência direta no processo de combustão. Uma característica que fornece uma noção da quantidade de calor que a queima de um combustível pode gerar é o poder calorífico. No caso desse projeto, serão utilizados dois combustíveis, o gás natural e o GLP. Para o gás natural, será utilizada a composição de um gás modelo proposta pela Petrobrás [10]. Para as demais características, utilizará-se as informações fornecidas pela Comgás [5], a distribuidora de gás natural para o estado de São Paulo:

- Composição química do gás modelo (% volumétrica) (fonte: Petrobrás [10])
 - metano (CH_4) : 90,16%
 - etano (C_2H_6) : 7,84%
 - nitrogênio (N_2) : 2%
- Densidade: 0,7106 kg/m³ (fonte: Comgás [5])
- Poder calorífico inferior (PCI): 48,148 MJ/kg (fonte: Comgás [5])
- Poder calorífico superior (PCS): 53,202 MJ/kg (fonte: Comgás [5])

Por outro lado, a composição do GLP varia de acordo com a produtora e o lote. Segundo o IPT [8], as características médias do GLP são:

- Composição química (% mássica)
 - propano (C_3H_8) : 44,81%
 - butano (C_4H_{10}) : 55,09%
- Densidade: 2,12 kg/m³
- Poder calorífico inferior (PCI): 45,7 MJ/kg
- Poder calorífico superior (PCS) : 49,1 MJ/kg

Atualmente, as residências são abastecidas com gás natural apenas nas cidades de São Paulo e Rio de Janeiro. Entretanto, a rede de distribuição vem se expandindo e deve abranger mais cidades num futuro próximo. O GLP, por sua vez, possui uma rede de distribuição maior sendo encontrado em praticamente todo o território brasileiro (95% da população segundo Portal Gás Brasil [11]) e podendo mesmo ser comprado através da internet. Outra diferença na distribuição dos dois gases é que o GLP deve ser comprado em botijões, enquanto que o gás natural é canalizado e fornecido continuamente às residências.

Ambos os gases apresentam a vantagem de proporcionarem facilmente uma queima completa com reduzida emissão de poluentes além de elevada eficiência de combustão ($\eta_{PCI} > 0,9$), isto é, uma alta razão entre a energia efetivamente fornecida ao fluido de trabalho e a energia que seria fornecida caso a combustão fosse completa e a câmara adiabática.

3.1.4. Condições ambientais

O ar que alimenta o ciclo Brayton é o ar ambiente. Assim, as condições ambientais como pressão, temperatura e umidade influenciam diretamente o desempenho do sistema.

Uma temperatura mais baixa significa um volume específico menor. Como o trabalho do compressor é proporcional ao volume específico do fluido ($W_{cp} = \int vdp$), temperaturas ambientes mais baixas reduzem o trabalho de compressão. Entretanto, a redução da temperatura de entrada do ar no sistema reduzirá a temperatura de entrada na turbina para uma mesma vazão de combustível. Nessas condições o trabalho gerado na turbina será menor. A combinação desses dois efeitos determinará se temperaturas mais baixas melhoram ou pioram o desempenho do sistema. Da mesma forma que a temperatura ambiente, a pressão atmosférica influencia a densidade do ar. Entretanto, o efeito é inverso a medida que menores pressões atmosféricas (altitudes mais elevadas) aumentam o volume específico do ar.

A umidade afeta a performance do sistema de duas formas. Primeiramente, ela também altera a densidade do ar na medida que o ar mais úmido, para uma mesma temperatura de bulbo seco, é menos denso (pior desempenho do sistema).

Além disso, o ar mais úmido interfere na queima do combustível na câmara de combustão aumentando a quantidade de água presente nos reagentes diminuindo, dessa forma, a eficiência da combustão.

3.1.5. Injeção de vapor ou água

A injeção de vapor ou água tem duas funções principais: reduzir as emissões de NO_x e aumentar o fluxo mássico.

A injeção na câmara de combustão reduz os picos de temperatura e diminui o excesso de ar. Como os gases NO_x são formados a partir da reação de N_2 com O_2 em altas temperaturas, a redução dos picos de temperatura e excesso de ar desfavorece essa reação e reduz a emissão de poluentes.

Além disso, a injeção de vapor ou água aumenta o fluxo mássico, já que o fluido injetado possui densidade maior que o ar e os gases da combustão. A passagem de um fluido mais denso pela turbina aumenta o trabalho gerado. Como o vapor ou água são injetados após a compressão, o trabalho no compressor não é alterado e, assim, a eficiência do sistema aumenta.

3.1.6. Resfriamento intermediário

O resfriamento do fluido de trabalho entre dois estágios de compressão diminui o trabalho consumido pelo compressor. Como já dito anteriormente, temperaturas mais baixas reduzem o volume específico do ar, diminuindo assim o trabalho de compressão. Entretanto, o resfriamento intermediário necessita de um investimento em um trocador de calor suplementar (intercooler), o que pode não ser vantajoso dependendo das especificações do sistema.

3.1.7. Regeneração

Quando a temperatura dos gases de saída da turbina é superior a temperatura do ar comprimido que sai do compressor, a eficiência do ciclo pode ser aumentada com a introdução de um regenerador. Um regenerador é um trocador de calor

(recuperador) que permite a transferência de calor dos gases de saída da turbina para o ar comprimido que irá entrar na câmara de combustão. A entrada do ar em temperaturas mais elevadas favorece o processo de combustão e diminui a consumo de combustível para se obter os mesmos resultados que em um ciclo sem regeneração. Logo, a regeneração não aumenta o trabalho líquido, mas melhora a eficiência do sistema. Na figura 5 abaixo pode-se ver um ciclo com resfriamento intermediário (intercooler) e um regenerador.

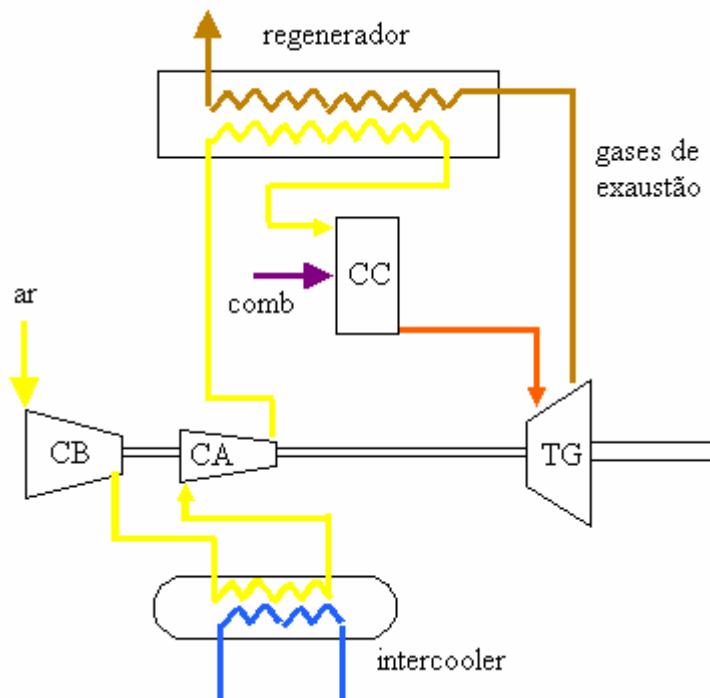


Fig. 5 – Ciclo Brayton com resfriamento intermediário e regenerador

3.1.8. Reaquecimento

O reaquecimento consiste em aquecer os gases de saída da turbina a gás e, em seguida, reintroduzí-los em uma segunda turbina a gás. Assim, aumenta-se o trabalho produzido pelo sistema sem aumentar o trabalho consumido no compressor. Por outro lado, utiliza-se uma segunda fonte de calor que pode ser um fluido quente ou um segundo processo de combustão.

