

En este número

Determinando la Potencia y el Régimen Térmico a condiciones ISO en Turbinas de Gas

Incrementando la confiabilidad de rotor de generador dinámicamente

Problemas Encontrados en una Turbina de Gas 7FA mediante Boroscopia

Determinando la Potencia y el Régimen Térmico a condiciones ISO en Turbinas de Gas

El tema del desempeño térmico en turbinas de gas ha cobrado cada vez más relevancia debido al creciente aumento en los precios de los combustibles. Por lo tanto es de relevancia el entender los factores que influyen en la potencia y el régimen térmico de las turbinas de gas. Este artículo pretende dar una guía práctica para cuantificar y corregir la potencia y el régimen térmico a condiciones diferentes de las de operación. Estas dos variables tienen un impacto directo en las ventas y el margen de operación de su central termoeléctrica.



Factores que influyen en el desempeño térmico

La turbina de gas opera bajo los principios del ciclo termodinámico Brayton. Debido a esto, los siguientes factores influyen de manera directa en el desempeño térmico de una turbina de gas:

- Temperatura de Entrada al Compresor.
- Presión Atmosférica.
- Humedad Relativa.
- Caída de Presión en los filtros.
- Caída de Presión a la salida.

Usted puede aplicar correcciones adicionales a otras variables como son el poder calorífico del combustible, la inyección de Agua o Vapor. Para propósitos de este artículo no se considera este tema.

Existen dos maneras de cuantificar el impacto de cada una de estas variables. Una es por medio de curvas de corrección y otra, la cual no es muy exacta pero sirve de manera práctica es por una tabla de factores que indican el impacto de cada variable en la potencia y en el régimen térmico.

A continuación se presenta un ejemplo para cada uno de estos métodos

Una turbina de gas clase F esta operando bajo las siguientes condiciones:

- Potencia: 175MW
- Temperatura Ambiente: 80F
- Presión Atmosférica: 14.7 PSia
- Humedad Relativa: 60%
- Flujo de Gas: 22lbs/s
- Caída de Presión en los filtros: 2.5"H2O
- Caída de Presión a la salida: 8"H2O
- Poder Calorífico: 20,500BTU/lb.

Queremos saber cual sería su potencia y régimen térmico operando a 59F de temperatura ambiente con las demás condiciones sin variación.

Primero procedemos al Cálculo del Régimen Térmico (RT)

$RT = [Fg * LHVg] / P$ Donde:

Fg= Flujo de Gas

LHVg= Poder Calorífico Inferior

P= Potencia

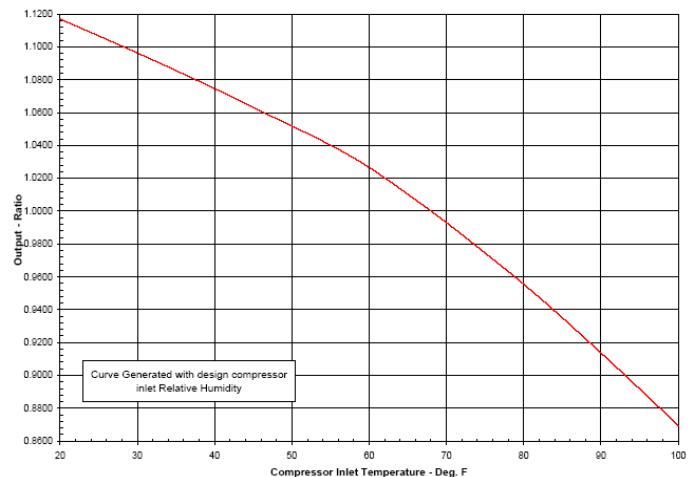
Usando los datos del ejemplo:

$$RT = [22lb/s * 3600 s/hr * 20,500BTU/lb] / 175,000kw = \mathbf{9,277 \text{ BTU / kW-hr}}$$

$$\text{Potencia} = \mathbf{175,000 \text{ kW}}$$

Potencia Corregida. El siguiente párrafo describe el uso de las curvas de corrección para el cálculo de los factores de corrección de potencia a la condición de referencia de 59F.

El factor de corrección se toma en dos puntos. El primero (R) es el factor a la temperatura de referencia y (M) es el factor a la temperatura medida.

