

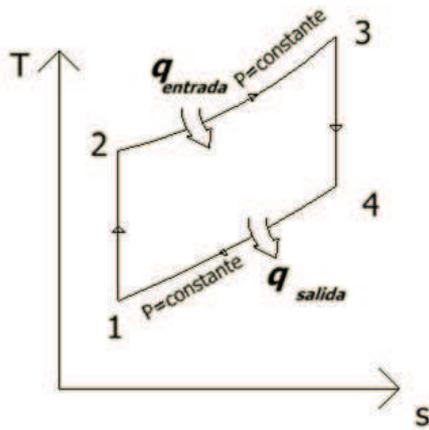
## 5. MODELO DE ANÁLISIS DEL CICLO TERMODINÁMICO

El método aplicado para modelar el ciclo de la Turbina se basa en el ciclo Brayton para el cual se hicieron algunas simplificaciones que se especifican en la sección 5.4. El método se aplica a las turbinas A y B. El objetivo del cálculo del ciclo termodinámico es determinar la eficiencia global del sistema en función de los parámetros termodinámicos asociados. Así, se desea estudiar el comportamiento de la turbina en relación a la eficiencia.

### 5.1. Ciclo teórico Brayton

El ciclo Brayton es usado para describir el ciclo ideal para las turbinas de gas que generalmente operan en un ciclo (Çengel et al., 2009). El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente (Sección 3.2.1.) puede modelarse como un ciclo cerrado, empleando las suposiciones de aire estándar que consisten en considerar al fluido de trabajo como gas ideal (aire). El cambio de temperatura se da por la combustión que se produce por la transferencia de calor de una fuente externa (Morgan y Shapiro, 2005).

El ciclo consiste en la entrada de aire a temperatura y presión ambiente, luego dentro del compresor su temperatura y presión se elevan. A continuación, en la cámara de combustión se aumenta la temperatura del aire a presión constante (Çengel et al., 2009). El proceso de combustión se modela como uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa. Para obtener el trabajo útil del equipo, se utiliza la diferencia de energías entre el flujo de aire caliente que entra a la turbina y el flujo de aire que sale al ambiente a presión atmosférica, el proceso de escape se reemplaza por el rechazo de calor a presión constante hacia el ambiente (Çengel et al., 2009). Los 4 procesos internamente reversibles se presentan en la figura siguiente:



- 1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante

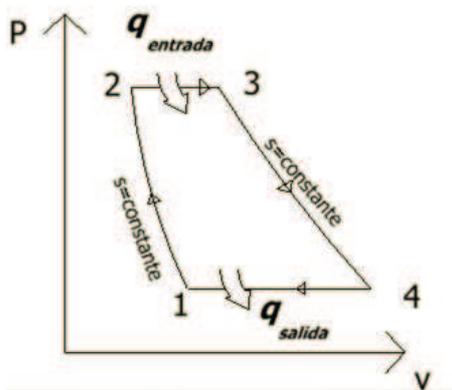


Figura 29. Diagramas T-s y P-v de un ciclo Brayton ideal

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Çengel et al., 2009.

Los procesos de transferencia de calor se describen como:

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (5)$$

$$q_{salida} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (6)$$

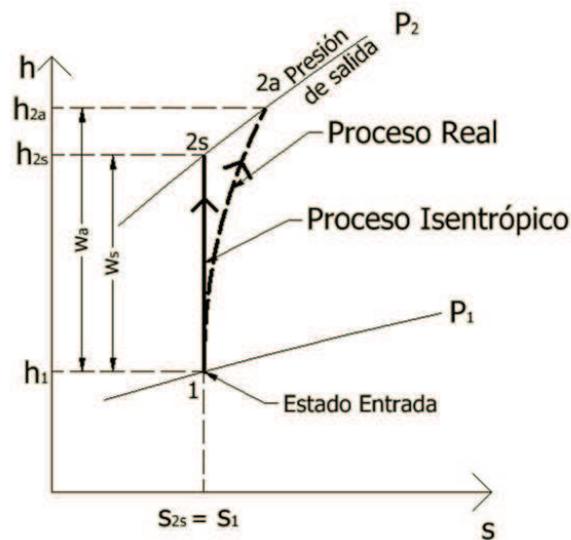
Los procesos de compresión y generación en la turbina se dan de la siguiente manera:

$$w_{compresor} = h_2 - h_1 \quad (7)$$

$$w_{turbina} = h_3 - h_4 \quad (8)$$

## 5.2. Aproximaciones entre los procesos reales y el Ciclo Brayton

En primer lugar, entre los puntos 1 y 2, se usa el concepto de compresión isentrópica o internamente reversible se refiere a la compresión de un fluido sin aumentar su entropía (Çengel et al., 2009). La diferencia entre el proceso isentrópico y el proceso real se ilustra en la Figura 30:



*Figura 30. Diagrama del trabajo isentrópico de un compresor y el trabajo real.*

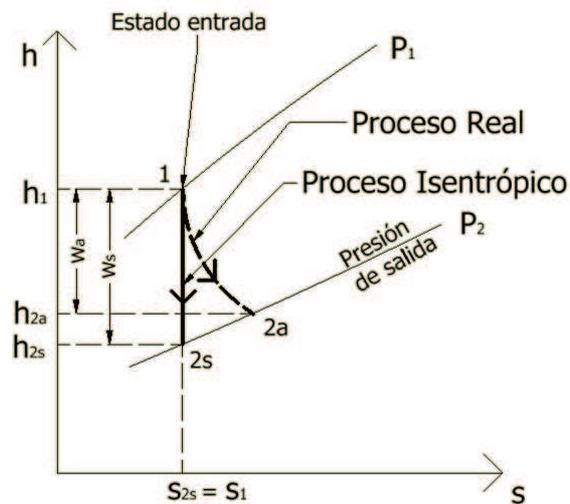
Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Çengel et al., 2009.

A continuación entre los puntos 2 y 3 hay un proceso de combustión que se da cuando el combustible se oxida completamente, generando  $\text{CO}_2$ , agua y demás productos de combustión (Chang, 2010). En el caso de las turbinas, se utiliza un arreglo de quemadores para producir la combustión. En este proceso químico se busca aprovechar al máximo el poder calórico del combustible. En la práctica no se logra una combustión completa por lo que se tiene un residuo de combustible a la salida de la cámara de combustión, se habla entonces de una combustión incompleta, lo cual se interpreta en el análisis con una eficiencia de combustión (Çengel et al., 2009).

Finalmente entre los puntos 3 y 4, la expansión isentrópica o reversible conserva la entropía del aire. La entropía del proceso de expansión es mayor en el punto 4 como se observa en la Figura 31.

La siguiente figura muestra la diferencia entre el proceso real y el proceso isentrópico en un diagrama h-s.

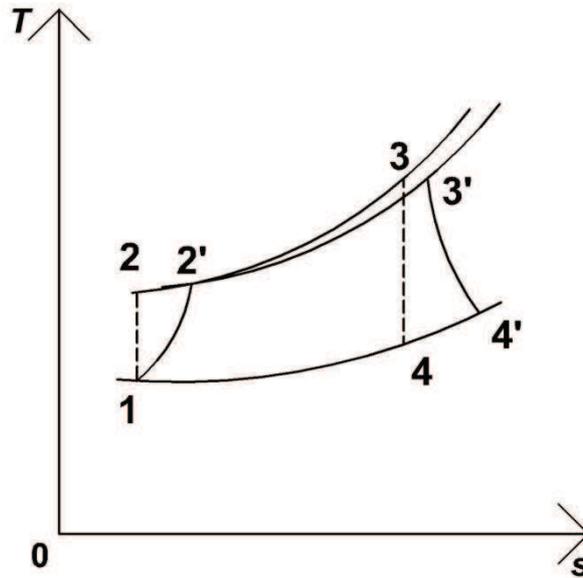


**Figura 31. Diagrama h-s para los procesos real e isentrópico de una turbina adiabática.**

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Çengel et al., 2009.