4. ESTUDO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA

Como já citado, um dos gastos energéticos mais significativos de uma residência é o aquecimento de água (25-35% do consumo). 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. Um aquecedor de água residencial esquenta a água até que ela atinja temperaturas de aproximadamente 40°C. Dessa forma, um fluido com temperatura superior à essa pode aquecer a água através do uso de um trocador de calor. 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).

4.1. 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. Se os fluidos escoem na mesma direção, trata-se de um arranjo de corrente paralela. Se os fluidos escoem em direções opostas é um arranjo de corrente contrária ou contra-corrente. Na figura 6 a seguir podem ser visualizados esses dois arranjos.

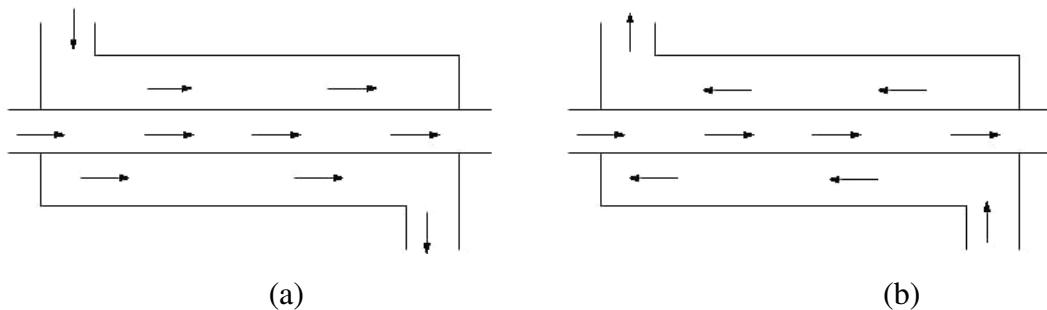


Fig. 6 – Trocador de calor de tubo concêntrico. (a) Corrente paralela. (b) Contra-corrente

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. A configuração desses trocadores pode variar de acordo com o número de passes no casco e nos tubos. Uma forma simples desse trocador além de um trocador de corrente cruzada podem ser vistos na figura 7 a seguir.

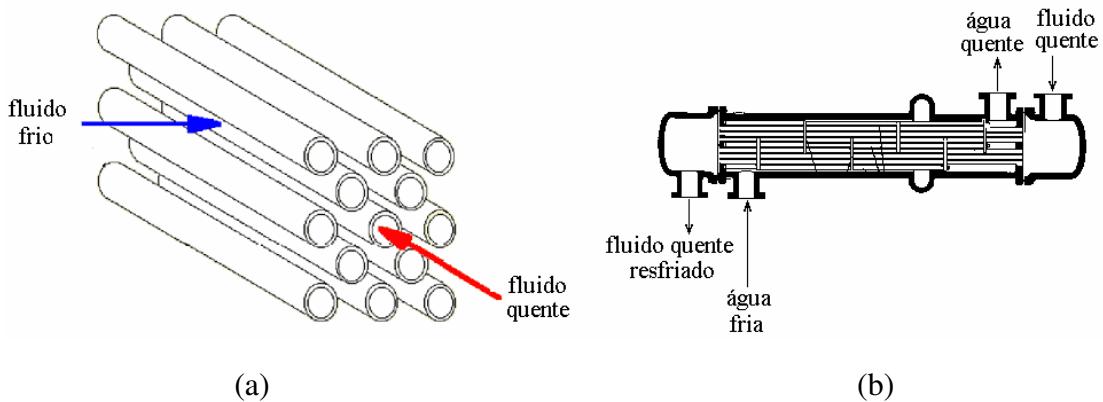


Fig. 7 – (a) Trocador de calor de corrente cruzada. (b) Trocador de calor de casco e tubos

Quando um dos fluidos que passa pelo trocador de calor é um gás, recomenda-se o uso de aletas para se aumentar a superfície de troca de calor por volume. Trocadores com arranjos que possuem uma densa presença de tubos ou placas aletadas são denominados trocadores de calor compactos e possuem uma relação de superfície de troca por unidade de volume superior a $700\text{m}^2/\text{m}^3$ (fonte: Incropera e DeWitt [7]). Na figura 8 abaixo pode-se ver um exemplo de um trocador de calor compacto.

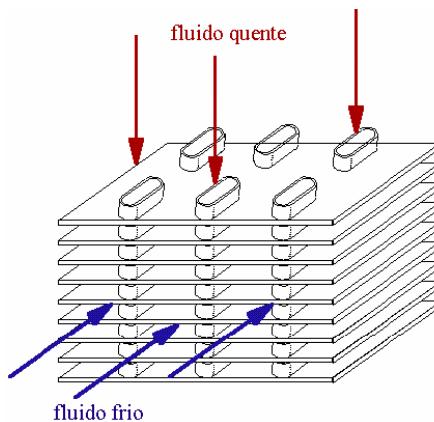


Fig. 8 – Trocador de calor compacto

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 equação abaixo:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{\log} \quad (11)$$

A presença de aletas aumenta a área de troca e, assim, o calor trocado entre os fluidos, representando uma boa alternativa quando o fluido utilizado possui um baixo coeficiente de convecção (como por exemplo os gases), o que leva a um baixo coeficiente global de transferência de calor.

5. 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.

5.1. Ciclo de refrigeração por absorção

O ciclo de refrigeração por absorção foi desenvolvido por Ferdinand Carré em 1859. Sua principal característica é o uso de calor como insumo energético. Esse ciclo 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 figura 9.

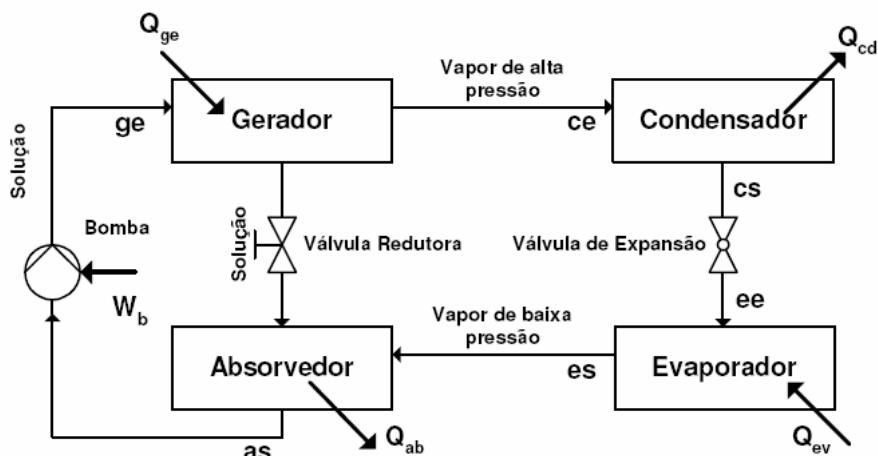


Fig. 9 – Sistema de refrigeração por absorção

Na figura 4 acima pode-se ver que somente a alimentação da bomba requer energia elétrica e, como o fluido bombeado é líquido, a potência necessária é baixa.

