

ANÁLISE TERMODINÂMICA, TERMoeCONÔMICA E ECONÔMICA DE UMA USINA TERMELÉTRICA A GÁS NATURAL OPERANDO EM CICLO COMBINADO

Fabiano Branco, Ricardo Agudo, Marcos Mashiba, Antônio Tavares e Ricardo Ramos

UNESP – Campus de Ilha Solteira – Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Brasil, 56 – CEP: 15385-000 – Ilha Solteira, SP – Email: ramos@dem.feis.unesp.br

Resumo

Neste trabalho são realizadas análises termodinâmica, termoeconômica e econômica em uma usina termelétrica a gás natural operando em ciclo combinado, com caldeiras de recuperação com um nível de pressão. Para fins de avaliação do desempenho da planta também é verificada a influência de alguns parâmetros no ciclo, tais como: temperatura ambiente, pressão na saída da turbina a gás, *pinch point*, pressão de circulação, e pressão de alta. Através da análise termoeconômica é possível avaliar os reflexos dos custos de capital e combustível na composição dos custos da eletricidade. Nesse sentido, são determinados os fluxos exergéticos, os custos exergéticos unitários e os custos exergoeconômicos (US\$/MWh), além dos custos para as potências produzidas nas turbinas a gás e nas turbinas a vapor e o custo médio da potência. A planta ainda é submetida a técnicas conhecidas de análise de investimentos, para verificação da viabilidade econômica, levando-se em conta a potência produzida, custo de investimento, custo do gás natural e preço de venda da energia.

1. Introdução e Objetivos

Grande parte das termelétricas brasileiras a gás natural foi projetada para operar em ciclo combinado, embora, em uma primeira etapa, geralmente estão operando em ciclo aberto. As plantas que operam em ciclo aberto consistem em turbinas a gás operando isoladamente e, portanto, possuem uma eficiência térmica baixa, pois a temperatura dos gases de exaustão, que são desperdiçados para a atmosfera, é elevada. Já as plantas de ciclo combinado utilizam turbinas a gás e a vapor associadas, ambas gerando energia elétrica a partir da queima do mesmo combustível. Para isto, o calor existente nos gases de exaustão das turbinas a gás é recuperado, produzindo o vapor necessário ao acionamento da turbina a vapor. Este aproveitamento do calor dos gases de exaustão é realizado através da utilização de uma caldeira de recuperação.

Devido à forma do contrato de fornecimento de gás natural através do Gasoduto Bolívia-Brasil (*take or pay*) e, também, devido a não ameaça de uma nova crise energética, não tem havido uma preocupação do governo em realizar investimentos para a mudança da forma de operação de suas termelétricas a gás natural, mesmo sabendo-se que existe um grande desperdício de energia na operação em ciclo aberto.

A contribuição do presente estudo é a proposição da instalação de um ciclo combinado na Usina Termelétrica de Três Lagoas (PETROBRAS) para o aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas a gás, evidenciando as vantagens termodinâmicas da situação proposta através das análises energética, exergética e termoeconômica. As modificações a serem implementadas são baseadas na incorporação de turbinas a vapor e de caldeiras de recuperação às turbinas a gás existentes e na avaliação de outros fatores, como o custo de venda da eletricidade gerada, o preço de aquisição do gás natural e o preço de equipamentos no mercado.

Vários trabalhos têm como base análises energéticas, exergéticas e econômicas de sistemas térmicos, sendo que dentre eles serão destacados a seguir alguns que contribuíram para o desenvolvimento do presente trabalho, a saber: Negri *et al.* (1997); Teixeira & Oliveira Júnior (1998); Azola & Andrade (1999); Negri & Vieira (1999); Martin & Teive (2001); Ramos *et al.* (2001); Modesto & Nebra (2002); Arrieta & Lora (2003).

2. Descrição da Instalação

Atualmente a termelétrica trabalha em ciclo aberto com quatro turbinas a gás do tipo PG6101 6FA da marca General Electric com potência de projeto de 71 MW (Condições ISO, Temperatura de 15°C, Pressão 101,3 kPa, Nível do mar). Entretanto, devido às condições climáticas, altitude da região, das características do combustível e algumas adaptações técnicas implementadas sua potência real difere um pouco desse valor. Vale ressaltar que nesta configuração de ciclo aberto o preço mínimo para a venda de energia é de US\$ 46/MWh.

Na Figura 1 é mostrada a planta proposta para a termelétrica operando em ciclo combinado e na Tabela 1 são descritas as características dos equipamentos. Na Figura 2 é apresentado o detalhamento de parte do ciclo combinado com caldeira de um nível de pressão.

