

## OPTIMIZACIÓN DE CENTRALES DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS PARCIALMENTE REGENERATIVA

ROVIRA DE ANTONIO, Antonio José <sup>(1)</sup>; SÁNCHEZ NARANJO, Consuelo <sup>(1)</sup>; MUÑOZ DOMÍNGUEZ, Marta <sup>(1)</sup>

rovira@ind.uned.es

<sup>(1)</sup>UNED, Depto. Ingeniería Energética, ETS Ingenieros Industriales

### RESUMEN

El objetivo del presente artículo es el análisis y la optimización de una propuesta de ciclo combinado con turbina de gas parcialmente regenerativa y con calderas de recuperación de calor de dos y tres niveles de presión con recalentamiento.

En la actualidad, la totalidad de los ciclos combinados instalados consisten en turbinas de gas de ciclo simple o de combustión secuencial, cuyo gas de escape se emplea para producir vapor en calderas de dos o tres niveles de presión, con la finalidad última de producir potencia en una turbina de vapor. Comercialmente no se han empleado turbinas de gas de ciclo regenerativo, debido a que la introducción de un regenerador introduce cierta complejidad en el ciclo y, aunque permite el ahorro combustible, también merma la producción de vapor por la disminución de la temperatura del gas a la entrada de la caldera. No obstante lo anterior, existen trabajos (por ejemplo [1]) en los que se demuestra la viabilidad termodinámica de las turbinas de gas de ciclo regenerativo en ciclos combinados.

La configuración objeto de estudio (propuesta en [2]) consiste en la introducción de una regeneración parcial del aire proveniente del compresor con parte de los gases de escape de la turbina. El resto de la fracción másica de gases de escape se dirige a los intercambiadores de calor de mayor temperatura de la caldera de recuperación de calor (sobrecalentador de alta y recalentador, en su caso), manteniendo intacta la temperatura máxima alcanzable por el ciclo de vapor. Ambas corrientes se vuelven a mezclar antes de la entrada al evaporador de alta presión, continuando por el resto de intercambiadores (economizadores e intercambiadores del nivel de baja presión).

Con objeto de comparar de forma homogénea las distintas configuraciones se procede a tres tipos de optimizaciones: (1) una optimización exclusivamente termodinámica, con el rendimiento térmico del ciclo como función a maximizar; (2) una optimización termodinámica limitando el tamaño de los equipos de transferencia de calor (regenerador + caldera de recuperación); y (3) una optimización termoeconómica minimizando el coste de producción.

**Palabras clave:** Ciclo combinado, Turbina de gas regenerativa, Optimización termoeconómica.

## 1. Introducción

Como es bien conocido, los ciclos termodinámicos en los que se basa el funcionamiento de una central de ciclo combinado son, salvo para aplicaciones muy particulares, de tipo Joule-Brayton (turbina de gas) para el ciclo de alta temperatura y de tipo Rankine (trabajando con agua) para el de baja. Actualmente se conocen y se utilizan distintas variantes de ambos ciclos, turbina de gas y ciclo de vapor, para una conversión altamente eficiente de la energía térmica en energía mecánica y, posteriormente, eléctrica. Asimismo, se conocen distintas formas de integración de ambos ciclos por medio de calderas de recuperación de calor, utilizando distintos niveles de presión de producción de vapor para reducir las pérdidas exergéticas en la caldera e, incluso, aprovechando el calor procedente de la refrigeración de la turbina de gas en el ciclo de vapor, que de otra forma se pierde.

Las configuraciones más conocidas de los ciclos y de las calderas de recuperación de calor están bien documentadas desde hace décadas en textos de referencia (como [3,4]). No obstante, durante las últimas décadas se pueden encontrar numerosos trabajos orientados a la mejora del rendimiento de esa tecnología, destacando en los últimos años los desarrollados por Franco [1,5,6] que muestran, por ejemplo, la conveniencia de emplear combustión secuencial junto con una turbina de gas regenerativa; los de Carcasci y Facchini [7]; el de Najjar [8], que realiza un exhaustivo repaso y enumera las ventajas de numerosas tecnologías asociadas a los ciclos combinados; y los de Bassily [9,10]. En otros trabajos se presentan diversas configuraciones de turbinas de gas, entre las que se incluyen ciclos de combustión secuencial, con compresiones escalonadas y refrigeradas y con calderas con post-combustión [11], y también el ciclo de gas regenerativo [12]. Finalmente, en [13,14] se propone el uso de la regeneración tanto para el aire que se dirige a la cámara de combustión como para el propio gas combustible.

