

Evaluación de Mejoras Termodinámicas por Precalentamiento Regenerativo en Turbinas de Gas

Rafael Nieto, Celina González, Fernando Herrero, José M^a Lacalle
Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales
Universidad Politécnica de Madrid.
C/ José Gutiérrez Abascal, 2.
28006 Madrid.

Teléfono: 91- 336 31 51.
Fax: 91- 336 30 06
E-mail: rnieto@enerflu.etsii.upm.es

Resumen

En la ponencia se estudian desde una óptica termodinámica las mejoras que se producen en las prestaciones de una instalación genérica de turbina de gas al realizar un precalentamiento regenerativo del aire de entrada a la cámara de combustión. Las mejoras se evalúan mediante el cálculo del rendimiento y del trabajo específico de la instalación (funcionando en ciclo simple o combinado).

1. Introducción

El uso extendido de turbinas de gas en instalaciones de producción de energía, implica que el estudio y la investigación sobre posibles mejoras en sus prestaciones haya sido una necesidad. De esta forma a lo largo de los años, se han identificado diversas acciones que han conducido al diseño de nuevos modelos de turbinas de gas (ref.1 y ref.2) o a la definición de nuevas configuraciones de la instalación (ref.5).

En este trabajo se analiza el efecto que produciría en una instalación de turbina de gas, la inclusión de un precalentador regenerativo del aire a la entrada de la cámara de combustión, con el objeto de aumentar su temperatura utilizando los gases de salida de la turbina. El estudio es exclusivamente termodinámico y no se abordan aspectos de diseño o económicos. Además se realiza para una turbina de gas genérica, no concretándose en ninguno de los modelos existentes, por lo que las conclusiones son generales y asociadas a la mejora descrita. Se ha utilizado un modelo termodinámico que incluye una serie de parámetros (rendimientos, pérdidas de presión, etc) cuyos valores se han ajustado mediante cálculos previos realizados a un gran número de turbinas de gas existentes en la actualidad

2. Descripción de la turbina de gas con precalentamiento regenerativo

Un esquema simplificado de la turbina de gas incluyendo el efecto regenerativo aparece representado en la Figura 1.

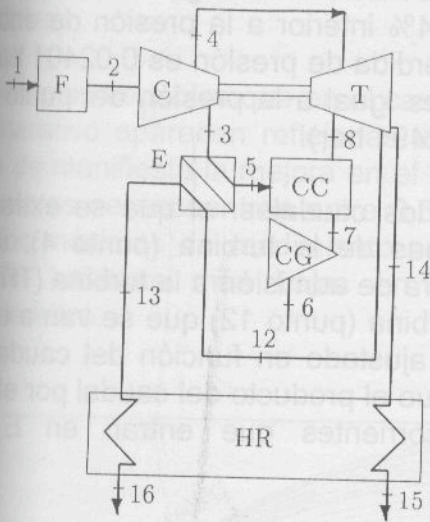


Fig. 1. Esquema de la instalación

Está formada por: compresor (C) precedido de un filtro de aire (F), turbina (T), cámara de combustión (CC), compresor de combustible (CG), precalentador regenerativo (E) y caldera de recuperación (CR). Todos los componentes se han supuesto con comportamiento adiabático a excepción de la cámara de combustión donde las pérdidas de calor hacia el exterior se han cuantificado como el 1% del Poder Calorífico Inferior del combustible (PCI). En la figura no aparece representada la turbina de vapor que sería necesaria para un funcionamiento en ciclo combinado.

La inclusión del precalentamiento regenerativo en un ciclo simple de turbina de gas produce una disminución del aporte de exergía a través del combustible lo que da lugar a un aumento del rendimiento exergético de la instalación. Si la turbina de gas con precalentamiento regenerativo trabaja en ciclo combinado el rendimiento exergético aumenta igualmente, aunque en menor medida que en el ciclo simple. Este hecho se debe a que la disminución de la exergía aportada a través del combustible es aproximadamente igual al calor intercambiado en el precalentador, mientras que la disminución de la exergía de los gases salientes de la turbina es mucho menor.

3. Metodología de cálculo

El estudio que se presenta se ha realizado mediante el programa de desarrollo propio PATITUG (Programa de Análisis Termodinámico de Instalaciones de Turbina de Gas) realizado en lenguaje Matlab. Las características más importantes del mismo (balances, propiedades de sustancias, modelos teóricos, etc) se pueden encontrar en las referencias 3 y 4, se darán aquí pues, únicamente datos sobre la simulación de la instalación analizada.

