

ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LA CONVERSIÓN DE TURBINAS DE GAS DEL USO DE DIESEL 2 AL GAS NATURAL



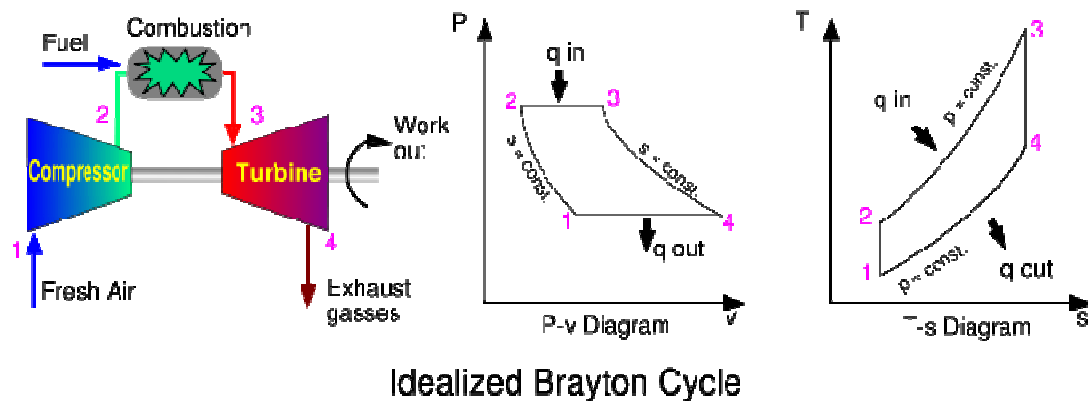
Ing. Percy Castillo Neira

Las turbinas de gas de ciclo simple a presión constante han constituido tradicionalmente la mejor opción para disponer de capacidad de generación termoeléctrica con niveles moderados de inversión y en plazos relativamente cortos, aunque con bajos niveles de eficiencia, utilizando combustibles líquidos. Al surgir la disponibilidad de gas natural y elevarse los precios del petróleo, la conversión resulta obligatoria, pero generalmente se sustenta el cambio de combustible en razón de su diferencial de precios, prestando menos atención a los aspectos técnicos.

En este artículo pretendemos demostrar que las ventajas termodinámicas y funcionales representan un importante potencial de optimización adicional que puede y debe aprovecharse.

Las turbinas de gas son motores endotérmicos que convierten la energía química de la combustión continua desarrollada en las cámaras de combustión y aplicada al aire proveniente de un compresor centrífugo, para disponer de un flujo que al impactar con los álabes de la turbina provoque el salto térmico que convertido en energía mecánica produzca la rotación del eje que se convertirá en energía cinética en el compresor y energía eléctrica en el generador.

El ciclo termodinámico que cumplen las turbinas de gas es el ciclo Brayton. En la **Figura 1** podemos apreciar los componentes y los Diagramas Presión – Volumen (P-V) y Temperatura – Entropía (T-S) de una Turbina de Ciclo Simple.



Las transformaciones termodinámicas las podemos analizar en los Diagramas Presión –Volumen (P-V) y Temperatura – Entropía (T-S) con el propósito de establecer los factores diferenciales entre la utilización de Diesel y Gas Natural en la turbina:

En el Diagrama PV: El aire ingresa al sistema a presión atmosférica y es comprimido adiabáticamente (1- 2); en la cámara de combustión se introduce una determinada cantidad de calor (Q_1) a presión constante (2-3); La expansión se produce en los álabes de la turbina (3-4) y finalmente, los gases se descargan al exterior, pudiendo volver a la condición inicial con otras combinaciones (4-1). Tomando en cuenta la definición del trabajo realizado por la turbina ($dL = P dV$), representado en la figura por el área 1-2-3-4, el trabajo total es tanto mayor cuando se alarga la línea a presión constante 2-3, al aumentar el volumen con el calor introducido en esta etapa, incrementándose el salto entálpico al producirse la expansión del flujo en los álabes de la turbina.

En el Diagrama TS: En el proceso isoentrópico que se efectúa en el compresor (1-2) se incrementa presión y consecuentemente temperatura; en la cámara de combustión (2-3) se introduce calor a presión constante, llegando al máximo

contenido entálpico. En la expansión isoentrópica que se aplica para impulsión de los álabes de la turbina (3-4) se convertirá calor en trabajo en forma proporcional al salto entálpico que se traduce en giro del eje, saliendo el calor restante con los gases residuales, desperdiándose en el ambiente o aprovechándose para generación posterior de vapor en un ciclo combinado. El calor aplicado corresponde al área 1-2-3-4 y podría incrementarse para aumentar el salto entálpico del flujo en la medida que se aumente la temperatura, alargando 3-4 o efectuando el ciclo a mayores presiones ($dQ = T dS$).

Al efectuar la conversión del Diesel 2 por Gas Natural en una Turbina de Gas, podemos establecer un importante potencial de optimización de su capacidad y rendimiento, basados en los siguientes factores:

1. Eliminación total de pérdidas por inquemados

Utilizando Diesel 2 resulta asumible la presencia de inquemados sólidos, en razón de la necesidad de atomización y la imperfección de la combustión en el escaso volumen útil y limitado tiempo de combustión de las pequeñas cámaras de combustión tubulares. La facilidad de manejo y velocidad de combustión del gas natural en las condiciones oxidantes de la combustión de las cámaras de combustión de las turbinas de gas, aseguran combustión completa.