A fim de se avaliar o rendimento desse ciclo, deve se fazer o balanço de energia em todos os componentes:

$$- \text{Evaporador: } q_{ev} = (h_{es} - h_{ee}) \quad (12)$$

$$- \text{Absorvedor: } q_{ab} = fh_{as} - [h_{es} + (f-1)h_{ae}] \quad (13)$$

$$- \text{Gerador: } q_{ge} = [h_{ce} + (f-1)h_{gs}] - fh_{ge} \quad (14)$$

$$- \text{Condensador: } q_{cd} = (h_{cs} - h_{ce}) \quad (15)$$

onde:

$$q = \frac{\text{fluxo de calor}}{\text{fluxo de massa}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \text{ (J/kg)} \quad (16)$$

$$f = \frac{\text{vazão mássica de solução diluída}}{\text{vazão mássica de água evaporada}} = \frac{x_c}{x_c - x_d} \quad (17)$$

x_c = concentração da solução concentrada em substância absorvedora (kg/L)

x_d = concentração da solução diluída (kg/L)

h = entalpia (J/kg)

A partir desses balanços, pode-se obter o coeficiente de eficácia do ciclo de absorção:

$$COP = \frac{\text{efeito útil de refrigeração}}{\text{insuado energético}} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ge}} = \frac{q_{ev}}{q_{ge}} = \frac{h_{es} - h_{ee}}{[h_{ce} + (f-1)h_{gs}] - fh_{ge}} \quad (18)$$

A figura 10 abaixo mostra uma representação simplificada do ciclo de absorção. A partir dela pode-se calcular o COP para um ciclo ideal e, assim, analisar a influência das temperaturas sobre o desempenho do ciclo.

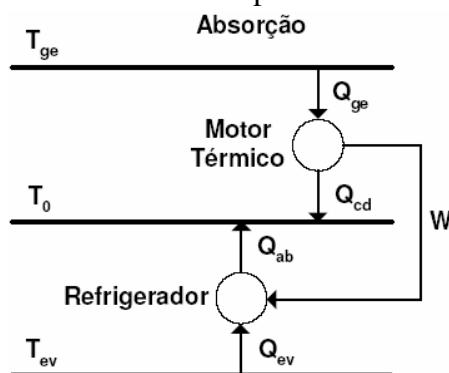


Fig. 10 – Representação simplificada de um ciclo por absorção

O coeficiente de eficácia máxima do ciclo de absorção é:

$$COP_{\max} = \frac{T_{ev}(T_{ge} - T_o)}{T_{ge}(T_o - T_{ev})} \quad (19)$$

Essa equação mostra que o aumento tanto da temperatura do gerador (T_{ge}) como da temperatura do evaporador (T_{ev}) colaboram para um COP maior. Por outro lado, o aumento da T_o diminui o valor do COP.

5.1.1. Tipos de ciclo por absorção

Os ciclos por absorção podem ser classificados em três tipos principais:

- simples efeito
- duplo efeito
- queima direta

O ciclo de simples efeito é o descrito na figura 4 mostrada acima. O ciclo de duplo efeito adiciona um segundo gerador e emprega o princípio de evaporação de múltiplo efeito. A principal vantagem é a liberação de uma quantidade adicional de vapor de refrigerante no segundo gerador sem consumir uma quantidade extra de insumo energético externo, resultando em um COP maior, como mostrado na tabela 1 abaixo que possui dados extraídos da ASHRAE [2]:

Tabela 1 – Desempenho dos ciclos de simples e duplo efeito (fonte: ASHRAE Refrigeration, 1994)

Tipo	COP	Temperatura de alimentação (°C)
Simples efeito	0,7-0,8	115-132
Duplo efeito	1,1-1,2	150-200

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.

5.1.2. Modificações no ciclo básico

O ciclo básico de absorção pode ser modificado de modo a 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 como mostrado na figura 11 a seguir:

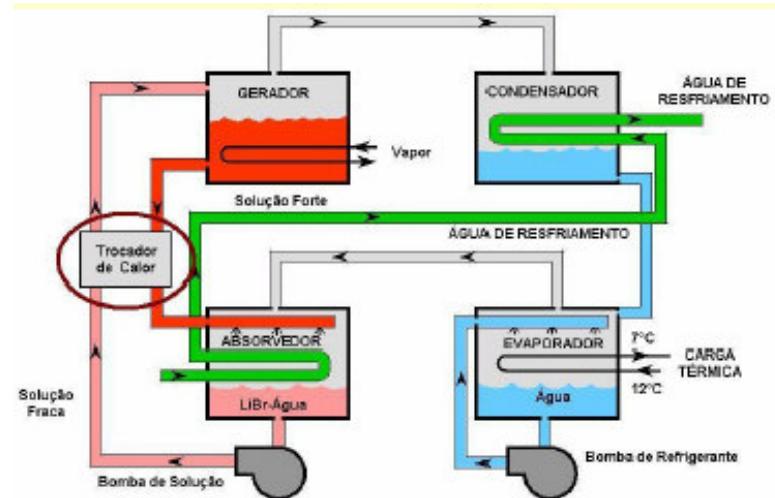


Fig. 11 – Ciclo por absorção com trocador de calor intermediário

Esse trocador de calor intermediário reduz a quantidade de calor necessário pelo gerador (Q_{ge}). Como a quantidade de calor retirada pelo evaporador (Q_{ev}) do ambiente mantém-se constante, o COP do sistema aumenta.

Uma outra possibilidade é a utilização do Ciclo por Absorção Electrolux. Esse ciclo foi desenvolvido na década de 70 e 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. Logo, essa opção é interessante no caso desse projeto, já que há energia térmica disponível.

O funcionamento desse ciclo 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. Na figura 12 abaixo pode ser visto um esquema desse tipo de ciclo por absorção.

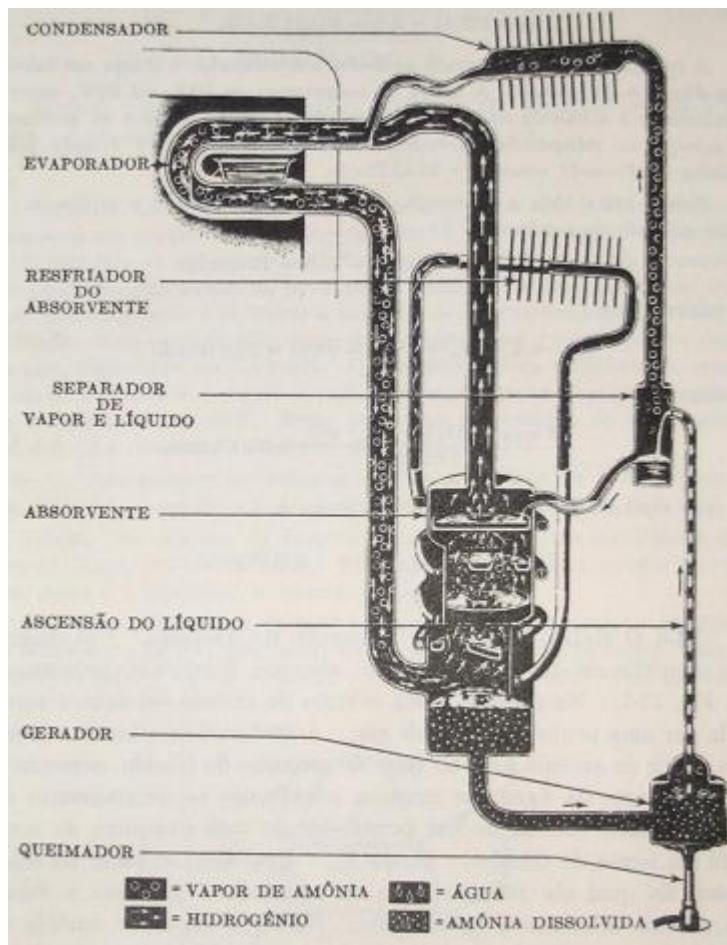


Fig. 12 – Ciclo por absorção Electrolux

5.1.3. Vantagens do ciclo por absorção

O ciclo por absorção apresenta diversas vantagens se comparado com os outros ciclos de refrigeração. A principal delas é o baixo consumo de energia elétrica e o fato de que esse ciclo pode ser incluso em plantas de cogeração por ter o calor

como insumo energético. No caso do ciclo Electrolux, o uso de energia elétrica chega a ser desnecessário. Também pode se destacar o fato de que os equipamentos que compõem esse sistema são silenciosos, livres de vibração e sem partes móveis, o que resulta em menores custos de manutenção. Além disso, os fluidos utilizados não danificam a camada de ozônio.