La selección de las condiciones de entrada del aire y del tipo de combustible que entra en la cámara de combustión debe realizarse por el usuario en cada caso. En éste se utiliza aire en condiciones ISO y metano puro como combustible. La presión del metano, gracias al compresor del combustible, es función de la presión que tenga el aire a la entrada de la cámara de combustión (la presión del punto 7 de la instalación se calcula como 1,35 por la presión del punto 5).

El programa no considera pérdidas de presión en las tuberías, pero si en otros elementos de la instalación. Concretamente se evalúan de la siguiente forma: en

el filtro (F) la caída de presión es de 0,009963 bar, en el regenerador (E) para ambas corrientes la presión de salida es un 4% inferior a la presión de entrada, finalmente en la caldera de recuperación la pérdida de presión es 0,02401 bar (es decir la presión del punto 13 de la figura 1 es igual a la presión del punto 14 y ambas iguales a la presión ambiente mas 0,02491 bar).

Otro aspecto importante es la definición de los caudales: el que se extrae del compresor para refrigerar las primeras etapas de la turbina (punto 4), se ha supuesto variable en función de la temperatura de admisión a la turbina (TIT), así mismo el caudal de humos de salida de la turbina (punto 12) que se van a utilizar en el precalentador regenerativo (E) se ha ajustado en función del caudal que sale de aire comprimido (punto 3), de forma que el producto del caudal por el calor específico a presión constante de las corrientes que entran en E, sea aproximadamente el mismo.

Así mismo, se ha considerado que el rendimiento electromecánico es 0,98 y que el 65% de la exergía que ceden los gases de combustión en la caldera de recuperación se obtiene como trabajo eléctrico en la turbina de vapor del ciclo combinado. Además indicar que en el precalentador E se produce una transmisión de calor entre los gases de salida de la turbina y el aire a la salida del compresor cuantificada como el 75% de la que tendría lugar en un cambiador de superficie infinita.

4. Resultados

El estudio termodinámico propuesto se ha realizado analizando dos parámetros fundamentales: el rendimiento y el trabajo específico. El primero influye directamente en el consumo de combustible de la instalación mientras que el segundo afecta principalmente al tamaño de la misma para una potencia predeterminada.

El análisis del trabajo específico producido en una turbina de gas trabajando en ciclo simple sin y con precalentamiento regenerativo nos permite afirmar que este parámetro no sufre modificaciones sustanciales en sus valores.

Sin embargo al estudiar el rendimiento de la instalación con un ciclo simple sin y con precalentamiento regenerativo se observa que éste mejora del orden del 1% cualquiera que sea la temperatura de entrada a la turbina, cuando la relación de presiones es la óptima en cada tipo de instalación. Sin embargo, este incremento puede ser bastante mayor cuando, como es el caso habitual en las instalaciones reales, la relación de presiones es menor que la que hace óptimo el rendimiento en ciclo simple sin precalentamiento regenerativo.

En la Figura 2 se representa en ordenadas el rendimiento de una turbina de gas en ciclo simple y sin precalentamiento y en abcisas la relación de presiones (PR). La familia de curvas de las figuras 2, 3, 4 y 5 corresponden a diferentes valores de TIT (entre 1100 C y 1600 C). Para una mejor interpretación de la figura se han

unido los valores máximos del rendimiento para cada temperatura de admisión a la turbina.

Las mismas variables que en el caso anterior pero incluyendo el precalentamiento regenerativo aparecen reflejadas en la Figura 3 . El análisis de las dos figuras pone de manifiesto la mejora en el rendimiento señalada, teniendo en cuenta que los valores se encuentran entre 0,37 y 0,42. Además es muy importante señalar que los máximos de rendimiento para cada TIT se obtienen para relaciones de presión bastante más bajas en el caso de incorporar el precalentamiento regenerativo.

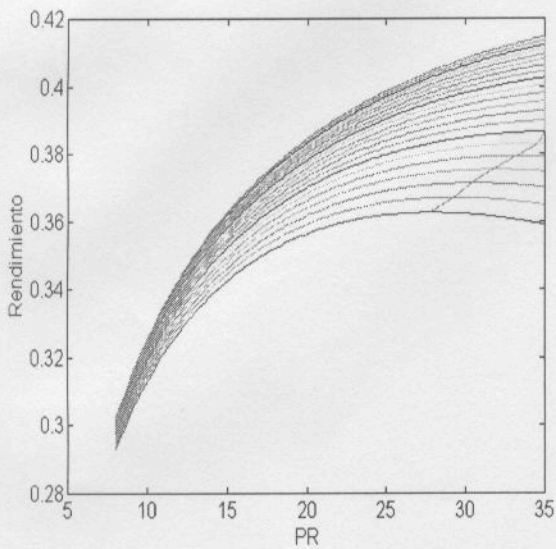


Fig.2 Rendimiento ciclo simple sin regenerador

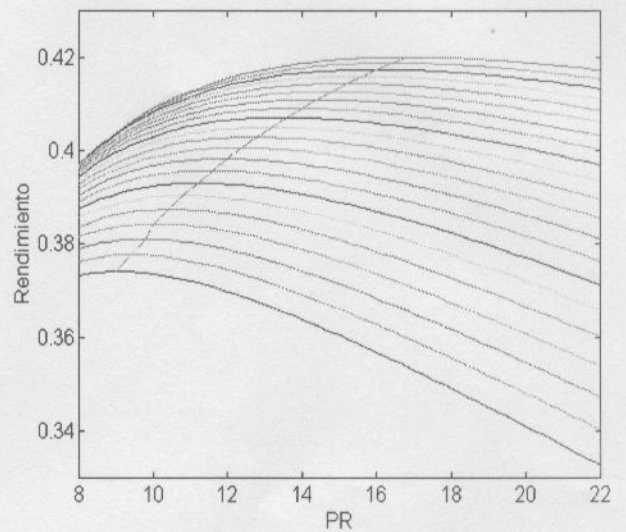


Fig.3 Rendimiento ciclo simple con regenerador.

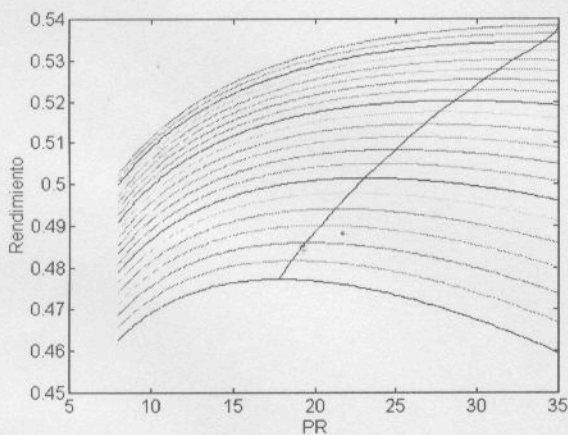


Fig.4 Rendimiento ciclo combinado sin regenerador

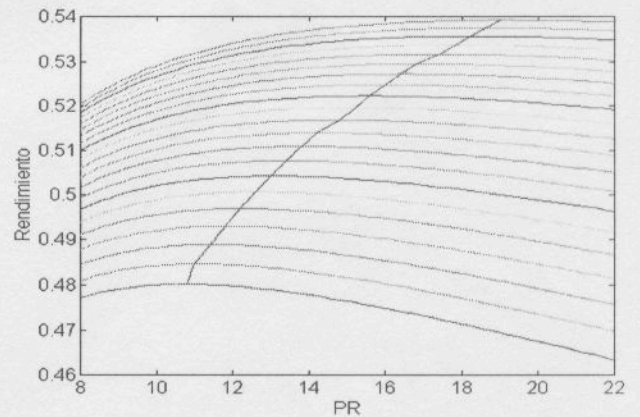


Fig.5 Rendimiento ciclo combinado con regenerador

También se realizó el mismo estudio para la turbina funcionando en ciclo combinado, el cual se puede observar en las Figuras 4 y 5. La mejora obtenida es en este caso inferior a la del caso del ciclo simple, pero se mantiene el efecto beneficioso de conseguir los valores máximos de rendimiento a relaciones de presión bastante bajas, entre 10 y 18 de relación de presión con el efecto regenerativo frente a valores entre 16 y 35 si no se incluye el regenerador.

