

Modelagem e estudo de rendimento termodinâmico de ciclos combinados de geração termelétrica¹

Vinícius André Uberti²

Maria Luíza Sperb Indrusiak³

Resumo

Este trabalho tem o propósito de avaliar o rendimento termodinâmico de uma usina termelétrica que utiliza a turbina a gás General Electric MS7001FA. O recente crescimento da termelétricidade na matriz energética brasileira, aliado ao aumento de demanda de energia elétrica, a escassez de novos empreendimentos hidrelétricos viáveis e ao aumento de oferta de combustíveis fósseis, denotam a necessidade de pesquisa para aumento do rendimento em processos de geração termelétrica. Foi verificado, através das simulações, que a eficiência do ciclo Brayton é da ordem de 36% para esse equipamento e que grande quantidade de energia térmica é rejeitada. O aproveitamento de uma parcela dela é possível com a instalação de um ciclo Rankine, atingindo patamares de 57% de eficiência. Dessa maneira, é possível perceber a importância dos sistemas termelétricos operando em ciclos combinados, pois diminuem os custos específicos de geração, aumentam a capacidade do parque já existente, e elevam o aproveitamento energético dos combustíveis não renováveis.

Palavras-chave: Geração termelétrica. Rendimento termodinâmico. Ciclo combinado Brayton-Rankine.

Abstract

This work has the purpose of evaluating the thermodynamic efficiency of a thermal power plant which operates with a General Electric MS7001FA gas turbine. The recent growth of the thermoelectricity in the Brazilian energetic matrix, added to energy demand growth, the few viability of new hydroelectric plants and the growth of fossil fuels availability, show the need for research to increase the yield of thermal generating processes. It was verified, thought simulations, that the Brayton cycle efficiency values 36% or thereabouts to this equipment and that large amount of thermal energy is rejected. The use of a portion of this energy is possible with the installation of a Rankine cycle, reaching efficiency levels of 57%. Thus, it is possible to realize the importance of thermoelectric plants operating as combined cycles, because they reduce specific costs of generation, increase the capacity of the current electrical system and raise the energetic use of non-renewable fuels.

Keywords: Thermoelectrical generation. Thermodynamic efficiency. Brayton-Rankine combined cycle.

¹ Resumo do Trabalho de Conclusão de Curso apresentado em 24.06.2014, sob orientação da Prof. Dra. Maria Luíza Sperb Indrusiak, na Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo, RS, Brasil.

² Bacharel em Engenharia Elétrica pela Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo, RS. Acadêmico do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), Santa Maria, RS, Brasil. E-mail: vuberti@gmail.com

³ Doutora em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, RS, Brasil. Professora da Escola Politécnica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo, RS. E-mail: mlsperb@unisinis.br

1 Introdução

A capacidade de geração de energia elétrica no mundo (potência total instalada) gira em torno de 4.821 GW. Do total, 66,5%, ou 3.210 GW, correspondem a usinas termelétricas que utilizam principalmente carvão mineral, gás natural e derivados de petróleo como combustível, segundo o Balanço Energético Nacional 2013 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2013).

O Brasil, por outro lado, apresenta sua matriz eletroenergética baseada na geração hidrelétrica, com 69,7% de uma carga instalada de 121.104 MW (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2013). O restante é composto por usinas termelétricas (27,1%), term nucleares (1,7%) e eolielétricas (1,5%).

No entanto, o crescimento previsto para a demanda de energia elétrica no Brasil até 2030, segundo o Balanço Energético Nacional 2013, é elevado e exigirá entre 99.420 MW e 144.100 MW. Ainda, segundo a mesma fonte, os recursos hídricos inventariados e aproveitados totalizaram, em 2012, 108.160 MW, enquanto os recursos estimados e ainda não explorados somam apenas 26.577 MW. Ou seja, o país deverá estar preparado para atender elevados patamares de demanda e, com cada vez menor potencial hidrelétrico não explorado, fontes de geração como a térmica e as renováveis devem receber cada vez mais incentivos.

O que se verifica nos últimos anos, de acordo com os relatórios anuais da Agência Nacional de Energia Elétrica (2013), é um crescimento da oferta de energia termelétrica superior ao das demais fontes e inclusive da oferta total. No período 2004 a 2012, a termelétricidade apresentou um aumento de 87,5% em termos de potência instalada no país, enquanto que a hidroeletricidade registrou aumento de 22,2%. Isso representa um avanço da participação da termelétricidade na matriz nacional de 19,8%, em 2004, para 27,1%, em 2012.

O esgotamento de oportunidades de grandes empreendimentos hidrelétricos, o aumento

da oferta de combustíveis fósseis, o baixo tempo de instalação em comparação com as usinas hidrelétricas, a possibilidade de instalação próxima aos grandes centros de carga e a alta relação entre potência instalada e potência gerada (fator de capacidade), em comparação com as usinas eolielétricas e fotovoltaicas, são alguns dos fatores responsáveis pelo avanço da participação das termelétricas no parque gerador brasileiro.

Apesar de tudo isso, uma expansão mais pujante esbarra em questões ambientais e nos altos custos de operação. Por esses motivos, as usinas termelétricas cumprem papel de complementar a geração hidrelétrica, de custo mais baixo, e de garantir a confiabilidade do Sistema Interligado Nacional (SIN) em períodos de estiagem.

Uma vez que a instalação de usinas termelétricas se mostra necessária, não apenas para confiabilidade do sistema elétrico, mas também por necessidade de atendimento da demanda de energia elétrica, é necessária a busca pela melhor utilização possível dos recursos disponíveis. Essa é a essência da motivação deste trabalho, a análise de modos mais eficientes de geração termelétrica, de forma a reduzir o custo específico de geração, reduzir as emissões atmosféricas específicas e prolongar a disponibilidade dos combustíveis não renováveis.