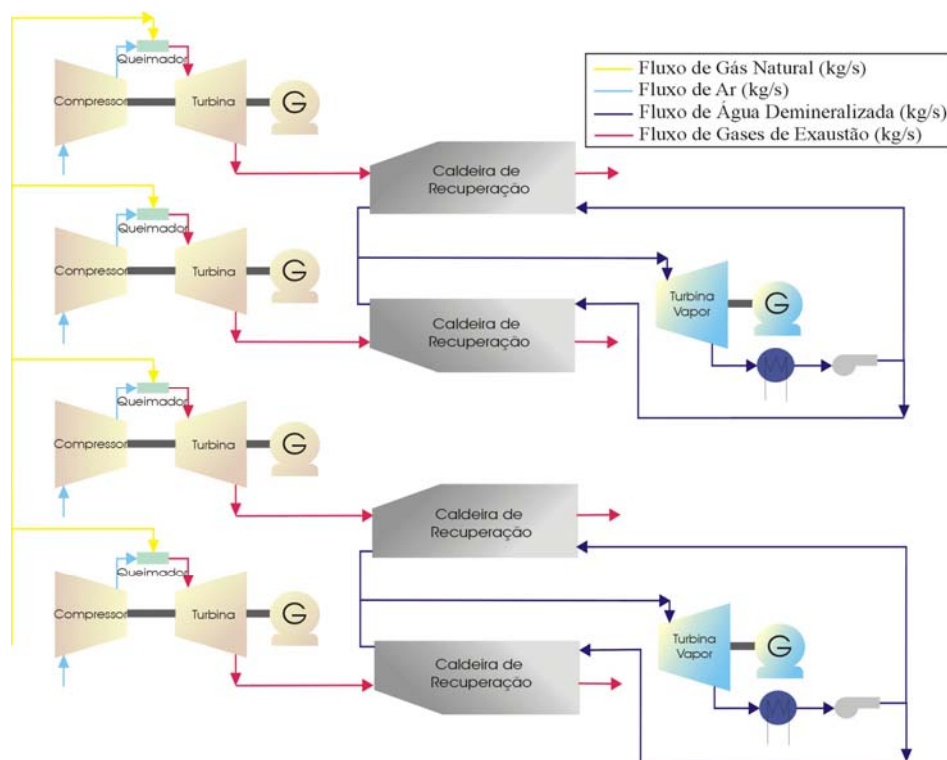


Figura 1: Arranjo típico de uma termelétrica operando em ciclo combinado.

Tabela 1: Dados característicos dos equipamentos a gás da usina termelétrica.

Rendimento isentrópico do compressor da turbina a gás	0,87
Rendimento isentrópico do expensor da turbina a gás	0,92
Rendimento do gerador da turbina a gás	0,91
Razão de compressão do compressor da turbina a gás	15:1
Poder Calorífico Inferior (PCI) do gás natural	50.006 kJ/kg
Perda de carga na câmara de combustão da turbina a gás	2,5%
Potência de eixo da turbina a gás (ISO)	70.140 kW
Fluxo de massa na turbina a gás (ISO)	205,024 kg/s
Heat Rate na turbina a gás (ISO)	10.105 Btu/kWh
Rendimento isentrópico da turbina a vapor	0,89
Rendimento isentrópico da bomba	0,90
Rendimento do gerador da turbina a vapor	0,91
Potência elétrica da turbina a vapor	58.423 kW
Potência na bomba	354,2 kW

