

ESTUDIO TERMODINÁMICO DE TURBINAS DE GAS
CON ELEVADAS TEMPERATURAS DE ADMISIÓN

CELINA GONZÁLEZ, RAFAEL NIETO, JOSÉ M. LACALLE, JOSÉ TURET(*)

Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.
Universidad Politécnica de Madrid.
(*) I.N.H. Dirección General de Cogeneración

1. INTRODUCCIÓN.

Es bien sabido que el aumento de la temperatura a la entrada de la turbina de gas debe aumentar el rendimiento y la potencia de un ciclo simple o combinado que incluya dicha máquina, y este efecto se puede cuantificar fácilmente a nivel teórico (ver por ejemplo Lacalle et. al. 1994). Sin embargo, las características de los materiales utilizados en la construcción de turbinas han impuesto durante años una limitación insalvable al uso de temperaturas superiores a los 1100°C.

En la actualidad, la utilización de materiales cerámicos y aleaciones adecuadas como sustitutos de los aceros convencionales en los primeros rodets de las turbinas ha permitido obtener un nuevo tipo de máquinas capaces de alcanzar temperaturas de hasta 1288°C. Este aumento significativo de la temperatura lleva asociadas mejoras importantes en el rendimiento y en la potencia. Estos aspectos están siendo confirmados de una forma preliminar en las primeras turbinas de este tipo instaladas en Estados Unidos (en Europa todavía no existe ninguna) pertenecientes a General Electric de la serie FA.

En este trabajo se presenta un estudio termodinámico completo en el que se consideran el rendimiento, la potencia, la cuantificación de las destrucciones exergéticas y por consiguiente de las ineficiencias etc., todo ello para que sirva de base a una comparación exhaustiva del nuevo diseño con los modelos anteriores en total desarrollo comercial.

2. MODELO DE CALCULO

Los programas comerciales de simulación de turbinas de gas no contemplan la posibilidad de realizar cálculos exergéticos. Por ello y debido al gran interés que tiene completar una descripción desde el punto de vista energético de una instalación con un estudio exergético de la misma, se ha ampliado y mejorado un modelo de simulación propio, ya utilizado en otros trabajos, capaz de reproducir de una forma suficientemente detallada para nuestro propósito el funcionamiento de una instalación de turbina de gas del tipo de la representada en la Figura 1.

La instalación analizada está formada por el compresor (C), la cámara de combustión (CC), la turbina de gas (TG) y la caldera de recuperación (CR) como elementos fundamentales. En la caldera de recuperación se aprovecha la temperatura aún elevada de los gases a la salida de la turbina; lo más frecuente es que se utilice para producir vapor, que puede ser empleado en otra zona de la instalación energética; el calor cedido por los gases es pues un valor considerable y aparece representado en el esquema de la instalación como \dot{Q}_c .

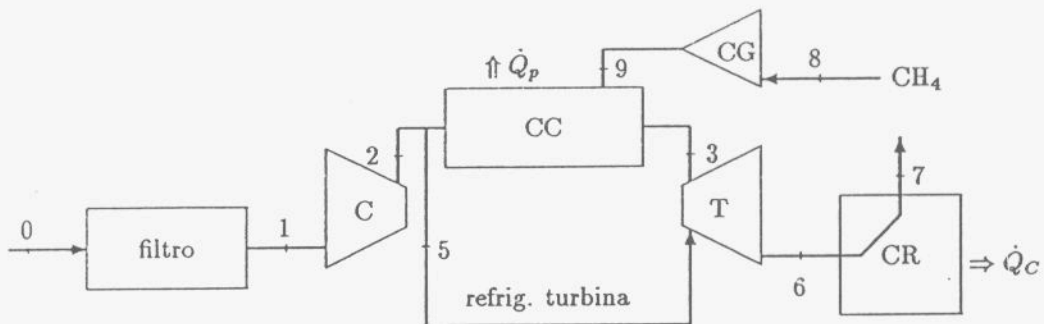


Figura 1. Esquema de la instalación.

Previo a la entrada del compresor se sitúa un filtro de aire que elimina del aire ambiente las posibles impurezas. Las condiciones del aire en el punto 0 de la instalación son las ISO (15°C, 1 ata=1,01325 bar y humedad relativa del 60%).