La siguiente figura presenta un ciclo termodinámico real y un ciclo termodinámico isentrópico para una turbina a gas, los puntos reales tienen una apóstrofe en el diagrama T-s.



*Figura 32. Diagrama T-s del ciclo completo de la Turbina: ciclo real y ciclo isentrópico.*

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Çengel et al., 2009.

### 5.3.Descripción del ciclo de la Turbina LM2500

El ciclo nominal de la turbina se define con los datos dados por el fabricante, los valores nominales se presentan en la siguiente tabla y se presentan los puntos correspondientes en el diagrama de la turbina:

*Tabla 9. Valores termodinámicos del Ciclo nominal.*

Punto	Temperatura [°C]	Presión [kPa]	Entropía $s^0$ [kJ/kg]	Entalpía [kJ/kg]	Descripción
1	15.00	101.3	1.662	288.3	Entrada de aire al compresor
A	216.7	441.3	2.280	492.6	Toma 1 de aire para refrigeración de cojinetes
B	238.9	537.8	2.337	515.4	Toma 2 de aire para refrigeración de cojinetes
C	345.6	1096	2.541	626.7	Toma 3 de aire para refrigeración de cojinetes
2	430.6	1738	2.579	717.3	Salida de aire del compresor

3	1234	1717	3.451	1645	Salida de aire de la cámara de combustión
D	765.0	406.8	3.010	1090	Salida de aire de la turbina de alta presión
4	497.2	106.2	2.214	789.5	Salida de aire de la turbina de baja presión

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: (GE Industrial AeroDerivative Gas Turbines, 1991).

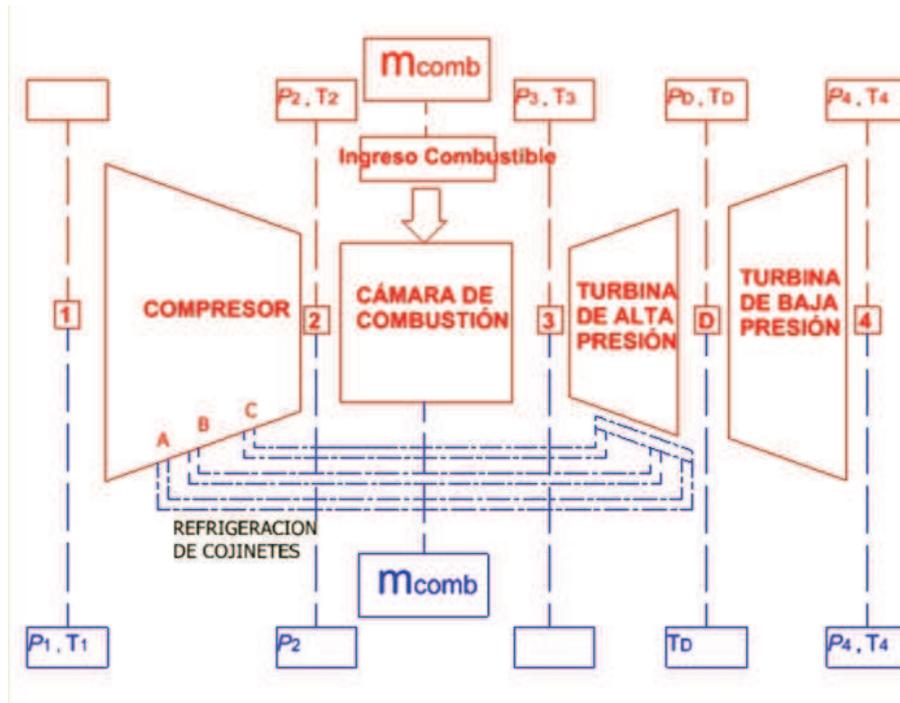


Figura 33. Diagrama de la turbina con variables de estado en rojo de acuerdo al ciclo nominal y con variables medidas disponibles en azul.