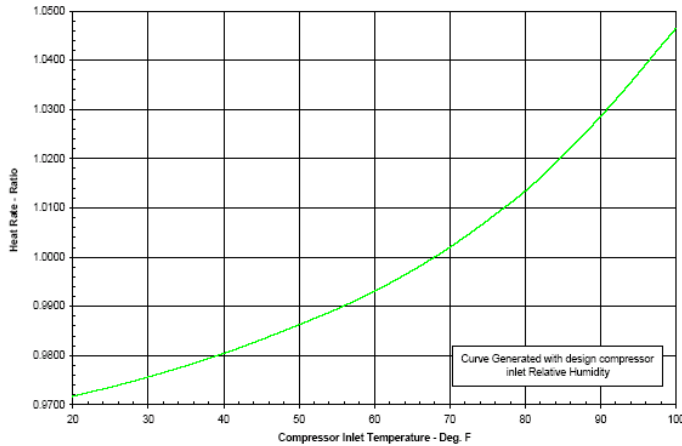


El factor de corrección por temperatura lo puede calcular usando los factores de la curva de corrección de la siguiente forma.

$$F_{CPT} = F_{CPTR} / F_{CPTM} = 1.03 / 0.96 = 1.073$$

Este factor significa que la máquina produce 7.3% más potencia a 59F que ha 80F.

De la misma forma le mostramos la corrección del régimen térmico



$$F_{CRIT} = F_{CRITR} / F_{CRITM} = 0.992 / 1.012 = 0.980$$

Este factor nos indica que la máquina tiene un régimen térmico 2% mejor a 59F que a 80F.

Por lo tanto la potencia y el régimen térmico corregidos son:

$$Potencia_{ISO} = 175,000 \text{ kW} * 1.073 = \mathbf{187,775 \text{ kW}}$$

$$RT_{ISO} = 9,277 \text{ BTU/kW-hr} * 0.980 = \mathbf{9,091 \text{ BTU / kW-hr}}$$

Estos datos los podemos usar para comparar a lo largo del tiempo el comportamiento térmico de la unidad al tener unas condiciones

bases de referencia. Correcciones adicionales se pueden aplicar para cada uno de los parámetros que afectan el régimen térmico. Las curvas de corrección son proporcionadas por el fabricante del equipo y de preferencia son generadas específicamente para cada unidad.

La segunda forma de cuantificar el impacto en el comportamiento térmico de la unidad por cada parámetro es usar los siguientes factores de referencia. Estos factores son genéricos para turbinas de gas operando en ciclo simple. Los resultados nos darán resultados aproximados más no exactos como con usando curvas de corrección específicas de la máquina.

Parámetro	Potencia	Régimen Térmico
+1° F en Temperatura Ambiente	-0.3%	0.07%
+1% Presión Atmosférica	1.0%	-0.004%
+10% Humedad Relativa	0.04%	0.02%
+1" H2O de caída de presión a la entrada	-0.34%	0.10%
+1" H2O de caída de presión a la salida	-0.09%	0.09%

$$Potencia_{ISO} = 175,000 - 175,000 \text{ kW} * (80'59)(-0.03) = \mathbf{186,025 \text{ kW}}$$

$$RT_{ISO} = 9,277 \text{ BTU/kW-hr} - 9,277 \text{ BTU/kW-hr} * (80-59)*0.0007 = \mathbf{9,140 \text{ BTU / kW-hr}}$$

Como lo discutimos al inicio el desempeño térmico es fundamental para mantener una rentabilidad óptima de la operación.

Por Miguel Sernas - Performance Engineer



Incrementando la confiabilidad de rotor de generador dinámicamente

Nadie conoce una máquina mejor que su operador; algunos operadores consideran a las turbomáquinas como señoritas y con personalidad propia. Tal es el caso del generador eléctrico acoplado a una turbina de gas MS7001EA operando en una planta en el Golfo de México.