O objetivo deste trabalho é analisar o rendimento termodinâmico de uma usina termelétrica de ciclo Brayton que utiliza uma turbina a gás modelo General Electric MS7001FA. O rendimento foi determinado, através da construção de um modelo computacional do ciclo, utilizando seus valores operacionais padrão. Esse modelo computacional possibilitou avaliar a influência das alterações dos parâmetros de entrada da máquina (vazão de combustível, qualidade do combustível, temperatura do ar de entrada, etc.) na potência de saída e no rendimento do ciclo.

Além disto, foi avaliada a possibilidade de instalação, em termos de rendimento termodinâmico, de um ciclo combinado (inclusão do ciclo Rankine). Nessa instalação, de forma a recuperar a energia térmica contida nos gases de exaustão da turbina a gás.

2 Referencial teórico

2.1 Geração termelétrica a gás: ciclo Brayton

O ciclo Brayton é composto por um compressor de ar, um equipamento de combustão e uma turbina de expansão. Compressor e turbina de expansão são acoplados a um mesmo eixo que também é acoplado ao gerador elétrico, como na figura 1a.

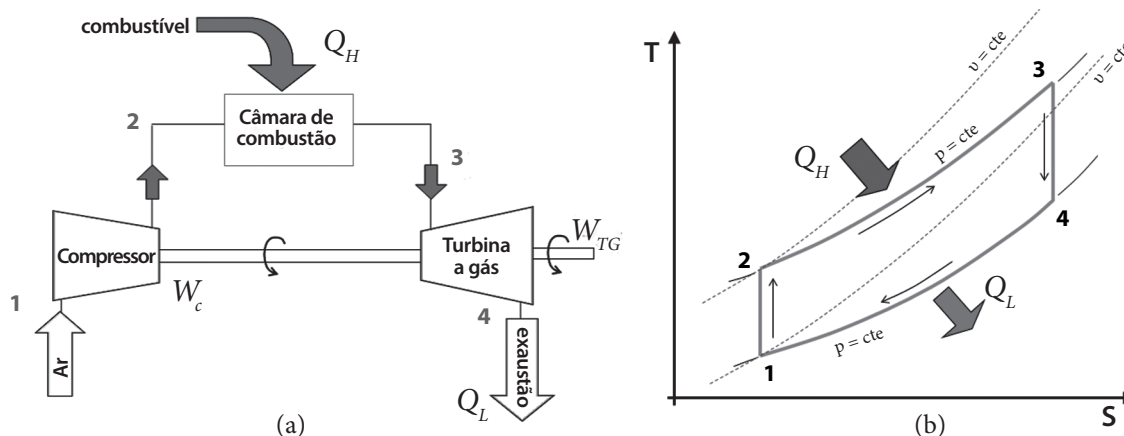


Figura 1 - (a) Esquema de funcionamento ciclo Brayton; (b) diagrama T-s do ciclo Brayton ideal
Fonte: Hirano; Mamani (2013).

Os quatro processos do ciclo Brayton são executados com escoamento em regime permanente, de forma que o balanço de energia por unidade de massa pode ser expresso por:

$$W_{TG} = Q_H - Q_L - W_C \quad (1)$$

em que Q_H e Q_L são, respectivamente, os calores fornecido e rejeitado pelo sistema, por unidade de massa, e W_{TG} e W_C são os trabalhos gerados pela turbina de expansão e consumido pelo compressor, por unidade de massa. Todos os termos da equação (1) estão em kJ/kg.

Pode-se representar o ciclo Brayton por seu diagrama temperatura-entropia ($T-s$) que representa a evolução dessas variáveis, durante cada processo do ciclo, conforme visto na figura 1b. O diagrama $T-s$ mostra, ainda, a quantidade de trabalho líquido gerado durante o ciclo, representado pela área interna do diagrama. Ou seja, quanto maior a quantidade

O ciclo Brayton é um ciclo aberto. O ar atmosférico é admitido pelo compressor, onde são elevadas sua pressão e temperatura. O combustível reage com o ar comprimido nas câmaras de combustão, liberando energia térmica. Os gases provenientes da combustão são direcionados à turbina, onde se expandem, produzindo trabalho. Sendo, então, liberados para a atmosfera em condições de pressão próxima à atmosférica, mas ainda em alta temperatura.

de calor injetada no fluido de trabalho ou quanto menor a quantidade de calor rejeitada no exaustor, maior será o trabalho líquido gerado pelo ciclo e, conseqüentemente, maior será o rendimento do ciclo. O ciclo Brayton, aplicado às turbinas a gás atuais, apresenta eficiência termodinâmica da ordem de 30 a 40% (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Conforme Çengel e Boles (2007), comparada aos sistemas de turbina a vapor e propulsão a diesel, a turbina a gás apresenta maior relação “potência – tamanho e peso”, maior vida útil, maior confiabilidade, menor custo de instalação e operação mais conveniente.

2.2 A turbina a gás GE MS7001FA

A turbina a gás GE MS7001FA é um equipamento bicomustível, capaz de operar tanto com Gás Natural (GN) como com Óleo Combustível para Turbina Elétrica (OCTE). Sua capacidade nominal de geração é de 160 MW,

em ambos os casos. A mesma opera, acoplada eixo a eixo, a um gerador GE 7FH2, de 234 MVA. A velocidade de rotação do conjunto é de 3600 rpm (60 Hz).

Nesse equipamento, o ar atmosférico é admitido e encaminhado ao compressor axial, com 18 estágios de palhetas fixas e móveis, que tem a finalidade de elevar a pressão do ar em uma relação de 15,7:1, aumentando a eficiência da queima. O ar comprimido é, então,

dirigido a 14 câmaras de combustão, onde é misturado ao combustível. Dois ignitores fazem o acendimento inicial da chama. Os gases provenientes da combustão são encaminhados para a turbina que possui três estágios de palhetas fixas e móveis. O arranjo desses estágios é apresentado na figura 2. Na turbina, os gases provenientes da combustão expandem, realizando trabalho ao colocar os estágios móveis (fixos ao eixo) em movimento rotacional.