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: (GE Industrial AeroDerivative Gas Turbines, 1991).

Se utilizan los valores del ciclo nominal para graficar el ciclo termodinámico para la Turbina LM2500 y por otro lado se grafica el ciclo isentrópico que es el modelo teórico ideal de Brayton para Turbinas de gas. La Figura 34 permite la comparación entre el desempeño nominal de la turbina y el límite máximo teórico.

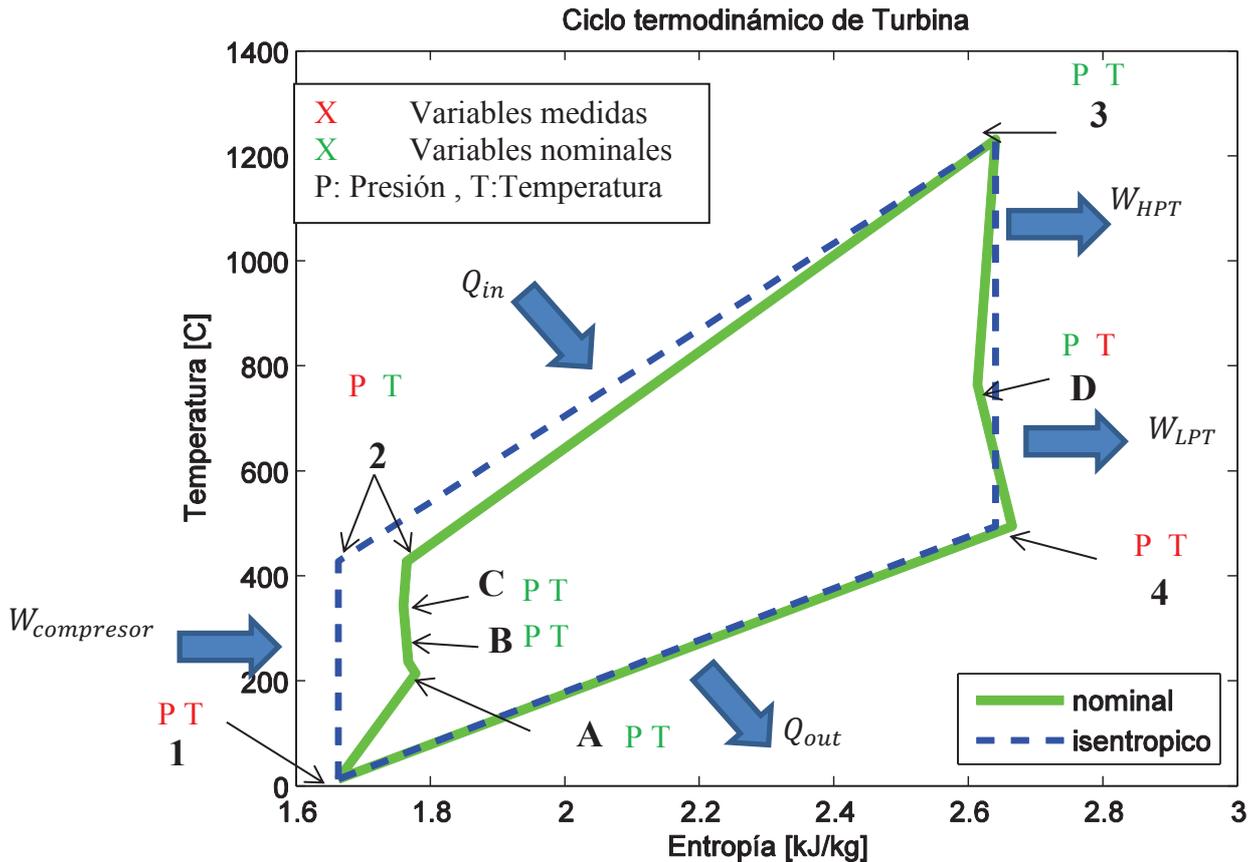


Figura 34. Ciclo nominal e isentrópico de Turbinas con variables medidas en los puntos del ciclo.