A pesar de que los estudios aconsejen su uso, una de las configuraciones que habitualmente se desecha a nivel comercial es, precisamente, el ciclo de gas regenerativo. Como es sabido, en este ciclo se incluye un intercambiador de calor llamado regenerador por el que circula todo el gas de escape que procede de la turbina y todo el aire que proviene del compresor. Al estar los dos flujos en contacto térmico, la corriente de gas de escape, a mayor temperatura, cede calor al aire procedente del compresor. De esa forma, el aire que se dirige a la cámara de combustión se precalienta. Gracias al precalentamiento del aire con los gases de escape, se requiere menos aporte térmico de la fuente de energía y, por tanto, se reduce el consumo de combustible.

Una de las razones por las que se desecha es que la temperatura del gas que se dirige a la caldera de recuperación se reduce debido a la necesaria cesión de calor del gas de escape al aire que se precalienta. Esto conlleva una disminución de la exergía que entra en la caldera de recuperación de calor, lo que se traduce en una merma de potencia del ciclo de vapor y en un peor aprovechamiento del calor residual de la turbina de gas, que reduce el rendimiento del ciclo de vapor y tiende a reducir el rendimiento del conjunto del ciclo combinado. Esta merma puede ser incluso más acusada cuando la turbina de gas opera a cargas parciales, ya que, en ese caso, se tienen menores caudales máxicos y/o menores temperaturas de escape en la turbina.

En definitiva, si bien la mejora del rendimiento de la turbina de gas suele dominar, debido al ahorro de combustible, el efecto contrapuesto de la bajada de la temperatura del gas de escape con la consecuente merma de potencia en el ciclo de baja temperatura disminuye la mejora de rendimiento del ciclo combinado. Esto, sumado al aumento en la complejidad de la instalación y a su encarecimiento, desaconseja normalmente el empleo de ciclos de gas regenerativos en plantas de potencia con ciclos combinados de turbinas de gas y vapor.

En el presente trabajo se propone una configuración que posibilita la realización del ciclo de gas de forma regenerativa, con la consecuente reducción de consumo de combustible, sin que con ello se incurra en una pérdida de temperatura en la parte más caliente de la caldera de recuperación de calor y sin reducir la temperatura del vapor antes de que entre en la turbina. El ciclo propuesto se analiza desde un punto de vista termodinámico, para resaltar sus ventajas, y se optimiza para cuantificarlas. En concreto, se realizan tres optimizaciones: una exclusivamente termodinámica, otra termodinámica

pero limitando el tamaño de los equipos de transferencia de calor y, finalmente, una optimización termoeconómica minimizando el coste de generación.

## 2. Ciclo combinado con turbina de gas parcialmente regenerativa.

Como se acaba de mencionar, el objetivo de la propuesta es implementar un ciclo de gas regenerativo que permita el ahorro de combustible sin perder temperatura en la parte más caliente de la caldera de recuperación de calor ni reducir la temperatura del vapor del fluido del ciclo de baja temperatura.

La figura 1 muestra de forma simplificada el esquema de la central. Como se observa, la corriente del gas a la salida de la turbina se divide en dos caudales, uno dirigido hacia un intercambiador regenerativo y otro dirigido a la caldera de recuperación de calor. El caudal de gas de escape que circula por el regenerador precalienta el aire a la salida del compresor antes de su entrada a la cámara de combustión, permitiendo un ahorro de combustible. El resto de caudal se dirige a la caldera de recuperación de calor, cuya configuración difiere de las convencionales en su zona de mayor temperatura.

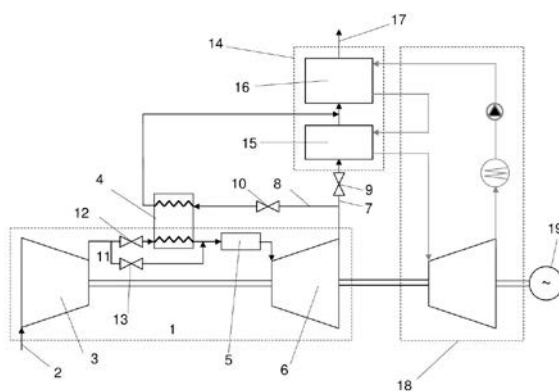


Figura 1: Esquema de la configuración con regeneración parcial: (4-regenerador; 15-cuerpo de alta temperatura de la caldera; 16-cuerpo de baja temperatura de la caldera).