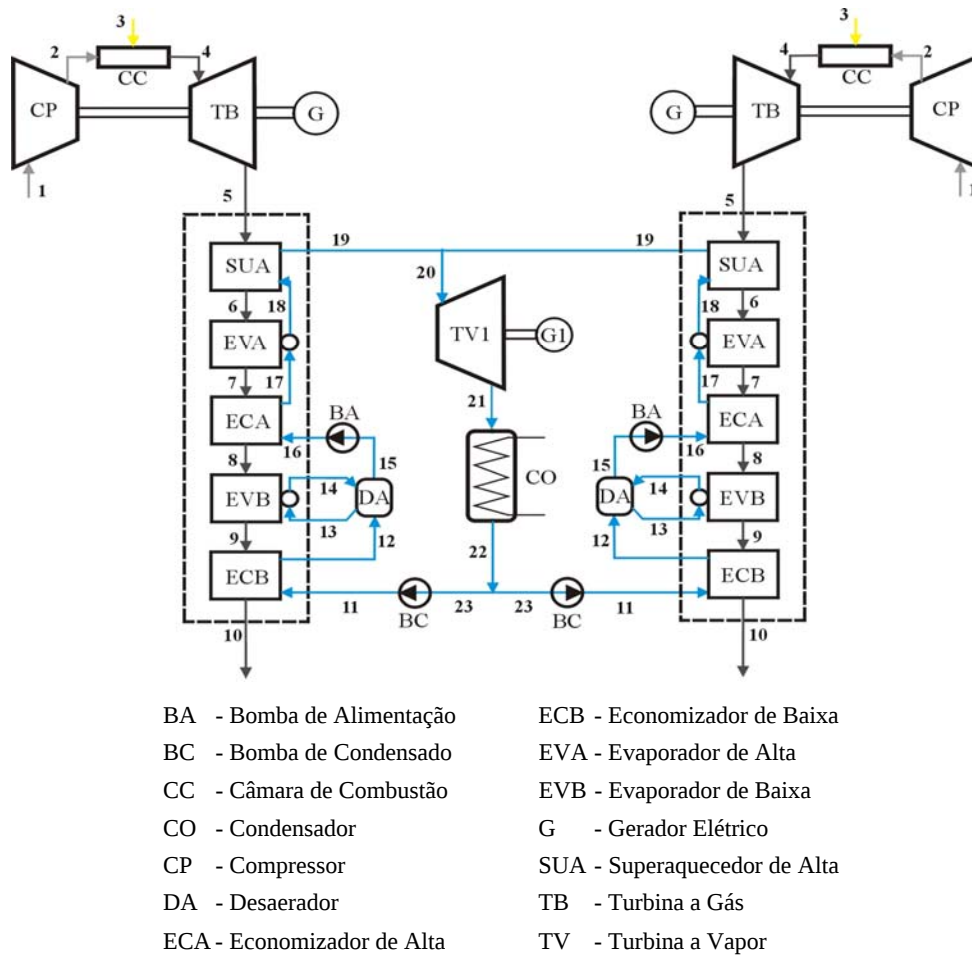


Figura 2: Detalhamento de parte do ciclo combinado com caldeira de um nível de pressão.

3. Metodologia

Para se fazer uma análise energética e exergética de uma planta devem ser realizados balanços de massa, energia e exergia, e definidas as eficiências pela primeira e segunda lei da termodinâmica, bem como as irreversibilidades, considerando um volume de controle para de cada um dos equipamentos que a compõem (Kotas, 1995 e Horlock, 1997). De uma forma geral, para processos em regime permanente e desconsiderando as variações de energia cinética e potencial, temos as seguintes equações de balanço de massa, energia e exergia:

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s = 0 \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_e h_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s h_s = 0 \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) - \dot{W}_{vc} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_e ex_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s ex_s = \dot{I}_{vc} \quad (3)$$

onde:

- $\dot{m}_e$ - Fluxo de massa que entra no volume de controle (kg/s);
- $\dot{m}_s$ - Fluxo de massa que sai do volume de controle (kg/s);
- h_e - Entalpia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);

- h_s - Entalpia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);
- ex_e - Exergia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);
- ex_s - Exergia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);
- T_i - Temperatura superficial do volume de controle (K);
- T_0 - Temperatura do fluido no estado de referência (K);
- $\dot{I}_{vc}$ - Taxa de irreversibilidade no volume de controle (kW);
- $\dot{Q}_{vc}$ - Fluxo de calor no volume de controle (kW);
- $\dot{W}_{vc}$ - Potência referente ao volume de controle (kW).

As exergias específicas na entrada e saída de cada equipamento são calculadas, respectivamente, por:

$$ex_e = (h - h_o)_e - T_o(s - s_o)_e \quad (4)$$

$$ex_s = (h - h_o)_s - T_o(s - s_o)_s \quad (5)$$

onde:

- h - Entalpia específica do vapor (kJ/kg);
- s - Entropia específica do vapor (kJ/kg K);
- h_o - Entalpia da água para o estado de referência (104,86 kJ/kg);
- s_o - Entropia da água para o estado de referência (0,367 kJ/kg K).

As eficiências pela primeira lei e segunda lei da termodinâmica (η e ψ) são calculadas para cada equipamento através das seguintes equações termodinâmicas clássicas:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \Delta h_{iso}} \quad (6)$$

$$\psi = \frac{\Delta h_{real}}{ex_e - ex_s} \quad (7)$$

onde:

- Δh_{iso} - Diferença entre as entalpias de entrada e saída do equipamento, para processo isoentrópico (kJ/kg);
- Δh_{real} - Diferença real entre as entalpias de entrada e saída do equipamento (kJ/kg);
- $\dot{m}$ - Fluxo de massa (líquido ou vapor) no equipamento (kg/s).