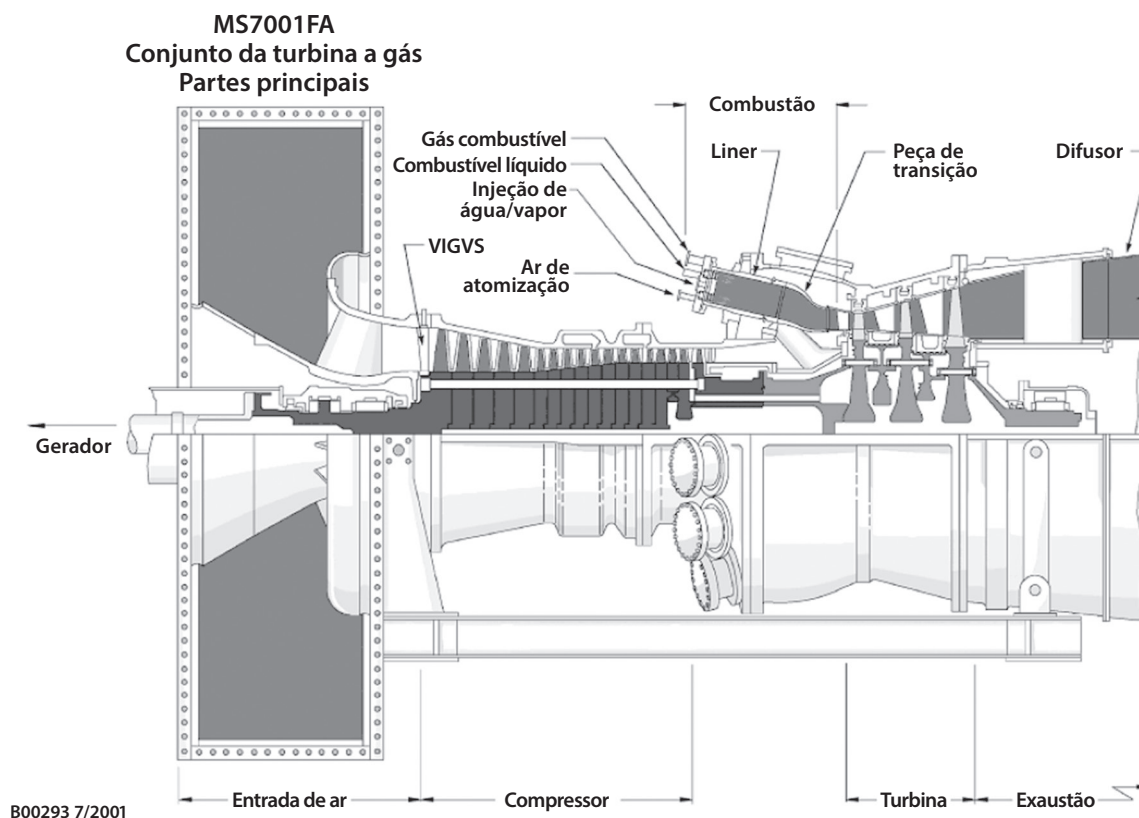


Figura 2 - Partes principais da turbina GE MS7001FA

Fonte: General Electric Power Systems (2003).

Para a partida, um sistema de motorização do gerador coloca todo o sistema em movimento. Após o acendimento da chama, a turbina ganha velocidade e, com 95% da rotação nominal, é desligada a motorização do gerador.

Quando operando com OCTE, para efeitos de redução de emissões atmosféricas de NOx, através da redução da temperatura de queima, é injetada água desmineralizada, juntamente com o óleo, nos queimadores. Essa

água é isenta de sílica e outros compostos que poderiam aderir aos queimadores em altas temperaturas.

2.3 Geração termelétrica a vapor: ciclo Rankine

O ciclo Rankine, figura 3a, é o ciclo ideal de usinas geradoras de energia com turbina a vapor e utiliza água como fluido de transporte de energia, em um ciclo fechado.

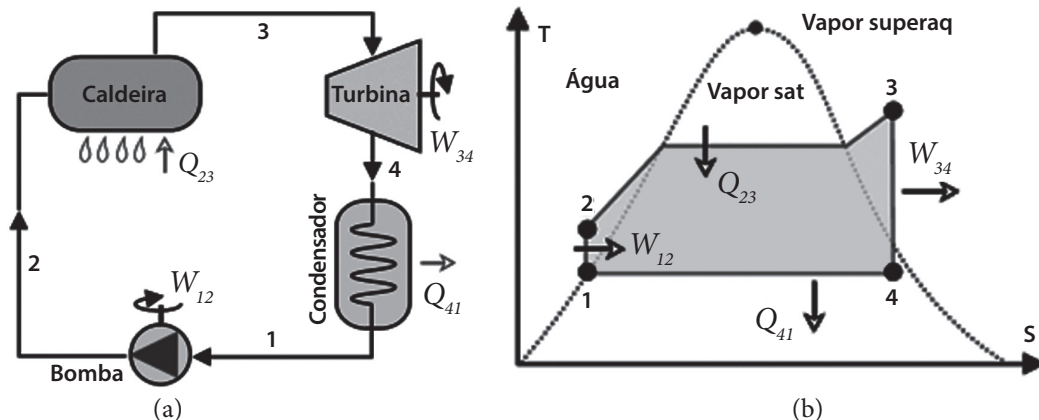


Figura 3 - (a) O ciclo Rankine, (b) Diagrama T-s do ciclo Rankine ideal
Fonte: Çengel; Boles (2007).

O diagrama T - s para o ciclo Rankine é apresentado na figura 3b, onde a área interna do diagrama representa a quantidade de trabalho líquido produzido pelo ciclo.

O trabalho líquido, gerado na turbina de expansão, nesse ciclo, equivale à quantidade de calor cedida ao sistema na caldeira, diminuindo-se a rejeição de calor no condensador e a energia consumida pela bomba de alimentação da caldeira. Pode-se expressar o balanço energético do ciclo, através da equação (2):

$$W_{34} = Q_{23} - Q_{41} - W_{12} \quad (2)$$

em que W_{34} representa o trabalho por unidade de massa, gerado na turbina a vapor; Q_{23} e Q_{41} são os valores de energia térmica por unidade de massa, fornecida pela caldeira e rejeitada pelo condensador, respectivamente; e W_{12} é o valor de trabalho por unidade de massa, consumido pela bomba de alimentação. Todos os termos da equação (2) estão em kJ/kg.

