

Modelado del ciclo Brayton de una turbina a gas en Colombia mediante ecuaciones de estado y relaciones isentrópicas

Fredy A. Roldan F. ^a, Fabio E. Sierra V. ^b, Carlos A. Guerrero F. ^c

R: 23012011 – A: 27042011

Resumen

En este artículo se presenta el análisis térmico de una turbina a gas en general aplicado a una turbina General Electric Modelo MS5001P. El análisis térmico se hace a través de un modelo matemático en un algoritmo en lenguaje C de uso en software libre, el algoritmo permite incorporar como entrada: la cantidad de gas usado en el día y la relación de compresión de trabajo de la turbina y determina como salida los parámetros de operación de la turbina como son: eficiencia térmica, *Heat Rate (HR)* y potencia específica además de las temperaturas de operación en cada punto que se determinan por relaciones isentrópicas en compresor y turbina y en combustión por la temperatura de llama adiabática. Este modelo fue validado con los datos de la turbina en campo en la región de Casanare y permite a la empresa si lo adopta sin costos de licencia de software, el cálculo de parámetros de operación en tiempo real para definir puntos de operación atípicos en el futuro con miras a un mantenimiento predictivo, así como determinar la sensibilidad de la turbina a las características del combustible y la variación de las condiciones atmosféricas durante el día.

Palabras clave:

Ciclo Brayton
eficiencia térmica
turbina a gas

^a Ingeniería de Proyectos de Valrex, S.A. Bogotá, Carrera 68 78-36.

^b Departamento de Química de la Universidad Nacional de Colombia – Bogotá, Contacto: caguerrero@unal.edu.co

^c Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional de Colombia – Bogotá, Contacto: fesierrav@unal.edu.co.

Brayton cycle for gas turbine. Modeling by equations of state and isentropic relations

Abstract

| | |
|--------------------|---|
| Key words | This paper makes the thermal analysis of a general gas turbine, however has been applied to a General Electric Model turbine MS5001P. Thermal analysis is made through a mathematical model and calculated on an algorithm in C language for use in free software, the algorithm can incorporate as input: the amount of gas used during the day and the compression ratio of work and determines as output turbine operating parameters like are: thermal efficiency, Heat Rate (HR) and specific power in addition to operating temperatures at each point are determined by isentropic relations in compressor and turbine and in the combustion for the adiabatic flame temperature. This model was validated with data from the turbine in field in the Casanare region and allows to the company if it takes without cost of software license, the calculation of operating parameters in real time to identify a typical points in the future operation towards predictive maintenance, and to determine the sensibility of turbine fuel characteristics and changes in atmospheric conditions during the day. |
| Brayton cycle | |
| gas turbine | |
| thermal efficiency | |

Introducción

Las turbinas a gas son turbo máquinas que generan energía mecánica en su rotor principal o trabajo de flujo a partir de energía química disponible en un combustible que se quema en su combustor. Para este caso se tomó una turbina a gas en tierra operando bajo condiciones ambiente más o menos estables y definidas específicamente más adelante en el artículo.

El proceso desarrollado en una turbina ciclo a gas se puede entender a través de un modelo teórico conocido como ciclo termodinámico de Brayton, este ciclo presenta las características básicas que permiten el análisis de la operación de las turbinas ciclo a gas. En la figura 1 aparece la representación esquemática de los elementos de una turbina a gas con ciclo abierto (Soares, 2008).

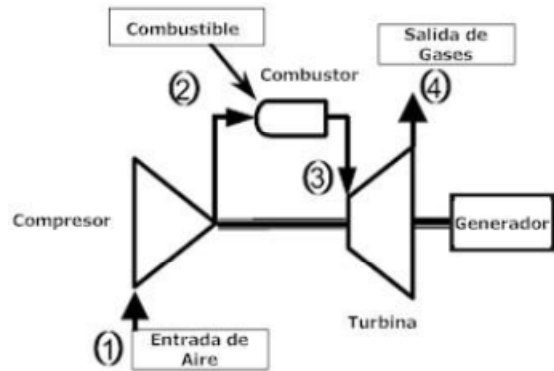


Figura 1: Esquema básico de representación del ciclo abierto de la turbina a gas.

Para el análisis termodinámico se utiliza el Ciclo Brayton Teórico representado en los diagramas de Presión (P) contra Volumen (V) y Temperatura (T) contra Entropía (s) que aparecen en la figura 2 (Soares, 2008, p. 2).

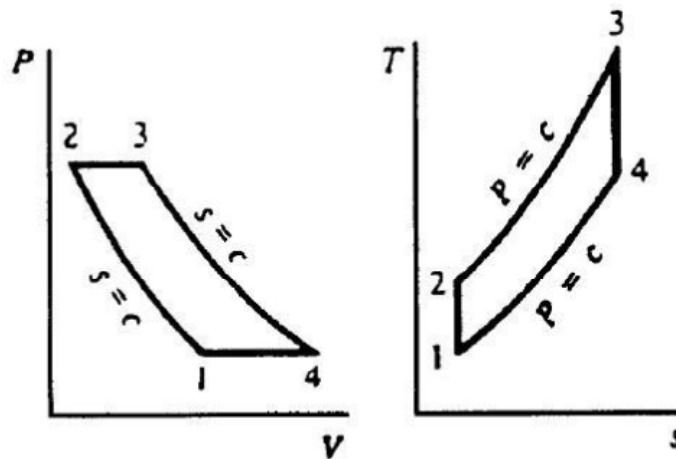


Figura 2: Ciclo Brayton de turbinas a gas. Fuente: Soares, 2008, p. 2.

Materiales y métodos

A través de la termodinámica clásica se puede evaluar el ciclo Brayton usando parámetros como presión, temperatura, calor específico, factores de eficiencia y los exponentes de compresión adiabáticos (Johnston, 2000), si este análisis es aplicado al ciclo Brayton los resultados se pueden mostrar en un diagrama de ciclo de eficiencia contra salida de potencia específica del ciclo como el que se muestra en la figura 3.

DESCRIPCIÓN DE LA TURBINA MODELADA. Se trata con una turbina de generación eléctrica General Electric MS5001P como la que se muestra en la figura 4, la que estaba en operación en Casanare (Colombia).

Algunas características de la turbina son:

Turbina: General Electric MS 5001 P.
 Año de fabricación: 1989.
 RPM turbina: 5105.
 RPM generador: 3600.
 Etapas de compresor axial de aire: 17.
 Etapas de turbina: 2.

La figura 5 muestra las características de desempeño de las turbinas GE MS5001, en este estudio se trabajo con la referencia P construida después de 1987, de allí se tomó el flujo másico de aire con las conversiones respectivas (Johnston, 2000). Combustible Usado: gas natural a boca de pozo.

Este gas tiene la cromatografía de gases especificada en la tabla 1 y propiedades especificadas en la tabla 2.

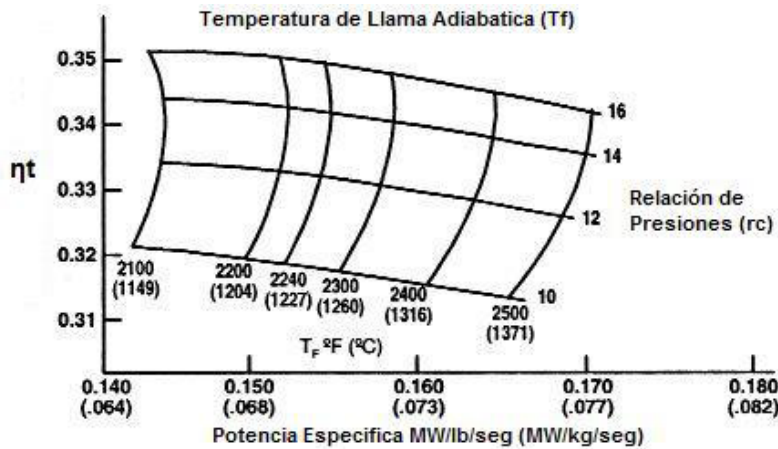


Figura 3: Eficiencia contra potencia específica para diferentes relaciones de compresión y temperaturas de llama.



Figura 4: Turbina General Electric MS5001P en Campo.

| Model | Ship Dates | kW (NEMA) ⁽¹⁾ | Firing Temp (F/C) | Air Flow (10 ³ lbs/hr/ 10 ³ kg/hr) | Exhaust Temp (F/C) | Heat Rate (LHV) Btu/ kW-hr | Efficiency % Btu/hr (LHV) |
|-------|------------|--------------------------|-------------------|--|--------------------|----------------------------|---------------------------|
| A | 1957-61 | 10,750 | 1500/816 | 662/300 | 840/449 | 15,810 | 21.6 |
| C | 1961-64 | 10,750 | 1500/816 | 662/300 | 835/446 | 15,810 | 21.6 |
| D | 1961-63 | 10,750 | 1500/816 | 662/300 | 835/446 | 15,810 | 21.6 |
| E | 1963 | 11,500 | 1500/816 | 695/315 | 830/443 | 15,780 | 21.6 |
| G | 1963-64 | 12,000 | 1500/816 | 695/315 | 830/443 | 15,120 | 22.5 |
| H, J | 1964 | 12,500 | 1500/816 | 695/315 | 820/438 | 14,430 | 23.6 |
| K | 1965 | 12,500 | 1500/816 | 695/315 | 820/438 | 14,430 | 23.6 |
| L | 1966-67 | 14,000 | 1600/871 | 702/318 | 895/479 | 14,440 | 23.6 |
| LA | 1968-70 | 15,250 | 1650/899 | 709/322 | 930/499 | 14,190 | 24.1 |
| M | 1969-70 | 16,100 | 1700/927 | 716/325 | 965/518 | 14,050 | 24.3 |
| | | kW (ISO) ⁽¹⁾ | | | | | |
| R | 1970-87 | 19,400 | 1720/938 | 767/348 | 955/513 | 13,260 | 25.8 |
| R-N/T | 1987- | 20,500 | 1755/957 | 767/348 | 970/521 | 12,780 | 26.8 |
| N | 1970-72 | 24,600 | 1730/943 | 928/421 | 898/481 | 12,190 | 28.0 |
| P | 1972-78 | 24,600 | 1730/943 | 938/425 | 904/484 | 12,140 | 28.1 |
| P | 1978-86 | 23,350 | 1730/943 | 968/439 | 901/483 | 12,020 | 28.4 |
| P-N/T | 1987- | 26,820 | 1765/963 | 981/445 | 905/485 | 11,860 | 28.7 |

⁽¹⁾ In early 1970s, Rating Standards Were Changed From NEMA (1000 ft/300m Altitude and 80F/27C) to ISO (Sea Level and 59F/16C) Conditions. To Convert From NEMA to ISO Rating for Approximate Comparison, Multiply NEMA Rating by 1.12. Includes 0/0 Inches H₂O Inlet/Exhaust Pressure Drops. All Ratings Based on Natural Gas Fuel.

Figura 5: Características históricas de desempeño de turbinas GE MS5001.

Tabla 1. Composición de Gas Combustible

| Componente | Formula | Porcentaje Molar (%) |
|-------------------|---------|----------------------|
| Nitrógeno | N2 | 0,34335 |
| Dióxido de Carbón | CO2 | 3,23300 |
| Metano | CH4 | 79,93889 |
| Etano | C2H6 | 8,81446 |

Tabla 2. Propiedades del Gas Combustible

| Descripción | Valor | Unidades |
|---------------------------------|---------|----------------------------|
| Poder Calorífico Neto Real | 1074,82 | Btu/scft (14,65psia, 60°F) |
| Peso Molecular | 20,93 | Kg/Kmol |
| Poder Calorífico Bruto Real | 1186,01 | Btu/scft (14,65psia, 60°F) |
| Gravedad Especifica de Gas Real | 0,7248 | |

Tabla 3. Valores de Eficiencias

| Componente | Símbolo | Valor |
|---------------------------------------|----------|-------|
| Eficiencia adiabática en el compresor | η_c | 0,80 |
| Eficiencia Adiabática de la Turbina | η_t | 0,83 |

Condiciones Atmosféricas. En el lugar de operación tuvo las siguientes condiciones:
 Altitud: 480 m.s.n.m.
 Presión atmosférica: 13,76 psi.

Temperatura ambiente promedio: 28°C.
 Temperatura de Bulbo Húmedo: 21°C.
 Humedad Relativa promedio: 55 por ciento.

SUPOSICIONES DEL MODELO. Se considera para realización del modelo las siguientes suposiciones: no existen pérdidas de aire, se da expansión completa, gas ideal y propiedades de gas constantes. Las eficiencias de los componentes de la turbina y compresor están listadas en la Tabla 3. Combustión completa.

PRUEBA EN CAMPO DURANTE 24 HORAS. Para poder comparar los resultados de los cálculos del modelo teórico, se tomaron datos durante la operación de la turbina General Electric MS5001P en una central de generación en Casanare. Los datos se tomaron en un periodo de 24 horas, se midió la potencia entregada, la temperatura de descarga del compresor, y la temperatura de descarga de la turbina cada 2 horas. Estos datos se muestran en la tabla 5 junto con sus valores promedio, los cuales serán utilizados para corroborar los resultados teóricos.

Tabla 4. Resultados Principales prueba en campo turbina MS5001P (consumo Gas: 7164 MBTU)

| Variable | PERIODO (0-24 Horas) | | | | | | | | | | | | Prom. |
|--------------------------------------|----------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------------|
| | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | |
| Pot. Activa [MW] | 23,4 | 23,0 | 23,1 | 22,9 | 22,1 | 21,9 | 22,2 | 22,5 | 22,9 | 23,3 | 23,3 | 23,1 | 22,81 |
| Temp. Descarga Compresor [°F] | 633 | 633 | 634 | 640 | 647 | 655 | 647 | 641 | 640 | 639 | 638 | 639 | 640,5 |
| Temp. Descarga Turbina Promedio [°F] | 948 | 948 | 949 | 952 | 956 | 962 | 956 | 952 | 951 | 950 | 950 | 951 | 952,08 |

Modelo Térmico (Sirignano1999).

El modelo se desarrolla a través de la relación que se puede establecer punto a punto en el proceso, o entre la entrada y salida de cada dispositivo de la turbina, esto desarrolla elemento por elemento siguiendo la figura 2 de la siguiente forma:

COMPRESOR: 1 – 2

La relación de compresión rc es un parámetro de diseño que se usa como entrada en los cálculos de desempeño se variará desde 6 hasta 10 y se calcula como lo muestra la Ecuación (1):

$$\frac{P_2}{P_1} = r_c \quad (1)$$

La temperatura de la salida del compresor se calcula como:

$$T_{2s} = T_1 r_c^{(k-1)/k} \quad (2)$$

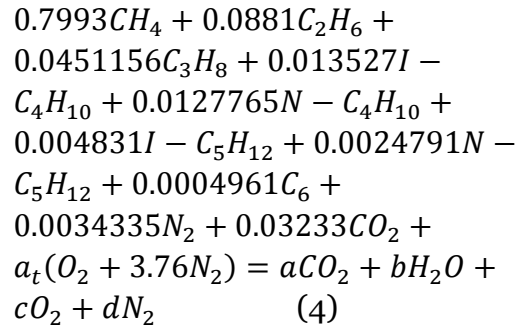
Con $k=1.4$, mientras la relación para las entalpías se enuncia como:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s}-h_1}{\eta_c} \quad (3)$$

Donde T_2 se determina por tablas de entalpia de aire de h_2 .

COMBUSTOR: 2 – 3

Se realiza un análisis de combustión completa en el cual ingresa aire y combustible a una temperatura de T_2 y sale una mezcla de gases a T_3 , la ecuación de balance es:



De la ecuación anterior considerando un sistema adiabático se balancea como:

$$\sum n_{ir}h_{ir} = \sum n_{ip}h_{ip} \quad (5)$$

Con

$$h_i = \bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}^0 \quad (6)$$

Donde \bar{h}^0 es la entalpia de condición de referencia del componente específico y \bar{h} es la entalpia de formación del componente específico. De allí se determina la temperatura de llama adiabática T_3 para el valor determinado en $h_{productos}$.

La temperatura T_4 se determina como:

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{1}{r_c}\right)^{(km-1)/km} \quad (7)$$

Con km constante de la mezcla:

$$km = x_{ir}k_i \quad (8)$$

Se determina h_{4s} a T_{4s} y se calcula h_4 como:

$$h_4 = h_3 + \frac{h_3-h_{4s}}{\eta_t} \quad (9)$$

Con h_4 y las fracciones de la mezcla se determina la temperatura T_4 :

PARÁMETROS DE DESEMPEÑO DE LA TURBINA. Se determinan potencias y parámetros como se señala en las ecuaciones (10) – (15).

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (10)$$

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a - \dot{m}_m)(h_2 - h_1) \quad (11)$$

Trabajo generado:

$$\dot{W}_g = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (12)$$

Factor de Heat Rate como:

$$HR = \frac{1000MBTU_{gas}}{24\dot{W}_g} \quad (13)$$

Eficiencia Térmica como:

$$\eta_t = \frac{3413}{HR} \quad (14)$$

Potencia específica como:

$$SP = \frac{W_g}{h_1 m_a} \quad (15)$$

ESTRATEGIA DE SIMULACIÓN. Se realizó un código en Dev C++ incorporando 3 funciones adicionales a la función principal donde se calcularon los parámetros expuestos, la primera función se uso para determinar las propiedades del aire, la segunda para determinar las propiedades de la mezcla de gas de salida y la tercera

para determinar la temperatura de llama adiabática.

Los parámetros de entrada fueron:

MBTU: Es un dato operativo que indica cuanto Gas en contenido energético está ingresando al día en la Turbina en Mega Btu.

r_c Relación de compresión desde 6 a 16, donde el punto de operación es de 10.

Los parámetros de salida:

η_t Eficiencia Térmica.

HR: Heat Rate.

SP: Potencia Especifica.

Resultados

Los principales resultados del trabajo realizado son los parámetros de operación de la turbina a gas modelada, estos resultados se obtuvieron al variar la relación de compresión desde 6 a 16, intervalo que cubre la relación de compresión de diseño de 10 e ingresando el consumo de gas día en MBtu de 7164, dato tomado de la turbina operando en campo. De esta forma se obtuvieron los valores registrados en la Tabla 5. Con los datos de la Tabla 5 se construye las graficas en las figuras 6 y 7 que permiten realizar el análisis de la operación de la turbina.

Tabla 5. Parámetros de desempeño y temperaturas de turbina a gas modelada

| Variable | Descripción | Valor Calculado | | | | Valor Experimental | Error % |
|--------------|----------------------------|-----------------|---------|---------|--------|--------------------|-------------|
| MBTU [MBtu] | Entrada Gas Día | 7164 | | | | | |
| rc | Relación de Compresión | 6 | 10 | 12 | 16 | 10 | |
| T1[K] | Temperatura Admisión | 301,15 | 301,15 | 3101,15 | 301,15 | 301,15 | |
| T2s[K] | Temp. Salida Compresor | 502,47 | 581,43 | 612,52 | 664,99 | | |
| T2[K] | Temp. Salida Compresor | 551,8 | 649,29 | 687,55 | 751,95 | 611,1 (640,5°F) | 6,25 |
| T3[K] | Temp. Llama Adiabática | 1170 | 1255 | 1285 | 1340 | | |
| T4s[K] | Temp. Sal. Turb. Isentróp. | 748,93 | 707,39 | 692,16 | 671,89 | | |
| T4[K] | Temp. Sal. Turbina | 814,11 | 795,77 | 788,93 | 782,74 | 784,2 (952,08°F) | 1,48 |
| Wg [MW] | Potencia Generada | 19,417 | 22,4 | 22987 | 23,859 | 22,81 | 1,80 |
| HR [Btu/kWh] | HeatRate | 15.36 | 13,3183 | 12,98 | 12,5 | | |
| nt | Eficiencia Térmica | 0.22 | 0,2563 | 0,263 | 0,2729 | | |
| SP [MW/kg/s] | Potencia específica | 0.545 | 0,6285 | 0,6449 | 0,6694 | | |

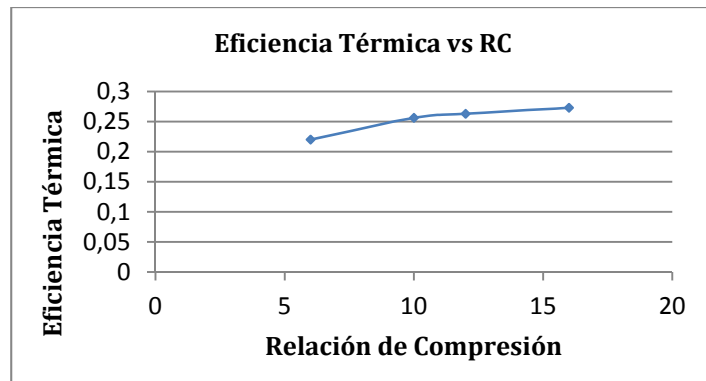


Figura 6. Eficiencia térmica vs Relación de Compresión (RC)

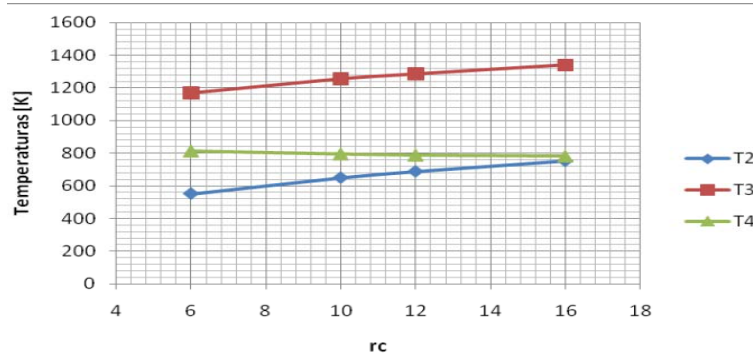


Figura 7. Temperaturas vs Relación de Compresión

De las figuras 6 y 7 se deduce que al aumentar la relación de compresión existe un incremento en la temperatura de salida de compresor y de combustión, adicionalmente este incremento de la relación de compresión se traduce en un incremento en la eficiencia del proceso. También se observa que la curva de eficiencia presenta un cambio en la razón de crecimiento cerca de la relación de compresión $rc=10$.

Conclusiones

Este trabajo principalmente resalta los aspectos básicos de un modelo térmico de ciclo Brayton con el fin de iniciar investigaciones operativas y teóricas más avanzadas que permitan análisis térmicos y estudios en la generación eléctrica con mayor alcance y base investigativa.

Es importante notar que con el desarrollo de este modelo ahora es posible incorporar mejores aproximaciones a la turbina en cada etapa así como también al compresor

modelando sus pérdidas de presión y en el combustor retornar parámetros de combustión incorporando determinación de NOx de gases escape, debido a que se pueden encontrar modelos de aproximación a estos factores mencionados y con las datos experimentales mejorar la aproximación de nuestro propio modelo.

La relación de la investigación con la industria es un factor importante para mejorar nuestra competitividad y aun mas en la ingeniería, con este modelo de turbina es posible introducir ventajas en el costo de mantenimiento y en el aprovechamiento de combustible, además es posible acoplar a este modelo los parámetros de operación mecánicos de la turbina dirigidos a realizar gestión del mantenimiento predictivo, estos aspectos aun están en estudio pero es el mayor interés de la empresa que suministra los datos

Partiendo del valor de la relación de compresión $rc=10$, se concluye que el valor de diseño permite obtener una

relación costo vs eficiencia razonables puesto que mayores relaciones de compresión, no se traducen en incrementos significativos de la eficiencia y por otro lado presentan desafíos constructivos mayores, en cuanto a mantenimiento, materiales y calidad de los equipos.

Mediante la comparación de los resultados calculados, y los valores promedio de la tabla 4, se observa que el modelo teórico se ajusta de forma adecuada a las mediciones por tanto sus resultados son confiables y permiten proceder a la variación de algunos parámetros con el fin de realizar un análisis de sensibilidad en

un futuro estudio, mediante el cual se determinen las condiciones óptimas de operación del ciclo.

Agradecimientos

Al grupo de investigación Mecanismos de Desarrollo Limpio y Gestión Energética del Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica de la Universidad Nacional de Colombia. También se presenta agradecimiento a la empresa en Casanare quien suministro los datos de operación de la turbina General Electric MS 5001 P quien autoriza el uso de sus datos y muestra su interés por este trabajo.

Bibliografía

- SOARES, Claire. *Gas turbines. A handbook of air land and sea applications*. USA: ELSEVIER, 2008. ISBN 978-0-7506-7969-5
- JOHNSTON J.R. Performance and reliability improvements for heavy-duty gas turbines. En: *GE Power Systems*, GER-3571H, 10/00, 2000, 50 p.
- BROOKS, F.J. GE Gas Turbine Performance Characteristics. En: *GE Power Systems*, GER-3567H, 10/00.
- SIRIGNANO W.A. y F. Liu, Performance Increases for Gas-Turbine Engines Through Combustion Inside the Turbine. En: *Propulsion and Power*, 1999, Vol. 15, No. 1.
- FATSIS A. y RIBAUD, Y. Thermodynamic analysis of gas turbines topped with wave rotors. En: *Journal of Aerospace Science and Technology*, 1999, No. 5, pp. 293-299.
- CHACARTEGUI, Ricardo, SÁNCHEZ, David, MUÑOZ A. y SÁNCHEZ, T. Real time simulation of medium size gas turbine. En: *Energy Conversion and Management - ENERG CONV MANAGE*, vol. 52, no. 1, pp. 713-724, 2011.
- AKLILU B.T. y GILANI, S.I. Mathematical modeling and simulation of a cogeneration plant. En: *Journal of Applied Thermal Engineering*, 2010. No. 30, pp. 2545-2554,
- NIELSEN, A., MOLL C. y Staudacher, S. Modeling and Validation of the Thermal Effects on Gas Turbine Transients. En: *Journal of Applied Thermal Engineering*, 2010, No. 30. pp. 2545-2554.