6. 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 figura 13:

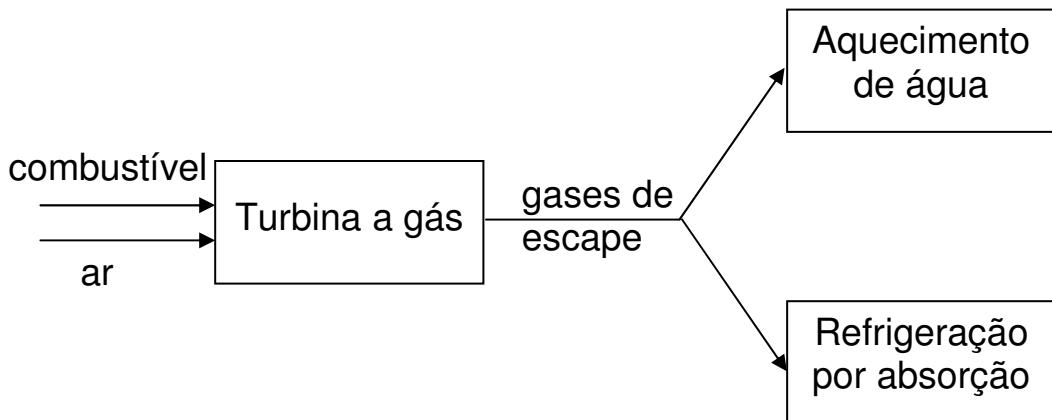


Fig. 13 – Esquema da integração entre os sistemas

A alimentação do ciclo por absorção também requer um trocador de calor para que a energia térmica dos gases de escape seja transferida para o gerador. Para se conectar os gases de combustão com os demais sistemas deve se utilizar uma tubulação com isolante de maneira que a quantidade de calor dissipada seja pequena.

O usuário deve ter a opção entre utilizar somente o sistema de aquecimento de água, somente o sistema de refrigeração por absorção ou os dois.

Segundo estimativas da COGEN-SP [4], um sistema típico de cogeração com geração de energia elétrica e térmica teria a distribuição de energia mostrada na figura 14 a seguir:

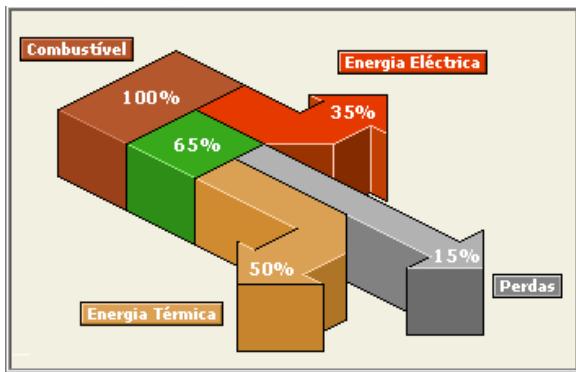


Fig. 14 – Estimativa da distribuição da energia (fonte: COGEN-SP)

Além de apresentar elevada eficiência energética (70 a 75%, segundo a COGEN-SP [4]), os sistemas de cogeração também podem apresentar a vantagem de reduzir os custos com transmissão e distribuição de energia, visto que geralmente a energia é produzida próxima ao seu local de uso.

Uma outra vantagem é que os sistemas de cogeração com gás natural são ambientalmente sustentáveis devido aos baixos níveis de emissão de poluentes. Como exemplo, a substituição do óleo combustível por gás natural em 128 processos industriais no ano de 2002 teve como consequência um redução das emissões de material particulado (MP), dióxido de enxofre (SO₂), e dióxido de carbono (CO₂), conforme mostra a tabela 2 a seguir extraída de COGEN-SP [4]:

Tabela 2 – Emissão de 128 processos industriais com óleo combustível e gás natural

	MP (kg)	SO ₂ (kg)	CO ₂ (ton)
Óleo combustível	894.242	5.396.103	1.579.345
Gás natural	57.838	8.676	1.156.756
Redução	-94 %	-99 %	-27 %

Um sistema de cogeração possui diversos parâmetros e pode atender a diversas necessidades. Entretanto, no momento de se realizar o projeto de um sistema como esse deve se priorizar um dos tipos de energia. Assim, é possível que alguma das necessidades da residência não sejam completamente atendidas. Dessa forma, a implantação desse sistema não implica na eliminação do antigo sistema de fornecimento de energia elétrica e térmica da residência.

7. METAS DO SISTEMA

Nos itens anteriores desse trabalho, foi descrita a base teórica necessária para compreender o funcionamento dos diversos mecanismos do sistema, assim como os parâmetros que influenciam seus desempenhos. Dessa forma, apoiando-se nessa base, serão definidas as especificações dos componentes do sistema nessa segunda parte do trabalho.

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.

7.1. Necessidades térmicas e elétricas de uma residência

O objetivo desse trabalho é o projeto de um sistema que atenda as necessidades de energia elétrica e térmica 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:

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

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 [14]. 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 [12] encontradas na tabela 3 abaixo, poderá se obter uma estimativa do tamanho do ambiente capaz de ser resfriado. Essas informações estão resumidas na tabela 4.

Tabela 3 – Estimativas de carga térmica de ambientes pela área

(ambientes com pé direito de 2m usados por 2 pessoas)

A (m ²)	BTU/h
6	5200
9	5600
12	7600
15	8800
20	10000
25	11600
30	14000
40	16800
50	20000
60	21600
70	28000

Tabela 4 – Necessidades atendidas pela turbina

Energia Elétrica (kW)	Energia Térmica (kW)	Aquecedor de água (kW)	Refrigeração (kW)	Refrigeração (Btu/h)	Ambiente (m ²)
3	7,5	0 – 2,3	3,6 – 6,1	10919 - 18502	20 - 45

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 $20m^2$ 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 figura 15 abaixo.