Además se ha considerado la existencia de un compresor (CG) cuya misión es adecuar la presión del combustible a la de la cámara de combustión. El combustible con el que se han realizado los cálculos es metano puro, aunque el programa tiene capacidad para tratar otro tipo de combustibles incluyendo mezclas. Las condiciones de la red de gas se han tipificado en una presión de 10 bar y temperatura de 15°C. El rendimiento isentrópico del compresor de combustible se ha establecido en 0,85.

Se ha supuesto que las reacciones de combustión son completas y que los posibles inquemados que se generen no afectarán a los resultados. Finalmente señalar que las pérdidas de calor de la cámara de combustión aunque son pequeñas se han considerado y aparecen representadas en la Figura 1 como \dot{Q}_p .

La refrigeración de la turbina de gas se realiza extrayendo un cierto caudal de aire del compresor, que se introduce en las primeras etapas de la turbina. En la simulación se supone que existe una turbina y después un punto de mezcla de los gases y el aire, lo que no afecta a los balances energético y exergético siempre que los estados iniciales y finales coincidan con los reales.

Otro aspecto que da mayor precisión al programa es la consideración de pérdidas de presión, tanto en el filtro previo al compresor, como en los gases que salen de la caldera de recuperación; es decir, la presión del aire en el punto 1 de la Figura 1 no coincide con la presión ambiente (se supone una caída de presión de 9,963 mbar) y tampoco la presión de los gases en el punto 7 de la misma figura es la presión atmosférica que tendrían los humos a la salida de la chimenea (en este caso se considera que la sobrepresión de escape es de 24,91 mbar). También se ha supuesto que existe una caída de presión de aproximadamente un 4% en la cámara de combustión. La cuantificación de estas diferencias de presión se ha hecho a partir de bases de datos de instalaciones reales.

Finalmente señalar que la temperatura de salida de los gases de la caldera de recuperación (punto 7) se toma como fija e igual a 140°C habiendo tenido en cuenta la legislación sobre efluentes gaseosos a la atmósfera y aspectos de corrosión.

Los modelos teóricos incorporados incluyen los balances de masa, energía, entropía y exergía como forma particular de expresar los Principios Termodinámicos. El cálculo de propiedades de los fluidos circulantes se ha hecho con rigor siguiendo las siguientes pautas:

- i) Las mezclas de gases se consideran ideales de Lewis-Randall.
- ii) Los fluidos puros se consideran como un gas que cumple la ecuación térmica del virial truncada en el segundo término (los coeficientes se toman de la referencia 1)
- iii) Los valores de c_p^* y de las propiedades termoquímicas normales de formación, así como los pesos moleculares de cada componente, se toman de las tablas que aparecen en la referencia 4.
- iv) Se han utilizado los métodos de las discrepancias y de propiedades de mezcla para el cálculo de propiedades, tomándose como origen de entalpías los elementos puros a 1 bar y 25°C.
- v) En el cálculo de las exergías se ha tomado como exergía estándar la recomendada por Szargut & Petela y recogida en la referencia 2.

3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Se ha realizado un estudio completo del funcionamiento de la instalación de la Figura 1. En la Tabla 1 se dan para los puntos allí representados los valores de presión y temperatura y los caudales.

Así mismo se ha calculado la composición de los gases a la salida de la instalación, obteniéndose: N₂ 74,51%; O₂ 12,80%; Ar 0,90%; CO₂ 3,63%; H₂O 8,17%.

La potencia neta obtenida en la instalación será la suma algebraica de las potencias de la turbina de gas y los dos compresores considerados en la instalación, todo ello multiplicado por el rendimiento del generador eléctrico, ya que se consideran pérdidas en el acoplamiento.