A eficiência termodinâmica do ciclo a vapor é sensivelmente afetada pelas temperaturas médias em que o calor é transferido para o fluido na caldeira e na qual o calor é rejeitado pelo condensador. Conforme Çengel e Boles (2007), todas as propostas para aumentar a eficiência térmica do ciclo Rankine passam por modificações nessas duas etapas,

ressalvando-se as limitações construtivas, de materiais e de custos de instalação.

2.4 Ciclo combinado

Os ciclos combinados, formados através do arranjo de um ciclo Brayton e um ciclo Rankine em cascata, são estudados e pesquisados desde a década de 1950. No entanto, restrições tecnológicas impediram sua implementação até a década de 1970 e, apenas na década de 1990, é que sua utilização tornou-se extensiva (LORA; NASCIMENTO, 2004).

A geração de vapor no ciclo Rankine ocorre por uma grande diferença de temperaturas entre a água e o gás gerado pela combustão. Esse processo é ineficiente, pois, enquanto os gases de combustão ultrapassam facilmente os 1000 °C na caldeira, o vapor atinge apenas uma temperatura em torno de 500 °C, ou seja, o calor da combustão não é aproveitado eficientemente. Já no ciclo Brayton, os gases de combustão também podem superar os 1000 °C na câmara de combustão, enquanto que a temperatura de exaustão, após expansão na turbina até a pressão atmosférica, fica em torno de 600 °C.

O propósito do ciclo combinado é solucionar as ineficiências termodinâmicas naturais desses dois ciclos, combinando-os por meio de uma caldeira de recuperação, figura 4.

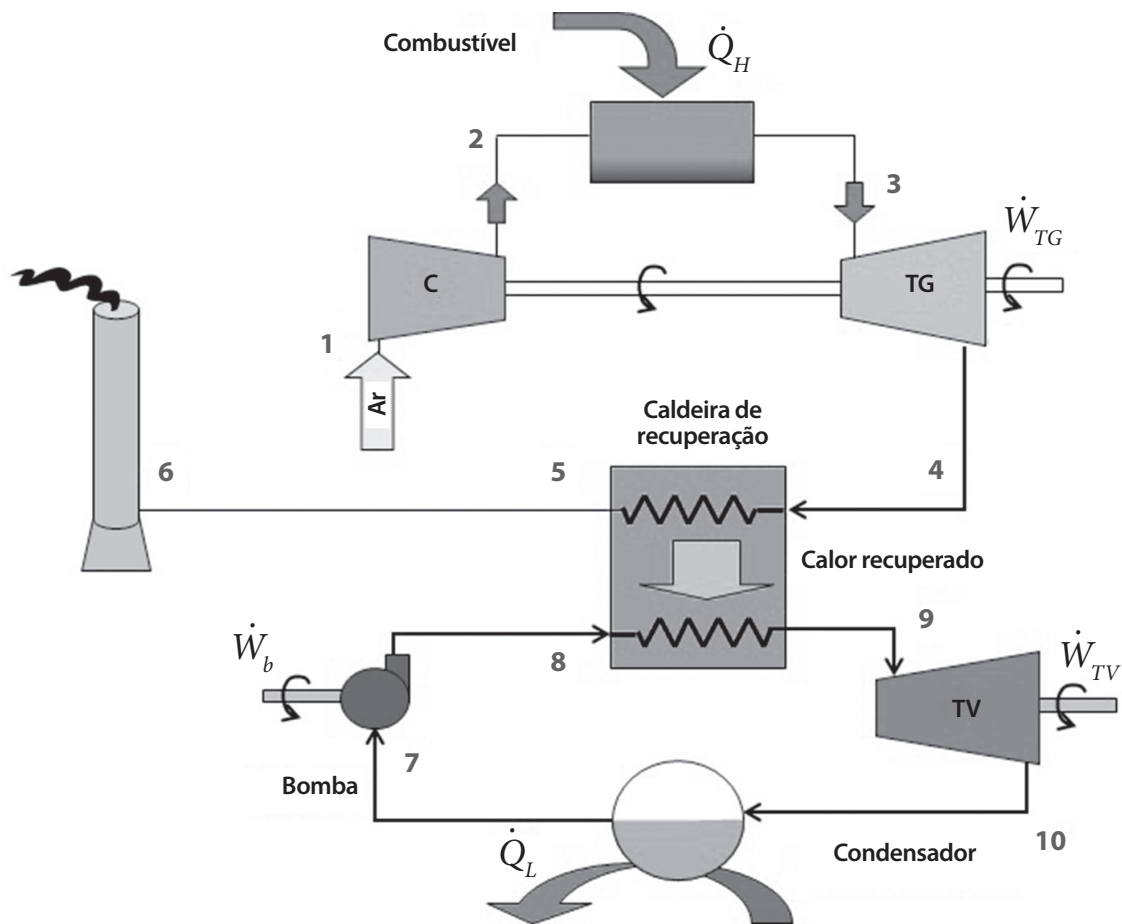


Figura 4 - Ciclo combinado
 Fonte: Hirano; Mamani (2013).

A eficiência térmica de uma planta com ciclo combinado é descrita por:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV}}{\dot{Q}_F} \quad (3)$$

em que \dot{W}_{TG} e \dot{W}_{TV} representam as potências geradas pelos ciclos Brayton e Rankine, respectivamente, e \dot{Q}_F representa a energia fornecida pelo combustível. Todos os valores representam taxas (em MW ou MJ/s). O cálculo de energia fornecida ao sistema é, por sua vez, apresentado na equação (4):

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_C \cdot PCI \quad (4)$$

em que \dot{m}_C é a vazão mássica de combustível, em kg/s, e PCI é o Poder Calorífico Inferior do combustível, em MJ/kg.

3 Metodologia aplicada

A análise de rendimento termodinâmico proposta é realizada, através de simulações matemáticas, utilizando o *software* IPSEpro (*Process Simulation Environment*) da Simulation Technology (2003b).