El sonido típico del generador a carga base ha cambiado y se escuchó una especie de HUMM, el operador reporta esto y de inmediato verifican la historia de vibración en el sistema DCS del cuarto de control. No se observó ningún cambio y la unidad opera debajo de los parámetros de alarma de vibraciones. Se programó la visita de un especialista para un diagnóstico dinámico de la máquina y cuando el ingeniero especialista en vibraciones evalúa los datos adquiridos, se establece que:

- Existe un desbalance marginal en el rotor del generador en 1X, la estructura del soporte de carcasa del generador especialmente en el área del cojinete #5 (lado libre) es susceptible a incrementos en vibración dada la reducida rigidez en esa área.
- Se puede ayudar a disminuir esta condición mediante un balanceo de alta precisión en el campo del generador para reducir las vibraciones residuales en 1X.
- Disminuir la vibración en 1X en el rotor del generador es el camino a seguir, ya que de esa forma se reduce la energía transmitida por vibración a la máquina y su estructura; logrando con ello incrementar la confiabilidad a largo plazo de la máquina y ayudando a reducir problemas como bloques sueltos, deterioro en los anillos de retención y daño crónico a los cabezales de bobina.

La figura 1 muestra la respuesta en vibración de los cojinetes #4 y #5. Se observa que la sensibilidad térmica ayuda a la vibración en el cojinete #5 pero empeora la del #4. Esta respuesta es típica de un generador 7EA, los transductores de vibración de la carcasa son importantes para reconocer que el lado libre del generador es más ligero que el resto de la estructura (inherente en estas máquinas) con una transmisión de energía observada de 1:1 o más.

Para sistemas típicos la relación de vibración de la carcasa-al-rotor debería ser cercana a 1/3. En la tabla 1 esta relación para el cojinete #4 es 0.26, valor inferior a 1/3 y considerado normal y aceptable ya que la rigidez y amortiguamiento de la cimentación es adecuado para evitar que vibraciones del rotor se transmitan a la estructura aún y cuando las vibraciones radiales son mayores a las del cojinete #5. En el cojinete #5, la relación es mayor a 1.0 por lo que la carcasa está teniendo la MISMA vibración que el rotor (vibración absoluta).

Equipo de Análisis Utilizado: **ADRE 208P**

Por Mark Jordan - Machinery Diagnostic Engineer

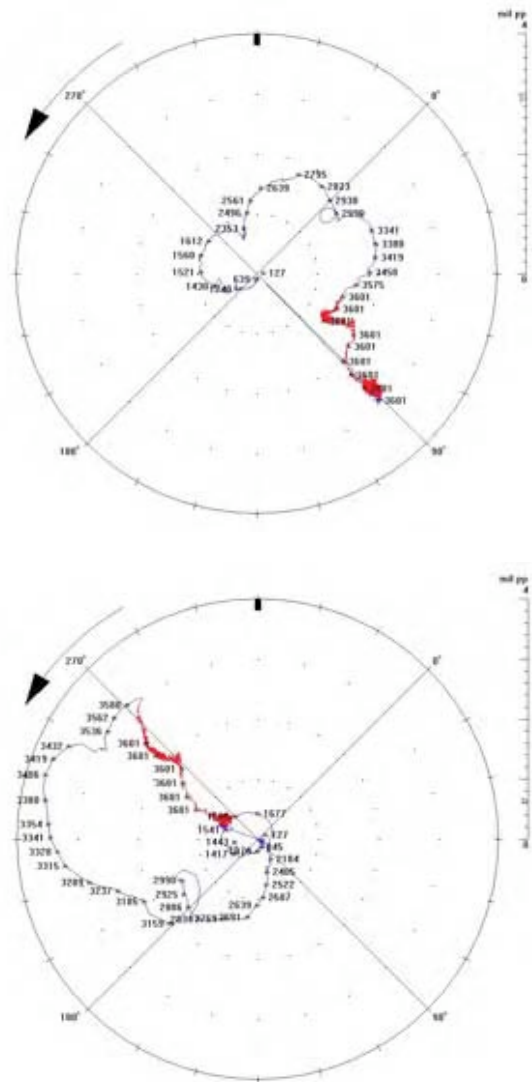
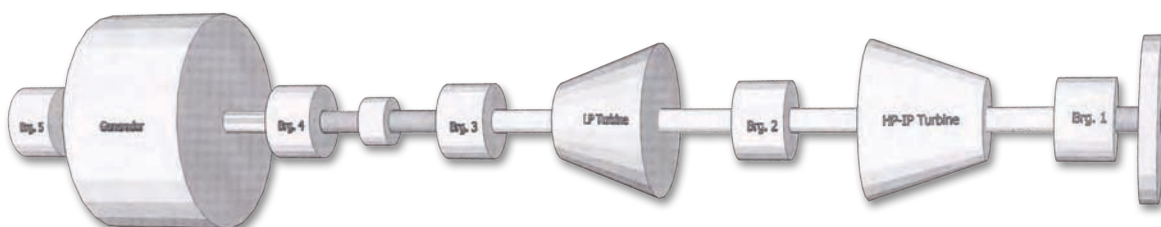


Figura 1

Localización	Lectura de Bently Nevada Monitor	DCS lecturas en carcasa	Conversion de mm/s a mils @ 60Hz igual a:	Relación de Transmisión (rotor a carcasa)
Cojinete #4	2.40 mils (avg)	3.0 mm/sec	3.0 mm/sec es 0.625 mils	0.625 ÷ 2.4= 0.26 ratio
Cojinete #5	1.31 mils (avg)	7.1 mm/sec	7.1mm/sec es 1.48 mils	1.45÷1.31= 1.01 ratio

Tabla 1



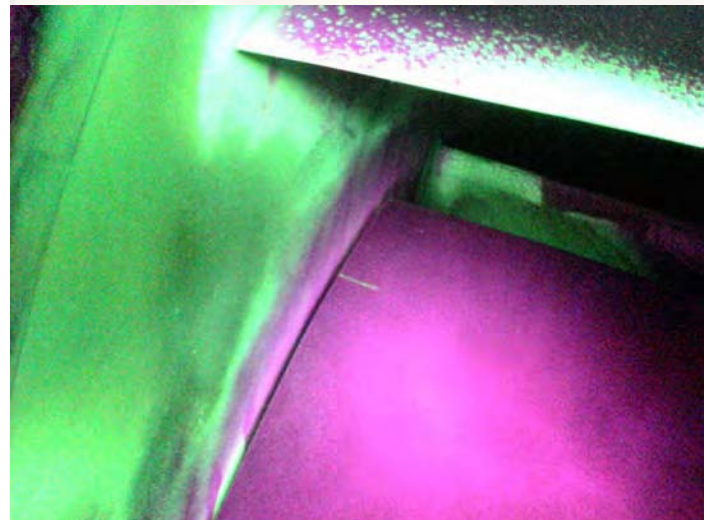
Problemas Encontrados en una Turbina de Gas 7FA mediante Boroscopia

Bajo un programa de mantenimiento predictivo que abarca una inspección boroscópica cada 6 meses se puede lograr incrementar la confiabilidad en operación de la máquina medidas como $CO = (HP - HPF) / HP$; donde CO = Confiabilidad Operativa, HP = Horas del Periodo, HPF= Horas de Paro Forzado. Al realizar una inspección visual a una turbina de Gas 7FA para un usuario en México con el programa semestral de boroscopías, se logró registrar un problema de oxidación en la 1ª etapa de tobera de gases calientes y otro problema de fisuras en los alabes de 1ª etapa de compresor.

La imagen tomada con el boroscopio, evidencia el problema de oxidación que sufrió el segmento de tobera durante el periodo de 6 meses previo, al determinar la tasa de crecimiento del área oxidada en el periodo, y evaluar el nivel de riesgo que representa para la partición de la tobera, se logró determinar que era factible “correr” la turbina por otro periodo de 6 meses y llegar de forma segura al mantenimiento mayor programado para ese periodo. Igualmente se contó con el tiempo suficiente para ordenar las refacciones necesarias para el mantenimiento



La imagen muestra la fisura radial localizada en uno de los alabes de 1ª etapa del compresor de la misma unidad 7FA. La fisura fue localizada aplicando la técnica de pruebas no destructivas con tintas fluorescentes y el boroscopio. Las fisuras no estaban presentes en la inspección realizada 6 meses antes. Con esta inspección pudo evitarse una posible falla catastrófica en el compresor de la unidad de 160MW cuyos costos por disponibilidad, mantenimiento forzado y refaccionamiento ascenderían a más de 8 Millones de dólares.



Equipo de Boroscopia Utilizado: Olympus IV7630XN2 MX 6mm, Digital videoscope

Por Abel Salazar - Borescope Specialist