Punto	t(°C)	P(bar)	ṁ(t/h)
0	15	1,01	1503,69
1	385	14,85	1503,69
2	1288	14,26	1372,50
3	591	1,04	1534,90
4	140	1,04	1534,90
5	82	20,05	31,21

Tabla 1

Además se han obtenido los siguientes resultados :

Potencia eléctrica neta: $\dot{W} = 152\ 629$ kW

Potencia calorífica cedida por los gases en CR: $\dot{Q}_c = 215\ 443$ kW

Trabajo específico de la turbina por t/h: $w = 101,5$ kW

Eficiencia de la instalación = 35,169 %

Heat rate (LHV) = 10236 kJ/kWh

Rendimiento exergético = trabajo/exergía entrante = 33,547 %

siendo la eficiencia el cociente entre la potencia eléctrica producida y el producto del caudal de combustible por su poder calorífico inferior, y el "heat rate", el cociente entre el producto del caudal de combustible por su poder calorífico inferior (dado en kJ/h) y la potencia eléctrica en kW.

Con el objeto de poder observar cuales han sido las mejoras producidas con este nuevo tipo de turbinas de gas de elevadas temperaturas de admisión (FA), se ha realizado el mismo análisis pero para una turbina convencional del mismo fabricante General Electric (F6). Los resultados más relevantes se señalan a continuación:

Potencia eléctrica neta: $\dot{W} = 38\ 064\ \text{kW}$
Potencia calorífica cedida por los gases en CR: $\dot{Q}_c = 61\ 972\ \text{kW}$
Trabajo específico de la turbina por t/h: $w = 77,31\ \text{kW}$
Eficiencia de la instalación = 31,62%
Heat rate (LHV) = 11 386 kJ/kWh
Rendimiento exergético = trabajo/exergía entrante = 30,161%
Destrucción exergética en la CC = 40 353 kW (31,974%)

A la luz de estos datos se puede deducir que la utilización de turbinas de la familia FA implica una mejora en la eficiencia de la instalación muy importante, también ha mejorado, desde un 30% a un 33% el rendimiento exergético (para el cálculo de este rendimiento se ha considerado la exergía contenida en los gases salientes como una pérdida exergética). Este incremento del rendimiento exergético se justifica apreciando la disminución que ha sufrido la exergía destruida en la cámara de combustión (de un 32% a un 30%). Podemos afirmar que el nuevo diseño mejora uno de los puntos más ineficientes de las instalaciones energéticas.

Finalmente para completar este análisis se ha estudiado la influencia que tendría una ligera disminución de la temperatura de admisión a la turbina, siempre moviéndonos a elevadas temperaturas) y suponiendo que los rendimientos isentrópicos de las máquinas pueden permanecer en los mismos valores. Los datos más interesantes obtenidos de un estudio similar al realizado para las dos turbinas anteriores se dan a continuación:

Temperatura de admisión a la turbina = 1238°C
Potencia eléctrica neta: $\dot{W} = 141\ 920\ \text{kW}$
Potencia calorífica cedida por los gases en CR: $\dot{Q}_c = 201\ 153\ \text{kW}$
Trabajo específico de la turbina por t/h: $w = 94,38\ \text{kW}$
Eficiencia de la instalación = 34,789 %
Heat rate (LHV) = 10 347 kJ/kWh
Rendimiento exergético = trabajo/exergía entrante = 33,185 %
Destrucción exergética en la CC = 129 587 kW (30,342 %)

Comparando estos resultados con los dados para la turbina FA de temperatura de admisión 1288°C se puede concluir que: la eficiencia prácticamente no se ve afectada (1% del 35%) ante la disminución de la temperatura; esto es debido a que la potencia disminuye un 7% pero también disminuye el caudal de combustible en un 6%, por lo que la eficiencia disminuye muy poco. Sin embargo se observa que el trabajo específico sí ha disminuido sustancialmente (7,12 kW por t/h) lo que indica su fuerte dependencia con la temperatura. Finalmente señalar que la tendencia observada de mejora del rendimiento exergético, debida fundamentalmente a la disminución de la destrucción exergética en la cámara de combustión, se mantiene.

Es importante precisar que los resultados que se han expuesto (aquellos que no se refieren a aspectos exergéticos) presentan un acuerdo importante con los obtenidos con el programa de simulación GTPRO de Thermoflow Inc., de uso extendido en el cálculo de instalaciones de turbinas de gas. No encontramos pues discrepancias significativas en presiones, temperaturas, caudales y trabajos específicos en aquellos puntos para los que el GTPRO da información.

El análisis exergético proporciona los datos siguientes:

Exergía entrante:	454 968 kW	100%
Destrucciones exergéticas:		
Compresor + filtro:	11 658 kW	2,562%
Combustión:	135 793 kW	29,847%
Turbina + generador:	20 078 kW	4,413%
Compresor gas:	88 kW	0,019%
Humos:	10 848 kW	4,450%
Variación de exergía en CR:	114 476 kW	25,161%

Precisaremos solamente que la exergía entrante al sistema es esencialmente exergía química debida al combustible que se utiliza. Con el objeto de dar una mayor claridad a este balance en la Figura 2 se representa gráficamente utilizando un diagrama Sankey.

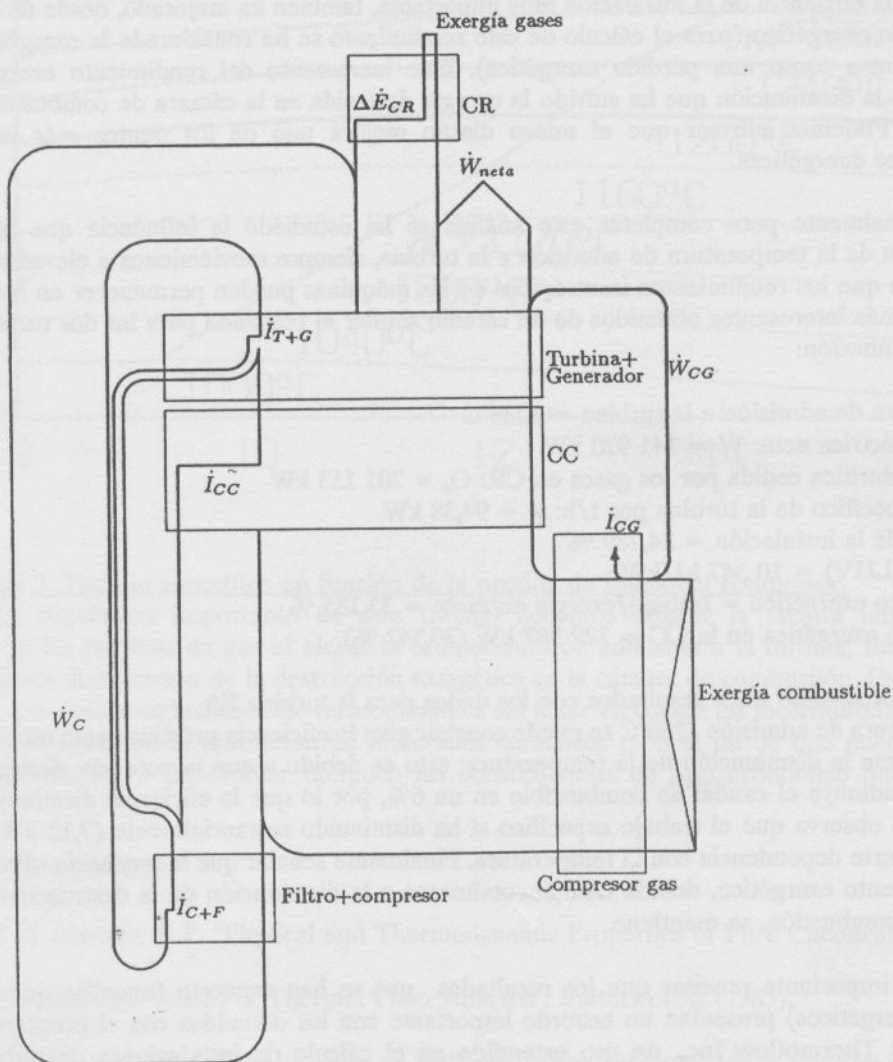


Figura 2. Diagrama Sankey exergético de la instalación.

Finalmente en la Figura 3 se representa la variación del trabajo específico con la presión de salida del compresor apareciendo una familia de curvas para diferentes temperaturas de admisión a la turbina. Se han situado en dicha gráfica los puntos correspondientes a una turbina F6 con 1104°C de temperatura de admisión y la turbina FA de 1288°C de temperatura de admisión. Ambos puntos están situados muy próximos a los máximos de trabajo específico (respecto a la presión de salida del compresor) correspondientes a esas temperaturas.