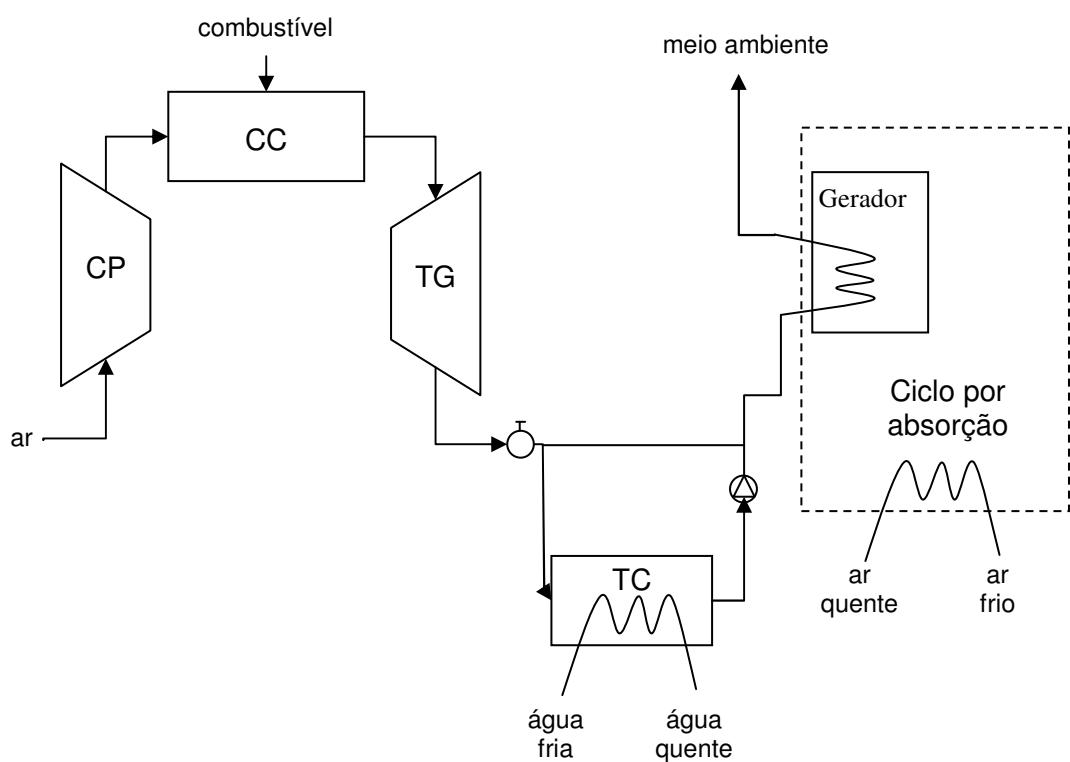


Fig. 15 – Esquema da instalação

8. 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 trabalho, será dada maior atenção às especificações da microturbina a gás (ciclo Brayton)

8.1. 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%.

8.2. 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.

8.3. Especificações do ciclo Brayton

A turbina é o principal componente do ciclo Brayton, o ciclo mais importante do sistema projetado. Assim, deve se primeiro definir a quantidade de estágios que a turbina deve possuir. Como a potência elétrica a ser gerada é pequena (3 kW), uma turbina com apenas um estágio axial será suficiente.

Para definir as demais características do ciclo, recorrer-se-á a primeira parte desse trabalho na qual foi descrito o ciclo Brayton e os fatores que influenciavam seu desempenho. As possíveis modificações no ciclo 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 reutilizando 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 reutilizados em cogeração, essa modificação também não é interessante.

As condições ambientais são outro fator que influenciam a performance da turbina. Como esse sistema é projetado para uso em residências localizadas em qualquer lugar no Brasil, seu projeto deve ser independente das condições ambientais. Entretanto, é necessário ressaltar que alterações de desempenho ocorrerão de acordo com o local onde a turbina é usada. Mais uma vez, como se trata

de uma turbina de baixa potência, essas variações no desempenho serão de pequena ordem de grandeza.

Para definir a melhor razão de compressão no compressor, vazão de ar e combustível, assim como as temperaturas ótimas de entrada e saída da turbina, será feita uma simulação do ciclo através do software EES (Engineering Equation Solver).

8.3.1. Simulação do sistema

Na figura 16 a seguir, pode ser visto um esquema do sistema que será simulado, com a indicação dos principais parâmetros.

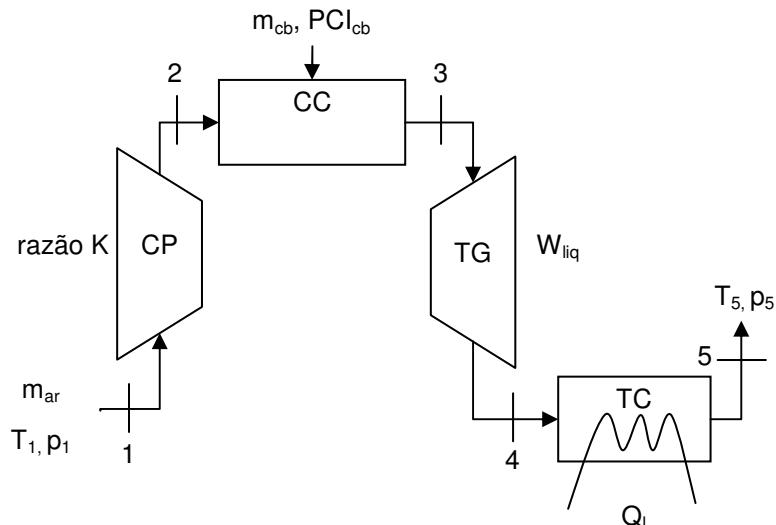


Fig. 16 – Sistema simulado

O software EES é capaz de resolver sistemas lineares de equações. Logo, é preciso primeiro definir as equações que regem o sistema para poder simulá-lo. Essas equações podem ser obtidas através da aplicação da 1^a Lei da Termodinâmica nos diversos componentes do sistema (como já mostrado no item 3 desse trabalho). Para a obtenção das propriedades termodinâmicas do fluido, serão usados os dados tabelados do JANAF (Joint Army Navy Air Force) que já se encontram dentro do EES.

Além das equações resultantes da 1^a Lei, é necessário estimar-se a quantidade de calor fornecida ao fluido pela queima do combustível na câmara de combustão.

Assim, todos 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) serão concentradas em um único rendimento, η_{cc} , estimado em 0,8. A quantidade de calor que entra no sistema será estimada por:

$$\dot{Q}_{IN} = \dot{m}_{cb} \cdot PCI_{cb} \cdot \eta_{cc} \quad (21)$$

Um outro rendimento utilizado será o rendimento isoentrópico, η_{iso} , estimado em 0,9. Esse rendimento deve ser usado para aproximar a hipótese de compressão/expansão isoentrópica do caso real. Além disso, como já mencionado acima, será empregado o rendimento dos trocadores de calor, η_{tc} , estimado em 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.

Logo, as condições de contorno da simulação serão:

- Temperatura do ar na entrada do compressor: $T_1 = 20^\circ\text{C}$
- Pressão do ar na entrada do compressor: $p_1 = 100 \text{ kPa}$
- Temperatura do ar na saída do sistema: $T_1 = 100^\circ\text{C}$
- Pressão do ar na saída do sistema: $p_1 = 100 \text{ kPa}$
- Temperatura máxima de entrada na turbina: $T_3 < 800^\circ\text{C}$

As metas para o sistema serão:

- Energia térmica: $\dot{Q}_l = -7,5 \text{ kW}$
- Energia elétrica: $\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{tg} + \dot{W}_{cp} = 3,0 \text{ kW}$

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 figura 17 abaixo encontra-se o gráfico dos rendimentos do sistema e da temperatura de entrada na turbina em função da vazão de ar.