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: (GE Industrial AeroDerivative Gas Turbines, 1991).

Los puntos A, B y C corresponden a un desvío del flujo de aire del compresor para la refrigeración de componentes rotativos de la Turbina como cojinetes.

#### 5.4. Modelización del ciclo real

Un ciclo real presenta un comportamiento distinto al ciclo ideal Brayton como se observó en la Figura 33 y 34. Por esta razón se hacen algunas hipótesis sobre el ciclo para el cálculo tomando en cuenta la disponibilidad de los datos. El modelo del ciclo presenta las siguientes idealizaciones:

1. La temperatura y presión de entrada al compresor son las mismas que la temperatura y presión ambiente. Físicamente en el equipo, la entrada del compresor se encuentra separada al ambiente por los filtros de aire y la carcasa del equipo y en general la temperatura de entrada es algo mayor que la del ambiente. En todo caso, la diferencia entre los estados del ambiente y la entrada al compresor no es significativa.
2. Los procesos termodinámicos mecánicos no son realmente isentrópicos, esto se refleja en eficiencia mecánica del compresor y la turbina.
3. Por el diseño de la turbina, se usa una parte del flujo de aire del compresor para enfriamiento de componentes de la turbina como cojinetes, por lo tanto el flujo másico de aire  $\dot{m}_{aire}$  no es constante a lo largo del ciclo. En el cálculo se asume el flujo másico constante, esto quiere decir que el flujo másico calculado que llega a la turbina es mayor al flujo másico real. Por otro lado, para estimar el flujo másico del aire se utiliza una relación del flujo másico de aire y el flujo másico de combustible dado por el fabricante (GE Industrial AeroDerivative Gas Turbines):

$$\dot{m}_{aire} = 60 \dot{m}_{combustible} \quad (9)$$

4. El ciclo ideal supone que no existen pérdidas de calor de turbina. Sin embargo, los componentes de la turbina no están perfectamente aislados por lo que emiten calor a sus alrededores, en especial en la cámara de combustión no todo el calor es aprovechado para aumentar la temperatura del aire. Además, existen pérdidas de calor que bajan el desempeño de la turbina en especial en los elementos de recuperación de energía del flujo de trabajo es decir la turbina de alta presión y la turbina de baja presión. No se puede medir esta pérdida de calor ya que no existen los datos para calcular el flujo de calor por pérdidas, sin embargo estos componentes tienen un recubrimiento aislante como se describió en la sección 4 y están dentro de

un cuarto aislado del ambiente. Por consiguiente, las pérdidas de calor no van a ser significativas para el cálculo realizado. Para el modelo del ciclo se toma en cuenta esta pérdida de energía en el término de eficiencia de combustión.

5. Para el cálculo del calor de entrada del combustible se utiliza las propiedades dadas por el análisis de laboratorio del diesel (Anexo A) y se asumen constantes.
6. En la teoría se asume que el diesel se combustiona al 100% en situación real no hay una combustión perfecta, se obtiene un rendimiento menor de la cámara de combustión. Esto afecta el resultado del ciclo ya que el punto 3 del diagrama T-s del ciclo termodinámico depende directamente del calor de entrada en la cámara de combustión y finalmente una disminución en el trabajo de la turbina.