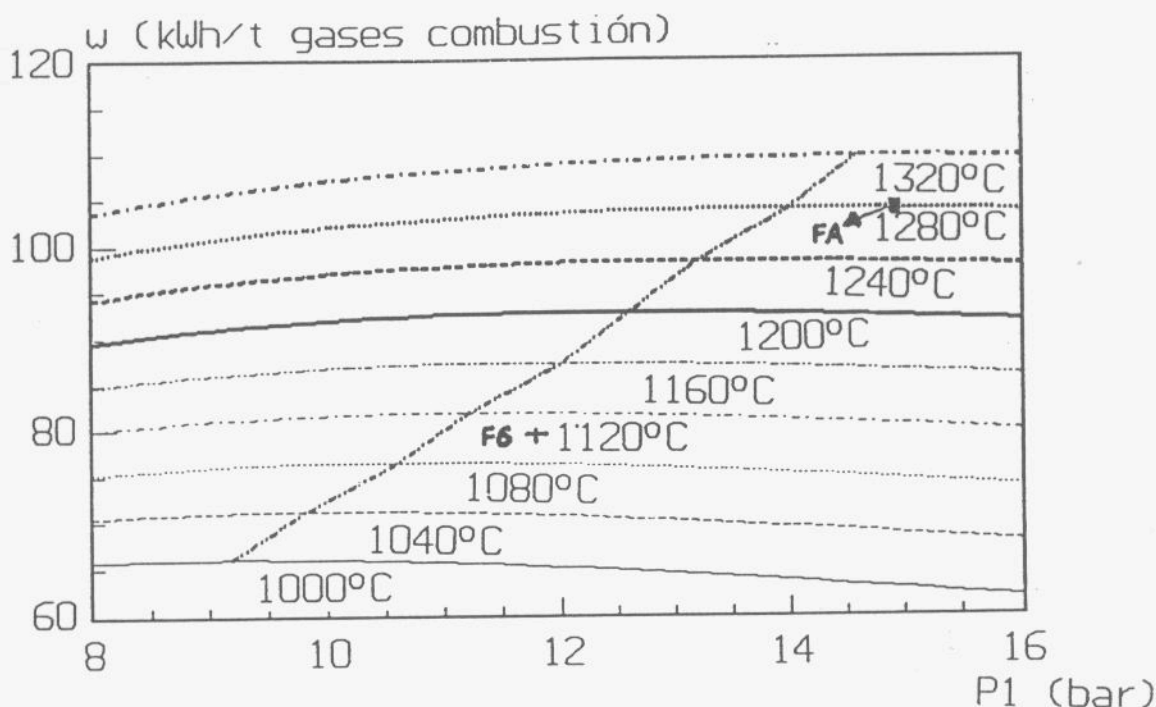


Figura 3. Trabajo específico en función de la presión de salida del compresor.

Como conclusión importante de este trabajo debemos señalar la mejora importante en las prestaciones de las turbinas de gas al elevar la temperatura de admisión a la turbina, fundamentalmente debido a la fuerte disminución de la destrucción exergética en la cámara de combustión. Esta conclusión se realiza desde una óptica exclusivamente termodinámica sin tener en cuenta las incertidumbres existentes en la actualidad derivadas de la utilización de materiales cerámicos (con el fin de que puedan soportar las elevadas temperaturas) y sin evaluar tampoco las consecuencias de tipo económico que su uso puede acarrear.

4. REFERENCIAS.

- Daubert, T.E. & Danner, R.P. "Physical and Thermodynamic Properties of Pure Chemicals", AIChE
- Kotas, T.J. "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Butterworths (1985).
- Lacalle, J.M. et al. "Cálculo del rendimiento de turbinas de gas. Influencia de la relación de compresión y de las condiciones ambiente". Ingeniería Química, 300, 121-126 (1994).
- Reid, R.C.; Prausnitz, J.M. & Poling B.E.: "The Properties of Gases & Liquids", 4ª ed., McGraw-Hill (1987).