2. Disminución de pérdidas por radiación y convección

Al atomizar el Diesel 2 y producirse la disociación de sus componentes, las partículas de coque se miden en micras; la disociación del gas natural produce partículas de coque con tamaños medidos en Angstroms; esta diferencia se traduce en menores emisividades de llama para el gas natural. Tomando en cuenta la Ecuación de Transferencia de Calor por radiación: $Q_r = m \cdot e \cdot (dt)^4$, el calor transferido resultará menor, disminuyendo la temperatura del cuerpo de la turbina, y consiguientemente, menores pérdidas por radiación y convección al ambiente.

3. Incremento de la Entalpía del flujo de gases que impactan en los álabes de la turbina

Al sustituir Diesel 2 por Gas natural se puede lograr un incremento de la Entalpía en el ingreso a la turbina, por los siguientes factores:

- Al no requerirse la atomización en el caso de Gas Natural, la disponibilidad de volumen útil en la cámara es mayor, pudiéndose quemar mayor proporción de combustible y generar mayor disponibilidad de calor.
- La energía de la presión de inyección del Diesel 2 se consume en el trabajo de atomización; la presión del gas natural, asegurando condiciones de mezcla y combustión completa mediante el difusor

y el torbellinador, pueden permitir un sustantivo incremento de presión que incremente la entalpía ($H = U + PV$).

- Al disponer de mayor disponibilidad de calor, para mantener la temperatura dentro de los límites establecidos por la metalurgia de los álabes de la turbina, podría atemperarse los gases con la inyección de agua que al vaporizarse absorberá el calor latente de vaporización (540 Kcal/Kg), incrementando la masa disponible y Entalpía total de los gases.

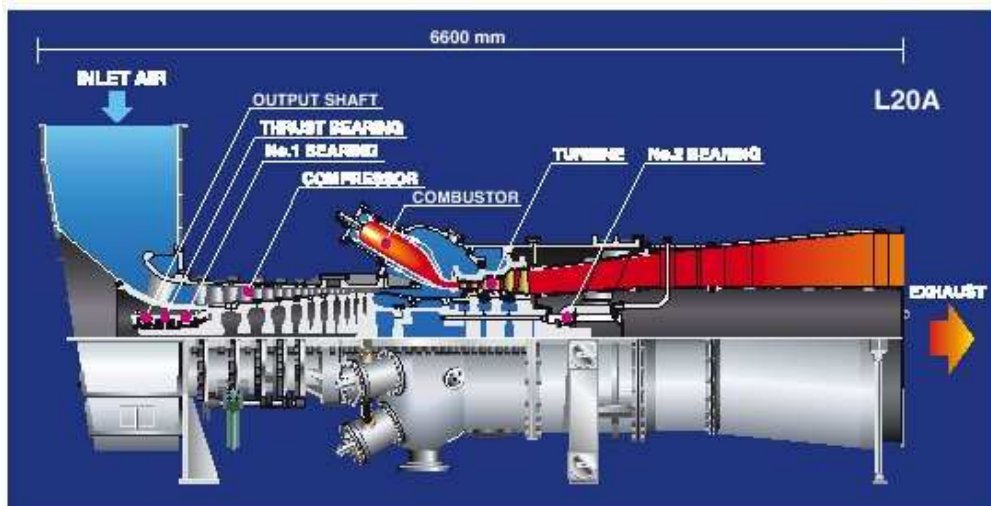
4. Estabilidad del frente de llama y control operativo del sistema

A operar con Diesel 2, las variaciones del tamaño de gotas, tiempo de atomización, encendido y combustión, producirán inevitablemente cierto nivel de inestabilidad del frente de llama que se traducirá en tendencia periódica al alargamiento de llama y retrollama, obligando a mantener un margen de seguridad térmica relativamente amplio para proteger los álabes de sobrecalentamiento.

Al disponer de condiciones perfectamente estables con la combustión del gas natural, estrechando la longitud de onda de la variación de temperaturas en los gases, podrá incrementarse la misma, trabajando a temperaturas más cercanas al límite, mejorando las condiciones del salto entálpico.

5. Mantenimiento y Ecología

La limpieza y mejor estabilidad térmica de los gases que impactan sobre los álabes de la turbina operando con gas natural se traducirán en periodos más largos de operación de los álabes y cumplimiento de los niveles de emisiones exigidos por la normas de control ambiental.



Turbina de Gas de presión constante y ciclo simple.

CONCLUSIONES

- El Gas Natural resulta el combustible ideal para operación de una Turbina de Gas.
- Al sustituir Diesel 2 por Gas Natural debe conseguirse importantes niveles de incremento de potencia y rendimiento en turbinas de gas.
- Para disponer de niveles aceptables de rendimiento de la turbina de gas se debe disponer de compresores y turbinas de alto rendimiento, con álabes que soporten altos requerimientos mecánicos y térmicos.
- Siendo limitada la eficiencia máxima alcanzable de las turbinas de gas, necesariamente tendrán que considerarse como parte de ciclos combinados
- La sustitución de Diesel 2 por Gas natural, además de las ventajas técnicas y económicas, representa una importante opción ecológica.

**La mejor tecnología del mundo en
combustión al alcance de un click**
www.combustionindustrial.com