

EFFECTO DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO DE TRABAJO EN EL TRABAJO NETO Y LA EFICIENCIA TÉRMICA DE UNA TURBINA DE GAS

Jesús Alberto Cortez Hernández (1), Francisco Javier Ortega Herrera (2) Alfonso Lozano Luna (3)

1 Ingeniería Electromecánica, Instituto Tecnológico Superior de Irapuato. Dirección de correo electrónico: jach_cortez@hotmail.com

2 Coordinación de Ingeniería Electromecánica, Coordinación de Ingeniería Electromecánica, Irapuato, Instituto Tecnológico Superior de Irapuato. Dirección de correo electrónico: frortega@itesi.edu.mx

3 Coordinación de Ingeniería Electromecánica, Coordinación de Ingeniería Electromecánica, Irapuato, Instituto Tecnológico Superior de Irapuato. Dirección de correo electrónico: allozano@itesi.edu.mx

Resumen

En presente trabajo se analiza el efecto que tiene la temperatura del fluido de trabajo en la eficiencia térmica, el trabajo neto y el trabajo de retroceso en una turbina de gas compuesta por dos turbinas, dos compresores, un interenfriamiento, una cámara de combustión, un regenerador y un recalentador, la cual es modelada bajo el ciclo Brayton considerando aire como fluido de trabajo y empleando el método de calores específicos variables. El modelo desarrollado se resuelve en el software Engineering Equation Solver, a los resultados se les aplica una regresión lineal mediante el método de mínimos cuadrados para obtener ecuaciones que describan el comportamiento del trabajo neto, la eficiencia térmica y el trabajo de retroceso del caso de estudio planteado.

Abstract

In this paper, the effect of the temperature of the working fluid in thermal efficiency, the net work and back work ratio is analyzed. The gas turbine has two turbine, two compressors, one intercooling, a combustion chamber, a regenerator and heater. The gas turbine is modeled using the Brayton cycle, considering air as the working fluid and using variable specific heat method. The developed model is solved by the software Engineering Equation Solver. a linear regression is applied by least squares method to the results obtained equations that describe the behavior of the net work, thermal efficiency and back work ratio study case.

Palabras Clave

Mínimos, Cuadrados, Modelado, Brayton, Ciclo.

INTRODUCCIÓN

Las plantas de energía de turbinas de gas pueden funcionar sobre cualquier base, ya sea abierto o cerrado, el modo abierto es el más común [1]. Un análisis de la influencia que sobre las turbinas de gas tiene el flujo másico que pasa a través de los alabes y la temperatura de entrada del aire al compresor y al rotor es realizado en [2]. En [3] se presentan las respuestas dinámicas y la operación de la turbina de combustión de una planta de ciclo combinado, obteniendo como variable de control la velocidad en la turbina, como variable manipulada el flujo de combustible y como variables de salida la potencia en la turbina y la temperatura de los gases de combustión. Un modelo para determinar los principales parámetros de funcionamiento del ciclo Brayton basado en las ecuaciones termodinámicas, las cuales determinan la cantidad y degradación de la energía durante los procesos es estudiado en [4].

En [5] considera las irreversibilidades asociadas a los ciclos de turbina de gas reales, optimizando el trabajo neto en un ciclo Brayton para un motor de turbina de gas en términos de la relación de trabajo de retroceso. La eficiencia térmica de una turbina de gas está estrechamente ligada con la eficiencia de las turbinas y de los compresores, y entre más alta sea la eficiencia de dichos equipos más alta es la eficiencia térmica, dicha eficiencia térmica es más sensible a los cambios de eficiencia de los compresores que a los cambios de eficiencia de las turbinas [6]. En el presente trabajo se estudia el efecto que tiene la temperatura del fluido de trabajo en la operación en el trabajo neto, el trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de una turbina de gas, con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración, obteniendo ecuaciones polinómicas que describen dicho comportamiento.