A organização geral da metodologia aplicada segue a seguinte ordenação de passos: 1. aquisição de dados operacionais; 2. cálculo dos rendimentos adiabáticos do compressor e da turbina; 3. proposta de um modelo - ciclo Brayton; 4. validação do modelo; 5. determinação do rendimento do ciclo Brayton; 6. proposta de ciclo combinado com base em dados de projeto; 7. determinação do rendimento do ciclo combinado.

A validação do modelo Brayton proposto é realizada, comparando os valores de saída do processo (potência gerada e eficiência global) do modelo com os valores reais de operação, para as mesmas condições de entrada.

Foram consideradas seis condições de operação para a validação, três para GN e três para OCTE, contemplando cargas nominais e cargas parciais.

3.1 Equações termodinâmicas

Conforme Çengel e Boles (2007), o rendimento adiabático de compressor representa o desvio que seu comportamento real possui frente ao comportamento ideal isentrópico. É representado pela razão entre o trabalho específico isentrópico (W_s) e o trabalho específico real (W_r) exigido pelo compressor, conforme equação (5):

$$\eta_{comp} = \frac{W_s}{W_r} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_{2r}} \quad (5)$$

em que h_1 é a entalpia específica do ar na entrada do compressor; h_{2r} é a entalpia específica real do ar na descarga do compressor; e h_{2s} , a entalpia específica do ar na descarga do compressor para o caso isentrópico. A hipótese para o ar padrão foi aplicada (ÇENGEL; BOLES, 2007), utilizando-se a tabela de propriedades termodinâmicas de gás perfeito do ar, interpolando os valores entre os pontos mais próximos encontrados na tabela, sempre que necessário.

Já o rendimento adiabático da turbina também representa seu desvio da situação ideal, o que é ocasionado pelas irreversibilidades do processo real (ÇENGEL; BOLES, 2007). No caso da turbina, o trabalho específico realizado real (W_r) será menor do que o da situação isentrópica (W_s), conforme equação (6):

$$\eta_{turb} = \frac{W_r}{W_s} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \quad (6)$$

em que h_3 é a entalpia específica do gás de combustão na entrada da turbina; h_{4r} é a entalpia específica real do gás no exausto da turbina; e h_{4s} , a

entalpia específica, na descarga da turbina, para o caso isentrópico.

O rendimento termodinâmico do ciclo Brayton é definido pela equação (7):

$$\eta_T = \frac{W_{liq}}{q_{adm}} = \frac{W_{turb} - W_{comp}}{h_3 - h_{2r}} \quad (7)$$

Os trabalhos gerados pela turbina e consumidos pelo compressor são, respectivamente, apresentados pelas equações (8) e (9):

$$W_{turb} = h_3 - h_{4r} = h_3 - h_{4s} \cdot \eta_{turb} \quad (8)$$

$$W_{comp} = h_1 - h_{2r} = h_1 - h_{2s} \cdot \eta_{comp} \quad (9)$$

em que h_1 , h_2 , h_3 e h_4 são, respectivamente, as entalpias específicas na entrada do compressor, na saída do compressor, na entrada da turbina e na saída da turbina, em kJ/kg, e os índices r e s representam as situações real e isentrópica, respectivamente.

O rendimento global η_G do sistema é a razão entre a energia líquida nos terminais do gerador e a energia total fornecida pelo combustível que é calculado através da equação (10):

$$\eta_G = \frac{P_{gerada}}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (10)$$

em que P_{gerada} está em kW; \dot{m}_c está em kg/s; e PCI em kJ/kg.

4 Simulações

4.1 Aquisição de dados

Para possibilitar os cálculos e simulações previstos, inicialmente, foram coletados dados práticos de operação da turbina GE MS7001FA, em uma usina termelétrica situada em Canoas, Rio Grande do Sul (RS), que utiliza esse equipamento em ciclo aberto e operação bicombustível. Nessa usina, é utilizado um sistema de histórico de informações operacionais que também realiza a transmissão para um servidor.

A usina tem carga de 160 MW declarada ao Operador Nacional do Sistema Elétrico (2013). Em caso de necessidade, essa usina pode operar em carga base por controle de temperatura de combustão, atingindo até o patamar de 183 MW, segundo o manual do fabricante.

A característica dessa usina é de operar em

carga base na maior parte do tempo, e, eventualmente, em sua carga mínima, que é de 90 MW, de acordo com sua Licença de Operação. Diante disso, puderam ser observados três pontos de operação para a turbina a gás, operando com OCTE e três pontos de operação, operando com GN, conforme tabelas 1 e 2.

Tabela 1 - Dados operacionais coletados, operação com OCTE

	27/04/2014 14:00 Caso 1	12/04/2014 16:00 Caso 2	29/04/2014 05:55 Caso 3
Condições ambiente			
Pressão (bar)	1,004	1,000	1,005
Temperatura (°C)	23,00	25,10	14,55
Umidade relativa (%)	73	76	93
Condições do gerador			
Potência ativa (MW)	89,88	163,10	175,16
Potência reativa (MVar)	-27,92	-40,05	-9,88
FP	0,95	0,97	1,00
Condições da turbina			
<i>OCTE</i>			
Vazão (kg/s)	8,03	12,11	12,71
Pressão (bar)	18,63	31,53	34,46
Temperatura (°C)	33,00	30,10	27,30
<i>Água desmineralizada</i>			
Vazão (kg/s)	9,61	14,95	16,77
Pressão (bar)	16,67	31,40	36,28
<i>Ar de entrada</i>			
Vazão (kg/s)	278,19	407,40	431,68
<i>Descarga do compressor</i>			
Pressão (bar)	9,28	14,55	14,88
Temperatura (°C)	350,00	410,73	400,00
Relação de compressão	10,43	15,79	16,41
Vazão OCTE + Água (kg/s)	17,64	27,06	29,48
T de combustão (°C)	1.190	1.280	1.280
<i>Gás do exausto</i>			
Vazão (kg/s)	295,83	434,46	461,16
Temperatura (°C)	649,00	590,84	587,79

Fonte: Os autores (2014).

Tabela 2 - Dados operacionais coletados, operação com GN

	11/09/2013 03:25 Caso 1	11/09/2013 05:16 Caso 2	11/09/2013 07:20 Caso 3
Condições ambiente			
Pressão (bar)	1,007	1,007	1,007
Temperatura (°C)	18,00	18,30	17,30
Umidade relativa (%)	89	88	91
Condições do gerador			
Potência ativa (MW)	84,64	120,18	165,00
Potência reativa (MVAR)	8,23	13,73	2,49
FP	1,00	0,99	1,00
Condições da turbina			
<i>Gás Natural (GN)</i>			
Vazão (kg/s)	6,37	7,89	9,64
Pressão (bar)	25,09	25,09	25,09
Temperatura (°C)	16,43	17,03	16,10
<i>Ar de entrada</i>			
Vazão (kg/s)	273,33	332,20	428,49
<i>Descarga do compressor</i>			
Pressão (bar)	8,97	11,45	14,86
Temperatura (°C)	334,16	357,00	394,00
Relação de compressão	9,97	12,15	15,54
T de combustão (°C)	1.190	1.230	1.280
<i>Gás do exausto</i>			
Vazão (kg/s)	279,70	340,09	438,13
Temperatura (°C)	643,52	621,24	602,67

Fonte: Os autores (2014).

4.2 Cálculo dos rendimentos adiabáticos do compressor e da turbina

Segundo Çengel e Boles (2007), o rendimento

isentrópico pode ser calculado através das equações (6) e (7), para compressor e turbina, respectivamente. Os valores encontrados, para cada uma das situações analisadas, foram organizados na tabela 3.

Tabela 3 - Rendimentos adiabáticos do sistema

		Caso 1	Caso 2	Caso 3
OCTE	Compressor	0,8448	0,9268	0,8809
	Turbina	0,8446	0,9038	0,9212
GN	Compressor	0,8391	0,8875	0,8877
	Turbina	0,8658	0,8830	0,8929

Fonte: Os autores (2014).

4.3 Cálculo de rendimento do ciclo Brayton

No intuito de validar as simulações, o rendimento termodinâmico do ciclo Brayton e

o rendimento global do sistema foram calculados, para cada situação simulada, de acordo com as equações (8) e (11). Os valores encontrados são apresentados na tabela 4.

Tabela 4 - Rendimentos calculados do ciclo Brayton

Condição do sistema	Rendimento termodinâmico (%)	Rendimento global (%)
OCTE; 89,88 MW	31,10	28,96
OCTE; 163,10 MW	42,24	34,84
OCTE; 175,16 MW	42,18	35,65
GN; 84,64 MW	32,45	28,13
GN; 120,18 MW	36,56	32,24
GN; 165,00 MW	41,21	36,22

Fonte: Os autores (2014).

4.4 Simulações

Os dados de operação, apresentados nas tabelas 1 e 2, além dos dados calculados e apresentados nas tabelas 3 e 4, foram utilizados para a simulação do ciclo a gás no *software* IPSE da Simulation Technology (2003a). As simulações foram organizadas por tipo de combustível, pois o modelo varia levemente para

OCTE e GN. Após, realizou-se a simulação de um ciclo Rankine em série com a turbina a gás, recuperando parte da energia térmica dos gases de exaustão.

4.4.1 Modelagem e simulação do ciclo Brayton

Os modelos do ciclo Brayton são visualizados na figura 5

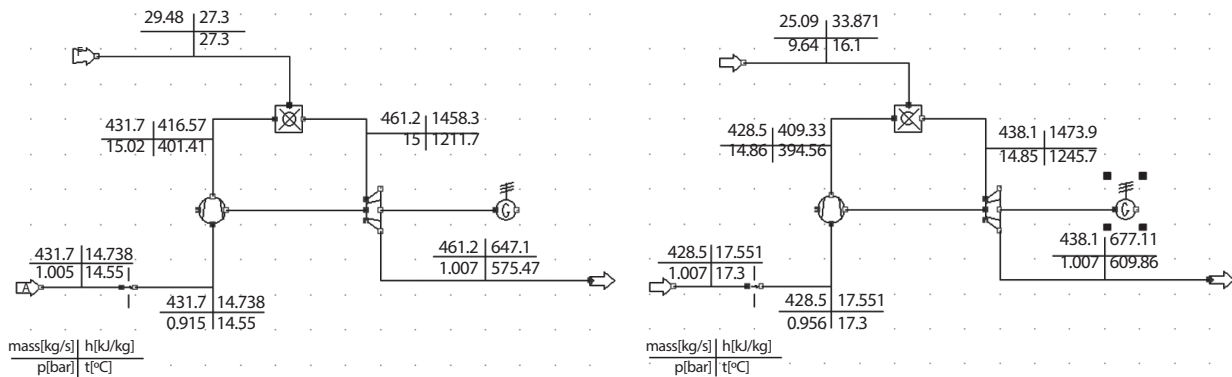


Figura 5 - (a) Modelo OCTE, (b) Modelo GN

Fonte: Os autores (2014).

Na figura 5a, é apresentado o modelo da turbina a gás em operação com OCTE e, na figura 5b, operando com GN. Esses modelos são muito semelhantes, mudando apenas a câmara de combustão, devido ao método de representação dos combustíveis no *software* utilizado.

4.4.2 Modelagem e simulação do ciclo combinado

Para avaliar a ampliação da potência instalada na planta, sem o aumento do consumo de combustível, foi simulado um ciclo Rankine em série com o ciclo Brayton existente.

A caldeira de recuperação (HRSG) do ciclo Rankine foi conectada na saída da turbina de expansão do ciclo Brayton, de forma a recuperar parte da energia térmica dos gases de exaustão. Esse arranjo pode ser visualizado na figura 6.