Além da definição da eficiência exergética para cada equipamento, a análise exergética também contempla a determinação da quantidade com que cada equipamento contribui na geração de irreversibilidade global do sistema, podemos definir uma equação que permite quantificar a porcentagem da irreversibilidade de cada equipamento (I_{equip}) em relação ao total da planta (I_t):

$$I(\%) = \frac{I_{equip}}{I_t} \quad (8)$$

Para o cálculo da exergia específica do gás natural (ex_{gn}) é utilizada a equação apresentada por Kotas (1995), que leva em conta a correlação entre a exergia química e o poder calorífico

inferior do combustível, considerando a relação entre as frações em massa de oxigênio e carbono, a composição elementar do combustível, e o conteúdo de cinza e de umidade, conforme segue:

$$ex_{gn} = ex_f + ex_q \quad (9)$$

$$ex_q = \sum_{i=n} X_i M_i Ex_i^o \quad (10)$$

sendo:

ex_f - Exergia física do gás natural (tomado como gás ideal);

ex_q - Exergia química do gás natural;

X_i - Fração molar de cada componente do combustível;

M_i - Peso molecular de cada componente do combustível (kg/kmol);

Ex_i^o - Exergia química de cada componente do combustível (kJ/kg).

Os valores da fração molar, peso molecular e exergia química para os principais componentes do gás natural foram obtidos em Szargut *et al.* (1988).

Após a análise termodinâmica, é feita uma análise econômica na qual é fundamental que os custos de produção sejam bem definidos. Uma metodologia usualmente utilizada (Bejan *et al.*, 1996) adota métodos de partição de custos onde são associados aos custos dos produtos, os custos dos insumos e equipamentos requeridos para sua obtenção, resultando:

$$C_{prod} Ex_{prod} = C_{ins} Ex_{ins} + C_{equip} \quad (11)$$

onde:

C_{prod} - Custo dos produtos (US\$/MWh);

Ex_{prod} - Exergia dos produtos (kW);

C_{ins} - Custo dos insumos (US\$/MWh);

Ex_{ins} - Exergia dos insumos (kW);

C_{equip} - Custo dos equipamentos (US\$/ano).

O método de partição de custos usado é o método da extração, no qual o custo de vapor de alta (c_{va}) deve ser igual ao custo do vapor de processo (c_{vb}) na turbina a vapor e o custo do combustível (c_{comb}) deve ser igual ao custo dos gases de exaustão na turbina a gás (c_{ge}), pois este método valoriza melhor o produto a ser comercializado pela usina. Assim:

$$c_{va} = c_{vb} \quad (\text{turbina a vapor}) \quad (12)$$

$$c_{comb} = c_{ge} \quad (\text{turbina a gás}) \quad (13)$$

Um segundo método adotado é o método da eletricidade, onde apenas a eletricidade é valorizada, sendo os gases de escape considerados como subproduto sem valor comercial:

$$c_{elet} = \frac{(Ex_{comb} c_{comb} + C_{equip})}{W_{elet}} \quad (14)$$

Para a definição dos custos de capital investido nos equipamentos, foi utilizado um fator de amortização anual (f_a), considerando uma taxa de juros de 12 % ao ano e vida útil de 20 anos; custos anuais de operação e manutenção da ordem de 1 % do capital investido em custos variáveis

(f_{omv}) e de 9 % do capital investido em custos fixos (f_{omf}), e um número de horas de operação anuais (T_0) igual a 7000 horas. Além disso, foi considerado um fator de capacidade da instalação (FC), que é a relação entre a energia total produzida durante o ano todo e a máxima produção de energia, supondo que a instalação funcione 24 horas por dia em plena carga, como sendo de 75 %.

Os custos dos equipamentos instalados são dados na Tabela 2 (Garagatti Arriola, 2000 e *World Gas Turbine Handbook*, 2001-2002).

Tabela 2: Custos dos principais equipamentos da planta.

Equipamento	Custo estimado (US\$)
Caldeira	$I_{Cald} = 768 [Q(kW)]^{0,78}$
Turbina a Vapor	$I_{TV} = 17082 [W_{TV}(kW)]^{0,68}$
Condensador	$I_{CD} = 340000$
Bomba	$I_B = 30000$
Turbina a Gás	$I_{TG} = 317 W_{TG}(kW)$

Assim, pode-se calcular o custo de cada componente da planta com amortização (C_a):

$$C_a = I (f_a + f_{omf} - FC f_{omv}) \quad (15)$$

O custo final da planta (C), em (US\$/s), é dado pela seguinte equação:

$$C = C_a / (T_0 3600) \quad (16)$$

O custo exergético específico do combustível (c_{comb}) é calculado por:

$$c_{comb} = \frac{C_{comb}}{Ex_{comb}} \quad (17)$$

onde:

C_{comb} - Custo do combustível (US\$/kJ);

Ex_{comb} - Exergia do combustível (kJ/kg).

O custo do gás natural foi estimado em cerca de 140 US\$/t, o que corresponde a um custo exergético de $2,7 \cdot 10^{-3}$ US\$/MJ.

A resolução do sistema de equações resultante é efetuada utilizando-se o programa EES® (*Engineering Equation Solver*), desenvolvido por Klein & Alvarado (1995), que permite a determinação das propriedades termodinâmicas do sistema, como entalpia e entropia, possibilitando a realização de cálculos de uma maneira simples e eficiente, sem a necessidade de se recorrer a tabelas termodinâmicas. Vale ressaltar que foi adotado como estado de referência o definido pela temperatura de 25 °C e pressão de 101,3 kPa.

4. Resultados

Nas Figuras de 3 a 7 podem ser observadas as influências de alguns parâmetros no ciclo, tais como: temperatura ambiente, pressão na saída da turbina a gás, *pinch point*, pressão de circulação e pressão de alta, respectivamente.

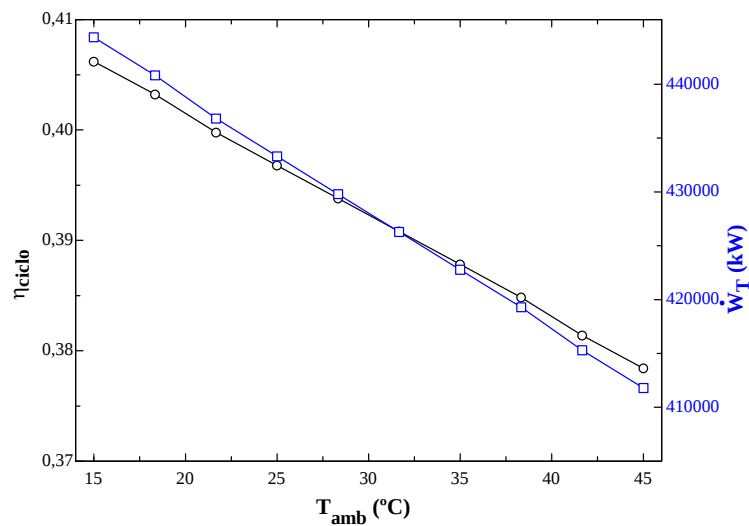


Figura 3: Variação do rendimento e da potência total produzida em função da temperatura ambiente.

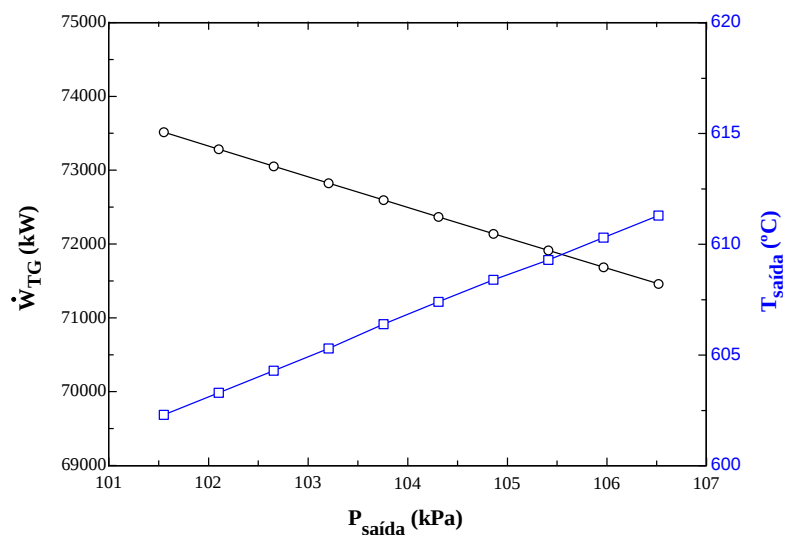


Figura 4: Variação da potência da turbina a gás e da temperatura de saída em função da pressão de saída na turbina a gás.

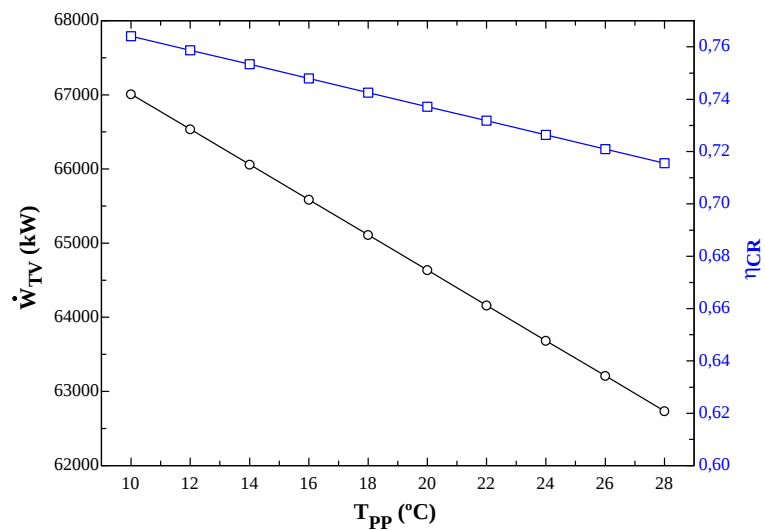


Figura 5: Variação da potência da turbina a vapor e da eficiência da caldeira de recuperação.

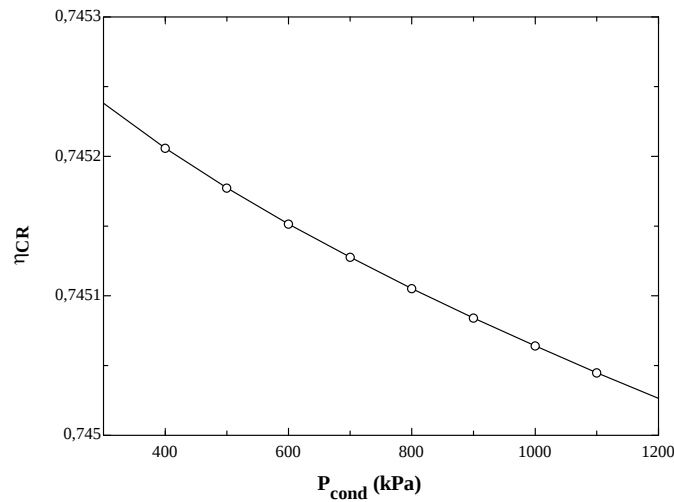


Figura 6: Variação da eficiência da caldeira de recuperação em função da pressão do condensado.

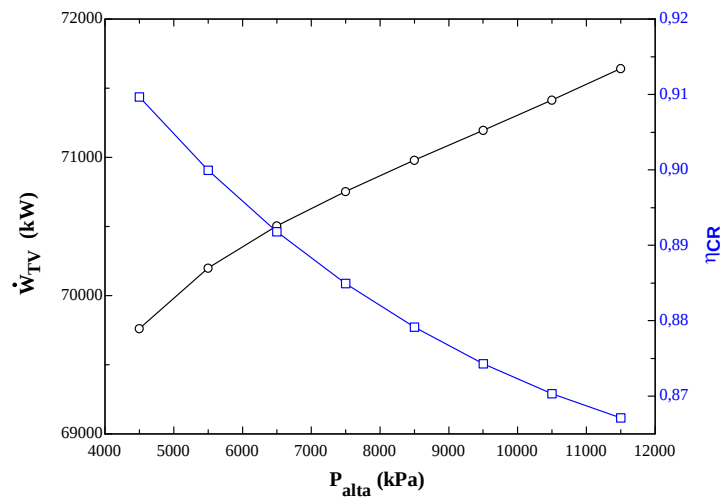


Figura 7: Variação da potência da turbina a vapor e da eficiência da caldeira em função da pressão de alta na turbina a vapor.

A análise termodinâmica foi realizada sobre cada equipamento estudados e, também, sobre os conjuntos apresentados na Tabela 3. A Tabela 4 apresenta os rendimentos dos equipamentos como um todo (Turbinas a gás e caldeiras de recuperação) e dos ciclos Rankine e globais, calculados a partir dos parâmetros fornecidos. A Tabela 5 apresenta as eficiências pela segunda lei (ψ), as potências ($\dot{W}$) produzidas, consumidas ou trocadas em cada equipamento, bem como suas irreversibilidades ($\dot{I}$) geradas e o quanto elas contribuem para a irreversibilidade total.

Tabela 3: Conjuntos considerados na análise termodinâmica.

Conjunto	Equipamentos
Turbina a gás	Compressor, câmara de combustão, expansor e gerador elétrico.
Caldeira de Recuperação	Economizadores, evaporadores e superaquecedores.
Ciclo Rankine	Caldeira de recuperação, bombas, turbinas a vapor, condensadores e desaeradores.
Ciclo global	Todos equipamentos envolvidos.

Tabela 4: Rendimentos dos conjuntos, dos ciclos Rankine e dos ciclos totais.

Conjunto	Caso estudado
Turbina a gás	0,2697
Caldeira de Recuperação	0,7452
Ciclo Rankine	0,3485
Ciclo global	0,3878

Tabela 5: Eficiência de 2ª lei, potência e irreversibilidade dos equipamentos.