MATERIALES Y MÉTODOS

El caso de estudio analizado en el presente trabajo consiste en determinar un modelo matemático que permita predecir la variación del trabajo neto, la eficiencia térmica y el trabajo de retroceso en función de la temperatura para una turbina de gas compuesta por dos turbinas, dos compresores, un

interenfriamiento, una cámara de combustión, un regenerador y un recalentador. La turbina de gas analizada es modelada bajo el ciclo Brayton y se utiliza aire como fluido de trabajo el cual es considerado como gas ideal para el desarrollo del modelo matemático. Se considera que tanto las turbinas como los compresores tienen eficiencias isoentrópicas diferentes del 100%.

El modelo matemático creado parte de la primera ley de la termodinámica y utiliza el modelo de calores específicos variables. El modelo matemático es resuelto numéricamente con la ayuda del software Engineering Equation Solver (EES) y a los resultados obtenidos se les aplica el método de mínimos cuadrados para obtener ecuaciones lineales que permitan predecir el comportamiento del trabajo neto, la eficiencia térmica y el trabajo de retroceso en función de la temperatura de operación del sistema. En la IMAGEN 1 se muestra el diagrama esquemático de la turbina de gas analizada y en la IMAGEN 2 su correspondiente diagrama termodinámico.

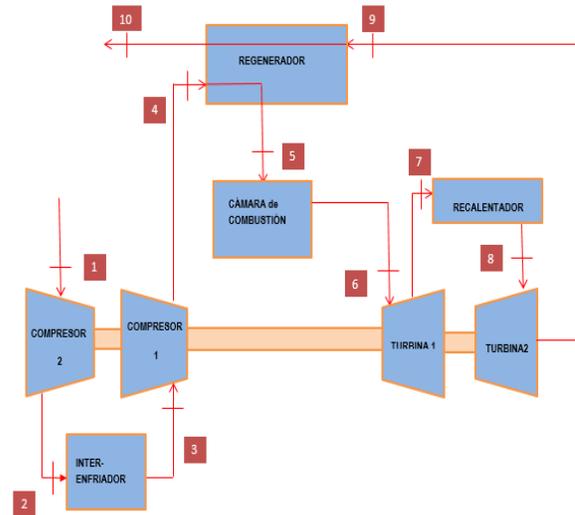


IMAGEN 1. Diagrama esquemático de la turbina de gas analizada.

Para desarrollar el modelo matemático se comienza por la primera ley de la termodinámica (Ecuación 1), en la cual se desprecian las energías cinética y potencial.

$$\frac{\delta E}{\delta t} = \dot{Q} - \dot{W} - \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s \quad (1)$$

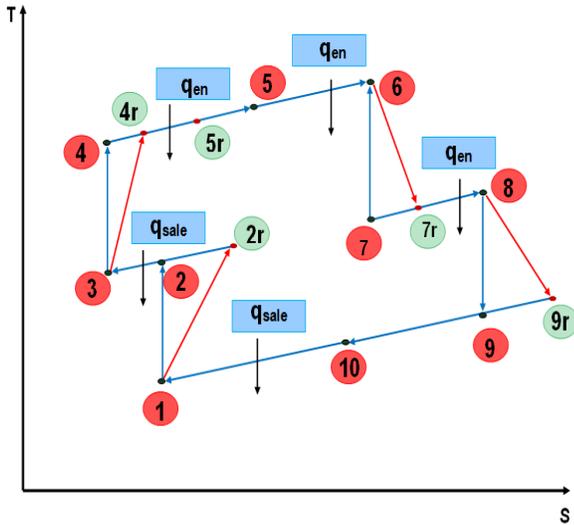


IMAGEN 2. Diagrama termodinámico de la turbina de gas analizada bajo el ciclo Brayton.