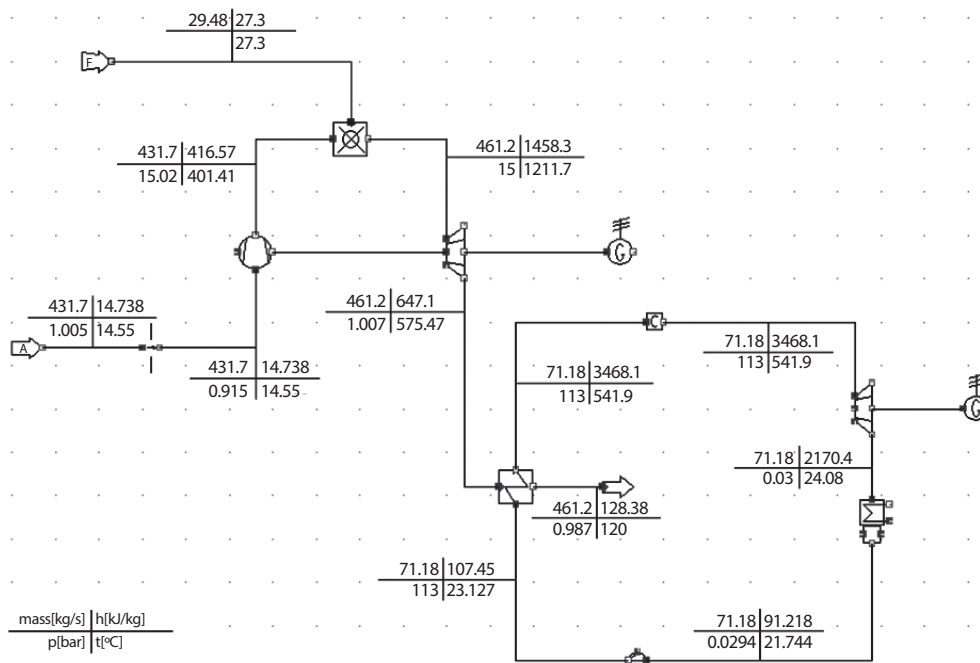


Figura 6 - Modelo do ciclo combinado

Fonte: Os autores (2014).

As características do ciclo Rankine, inseridas nas simulações, são idênticas aos critérios de projeto da caldeira de recuperação que está em construção na mesma usina termelétrica, onde este trabalho é objeto de estudo. Estes critérios são apresentados na tabela 5.

Tabela 5 - Critérios de projeto do ciclo Rankine

Característica	Critério
Pressão de vapor na saída da caldeira (bar)	113,01
Temperatura do vapor na saída da caldeira (°C)	541,9
Temperatura dos gases após caldeira (°C)	120,0

Fonte: Os autores (2014).

5 Resultados

5.1 Simulações do ciclo Brayton

Os valores de pressão, temperatura, vazão mássica e entalpia específica foram calculados pelo *software*, para todos os pontos do ciclo, assim como os trabalhos produzido pela turbina e consumido pelo compressor e a potência gerada pelo gerador elétrico.

A tabela 6 apresenta as potências elétricas

geradas no gerador elétrico real e calculadas pelas simulações.

Analisando os resultados, mostrados na tabela 6, verifica-se que os valores gerados pela simulação são bem próximos dos valores da leitura operacional. O ponto de operação *Caso 2* foi o que apresentou maior diferença, em torno de 2,16%, em relação ao valor de operação. Todas as situações, no entanto, apresentaram diferenças toleráveis frente às simplificações de cálculo realizadas.

Tabela 6 - Comparativo das potências geradas reais e simuladas

Potências (MW)	OCTE			GN		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Real	89,88	163,10	175,16	84,64	120,18	165,00
Simulada	88,37	162,99	175,42	84,91	122,78	164,51

Fonte: Os autores (2014).

Na tabela 7, são comparados os rendimentos globais calculados e simulados. Os rendimentos globais foram calculados, de acordo

com a equação (11). Os resultados simulados consideram a potência disponível nos terminais do gerador elétrico.

Tabela 7 - Comparativo dos rendimentos globais calculados e simulados

	OCTE			GN		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Rendimento calculado (%)	28,96	34,84	35,65	28,13	32,24	36,22
Rendimento simulado (%)	28,47	34,82	35,70	28,17	32,88	36,06

Fonte: Os autores (2014).

É visto, de acordo com os resultados da tabela 7, que os valores apresentam-se muito próximos. A maior diferença encontrada entre os valores é de 1,99% na situação *GN Caso 2*, o que já era esperado, uma vez que a potência de geração, calculada pelo simulador, já era maior que a potência de geração real.

Diante da análise dos resultados, apresentados nas tabelas 6 e 7, é possível validar o modelo matemático proposto, para as situações sob estudo, já que as diferenças encontradas em todas elas são aceitáveis. Além de diferenças muito pequenas, elas são geradas pelas condições de incerteza intrínsecas a esse experimento.

É possível ainda, utilizar esse modelo, para simular outras condições próximas às já simuladas, de forma a avaliar o impacto que variações das condições atmosféricas, dos combustíveis ou das características do ar de entrada possam trazer ao rendimento e à geração dessa planta.

O próximo passo foi a determinação do rendimento termodinâmico do ciclo Brayton, para as situações propostas. O rendimento

termodinâmico, que foi calculado em cada situação pelo simulador com base na equação (8), é apresentado na tabela 9.

O que diferencia o rendimento termodinâmico do rendimento global é que o primeiro avalia a eficiência termodinâmica do ciclo, enquanto que, o segundo avalia a eficiência da geração de energia elétrica pelo potencial de energia disponibilizado pelo combustível. Na prática, o rendimento global considera o gerador elétrico e suas perdas, enquanto que o termodinâmico não.

5.2 Simulações do ciclo combinado

Nesta etapa de simulação, as condições operacionais anteriores foram mantidas, de forma que os dados, já apresentados para o ciclo Brayton, seguem válidos. O ciclo Rankine proposto é um ciclo genérico, mas que obedece aos critérios de projeto da planta em estudo. As potências elétricas, geradas por esse ciclo nas situações simuladas, são apresentadas na tabela 8.