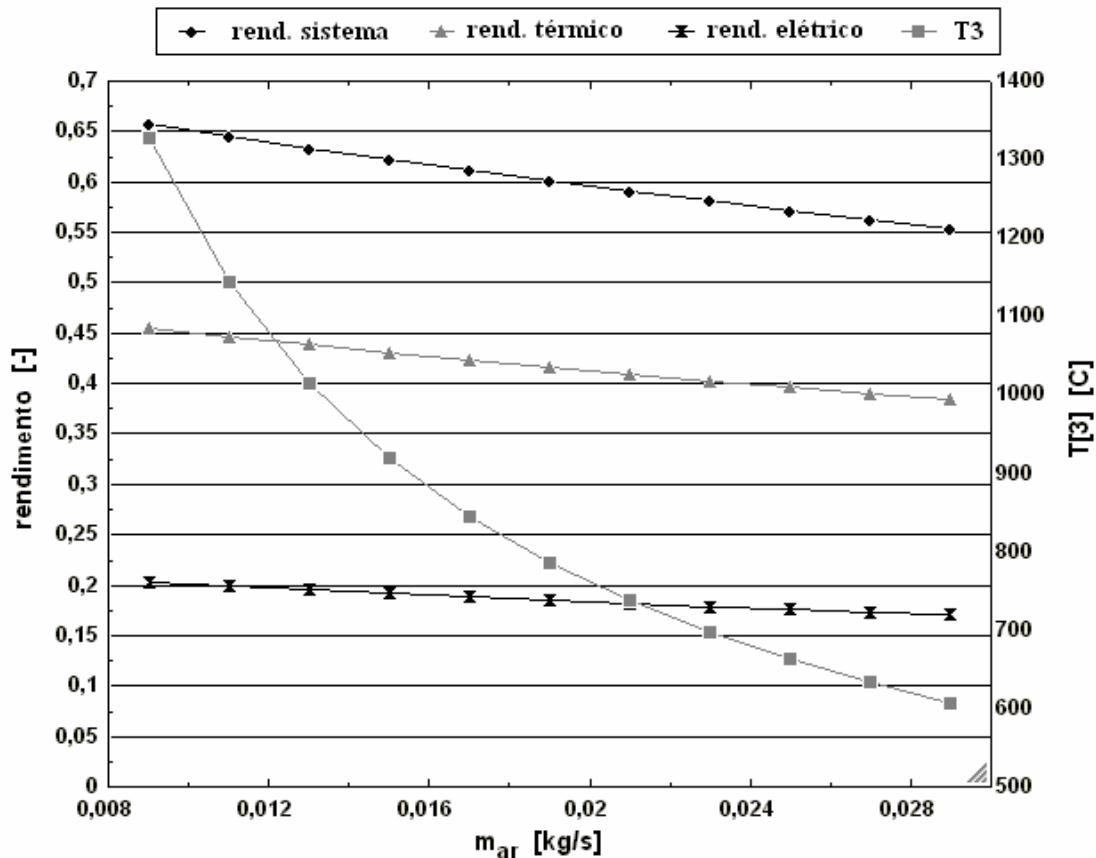


Fig. 17 – Rendimento do sistema e temperatura de entrada na turbina em função da vazão de ar

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 figura 18 a seguir.

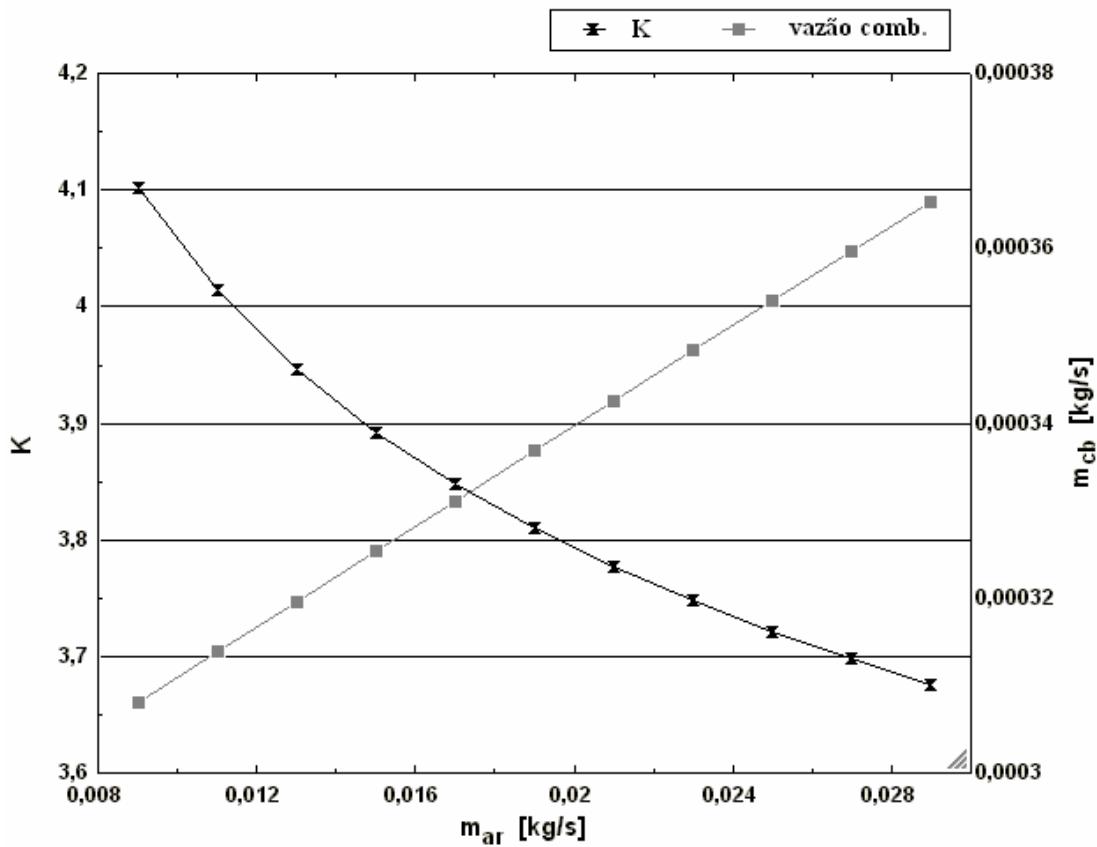


Fig. 18 – Vazão de combustível e razão de compressão em função da vazão de ar

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: $\eta_{\text{term,sistema}} = 0,4162$
- Rendimento global do sistema: $\eta_{\text{sist}} = 0,6012$

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

9. 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 as simulações do software EES, os parâmetros e a eficiência do sistema para gerar 1kW serão:

- Energia elétrica: $\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{tg} + \dot{W}_{cp} = 1,0 \text{ kW}$
- Vazão de ar: $\dot{m}_{ar} = 0,019 \text{ kg/s}$
- Vazão de combustível:
 - gás natural: $\dot{m}_{cb} = 0,0002684 \text{ kg/s}$
 - GLP: $\dot{m}_{cb} = 0,0002732 \text{ kg/s}$
- Razão de compressão: $K = 1,637$
- Rendimento elétrico ciclo Brayton: $\eta_{el} = 0,07737$
- Rendimento térmico ciclo Brayton: $\eta_{term,turbina} = 0,5803$
- Rendimento térmico sistema: $\eta_{term,sistema} = 0,5223$
- Rendimento global do sistema: $\eta_{sist} = 0,5996$

A queda do rendimento elétrico com a diminuição da vazão de combustível é compensada com o aumento da eficiência térmica. Assim, globalmente, a eficiência do sistema gerando 1kW ($\eta_{sist} = 0,5996$) é próxima da eficiência do sistema operando para gerar 3 kW ($\eta_{sist} = 0,6012$).

Além das variações devido às mudanças do ponto de operação, deve se analisar as variações da eficiência devido às mudanças nas condições climáticas.

Para essa análise, será admitido que o sistema deve gerar 3kW de energia elétrica e que a temperatura ambiente pode variar entre 0°C e 40°C (a pressão ambiental será constante de 100 kPa). Para os pontos extremos, tem-se os seguintes resultados:

- $T_{amb}=T[1]=0^{\circ}C$
 - Vazão de combustível:
 - gás natural: $\dot{m}_{cb} = 0,0003447 \text{ kg/s}$
 - GLP: $\dot{m}_{cb} = 0,0003632 \text{ kg/s}$
 - Rendimento elétrico turbina: $\eta_{el} = 0,1807$
 - Rendimento térmico sistema: $\eta_{term,sistema} = 0,4067$
 - Rendimento global do sistema: $\eta_{sist} = 0,5874$
- $T_{amb}=T[1]=40^{\circ}C$
 - Vazão de combustível:
 - gás natural: $\dot{m}_{cb} = 0,0003293 \text{ kg/s}$
 - GLP: $\dot{m}_{cb} = 0,0003469 \text{ kg/s}$
 - Rendimento elétrico ciclo Brayton: $\eta_{el} = 0,1892$
 - Rendimento térmico ciclo Brayton: $\eta_{term,sistema} = 0,4258$
 - Rendimento global do sistema: $\eta_{sist} = 0,6150$

Na figura 19 a seguir tem-se a variação dos rendimentos do sistema em função da temperatura ambiente (potência elétrica gerada de 3 kW, combustível GLP).