En concreto, la caldera está separada funcionalmente en dos cuerpos, uno de alta temperatura, que está constituido exclusivamente por sobrecalentadores y recalentadores que reciben calor del gas de escape que no se dirige al regenerador, y otro cuerpo de menor temperatura que alimenta de vapor al de alta y que está constituido por economizadores, evaporadores y sobrecalentadores, según los diseños habituales en este tipo de calderas. Por este segundo cuerpo circula ya todo el caudal de gases de escape, por lo que previamente han de mezclarse las dos corrientes.

De esa forma, la turbina de gas puede trabajar según un ciclo regenerativo mientras la parte de alta temperatura de la caldera sigue estando en contacto con parte de los gases de escape a la temperatura de salida de la turbina. La exergía que entra en esa parte de la caldera es menor en magnitud absoluta (por el menor gasto másico) si es comparada con el caso de un ciclo combinado convencional no regenerativo, pero igual en valor específico, cuya importancia a efectos termodinámicos es mayor. En efecto, con la ayuda de la figura 2 se muestra que se puede obtener la misma temperatura de vapor para caudales másicos de vapor parecidos, ya que la capacidad calorífica del gas que cede calor en una caldera de recuperación convencional es mayor que la del fluido sobrecalentado en los diferentes niveles de presión de la caldera, por lo que puede reducirse el caudal másico de gas (representado en línea discontinua en la figura 2).

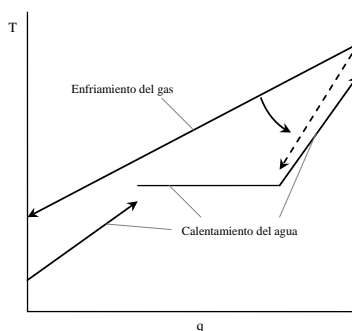


Figura 2: Diagrama calor-temperatura simplificado.

### 3. Configuraciones de dos y tres niveles de presión con recalentamiento.

Una vez explicado el esquema de la configuración, se pasan a definir con mayor detalle las dos configuraciones que se analizan y optimizan en los apartados sucesivos, una de dos niveles de presión (2P) y otra de tres niveles de presión con recalentamiento (3PR).

Se establece que la potencia de la turbina de gas correspondiente a la configuración 2P ha de desarrollar 180 MW de potencia, mientras que la correspondiente a la 3PR desarrolla 240 MW (en [15] se discuten dichos niveles de potencia). Los parámetros que definen el diseño de la turbina de gas se resumen en la tabla 1, en la que se especifican asimismo los valores límite que pueden tomar dichos parámetros.

Tabla 7: Parámetros de diseño de las turbinas de gas.

Condiciones ambientales	288 K, 1 bar	T entrada a la turbina	1500 K
Relación de compresión	6:1 – 35:1	$\Delta p_{\text{cámara de combustión}}$	5 %
$\eta_{\text{politrópico, compresor}}$	90%	$\eta_{\text{politrópico, turbina}}$	91%
Eficiencia del regenerador	0 – 100%	Fracción másica, $\alpha$	0-1

Se observa que se define un parámetro,  $\alpha$ , que determina la proporción de caudal másico que se dirige al regenerador. Cuando  $\alpha$  toma un valor nulo se trata de un ciclo combinado convencional, mientras que si toma un valor unitario se trata de una configuración completamente regenerativa (en la que todo el gasto se dirige inicialmente al regenerador y posteriormente a la caldera, sin dividir).

Se considera especialmente relevante la pérdida de carga adicional que experimenta el aire a su paso por el regenerador (al margen de la que tiene lugar en la cámara de combustión), puesto que cuanto mayor sea el regenerador, mayor será la pérdida de carga y el efecto positivo del precalentamiento se podrá ver contrarrestado por la pérdida de carga. Para estimar dicha pérdida se emplea la siguiente correlación, obtenida de [16]:

$$\xi_{reg} (\%) = (\varepsilon(\%) - 48) / 30 \quad (1)$$

Siendo  $\xi_{reg}$  la pérdida de carga del aire y  $\varepsilon$  la efectividad del regenerador.