Para definir el estado termodinámico de una sustancia se necesitan dos variables independientes. En un monitoreo de la Turbina se tiene un registro de muchas variables que sirven para el control y operación del equipo. En el caso de la turbina es posible obtener valores de presión y temperatura para ciertos puntos (Tabla 10). En el caso que no se pueda obtener un valor medido para una variable de presión o temperatura se tomará como referencia los nominales.

Las variables consideradas son las siguientes:

*Tabla 10. Definición de las variables termodinámicas para el modelo del ciclo.*

<b>Punto</b>	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Presión [kPa]</b>	<b>Entropía <math>s^0</math> [kJ/kg]</b>	<b>Entalpía [kJ/kg]</b>	<b>Descripción</b>
<b>1</b>	Medida	Medida	Referencia	Calculada	Entrada al compresor
<b>A</b>	Nominal	Nominal	Calculada	Calculada	Cámara de refrigeración 1
<b>B</b>	Nominal	Nominal	Calculada	Calculada	Cámara de refrigeración 2
<b>C</b>	Nominal	Nominal	Calculada	Calculada	Cámara de refrigeración 3
<b>2</b>	Nominal	Medida	Calculada	Calculada	Salida del compresor
<b>3</b>	Nominal	Nominal	Calculada	Calculada	Salida de la cámara de combustión
<b>D</b>	Medida	Nominal	Calculada	Calculada	Salida de la turbina de alta presión
<b>4</b>	Medida	Medida	Calculada	Calculada	Salida de la turbina de baja presión
<b>E</b>	Medida	Medida	Calculada	Calculada	Salida del intercambiador de calor

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Juan Fernando Vera

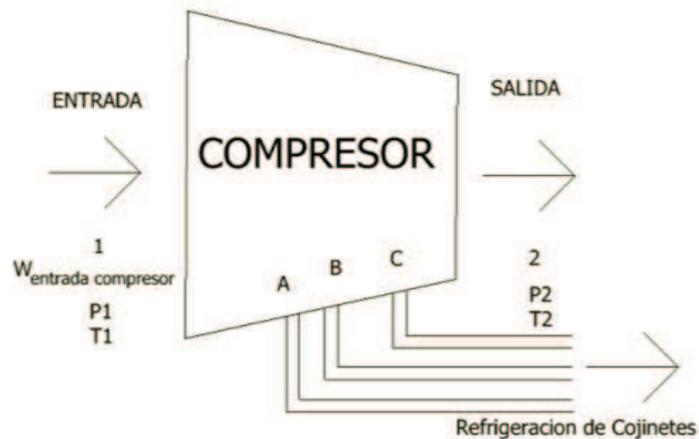
## 5.5. Metodología de cálculo del ciclo real

### 5.5.1. Modelo del Compresor

La ecuación del compresor se puede expresar en términos de trabajo o potencia como se indica en las ecuaciones 10 y 11 y se puede evaluar en unidades de Watts o en función de la masa kJ/kg (Çengel et al., 2009):

$$\dot{W}_{\text{compresor}} = \eta_c (h_2 - h_1) \dot{m}_{\text{aire}} \quad (10)$$

$$\dot{W}_{\text{compresor}} = \eta_c (h_2 - h_1) \quad (11)$$



*Figura 35. Diagrama del compresor y valores termodinámicos correspondientes.*

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: GE Industrial AeroDerivative Gas Turbines, 1991

En base a los valores medidos y nominales especificados en la Tabla 10, se definen los puntos 1 y 2 (Figura 35). Con los valores tabulados de propiedades termodinámicas de aire estándar (Moran et al., 2010), se obtiene la entalpía de los dos estados:

$$T_1 = T_{ambiente}$$

$$P_1 = P_{ambiente}$$

$$h_1 = h@_{T_1, P_1}$$

$$T_2 = T_{2nominal} = 430.5^{\circ}\text{C}$$

$$P_2 = P_{presióndescargacompresor}$$

$$h_2 = h@_{T_2, P_2}$$

La entalpía en el punto 2 se calcula con el valor nominal. