

## ANÁLISE TERMODINÂMICA DE CICLO DE POTÊNCIA UTILIZANDO TURBINA A GÁS COM INJEÇÃO DE ÁGUA NO AR DE COMBUSTÃO (RWI)

**Pedro Alberto Diaz Rojas**

**Jorge Llagostera**

Universidade Estadual de Campinas, Fac. Engenharia Mecânica, Depto. de Energia  
Caixa Postal 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brasil

**Resumo.** Este artigo apresenta a análise termodinâmica de um ciclo de potência equipado com turbina a gás. Foi elaborado um programa computacional para a modelagem do sistema. A configuração do sistema térmico de potência está baseada em versões modernas de elevada eficiência e desempenho e utiliza injeção de água no ar de combustão para melhorar as características do ciclo (RWI - Recuperated Water Injected). O combustível utilizado é gás natural. O modelo computacional determina as propriedades termodinâmicas nos distintos pontos e componentes do sistema por meio de subrotinas. A análise termodinâmica desenvolvida emprega os critérios de eficiência da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, com o objetivo de verificar a influência de diversos parâmetros, como a temperatura dos gases na entrada da turbina e das relações de compressão de baixa e de alta do sistema sobre o rendimento térmico e trabalho específico do ciclo.

**Palavras-chave:** Ciclo de potência RWI, Turbina a gás, Injeção de água, Análise termodinâmica, Modelagem computacional.

### 1. INTRODUÇÃO

As crescentes necessidades de produção de energia elétrica tem tornado insuficientes as fontes tradicionais de geração de energia e, nos últimos anos, tem-se verificado a implementação de inúmeros sistemas térmicos equipados com turbinas a gás (Bathie, 1996). O uso do gás natural como combustível tem oferecido vantagens tanto técnicas, como econômicas e ambientais. Seus baixos índices de emissão de poluentes e sua pronta disponibilidade para uso tem sido importantes nesse contexto (Cohen et al., 1987).

O estudo e o desenvolvimento de pesquisas sobre esses sistemas de potência são relevantes. O presente trabalho consiste na análise termodinâmica, com base nas eficiências de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, de um ciclo com injeção de água no ar de combustão (RWI – Recuperated Water Injected), descrito por Chiesa et al. (1995). São aplicados balanços de massa, de energia e de exergia. A análise dos fluxos de exergia nos distintos pontos do sistema incorpora a consideração das irreversibilidades termodinâmicas inerentes aos diversos processos.

Foi definida uma configuração básica do ciclo, em que a água é injetada na corrente de saída do compressor de ar de alta pressão. Este ciclo utiliza inter-resfriadores no processo de compressão de ar, o que melhora a eficiência térmica e o trabalho específico do sistema. Para possibilitar a realização dos cálculos de um modo flexível e com a rapidez necessária, foi elaborado um programa computacional, o qual incorpora subrotinas de determinação de propriedades termodinâmicas de gases e de vapor. Por meio da aplicação do programa é possível simular numerosas condições de operação e pesquisar sua influência sobre o rendimento termodinâmico e potência específica do ciclo de turbina a gás.

## 2. CONFIGURAÇÃO DO CICLO DE POTÊNCIA

### 2.1 Caracterização do ciclo

O ciclo estudado é equipado com turbina a gás e injeção de água no ar de combustão (ciclo RWI), e está esquematizado no fluxograma apresentado na Fig. 1. O sistema inclui trocadores de calor, recuperadores, inter-resfriadores e pós-resfriadores para o aquecimento da água, do ar de combustão e do gás combustível, possibilitando bons níveis de eficiência térmica e de trabalho específico.

Os inter-resfriadores (IC1 e IC2) diminuem a temperatura do ar, a fim de reduzir o consumo de potência no processo de compressão de ar. Além disso o calor cedido pelo ar é aproveitado para o aquecimento de água e de gás combustível, diminuindo a irreversibilidade termodinâmica do processo.

No recuperador de calor o ar úmido e o gás combustível recebem energia calorífica dos gases de combustão. A sua utilização contribui bastante para a elevação da eficiência da segunda lei do ciclo, diminuindo as perdas de exergia associadas à exaustão dos gases quentes.

Após a saída do compressor de alta pressão (CPH) o ar é resfriado no pós-resfriador evaporativo de contato direto, indicado no fluxograma como misturador (M), onde a água é injetada para aumentar o fluxo de gases expandidos na turbina, possibilitando a obtenção de maiores potências. A injeção de água eleva também o calor específico dos gases, o que também contribui para melhorar o desempenho termodinâmico do sistema. Outro efeito produzido por essa injeção é que a redução da temperatura de combustão obtida com a umidade elevada permite obter emissões com menores concentrações de  $\text{NO}_x$ .