Componente	ψ	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{I}$ (kJ/kg)	δ (%)
Compressores (CP)	0,9602	160442	6384	2,89
Câmaras de Combustão (CC)	0,7293	-	165010	74,66
Turbinas de Potência (TB)	0,9613	315216	12690	5,74
Geradores (G)	-	147034	-	-
Turbinas a Gás	0,3398	154772	184084	83,29
Superaquecedores (SUA)	0,8664	45200	4254	1,92
Evaporadores de Alta (EVA)	0,8620	77144	6136	2,78
Economizadores de Alta (ECA)	0,8406	51170	3784	1,71
Evaporadores de Baixa (EVB)	0,6926	4418	520	0,24
Economizadores de Baixa (ECB)	0,3999	14642	3140	1,42
Caldeiras de Recuperação	0,7426	192574	17834	8,07
Desaeradores (DA)	0,5361	-	2958	1,34
Bombas de Condensado (BC)	0,7665	23	5	0
Bombas de Alimentação (BA)	0,8124	972	182	0,08
Turbina a Vapor (TV)	0,8680	68789	10463	4,73
Condensador (CO)	0,3293	124784	5495	2,49
Ciclo Rankine	0,6502	-	36938	16,71
Ciclo Global	0,4887	422776	221022	100

A Tabela 6 mostra os fluxos exergéticos, os custos exergéticos unitários e os custos exergoeconômicos (US\$/MWh), além dos custos para as potências produzidas nas turbinas a gás e nas turbinas a vapor e o custo médio da potência.

A Figura 8 mostra o fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta para vários preços de venda de energia, considerando um período de implantação da planta de dois anos, no qual ocorrem os desembolsos. A intersecção das curvas com o eixo horizontal indica o tempo de retorno dos investimentos.

A Tabela 7 mostra a Taxa de Retorno do Investimento (*TRI*), o Valor Líquido Atual (*VAL*) e a Taxa Interna de Retorno (*TIR*), em função do preço da energia.

Tabela 6: Fluxos de exergia e custos exergetico unitário e exergoeconômico.

Turbina a gás e gases de exaustão			
Fluxo	Fluxo Exergetico (kW)	Custo Exergetico	Custo Exergoeconômico (US\$/MWh)
1	34,2	0	0
2	77063,4	1,776	21,11
3	227733	1	8,81
4	222291,2	1,640	16,49
5	58377,0	1,640	16,49
6	43810,3	1,640	16,49
7	21575,7	1,640	16,49
8	9705,5	1,640	16,49
9	8859,6	1,640	16,49
10	6243,2	0	0
Ciclo a Vapor			
11	93,1	2,344	52,59
12	1139,5	12,945	137,60
13	55,7	9,801	121,90
14	641,6	3,013	35,04
15	1646,6	9,801	121,90
16	2041,6	8,546	113,8
17	12019,5	3,071	37,30
18	31185,7	2,353	27,11
19	43806,3	2,221	25,19
20	87612,6	2,221	25,19
21	8361,0	2,221	25,19
22	168,4	2,221	25,19
23	84,2	2,221	25,19
Pot. TG	73517	1,796	23,23
Pot. TV	65349	2,693	42,39
Média	-	2,072	29,13

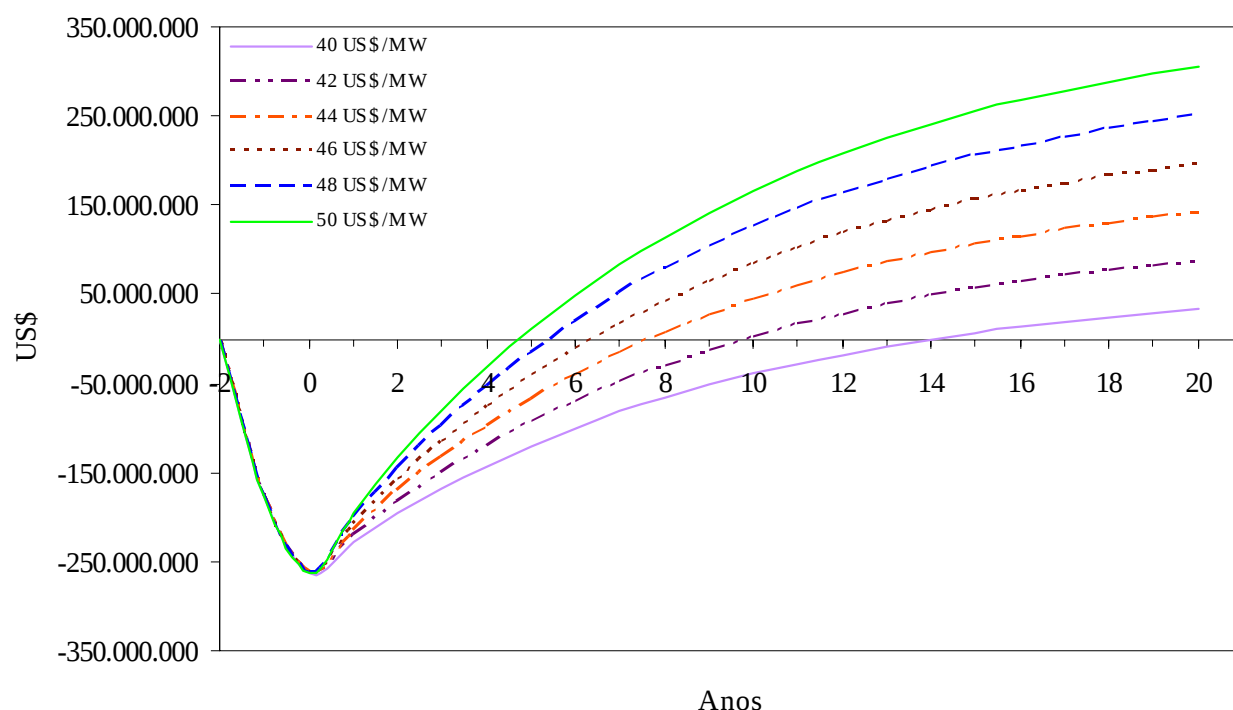


Figura 8: Variação do fluxo de caixa acumulado.

Tabela 7: Taxa de Retorno do Investimento, Valor Líquido Atual e Taxa Interna de Retorno, em função do preço de venda da energia.

Preço de Venda (US\$/MWh)	VAL (US\$)	TIR (%)	TRI (%)
40	32735721	13,95	70,35
42	87051701	17,06	49,35
44	141367580	20,06	38,60
46	195683460	22,99	31,85
48	249999339	25,87	27,20
50	304315219	28,72	23,70

5. Conclusões

Foi verificado que a implementação do ciclo combinado com caldeira de recuperação de um nível de pressão, é um investimento atrativo para preços de venda de energia a partir de US\$ 42/MWh, se comparado com a operação atual em ciclo aberto, na qual o preço mínimo aceitável para a venda de energia é de US\$ 46/MWh, pois resulta uma economia de 10%.

Além disso, foi verificado que os parâmetros não construtivos que mais afetam a produção de potência do ciclo combinado são a temperatura ambiente e a perda de carga dos gases na caldeira de recuperação. No que diz respeito às características construtivas o principal parâmetro que influencia a potência é o *pinch point*.

6. Referências Bibliográficas

1. Arrieta, F.R.P. & Lora, E.E.S., Influence of ambient air temperature in combined cycle power plant performance, Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering (in CD-ROM), 8 p., São Paulo, 2003.

2. Azola, E.P. & Andrade, J.F.M., Estado da arte das tecnologias de geração termelétrica: Custos da geração no Brasil, Anais do XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, 6 p., Foz do Iguaçu, 1999.
3. Bejan, A., Tsatsaronis, G. & Moran, M., 1996, "Thermal Design & Optimization", John Wiley & Sons, New York, 542p.
4. Garagatti Arriola, D.W., 2000, "Sistema Tri e Tetra Combinado de Cogeração: Avaliação Exergética e Termoeconômica", Dissertação de Mestrado, USP, São Paulo, 206p.
5. Horlock, J.H., 1997, "Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP)", Ed. Krieger Publishing Co., Florida, 226p.
6. Klein S.A. & Alvarado, F.L., EES – Engineering Equation Solver, F-Chart Software, Middleton, WI, 1995.
7. Kotas, T.J., 1995, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Ed. Krieger Publishing Co., Florida, 328p.
8. Martin, J.M.M. & Teive, R.C.G., Viabilidade econômica de usinas termelétricas a gás natural no sistema hidrotérmico brasileiro, Anais do XVI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM) 6 p., Campinas, 2001.
9. Modesto, M. & Nebra, S.A., Análise energética e exergética em caldeira de recuperação, Anais do II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (em CD-ROM), 10 p., João Pessoa, 2002.
10. Negri, J.C., Vieira, S. & Oliveira Júnior, S., Análise termoeconômica de plantas de geração termelétrica, Anais do XIV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM), 6 p., Belém, 1997.
11. Negri, J.C. & Vieira, S., Análise de projeto de ciclo combinado nas condições brasileiras: A visão do empreendedor, Anais do XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, 5 p., Foz do Iguaçu, 1999.
12. Ramos, D.S, Fadigas, E.A.F.A. & Lima, W.S., Gestão de riscos financeiros para expansão termelétrica, Anais do XVI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, 6 p., Campinas, 2001.
13. Szargut, J., Morris, D.R. & Steward, F.R, 1988, "Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process", Hemisphere Publishing Co., New York, 330p.
14. Teixeira, M.S. & Oliveira Júnior, S., Avaliação termoeconômica de sistemas de cogeração de central de utilidades de indústria química, Anais do VII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, pp. 336-341, Rio de Janeiro, 1998.
15. World Gas Turbine Handbook, 2001-2002.