Os resultados da simulação mostram que a entrada de ar mais quente aumenta a eficiência do sistema. Como previsto, as variações do rendimento são pequenas pois trata-se de um sistema de baixa potência (variação de 40°C resulta em variação de 3% na eficiência global).

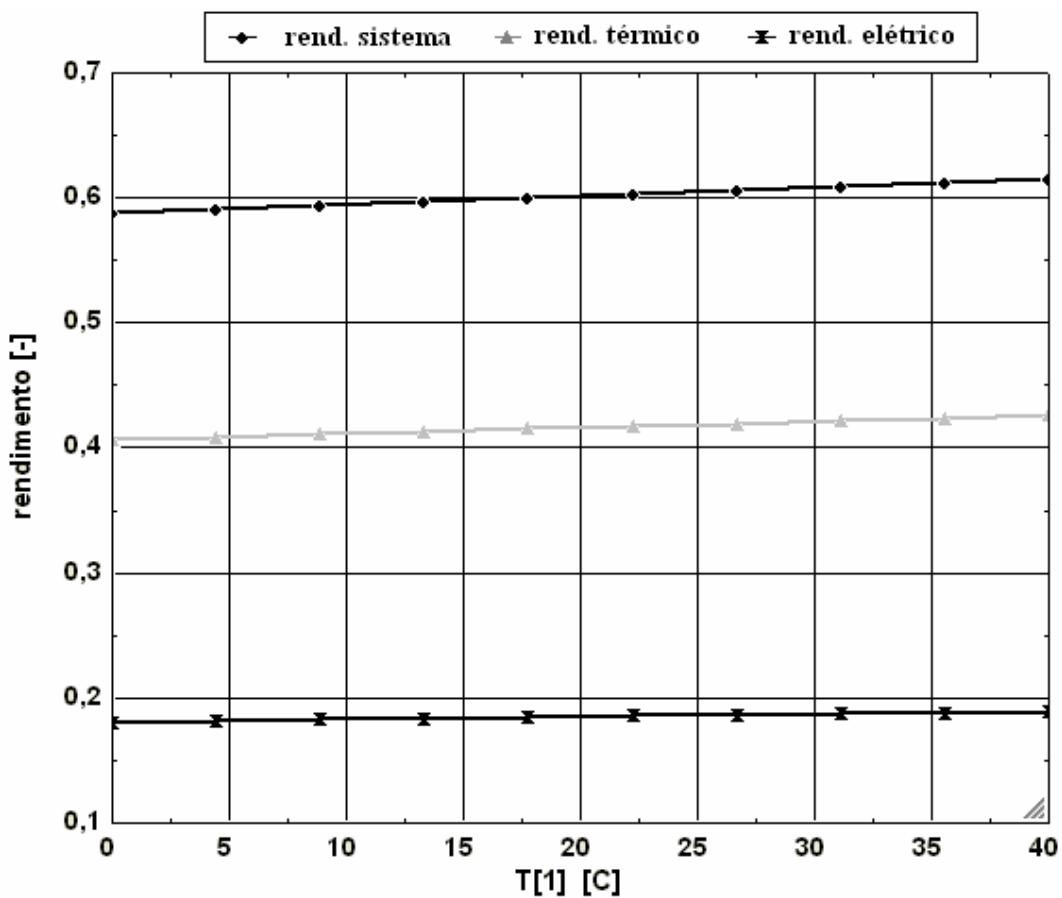


Fig. 19 – Eficiência do sistema em função da temperatura ambiente (combustível GLP)

9.1. Regulagem do sistema

Como dito acima, o ponto de operação do sistema deve variar segundo as circunstâncias. Dessa forma, alguns parâmetros devem ser reguláveis pelo usuário para se aumentar a adaptação do sistema às diferentes situações.

Primeiramente, deve existir uma regulagem na vazão de combustível para que o sistema produza mais energia elétrica nos horários de pico e menos nos horários de menor uso. Essa regulagem pode ser feita com a instalação de uma válvula de regulagem no encanamento de alimentação do combustível.

Além disso, o sistema projetado possui a opção de gerar água quente ou resfriar um ambiente com os gases de saída da turbina. Para que o usuário possa escolher o que ele deseja, deve-se instalar válvulas de regulagem nas tubulações que alimentam as duas opções, de modo a se ter uma grande flexibilidade. Com a regulagem dessas válvulas, o usuário poderá escolher quanto da energia dos gases de

saída da turbina irá para cada opção além de controlar os principais parâmetros: temperatura da água no caso do aquecedor e temperatura do ar frio no sistema de refrigeração.

Um último fator a ser considerando durante a operação do sistema é a manutenção. Por se tratar de um sistema complexo, toda manutenção deve ser realizada por técnicos especializados. No Brasil, existem cursos de manutenção de turbina a gás, o que possibilitaria o treinamento de um grande número de técnicos.

9.2. Análise econômica

Com os resultados da simulação, é possível se realizar uma análise econômica do sistema e compará-lo com a rede convencional. No estudo a seguir, serão considerados os preços para o consumidor final, isto é, serão considerados o ICMS e o PIS/COFINS.

Afim de se realizar uma comparação comercial entre os dois gases, será feita a hipótese de que o GLP é fornecido em botijões de 13kg (preço de R\$ 34,00 segundo a Ultragaz [15]). Para o gás natural, se considerarmos o preço do segmento residencial, para um consumo de 1000m³/mês, o preço é aproximadamente 3,50 R\$/m³ (fonte: Comgás [5]). Contudo, há um segmento especial para usuários de pequena cogeração, o caso no qual se encontra o sistema estudado, no qual o preço do gás natural é de 0,74 R\$/m³ (fonte: Comgás [5]). Para a análise, será feita a hipótese que o sistema opera o tempo todo no ponto desejado, isto é, gerando 3kW de eletricidade. Afim de se obter o volume de combustível necessário para gerar 1kWh, é necessário multiplicar a vazão de combustível por 3600 (conversão segundos para hora) e dividir por 3, já que a potência do sistema é 3kW. A tabela 5 abaixo resume essas informações:

Tabela 5 – Análise do preço do kWh gerado

	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

Pode-se perceber que o custo do gás natural é inferior ao do GLP. Todavia, a tarifa utilizada para o cálculo do gás natural foi a tarifa especial de cogeração, que é muito menor que as tarifas residenciais e comerciais. Se houvesse um esquema semelhante de desconto para o GLP, os preços seriam equivalentes.

A comparação mais importante é com relação ao custo da eletricidade convencional no Brasil. Considerando-se a incidência do ICMS e PIS/COFINS (como foi feito no preço dos gases acima), o preço médio da eletricidade é 0,43 R\$/kWh de acordo com a ANEEL [1] (0,4186 R\$/kWh no estado de São Paulo). 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%) (fonte: CPFL Energia [6]). Logo, mesmo se o preço da energia for similar, é possível se reduzir显著mente a quantidade de energia consumida e, consequentemente, os gastos com eletricidade, fazendo com que um sistema de cogeração com turbina a gás seja economicamente viável.

Quanto ao custo do sistema, segundo a California Energy Commission [3], o preço de uma microturbina é de aproximadamente US\$1000/kW. 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, há poucas informações disponíveis, mas as empresas estimam que ele será de US\$ 0,005 – 0,016 /kW, o que é semelhante ao custo de manutenção de pequenos motores. Com o amadurecimento da tecnologia, uma manutenção anual deverá ser suficiente para evitar problemas. Os fabricantes tem como metas intervalos de manutenção de 5000 a 8000 horas.