Na modelagem do ciclo é considerado o resfriamento da turbina de alta pressão (HT) por meio de ar, o que possibilita a operação com valores elevados da temperatura de entrada dos gases na turbina. O fluxo máximo de resfriamento depende de vários fatores, como a disponibilidade de ar comprimido a pressão adequada e as velocidades de escoamento no interior dos canais.

### 2.2 Descrição dos componentes

A descrição a seguir corresponde à configuração do sistema apresentada na Fig. 1.

**Compressor de baixa (LPC).** Os dados de entrada na modelagem do compressor são: as condições do ar na entrada:  $T_1$ ,  $P_1$ ,  $m_1$ ,  $y_1$ , eficiências isentrópica e mecânica, relação de pressões (RPS-L), e a composição molar do ar, incluindo sua umidade. Como resultados se obtém  $T_2$ ,  $P_2$ ,  $m_2$ , e o trabalho consumido pelo compressor.

**Inter-resfriador 1 (IC1).** O fluido aquecedor é o ar quente de saída do compressor de baixa (LPC), diminui de uma temperatura igual a 427,2K até 354K e os fluidos aquecidos são a água e o gás combustível. Para a modelagem do inter-resfriador foi considerado que:

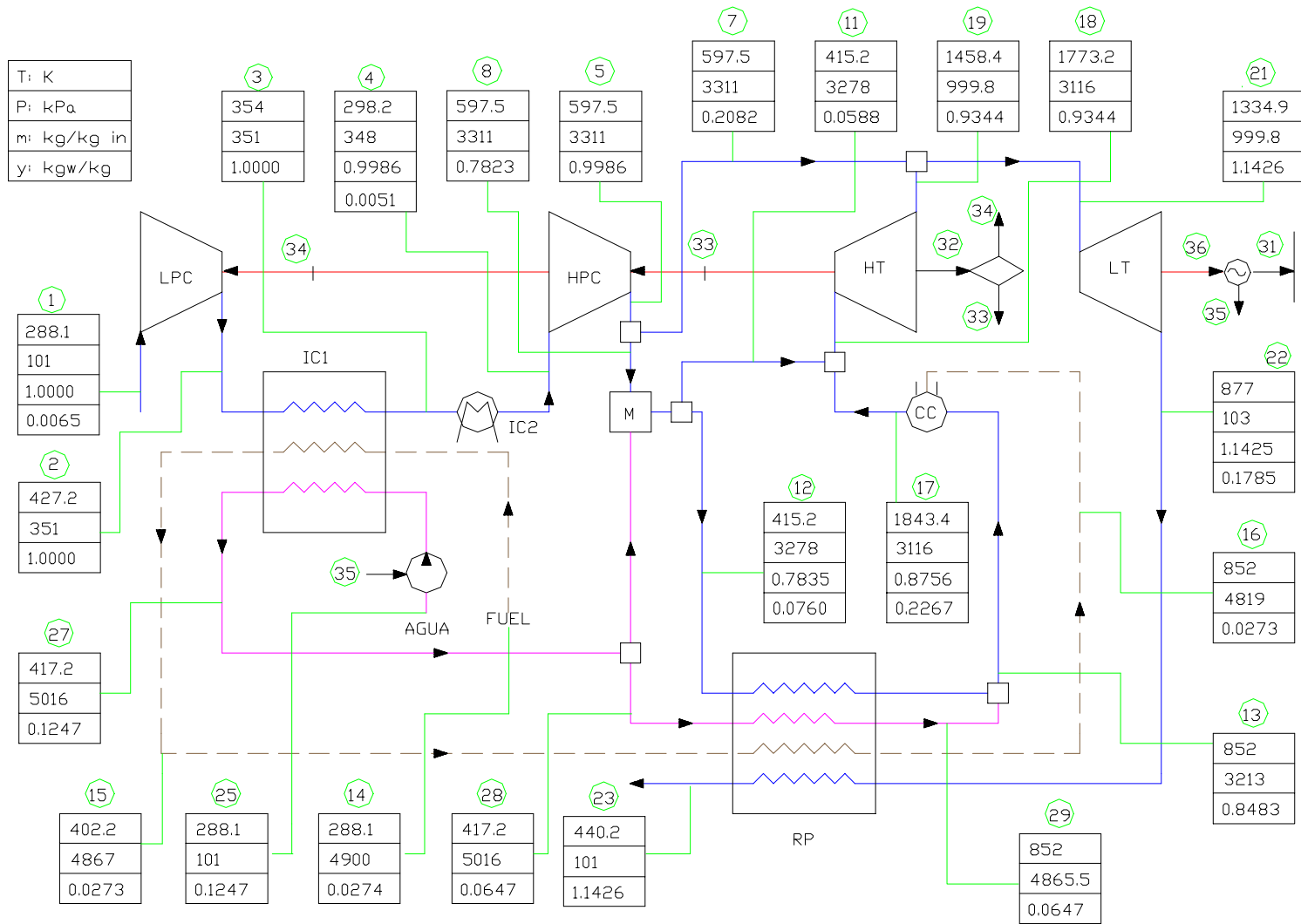


Figura 1. Configuração do ciclo de potência com injeção de água no ar de combustão, para condição básica de operação.

a temperatura de saída da água no trocador é 10 K inferior à temperatura de entrada do ar quente, e a temperatura de saída do combustível do trocador é 25 K inferior à temperatura de entrada do ar. As condições de entrada do combustível e água são dadas  $T_{14}$ ,  $P_{14}$ ,  $m_{14}$ , e  $T_{24}$ ,  $P_{24}$ ,  $m_{24}$ , respectivamente.

**Inter-resfriador 2 (IC2).** Este componente do sistema transfere calor da corrente do ar ainda com temperatura relativamente elevada até alcançar a temperatura determinada de entrada no compressor de alta (HPC), este processo é realizado a pressão constante.

**Compressor de alta (HPC).** O estado do ar na entrada do compressor é dado ( $T_4$ ,  $p_4$ ), bem como sua vazão  $m_4$ , a relação de compressão de alta (RPS-H), e as eficiências isentrópica e mecânica. Os resultados obtidos são: o estado de saída do ar ( $T_5$ ,  $p_5$ ) e o trabalho consumido pelo compressor. Foi também adotada uma relação de compressão global ( $\beta$ ), definida pelo produto das relações de compressão dos dois compressores.

**Misturador.** Neste componente água é injetada na corrente de ar. O programa determina a quantidade de água necessária para a saturação do ar, em função da temperatura da mistura. É conhecido o estado do ar na entrada do misturador ( $T_8$ ,  $p_8$ ), sua vazão  $m_8$ , o estado de entrada da água ( $T_9$ ,  $p_9$ ), e é calculado o estado de saída do ar saturado ( $T_{10}$ ,  $p_{10}$ ), sua vazão, e também a quantidade de água nebulizada que acompanha a corrente de ar.

**Recuperador.** Basicamente, o recuperador é um trocador de calor de superfície, este aproveita a entalpia dos gases de combustão ainda quentes, provenientes da saída da turbina de baixa (LT) para aquecer o gás combustível e o ar saturado contendo ainda água nebulizada. Para o desenho deste trocador é fixada em 25 K a diferença de temperaturas entre o ar na saída do recuperador e a temperatura dos gases de combustão na entrada do mesmo. Para a corrente do gás combustível também é fixada uma diferença de temperaturas de 25 K entre este último na saída do recuperador e a temperatura de entrada dos gases de combustão. São conhecidos os estados de entrada e respectivas vazões do ar úmido e do gás combustível ( $T_{15}$ ,  $p_{15}$ ) e ( $T_{13}$ ,  $p_{13}$ ). O estado dos gases de combustão na entrada do recuperador ( $T_{22}$ ,  $p_{22}$ ) é também conhecido. A corrente de ar úmido e dos gases de combustão sofrem uma perda de carga de 2% e a corrente de gás combustível sofre uma perda de carga de 1%.

**Câmara de combustão.** São dados: o estado de entrada do gás combustível ( $T_{16}$ ,  $p_{16}$ ) e sua composição (gás natural), o estado ( $T_{13}$ ,  $p_{13}$ ), a composição, e a vazão de ar úmido. Em função das características da turbina é fornecida a temperatura em que os gases devem sair da câmara de combustão  $T_{17}$ . O programa calcula a vazão mássica de combustível  $m_{16}$  necessária para atender à temperatura de saída estabelecida. São também determinadas a vazão ( $m_{17}$ ), e a composição molar dos produtos de combustão, considerando combustão completa.

**Misturador de gases 1.** A mistura de produtos de combustão com ar saturado de resfriamento, que ocorre na entrada da turbina é calculada neste componente, visando atingir a temperatura de entrada da turbina (TIT) definida, e que será igual a  $T_{18}$ .

**Turbina de alta (HT).** Esta turbina é também denominada *turbina geradora de gases*. Este componente recebe os gases a alta temperatura. Essa temperatura é definida pelas limitações dos materiais utilizados para sua fabricação e seu sistema de resfriamento. A potência produzida por esta turbina destina-se exclusivamente ao acionamento dos compressores de baixa e de alta. Assim a potência da turbina ( $Wt_H$ ) é dada pela modelagem dos compressores. São conhecidos o estado ( $T_{18}$ ,  $p_{18}$ ), vazão ( $m_{18}$ ), e a composição dos gases de combustão na entrada da turbina. A eficiência isentrópica e mecânica da turbina são fornecidas. Obtém-se como resultados o estado dos gases na saída da turbina ( $T_{19}$ ,  $p_{19}$ ).

**Misturador de gases 2.** Em termos de modelagem, este componente efetua a mistura de parte do ar pressurizado pelo compressor de alta (HPC) destinado ao resfriamento da turbina com os gases de saída da turbina de alta. A composição dessa mistura e sua temperatura são dados de entrada para o cálculo da turbina de baixa.

**Turbina de baixa (LT).** Esta turbina é também denominada *turbina de potência*. Os gases sofrem aqui um segundo processo de expansão. É conhecido o estado de entrada dos gases ( $T_{21}$ ,  $p_{21}$ ). É também fornecida a pressão na saída ( $p_{22}$ ), a vazão mássica de gases ( $p_{21}$ ), e as eficiências isentrópica e mecânica da turbina. São obtidos como resultados o trabalho específico produzido pela turbina e a temperatura de saída dos gases ( $T_{22}$ ).

### 3. CARACTERÍSTICAS DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

O programa foi elaborado em linguagem Pascal, incluindo unidades, procedimentos e funções. As unidades efetuam os cálculos das propriedades termodinâmicas do ar, gás combustível e água (Llagostera, 1994), as quais são utilizadas nos cálculos dos parâmetros dos componentes do sistema, como os compressores, turbinas, câmara de combustão e outros.

Para a modelagem computacional de um ciclo de potência podem ser identificados alguns passos: (1) definição da configuração do sistema de potência; (2) modelar a estrutura matemática do problema; (3) resolver o modelo matemático.

Inicialmente são definidos os dados e parâmetros de entrada do sistema e a composição dos fluidos envolvidos: ar, água e gás combustível. Outros parâmetros devem ser definidos, como as eficiências isentrópicas e mecânicas dos compressores e turbinas; as relações de pressões dos compressores e o parâmetro  $\beta$  (produto das relações de pressões dos compressores); as diferenças de temperatura para modelagem dos trocadores (IC1, IC2 e Recuperador); a temperatura de entrada na turbina TIT (Turbine Inlet Temperature) e outros dados tomados como estimativas iniciais. Definido o sistema e as condições de operação, são determinados os estados e composições das misturas nos diversos pontos identificados, incluindo as entalpias e exergias físicas, químicas e totais, e também as eficiências calculadas de acordo com a Primeira e a Segunda Leis da Termodinâmica.

#### 3.1 Descrição do método de solução das equações de cálculo

Para diminuir os custos nos cálculos iterativos e melhorar a precisão, tem-se generalizado o uso de programas computacionais para cálculos termodinâmicos, proporcionando deste modo eficiência e flexibilidade na manipulação dos dados que caracterizam os sistemas estudados.

No modelo desenvolvido para este trabalho é utilizado, basicamente, o método sequencial-estrutural, onde os cálculos são efetuados componente a componente, sendo cada um representado por funções. No entanto, há componentes e sub-sistemas que são resolvidos de forma iterativa.

O conjunto de equações que representam o sistema é resolvido iterativamente, de modo a obter solução para o conjunto de condições determinadas. O principal *loop* utiliza o método da secante para determinar uma condição de convergência em  $T_{23}$ , que é comparado com  $T_{12}$ , e cuja diferença deve ser 25K, definido como *delta* do recuperador. Através deste método iterativo a vazão mássica de água,  $m_{25}$  é ajustada automaticamente até que seja satisfeita a condição descrita, a qual é explicitada como:  $|T_{23} - T_{12} - \text{deltarec}| < 0,00001$ .

O *loop* seguinte consiste em garantir que  $T_{23}$  satisfaça as diferenças de temperatura no recuperador impostas como dados. Para a corrente de ar úmido deve ser satisfeito  $T_{22} - T_{13} = \text{deltaicb}$ ; da mesma forma, para o gás combustível deve ser satisfeito  $T_{22} - T_{16} = \text{deltaicb}$ . A seqüência de cálculo prossegue até a determinação do estado 22, e a seguir do estado 23. A temperatura obtida é comparada com  $T_{23}$  estimado inicialmente ( $|T_{\text{aux}} - T_{23}| < 0,0001$ ). Para obter-se a convergência calcula-se novamente o *loop* com  $T_{22}$  calculado na saída da turbina.

A seguir o programa executa outro *loop*, agora para a convergência de  $T_{10}$ , temperatura de saída do ar saturado de água do misturador. É estimada inicialmente a temperatura  $T_{10}$  para calcular a pressão de saturação e assim calcular a vazão de água  $m_9$  necessária para saturar a corrente de ar. Com esse valor de  $m_9$  calcula-se a entalpia do estado 10 e através desta, a temperatura  $T_{10}$ , e então compara-se este último valor com o estimado inicialmente e sua diferença não deve ultrapassar a tolerância estabelecida.

O quarto e último *loop* se dá na saída da câmara de combustão, utilizando o método da secante. Definida a temperatura dos gases na entrada da turbina (TIT), o processo iterativo parte da temperatura de saída da câmara de combustão  $T_{17}$ , calcula-se os parâmetros envolvidos na subrotina da câmara de combustão, logo os gases produzidos são misturados com uma corrente de ar úmido, diminuindo a temperatura até  $T_{18}$ , que é comparada com o TIT definido por meio da desigualdade  $|T_{18} - TIT| > 0,00001$ . O processo continua até que essa condição seja satisfeita por um valor adequado de  $T_{17}$ .

#### 4. ANÁLISE TERMODINÂMICA

Para a análise termodinâmica do sistema são aplicadas as equações de conservação de massa, conservação de energia (Primeira Lei da Termodinâmica), balanço de entropia (Segunda Lei da Termodinâmica) e o balanço de exergia baseada nas duas anteriores leis (Bejan, 1998). A análise exérgica é útil para a avaliação de desempenho dos componentes e do sistema em seu conjunto. É importante também para quantificar as irreversibilidades termodinâmicas verificadas nos diversos processos.

Conhecidos os parâmetros de entrada, estados da água, combustível, ar, e produtos de combustão, eficiências mecânicas e térmicas e demais características do ciclo, são calculados os fluxos de entalpia sensível e total e os fluxos de exergias física e total, por meio da metodologia utilizada por Walter e Llagostera (1995).

Na análise efetuada a condição básica de operação do ciclo correspondeu aos parâmetros apresentados na Tabela 1, sendo a pressão atmosférica 101,325 kPa e a temperatura ambiente 15°C. Para essa condição a eficiência do ciclo calculada com base na Primeira Lei da Termodinâmica foi 0,5406, enquanto a calculada com base na Segunda Lei foi 0,5126.

Tabela 1. Principais parâmetros de operação do ciclo.

Relação ar/combustível (base massa)	31,48
Relação de pressões no compressor de baixa (RPS-L)	3,50
Relação de pressões no compressor de alta (RPS-H)	8,57
Eficiência isentrópica compressor L	0,88
Eficiência isentrópica compressor H	0,88
Trabalho específico compressor L (kJ/kg de ar)	142,07
Trabalho específico compressor H (kJ/kg de ar)	288,65
Eficiência isentrópica turbina de alta H	0,85
Eficiência isentrópica turbina de baixa L	0,85
Temperatura na entrada da turbina (TIT) (°C)	1500
Trabalho específico turbina H (kJ/kg entrada)	439,05
Trabalho específico turbina L (kJ/kg entrada)	700,30
Câmara de combustão (kJ/kg entrada)	1293,12
Potência líquida total (MW)	40,0
Ar necessário (kg/s)	92,03
Eficiência do ciclo (1ª Lei)	0,5416
Eficiência do ciclo (2ª Lei)	0,5165

Tabela 2. Resumo das irreversibilidades e eficiências exergéticas dos componentes.

Componente	Irreversibilidade (kJ/kg)	Eficiência exergética (%)
Compressor (LPC)	12,07	91,44
Inter-resfriador (IC1)	6,72	61,60
Inter-resfriador (IC2)	5,35	95,03
Compressor (HPC)	19,40	93,69
Misturador (M)	30,23	90,51
Recuperador (RC)	26,42	92,09
Câmara de combustão (CC)	316,36	83,84
Turbina_H (HT)	46,84	90,12
Turbina_L (LT)	60,18	92,12
TOTAL	523,57	51,26

Para essa condição básica foram calculadas as irreversibilidades termodinâmicas e a eficiência exergética de diversos componentes do ciclo. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 2.

Foi também estudado efeito da variação da relação de pressões dos compressores de baixa e de alta pressão, mantendo-se constante a relação total de pressões ( $\beta=30$ ), com o objetivo de analisar sua influência sobre o desempenho do ciclo. A Figura 2 apresenta o comportamento das eficiências térmicas de Primeira e de Segunda Leis da Termodinâmica em função da variação da relação de pressões do compressor de baixa. Foram estudados casos onde TIT = 1200°C e TIT=1500°C.

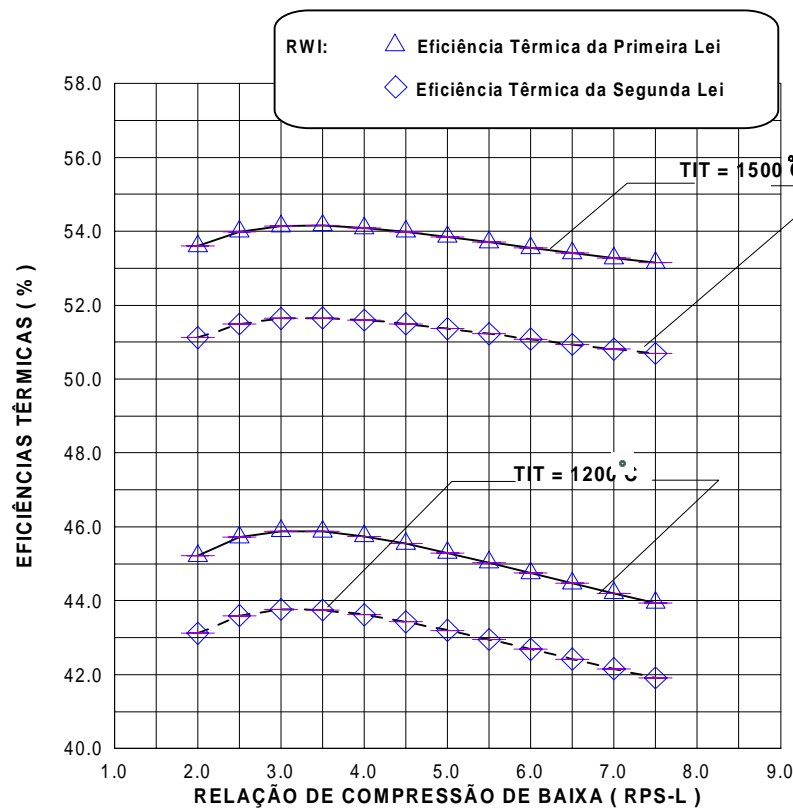


Figura 2. Eficiências térmicas de primeira e de segunda leis em função de RPS-L.

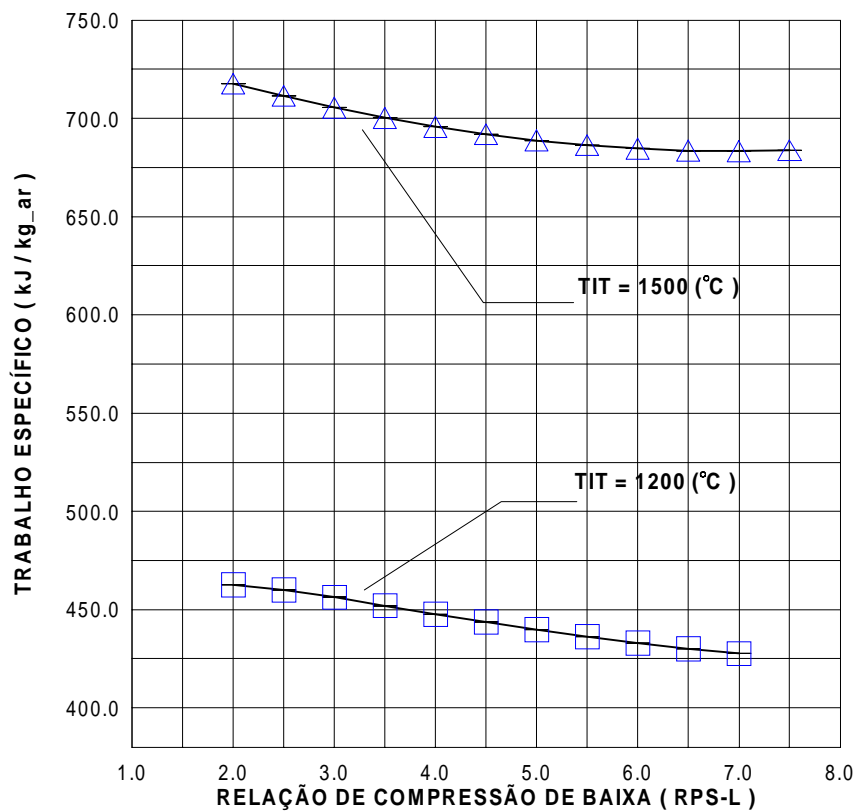


Figura 3. Trabalho específico do ciclo em função de RPS-L.

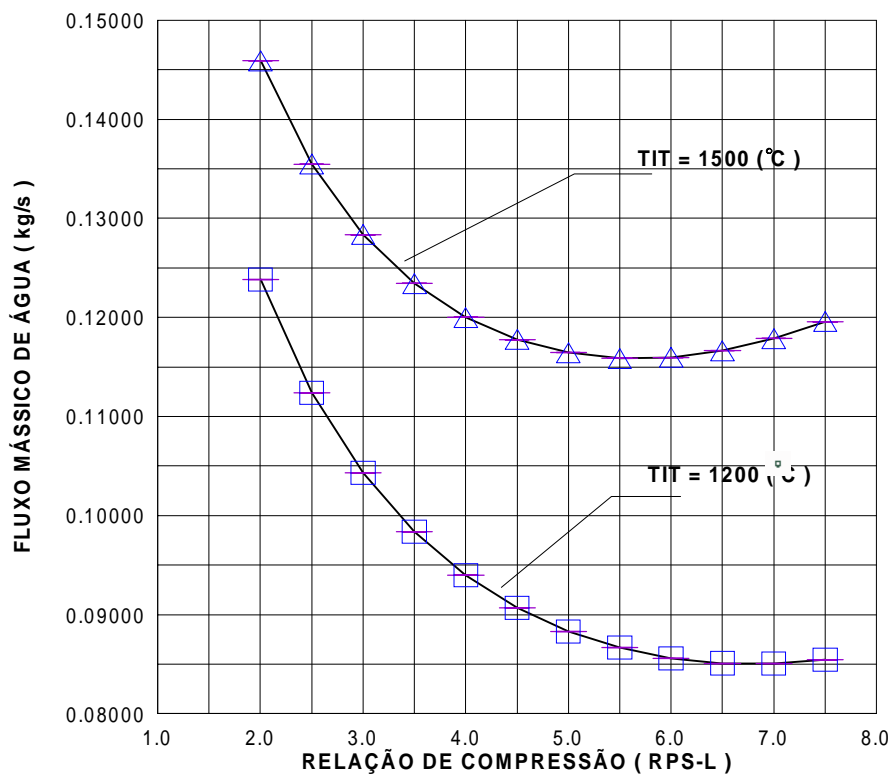


Figura 4. Fluxo mássico de água em função de RPS-L.



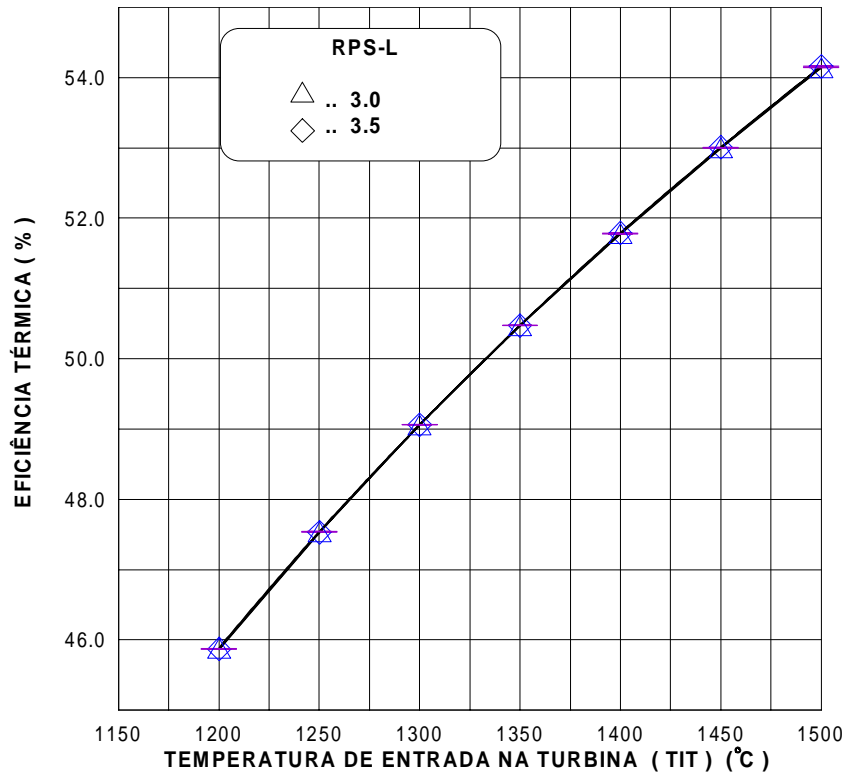


Figura 5. Eficiência térmica de primeira lei em função de TIT.

As eficiências máximas do ciclo foram obtidas para RPS-L próximo a 3,5. A eficiência de Segunda Lei é menor, pois considera as exergias e irreversibilidades envolvidas nos processos.

Na Fig. 3 pode-se observar o comportamento do trabalho específico à medida em que varia a relação de pressões no compressor de baixa. Quando o valor de RPS-L aumenta, o trabalho específico diminui, para os casos de TIT igual a 1200°C e 1500°C.

O fluxo de água necessário para satisfazer as condições de operação do ciclo varia de acordo com a Fig. 4. Se a relação de compressão aumenta, o fluxo de água necessário diminui, mas somente até um valor de RPS-L em torno de 7 para TIT=1200°C, e em torno de 5,5 para TIT=1500°C. Após esses valores o fluxo de água necessário aumenta.

A Fig. 5 apresenta o comportamento da eficiência térmica do ciclo em função da temperatura de entrada na turbina (TIT), em uma faixa utilizada na tecnologia atual de turbinas a gás. Como previsto, o rendimento térmico do ciclo aumenta com a elevação da temperatura de entrada dos gases na turbina.

## 6. CONCLUSÃO

Foi elaborado um modelo computacional para análise termodinâmica de um ciclo de potência RWI. Por meio da aplicação da Primeira e da Segunda Leis da Termodinâmica, foram calculadas as irreversibilidades e eficiências exergéticas dos diversos componentes do ciclo, permitindo um conhecimento mais detalhado das características do ciclo.

Foi também analisado a influência da distribuição das relações de pressões nos compressores (por meio de RPS-L) sobre o comportamento de diversos parâmetros: fluxo de água necessária, eficiências térmicas de primeira e segunda leis, e trabalho específico do ciclo (para  $\beta=30$ ). Foi também analisado o efeito da variação da temperatura de entrada na turbina

sobre o desempenho do ciclo. Ficou evidenciado que o modelo elaborado permite avaliar o desempenho do ciclo e auxiliar na identificação de possibilidades de desenvolvimento.

### ***Agradecimento***

Os autores agradecem o apoio concedido pelo CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico).

### **REFERÊNCIAS**

- Bathie W, 1996, Fundamentals of gas turbines, 2<sup>nd</sup> ed., John Wiley, New York.
- Bejan, A, 1988, Advanced engineering thermodynamics, John Wiley, New York.
- Chiesa, P., Loza, G., Macchi, E., Consonni, S., 1995, An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles: Part B – water injected and HAT cycles, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 117, pp. 499-508.
- Cohen, H., Rogers, G. and Saravanamuttoo, H. H., 1987, Gas turbine theory, 3<sup>rd</sup> ed., Longman, London.
- Llagostera, J., 1993, Subrotinas computacionais de elevada exatidão para determinação de propriedades termodinâmicas da água, Anais do V Encontro Nacional de Ciências Térmicas, São Paulo, Brasil, pp.395-398.
- Walter, A.C.; Llagostera, J., 1995, Exergetic and thermoeconomic analysis of biomass integrated gasifier/gas turbine power cycles, Proceedings of the 1995 ASME Cogen-Turbo Power Conference, August 23-25, Vienna, ASME 95-CTP-14, pp. 1-9.

### **THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A GAS TURBINE POWER CYCLE USING WATER INJECTION IN THE COMBUSTION AIR (RWI)**

***Abstract.*** *This work presents a thermodynamic analysis of a gas turbine power cycle. A computational program was implemented for the system modeling. The system configuration is based on modern cycle versions, with high efficiency and performance, and uses water injection in the combustion air to improve the cycle characteristics (RWI - Recuperated Water Injected). The fuel used is natural gas. The computational model determines the water and gases thermodynamic properties in the several points of the system using specific subroutines. The thermodynamic analysis is performed on the basis of the First and the Second Laws of Thermodynamics to verify the influence of several parameters, including the combustion gases temperature in the turbine inlet, and the pressure relations in the air compressors, on cycle thermal efficiency and specific work.*

***Keywords:*** *RWI power cycle, Gas turbine, Water injection, Thermodynamic analysis, Computational modeling.*