Finalmente en las Figuras 6 y 7 se dan en función de TIT en abcisas, y relaciones de presión en ordenadas las curvas de rendimiento máximo en ciclo simple y combinado y trabajo específico máximo para los casos que se han considerado sin y con precalentamiento regenerativo. Es importante señalar que la mayoría de las turbinas que existen están situadas entre las curvas de trabajo específico máximo y rendimiento máximo en ciclo combinado, buscando el fabricante siempre un equilibrio entre los costes fijos asociados al trabajo específico y los variables asociados al rendimiento. Se observa en la figura 6(sin precalentamiento) que la curva del máximo rendimiento en ciclo simple queda a relaciones de presión excesivamente elevadas. Sin embargo en la figura 7 (con precalentamiento) las tres curvas están más proximas y situadas en un orden inverso. Esto permite concluir que el equilibrio entre mínimos costes fijos y variables llevará a valores de relaciones de presión bastante inferiores a las del caso sin precalentamiento con la misma TIT.

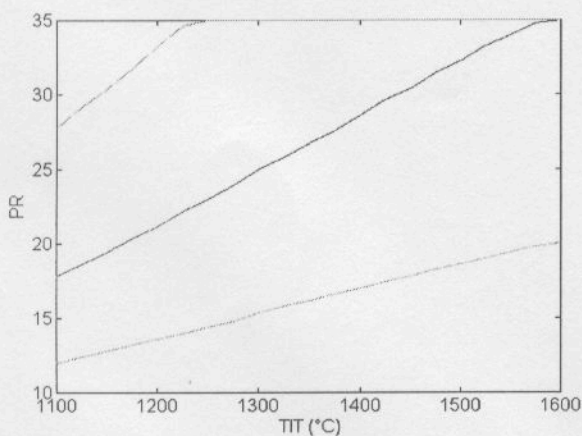


Fig. 6 Trabajo específico y rendimiento de turbina de gas sin regenerador

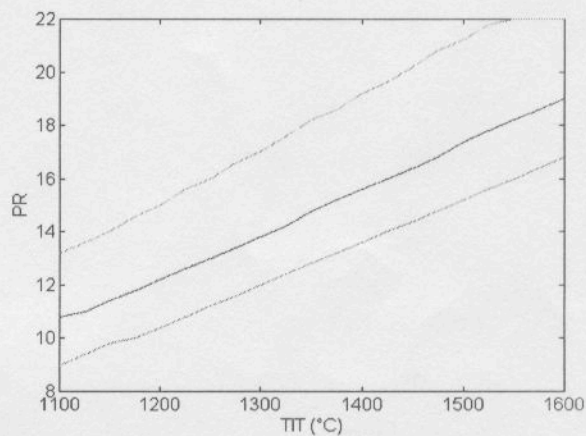


Fig. 7 Trabajo específico y rendimiento de turbina de gas con regenerador

5. Conclusiones

Como conclusión del trabajo realizado se puede señalar que la inclusión del precalentamiento regenerativo es interesante, siempre desde la óptica termodinámica, si se quiere funcionar con relaciones de presión bajas independientemente de la temperatura de admisión a la turbina, consiguiéndose además mejoras como mínimo del 1% en los valores del máximo rendimiento de la instalación.

6. Referencias

- (1) González, C., Nieto, R., Lacalle, J.M., Turet, J. (1994) "Estudio Termodinámico de Turbinas de Gas con Elevadas Temperaturas de Admisión" Anales de Ingeniería Mecánica vol. 2 pp 283-290
- (2) Lacalle, J.M., Turet, J., González, C., Nieto, R. (1994) "Relación Óptima de Presiones en Turbinas de Gas de Combustión Secuencial" Anales de Ingeniería Mecánica vol. 3 pp 507-512
- (3) Lacalle, J.M., Nieto, R., González, C., Turet, J. (1994) "Cálculo del Rendimiento de una Turbina de Gas" Ingeniería Química (300) pp 121-126
- (4) Lacalle, J.M., Nieto, R., González, C., Turet, J. (1995) "The Impact of New Trends in Gas Turbine Design: A Thermodynamic Analysis" ASME Paper 95-CTP-23.
- (5) Nieto, R., Lacalle, J.M., González, C., Turet, J. (1994) "Efecto de la Humidificación Adiabática del Aire de Entrada en una Turbina de Gas" Anales de Ingeniería Mecánica vol. 2 pp 299-304