Tabela 8 - Potência gerada no ciclo Rankine

	OCTE			GN		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Potência Elétrica (MW)	64,73	86,33	86,93	67,06	77,38	87,61

Fonte: Os autores (2014).

Esses valores, em comparação com os de geração do ciclo Brayton, mostram uma notável possibilidade de incremento da geração de energia elétrica, a partir do consumo da mesma

quantidade de combustível.

Os rendimentos termodinâmicos e globais individuais de cada ciclo e do ciclo combinado são apresentados na tabela 9.

Tabela 9 - Rendimentos dos ciclos

Rendimentos (%)	OCTE			GN		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Termodinâmico Brayton	29,64	36,17	37,07	29,32	34,17	37,45
Global Brayton	28,47	34,82	35,70	28,17	32,88	36,06
Termodinâmico Rankine	37,84	37,84	37,84	37,84	37,84	37,84
Global Rankine	36,34	36,34	36,34	36,34	36,34	36,34
Termodinâmico c combinado	51,36	55,38	55,50	52,73	55,76	57,44
Global ciclo combinado	49,32	53,26	53,40	50,41	53,61	55,26

Fonte: Os autores (2014).

A tabela 9 mostra que o rendimento termodinâmico da instalação que, com apenas a turbina a gás, chegava, no máximo, à ordem de 37%, em carga base, no ciclo combinado alcançou patamares superiores a 55%, para a mesma condição. É possível visualizar, ainda, que os valores de rendimento termodinâmico são sempre superiores a 51%.

A melhor situação de operação, para a turbina a gás, em termos de eficiência termodinâmica, ocorre com carga base (164,51 MW) e Gás Natural como combustível. Essa eficiência, que já era a mais elevada do ciclo simples, cresceu de 37,45% para 57,44%. Em termos de potência elétrica, o valor aumentaria de 164,51 MW para 252,12 MW.

Esses valores concordam com a bibliografia consultada (LORA; NASCIMENTO, 2004), bem como, com os do projeto de ciclo combinado da usina, de onde foram coletados os dados operacionais, que prevê uma geração de 89 MW, no ciclo Rankine, com o sistema em carga base e uma eficiência global em torno de 57,6%.

6 Conclusões

A geração de energia elétrica em usinas termelétricas, através da queima de

combustíveis fósseis, mostra-se necessária para o atual momento do Brasil, considerando-se o aumento da demanda por energia elétrica. O aumento da oferta desses combustíveis, o curto tempo de construção e montagem de uma instalação termelétrica em comparação com uma hidrelétrica, a possibilidade de instalação desses empreendimentos próximos aos grandes centros de carga, além do alto fator de capacidade de geração dessas usinas em comparação com os parques eólicos e fotovoltaicos, tornam a geração termelétrica uma boa alternativa dentro do cenário de energia elétrica brasileiro, passando de complementação e segurança do sistema, para fazer parte da base de geração.

Contudo, o custo de geração dessa fonte de produção de energia segue elevado. Para se tornar uma fonte competitiva, é preciso encontrar meios de elevar a eficiência das plantas, tanto as novas como as já em operação, de forma a aproveitar de uma melhor forma o potencial de energia dos combustíveis. Para aumento de rendimento de instalações termelétricas, que utilizam turbinas a gás, há a possibilidade de instalação de um ciclo Rankine, transformando-as de ciclo Brayton simples, para ciclo combinado.

Dentro desse contexto, este trabalho

se propôs a avaliar o rendimento termodinâmico de uma usina termelétrica em ciclo Brayton simples, que utiliza uma turbina a gás GE MS7001FA, encontrada em muitas usinas pelo mundo. Foi criado um modelo computacional que possibilitou a simulação das condições de operação dessa usina e previsão de comportamento para alterações das condições operacionais.

Foi verificado, nas simulações realizadas, que o rendimento termodinâmico dessa instalação varia entre 29,64% e 37,45%, dependendo da condição de carga, do combustível e das condições ambientais. Os resultados obtidos mostram que, conforme esperado, condições operacionais afastadas das condições nominais da máquina resultam em um menor rendimento e temperatura de saída mais elevada.

Foi visualizada, nas simulações com o ciclo combinado proposto, uma possibilidade de elevação do rendimento termodinâmico para um patamar entre 51% e 57%.

Este trabalho demonstrou também a importância econômica e ambiental de uma instalação de ciclo combinado. A redução dos custos da termelétricidade é necessária para torná-la competitiva com as demais fontes, da mesma maneira que, tratando-se da utilização de combustíveis não renováveis, é fundamental racionalizar sua utilização, de forma a prolongar o tempo de acesso a esses recursos.

Em outras palavras, já que para suprir a demanda de energia elétrica atual é necessária a queima de combustíveis fósseis; então, é importante destacar que esses combustíveis sejam utilizados da melhor forma possível. Em termos de geração termelétrica, os ciclos combinados representam significativo aumento de eficiência da utilização destes recursos.

Referências

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Relatório ANEEL 2012**. Brasília, 2013.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5. ed. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2007.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balço Energético Nacional 2013**: ano base 2012: resultados preliminares. Rio de Janeiro, 2013.

GENERAL ELECTRIC POWER SYSTEMS. **Manual de treinamento de operação de turbo-gerador a gás**. Schenectady, 2003.

HIRANO, E. W.; MAMANI, L. A. G. **Algoritmos evolucionários para otimização multi-objetivo no projeto de sistemas térmicos**. 2013. Disponível em: <<http://slideplayer.com.br/slide/47053/#>>. Acesso em: 22 out. 2013.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica**: planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. v. 1.

OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO. **Capacidade regional máxima instalada reservatórios do Brasil**. 2013. Disponível em: <http://www.ons.org.br/tabela_reservatorios/conteudo.asp>. Acesso em: 03 nov. 2013.

SIMULATION TECHNOLOGY. **IPSEpro**: advanced power plant library manual: v 4.0.002. Graz, 2003a.

SIMULATION TECHNOLOGY. **IPSEpro**: process simulation environment manual: v 4.0.001, Graz, 2003b.