10. 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 diâmetro.

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 (da ordem de 100.000 rpm) 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, consequentemente, 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 freqüência de 60Hz, similar a rede convencional. No mercado pode se encontrar diversos inversores com potência de 3 kW capazes de converter 12, 24 ou 48 VDC para 110 ou 220 VAC (fonte: Sunlab [13]).

11. CONCLUSÃO

O estudo feito acima mostra que a fabricação de uma unidade de cogeração capaz de gerar eletricidade, água quente e ar frio para uma residência é viável. Desde o ano de 2000 os sistemas de cogeração baseados em turbina a gás vêm expandindo no mundo todo. No início, existiam apenas sistemas de alta potência, mas com o tempo passou-se a usá-los em instalações menores como prédios e condomínios. Logo, o projeto de um sistema para uma residência como feito nesse trabalho é o próximo passo.

No ano de 2001 houve o chamado “apagão” no qual milhões de pessoas ficaram sem energia elétrica em suas residências como consequência da escassez de chuva e baixa produção das usinas hidrelétricas. Após o apagão, o preço da eletricidade quintuplicou e o governo fez a portaria CSPE N° 139 que dispõe sobre a criação do segmento de usuários de pequena cogeração. Essa portaria prevê tarifas reduzidas de gás natural para pequenas unidades de cogeração, um benefício até então exclusivo dos grandes consumidores.

Nessa época também se propagou o conceito de geração distribuída no qual procura se realizar economias com linhas de transmissão (responsáveis por perdas da ordem de 10%) e ter-se maior controle e confiabilidade da fonte de energia que passa a ficar próxima do seu local de consumo. Além disso, a construção de pequeno sistemas de produção de energia descentralizados permite um atendimento mais rápido a demanda de energia. Enquanto o projeto de uma hidroelétrica demora 30 meses, um sistema de cogeração pode ser fabricado em apenas 6 meses.

O projeto do sistema de abastecimento residencial baseado em turbina a gás proposto nesse trabalho vai ao encontro de todas as idéias acima defendidas. Ele representa uma fonte independente de energia próxima ao seu local de uso 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.

Um outro argumento favorável ao sistema projetado é que em países desenvolvidos como o Japão esses sistemas são muito desenvolvidos e utilizados,

chegando até a ser financiados pelo governo que prefere investir em sistemas de cogeração particulares do que em grandes centrais de energia.

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, consequentemente, 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.

ANEXO A - CÓDIGO DO PROGRAMA EES PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA

{Simulação TF – microturbina a gás em cogeração}

{Dados de entrada}

T[1]=20 [C]
 P[1]=100 [kPa]
 T[5]=100 [C]
 P[5]=100 [kPa]
 PCI_GN=48148 [kJ/kg]
 PCI_GLP=45700 [kJ/kg]
 PCI_cb=PCI_GN
 rend_cc=0,8
 rend_iso=0,9
 rend_TC=0,9

{Metas}

Q_ger=-7,5 [kW]
 W_ger=3 [kW]

{Parâmetros}

{K=2}
 {m_gas=0,000265 [kg/s]}
 {m_ar=0,01 [kg/s]}

{Compressor}

P[2]=K*P[1]
 h[1]=enthalpy(air;T=T[1])
 s[1]=entropy(air;T=T[1];p=p[1])
 s[2]=s[1]
 h[2]=enthalpy(air;p=P[2];s=s[2])

W_cp_iso=m_ar*(h[1]-h[2])

rend_iso=W_cp_iso/W_cp

{Trocador de calor}

h[5]=enthalpy(air;T=T[5])

Q_l=Q_ger

Q_l=m_ar*(h[5]-h[4])

{Turbina a gás}

W_tg=W_ger-W_cp

W_tg_iso=m_ar*(h[3]-h[4])

rend_iso=W_tg/W_tg_iso

T[4]=temperature(air;h=h[4])

p[4]=p[5]

s[4]=entropy(air;T=T[4];p=p[4])

s[3]=s[4]

s[5]=entropy(air;h=h[5];p=P[5])

{Câmara de combustão}

P[3]=P[2]

h[3]=enthalpy(air;p=P[3];s=s[3])

Q_h=m_ar*(h[3]-h[2])

Q_h=m_cb*PCI_cb*rend_cc

T[2]=temperature(air;h=h[2])

T[3]=temperature(air;h=h[3])

{Rendimentos}

Q_in=m_cb*PCI_cb

rend_ele=(W_cp+W_tg)/Q_in

rend_term_turbina=-Q_l/Q_in

rend_term_sistema=-(Q_l*rend_TC)/Q_in

rend_sistema=(-Q_ger*rend_TC+W_ger)/Q_in

LISTA DE REFERÊNCIAS

- [1] ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica). Disponível em <http://www.aneel.gov.br>. Acesso em : 10 abril 2006.
- [2] ASHRAE (1994) “Refrigeration Handbook”. American Society of Heating, Ventilating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta. EUA.
- [3] CALIFORNIA ENERGY COMMISSION. Disponível em <http://www.energy.ca.gov/distgen/equipment/microturbines/microturbines.html>. Acesso em 02 de novembro de 2006.
- [4] COGEN-SP (Associação Paulista de Cogeração de Energia). Disponível em <http://www.cogensp.org.br>. Acesso em 6 de junho de 2006.
- [5] COMGÁS (Companhia de Gás de São Paulo). Disponível em <http://www.comgas.com.br>. Acesso em 02 de novembro de 2006.
- [6] CPFL ENERGIA. Disponível em <http://agencia.cpfl.com.br>. Acesso em 21 de junho de 2006.
- [7] INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. (2003) “Fundamentos de transferência de calor e de massa”. LTC, 5^a edição.
- [8] IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas). Disponível em <http://www.ipt.br>. Acesso em 30 de maio de 2006.
- [9] KRIEGER, G. (2001) “Centrais termoelétricas a gás”. São Paulo. Brasil.
- [10] PETROBRÁS (Petróleo Brasileiro SA). Disponível em <http://www.petrobras.com.br>. Acesso em 30 de maio de 2006.

- [11] PORTAL GAS BRASIL. Disponível em <http://www.gasbrasil.com.br>. Acesso em 6 de junho de 2006.
- [12] SPRINGER CARRIER. Disponível em <http://www.springer.com.br>. Acesso em 15 de setembro de 2006.
- [13] SUNLAB. Disponível em <http://www.sunlab.com.br/inversores.htm>. Acesso em 02 de novembro de 2006.
- [14] TTS (Toyota Turbine and Systems). Disponível em <http://www.toyota-turbine.co.jp>. Acesso em 15 de setembro de 2006
- [15] ULTRAGAZ. Disponível em <http://www.ultragaz.com.br>. Acesso em 30 de maio de 2006.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA

CAPSTONE TURBINE CORPORATION. Disponível em
<http://www.microturbine.com.>

DE OLIVEIRA JUNIOR, S. Et al (2004) “Sistemas de Refrigeração por Absorção”. São Paulo. Brasil

GIAMPAOLO, Tony (1939) “The Gas Turbine Handbook: Principles and Practices”. Marcel Dekker, 2^a edição. New York. EUA.

KOLANOWSKI, Bernard F. (2003) “Small-scale cogeneration handbook”. Marcel Dekker, 2^a edição. New York. EUA.

LEE, J. F.; SEARS, F. W. (1969) “Termodinâmica”. Rio de Janeiro. Brasil.

VAN WYLEN, G. (1993) “Fundamentos da termodinâmica clássica”. Edgard Blucher, 3^a edição.