La tabla 2 muestra, análogamente, los principales parámetros de diseño del ciclo de vapor de las configuraciones 2P y 3PR, respectivamente. Tanto los puntos de acercamiento (*approachpoint*, 12 K) como la presión del nivel de baja en la configuración 3PR (5 bar) se han mantenido constantes, tomando valores tecnológicamente adecuados pero no variables con objeto de simplificar las optimizaciones, ya que su influencia es bien conocida y no afecta ni cualitativa ni cualitativamente a los resultados obtenidos.

Tabla 8: Parámetros de diseño de las configuraciones 2P y 3PR.

Presión de alta	45 – 180 bar	$\Delta T_{\text{terminal, sobrecalentadores y recal.}}$	2 – 40 K
Presión de media (3PR)	10 – 44 bar	p extracción	0,3 bar
Presión de baja (2P)	5 bar – 30 bar	p condensación	50 mbar
<i>Pinchpoints</i>	2 – 30 K	$\eta_{\text{isentrópico, turbina}}$	89%
<i>Approachpoints</i>	12 K	$\eta_{\text{isentrópico, bombas}}$	75%

#### 4. Optimizaciones termodinámicas y termoeconómica.

Como se ha mencionado anteriormente, durante el trabajo se realizaron tres tipos de optimizaciones para cada una de las dos configuraciones:

- Optimización termodinámica: maximización del rendimiento térmico;
- Optimización termodinámica restringida: maximización del rendimiento con limitación del tamaño de los distintos intercambiadores de calor (caldera de recuperación y regenerador), a través de la suma de los parámetros UA de cada uno de ellos. Se establecen dos límites para cada configuración: 4000 y 6000 W/(m<sup>2</sup>K) para la configuración 2P y 8000 y 10000 W/(m<sup>2</sup>K) para la configuración 3PR.
- Optimización termoeconómica: minimización del coste de generación.

Debido a la naturaleza del problema de optimización, que considera numerosos parámetros de diseño (tablas 1 y 2) y restricciones, el cálculo de los diseños óptimos requiere del empleo de un algoritmo de optimización. Para este estudio se ha empleado un algoritmo genético, que ha sido probado con éxito en trabajos anteriores (por ejemplo [15]) y se comporta correctamente trabajando con este tipo de sistemas.

En el caso de la optimización termodinámica, la función objetivo es el propio rendimiento térmico de la instalación, que se obtiene por medio de los balances de masa y energía aplicados a cada una de los componentes de la central. El valor de la efectividad del regenerador se fija en 95% y los pinchpoints y diferencias terminales de temperaturas se establecen en un mínimo de 5 K.

El objetivo de la optimización termodinámica restringida es maximizar el rendimiento pero considerando un tamaño máximo de los cambiadores. Las configuraciones regenerativas y pseudo-regenerativas tienden a presentar mejor rendimiento a costa de una mayor superficie de intercambio de calor. La función objetivo en este caso es, de nuevo, el rendimiento térmico, pero se procede al cálculo de los parámetros UA de cada intercambiador y se penalizan aquellos diseños en los que la suma de los distintos UA sea mayor que el valor límite establecido a través de la siguiente expresión:

$$FO = \eta_t - \left( \sum UA_i - UA_{LIM} \right) / 50 \quad (2)$$

Por último, el objeto de la optimización termoeconómica es hallar los diseños con menor coste de generación. Para ello es necesario conocer los costes de explotación (amortización, operación y mantenimiento y coste de combustible) de cada uno de los diseños, así como su producción anual.

El coste de amortización es la suma de los costes de cada uno de los equipos, nivelados y anualizados, más los costes asociados a la construcción y montaje de la central. La tabla 3 resume el modelo de coste asociado a cada componente y partida, así como los datos empleados para el cálculo financiero.

Tabla 9: Modelos de costes.

Compresor (\$)	$\frac{0,71 \cdot \dot{m}_a}{\eta_{p,ref} - \eta_p} \cdot rc \cdot \ln(rc)$	[17]
Cámara de combustión (\$)	$\frac{46,08 \cdot \dot{m}_a \cdot (1 + e^{0,18 \cdot TET - 26,4})}{0,995 - \xi_{CC}}$	[17]
Turbina de gas (\$)	$\frac{479,34 \cdot \dot{m}_g}{\eta_{p,ref} - \eta_p} \cdot \ln(re) \cdot (1 + e^{0,036 \cdot TET - 54,4})$	[17]
Regenerador (\$)	$2681 \cdot \left(\frac{UA}{700}\right)^{0,59}$	[18]
Intercamb. Caldera (\$)	$6750 \cdot UA^{0,8} + 21276 \cdot \dot{m}_v + 1184,4 \cdot \dot{m}_g^{1,2}$	[18]
Turbina de vapor (M€)	$1,8 \cdot (0,115 \cdot Pot(MW) + 2,75)$	[15]
<p>Como en [15], se establece que la inversión total es el doble de la inversión de los equipos mostrados [4] y que el coste de operación y mantenimiento es el 10% del coste de explotación. La tasa de interés es del 10%, el tiempo de explotación 15 años y se consideran 7000 h de funcionamiento anual.</p>		

Teniendo en cuenta los modelos de costes de la tabla 3, el coste de generación a minimizar se calcula con la siguiente expresión:

$$C_{kWh,medio} = \frac{C_a + C_{comb} + C_{o-m}}{Pot \cdot h} \quad (3)$$

## 5. Resultados.

La figuras 3 y 4 muestra los resultados obtenidos de las distintas optimizaciones efectuadas. Las gráficas mostradas presentan, para cada configuración, el rendimiento térmico del ciclo combinado (eje de la izquierda) y el coste de generación (eje de la derecha), para cada una de las cuatro optimizaciones.

Para la configuración 2P (figura 3) se observa que los mejores rendimientos se han obtenido para las series de rendimiento optimizado y rendimiento máximo con  $UA=6000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ , mientras que los mejores costes se obtienen para la serie de coste optimizado, siendo ambos resultados esperables.

En lo referente al grado de regeneración, se observa que los rendimientos tienden a aumentar y los costes a reducirse conforme el grado de regeneración aumenta. Sin embargo, los mejores resultados no se obtienen para  $\alpha = 1$  (configuración completamente regenerativa) sino para valores ligeramente menores. Este resultado justifica la configuración propuesta e indica que, efectivamente, la regeneración es interesante, pero lo es más si los sobrecalentadores pueden seguir en contacto con el gas de escape de la turbina, sin que pase previamente por el regenerador. El comportamiento es análogo para los resultados de rendimiento y de coste.

Para la configuración 3PR (figura 4), la tendencia conforme el grado de regeneración aumenta es menos apreciable (e incluso contraria) para valores de  $\alpha$  bajos. Sin embargo la configuración se comporta de forma similar a la 2P para  $\alpha$  altos y los rendimientos máximos y costes mínimos mejoran con la introducción de la regeneración parcial.

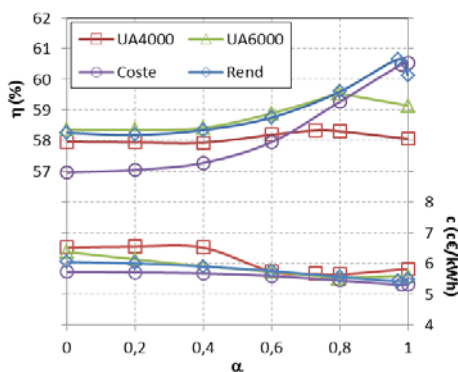


Figura 3: Resultados de las optimizaciones de la configuración 2P.

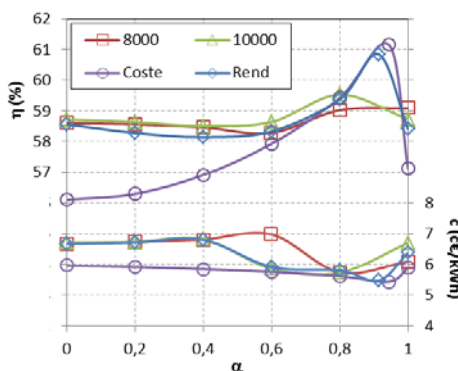


Figura 4: Resultados de las optimizaciones de la configuración 3PR.

## 6. Conclusiones y consideraciones finales.

En el trabajo se ha propuesto y analizado una configuración de ciclo combinado con turbina de gas parcialmente regenerativa, cuyo objetivo es el de permitir la regeneración y, con ello, el ahorro de combustible sin que se vea afectada la temperatura de entrada a la caldera. La configuración se estudia con calderas de recuperación de calor de dos y tres niveles de presión con recalentamiento.

Se han realizado tres tipos de optimizaciones, de las que se extraen las siguientes conclusiones:

- Optimización termodinámica, cuyo objetivo es maximizar el rendimiento térmico: se comprueba que, efectivamente, la configuración con regeneración parcial mejora el rendimiento obtenido por las configuraciones sin regeneración y la completamente regenerativa, pero lo hace a costa de aumentar las superficies de intercambio de calor.
- Optimización termodinámica restringida, con el objetivo de maximizar el rendimiento con limitación del tamaño de los distintos intercambiadores de calor: como resultado se obtienen menores rendimientos y mayores costes de generación que en la optimización anterior.
- Optimización termoeconómica, con el objetivo de minimizar el coste de generación: como resultado de estas optimizaciones, se vuelven a obtener buenos rendimientos (algo inferiores a los de la optimización termodinámica) con menores costes de generación, y las configuraciones parcialmente regenerativas continúan comportándose mejor que las configuraciones sin regeneración y completamente regenerativas.

## 9. Agradecimientos

Los autores desean agradecer al Ministerio de Economía y Competitividad la financiación proporcionada al trabajo, a través del proyecto de Plan nacional de I+D+i ENE2012-37950-C02-01.

## 7. Referencias

- [1] FRANCO A, CASAROSA C. *Thermoeconomic evaluation of the feasibility of highly efficient combined cycle power plants*. Energy, 2004, vol. 29, pp. 1963-1982.
- [2] ROVIRA et al. Sistema de regeneración parcial en turbinas de gas de ciclos combinados con una o varias fuentes de calor. Patente de invención ES2387724 B1, 2013.
- [3] HORLOCK J.H. *Combined power plants*. Oxford: Pergamon Press, 1992, 1ª ed.
- [4] KEHLHOFER et al. *Combined cycle gas-steam turbine power plants*. Tulsa, Oklahoma: PennWell, 2009, 3ª ed.
- [5] FRANCO A, CASAROSA C. *On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants*. Applied Thermal Engineering, 2002, Vol. 22, pp. 1501–1518.
- [6] FRANCO A., RUSSO A. *Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters*. International Journal of Thermal Sciences, 2002, Vol. 41:843-859.
- [7] CARCASI C., FACCHINI B. *Comparison between two gas turbine solutions to increase combined power plant efficiency*. Energy Conversion and Management, 2000, Vol. 41, pp. 757-773.
- [8] NAJJAR Y.S.H. *Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems*. Applied Thermal Engineering, 2001, Vol. 21, pp. 407-438.
- [9] BASSILY A.M. *Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle*. Energy, 2007, Vol. 32, pp. 778-794.
- [10] BASSILY A.M. *Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator*. Applied Energy, 2008, Vol. 85, pp. 1141-1162.
- [11] PELSTER S., FAVRAT D., SPAKOVSKY M.R. *The Thermoeconomic and Environomic Modeling and Optimization of the Synthesis, Design, and Operation of Combined Cycles With Advanced Options*. J. of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, Vol. 123, pp- 717-726.
- [12] POLYZAKIS A.L., KORONEOS C., Xydis G. *Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant*. Energy Conversion and Management, 2008, Vol. 49(4), pp. 551–563.
- [13] GOGOI T.K. *A combined cycle plant with air and fuel recuperator for captive power application, Part 1: Performance analysis and comparison with non-recuperated and gas turbine cycle with only air recuperator*. Ener Conversion and Management, 2014, Vol. 79, pp. 771–777.
- [14] GOGOI T.K., DAS R. *A combined cycle plant with air and fuel recuperator for captive power application. Part 2: Inverse analysis and parameter estimation*. Energy Conversion and Management, 2014, Vol. 79, pp. 778–789.
- [15] ROVIRA A., SÁNCHEZ C., MUÑOZ M., VALDÉS M., DURÁN M.D. *Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation*. Energy Conversion and Management, 2011, Vol. 52(4), pp. 1840-1849.
- [16] WALSH P.P., FLETCHER P. *Gas turbine performance*. Oxford: BlackWell Science, 2004, 2ª ed.
- [17] GHAEBI H., AMIDPOUR M., KARIMKASHI S., REZAYAN O. *Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover*. Int. J. Energy Res., 2011, Vol. 35, pp.697–709.
- [18] ZARE V., Mahmoudi S.M.S, Yari M. *An exergoeconomic investigation of waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) employing an ammonia-water power/cooling cycle*. Energy, 2013, Vol. 61, pp. 397-409.