La Ecuación (2) representa la eficiencia térmica de la turbina de gas (η_t), mientras que la Ecuación (3) permite calcular el trabajo de retroceso (w_{ret}) de la turbina de gas y finalmente el trabajo neto (w_{neto}) es determinado por la Ecuación (4).

$$\eta_t = \frac{w_{neto}}{q_{en}} \quad (2)$$

$$w_{ret} = \frac{w_c}{w_t} \quad (3)$$

$$w_{neto} = w_t - w_c \quad (4)$$

Donde q_{en} representa el calor que entra al sistema (Ecuación 5), w_c es el trabajo en los compresores (Ecuación 6) y w_t es el trabajo en las turbinas (Ecuación 7). Para determinar las entalpías de los estados no isoentrópicos (h_{2r} , h_{4r} , h_{5r} , h_{7r} y h_{9r}) se utilizan las eficiencias de los compresores (η_{c1} y η_{c2}) dadas por las Ecuaciones (8) y (9), las eficiencias de las turbinas (η_{t1} y η_{t2}) las cuales se determinan por las Ecuaciones (10) y (11) y la eficacia del regenerador (ε) la cual es dada por la Ecuación (12).

$$q_{en} = (h_6 - h_{5r}) + (h_8 - h_{7r}) \quad (5)$$

$$w_c = (h_{2r} - h_1) + (h_{4r} - h_3) \quad (6)$$

$$w_t = (h_6 - h_{7r}) + (h_8 - h_{9r}) \quad (7)$$

$$\eta_{c1} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2r})} \quad (8)$$

$$\eta_{c2} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4r})} \quad (9)$$

$$\eta_{t1} = \frac{(h_6 - h_{7r})}{(h_6 - h_7)} \quad (10)$$

$$\eta_{t2} = \frac{(h_8 - h_{9r})}{(h_8 - h_9)} \quad (11)$$

$$\varepsilon = \frac{h_{5r} - h_{4r}}{h_5 - h_{4r}} \quad (12)$$

Las entalpías h_1 , h_2 , h_3 , h_4 , h_5 , h_6 , h_7 , h_8 y h_9 se determinan mediante el software EES, estas entalpías pueden ser determinadas por tablas de propiedades termodinámicas, para calcular las entalpías es necesario considerar las relaciones isoentrópicas del sistema (Ecuaciones 13 a 16), las relaciones entre las presiones definidas por las Ecuaciones (17) a (20), la relación de presión en el compresor 1 (r_{p1}) mostrada en la Ecuación (21), la relación de presión en el compresor 2 (r_{p2}) dada por la Ecuación (22), la relación de presión en la turbina 1 (r_{p3}) definida en la Ecuación (23) y la relación de presión en la turbina 2 (r_{p4}) dada en la Ecuación (24).

$$s_1 = s_2 \quad (13)$$

$$s_3 = s_4 \quad (14)$$

$$s_6 = s_7 \quad (15)$$

$$s_8 = s_9 \quad (16)$$

$$P_1 = P_9 = P_{10} = P_{9r} \quad (17)$$

$$P_2 = P_3 = P_{2r} \quad (18)$$

$$P_4 = P_5 = P_6 = P_{2r} = P_{5r} \quad (19)$$

$$P_7 = P_8 \quad (20)$$

$$r_{p1} = \frac{P_2}{P_1} \quad (21)$$

$$r_{p2} = \frac{P_4}{P_3} \quad (22)$$

$$r_{p3} = \frac{P_6}{P_7} \quad (23)$$

$$r_{p4} = \frac{P_8}{P_9} \quad (24)$$

Las Ecuaciones (1) a (24) representan el modelo matemático desarrollado para el caso de estudio.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El modelo matemático presentado en las Ecuaciones (1) a (24) es resuelto numéricamente mediante la ayuda del software EES, considerando las siguientes condiciones de operación, el fluido de trabajo es aire el cual es modelado como gas ideal, la presión inicial del aire a la entrada del compresor es de 101.23 kPa, las relaciones de presión en los compresores y las turbinas son de 3, las eficiencias de los compresores y las turbinas son del 80%, la eficacia del regenerador es del 80%, la temperatura de entrada al compresor 1 es de 300 K y la temperatura de entrada a la turbina 1 es de 1400 K.

En las IMÁGENES 3 y 4 se considera que la temperatura de entrada en la turbina 2 es de 1400 K y la temperatura de entrada en el compresor 2 varía de 300 K a 439 K. La IMAGEN 3 presenta la variación del trabajo neto en función de la temperatura del aire a la entrada del compresor 2, por su parte, la IMAGEN 4 muestra la variación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica en función de la temperatura del aire a la entrada del compresor 2.

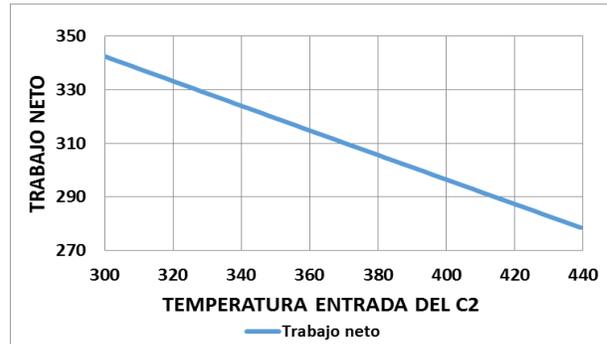


IMAGEN 3. Variación del trabajo neto en función de la temperatura del aire a la entrada del compresor 2.

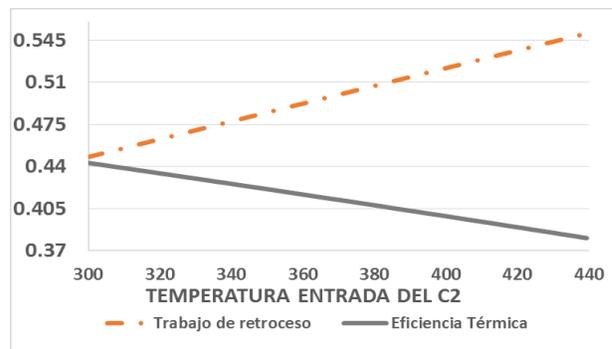


IMAGEN 4. Variación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica en función de la temperatura del aire a la entrada del compresor 2.

En las IMÁGENES 5 y 6 se considera que la temperatura de entrada en el compresor 2 es de 300 K y la temperatura de entrada en la turbina 2 varía de 1138 K a 1400 K. La IMAGEN 5 presenta la variación del trabajo neto en función de la temperatura del aire a la entrada de la turbina 2 y la IMAGEN 6 presenta la variación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica en función de la temperatura del aire a la entrada de la turbina 2.

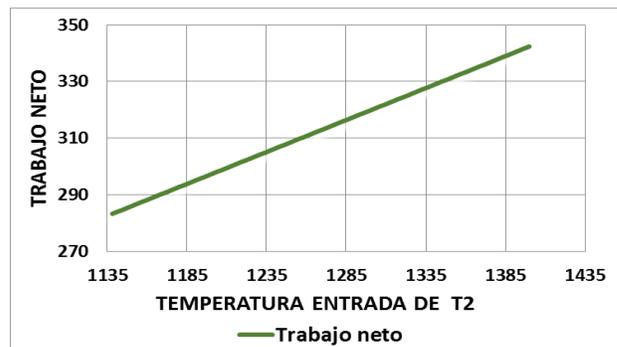


IMAGEN 5. Variación del trabajo neto en función de la temperatura del aire a la entrada de la turbina 2.

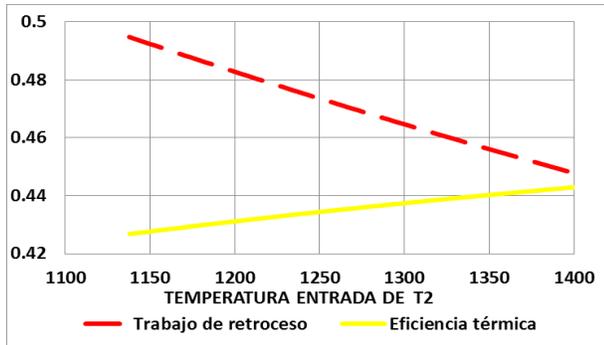


IMAGEN 6. Trabajo de retroceso y la eficiencia térmica en función de la temperatura del aire a la entrada del compresor 2

Las Ecuaciones (25) a (30) representan las Ecuaciones lineales obtenidas mediante el método de mínimos cuadrados para el trabajo neto, el trabajo de retroceso y la eficiencia térmica del caso de estudio analizado. Todas estas ecuaciones tienen un coeficiente de dispersión $R^2 = 0.99$. La Ecuación (25) determina el trabajo neto, la Ecuación (26) el trabajo de retroceso y la Ecuación (27) la eficiencia térmica para el caso cuando se varía la temperatura de entrada en el compresor 2 (T_2). La Ecuación (28) determina el trabajo neto, la Ecuación (29) el trabajo de retroceso y la Ecuación (30) la eficiencia térmica para el caso cuando se varía la temperatura de entrada en el compresor 2 (T_8).

$$w_{neto} = -0.4585T_2 + 479.91 \quad (25)$$

$$w_{ret} = 0.0007T_2 + 0.2261 \quad (26)$$

$$\eta_t = -0.0004T_2 + 0.5778 \quad (27)$$

$$w_{neto} = 0.2255T_2 + 26.82 \quad (28)$$

$$w_{ret} = -0.0002T_2 + 0.6987 \quad (29)$$

$$\eta_t = 0.00006T_2 + 0.3574 \quad (30)$$

Las Ecuaciones (25) a (30) pueden utilizarse para predecir el comportamiento del trabajo neto, el trabajo de retroceso y la eficiencia térmica del caso de estudio planteado.

CONCLUSIONES

A medida que la temperatura en la entrada del compresor 2 aumenta, el trabajo de retroceso se incrementa, mientras que la eficiencia térmica y el trabajo neto disminuyen. En el caso de estudio donde se varía la temperatura a la entrada de la turbina 2, el trabajo neto y la eficiencia térmica aumentan, mientras que el trabajo de retroceso disminuye.

Los resultados obtenidos muestran una clara relación lineal entre la temperatura del fluido y la eficiencia térmica, el trabajo neto y el trabajo de retroceso. Para obtener una mejor operación del sistema la temperatura a la entrada de los compresores debe ser lo más baja posible, ese es el motivo por el cual se debe colocar un interenfriador entre las etapas de compresión y es preferible realizar la compresión del fluido de trabajo en dos etapas que hacerlo en una sola etapa, además que es preferible que la temperatura del fluido sea lo más alta posible a la entrada de las turbinas, por lo cual se coloca un recalentador entre las etapas de expansión de las turbinas.

Las ecuaciones lineales obtenidas tienen un coeficiente de dispersión muy cercano a 1 por lo tanto se pueden utilizar para predecir el comportamiento de la eficiencia térmica, el trabajo de retroceso y el trabajo neto del caso de estudio analizado.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis profesores por el tiempo, paciencia y dedicación que me han brindado a lo largo de mi carrera dejando con ello una gran enseñanza que aún con la poca experiencia a dado grandes logros en mi vida.

A mis padres y hermanos que me han brindado su apoyo, confiando en mí totalmente.

Y por último pero no menos importante a mis compañeros de clases con los que no solo comparto las materias, si no también una amistad sincera.

REFERENCIAS

- [1] Cengel Y. y Boles M. (2005). Thermodynamics: An Engineering Approach, McGraw Hill, [pp. 487-549].
- [2] Capella M. y Vásquez D. (2000). Alternativas para incrementar la eficiencia y capacidad de las turbinas de gas. Ingeniería y Desarrollo, 8(1), 89-98.
- [3] Muriel W., González J. y Romero J. (2008). Modelado dinámico del proceso gas-turbina de combustión en una planta de ciclo combinado. Energía y Computación. 16(2), 1-10.
- [4] Villamar C., Santos R., Rondón A. y Valera Y. (2012). Modelado energético y exergético para el estudio del ciclo Brayton. Ciencia e Ingeniería. 13(3). 119-128.
- [5] Malaver M. (2012). Optimización del trabajo en un ciclo Brayton con irreversibilidades. Ingeniería. 22(1). 69-81.
- [6] Ortega F., García J. y Torres J. (2014). Efecto de las eficiencias de las turbinas y compresores en la operación óptima de una turbina de gas, en Memorias del 5TH International Symposium on Innovation and Technology - ISIT2014. 1-5.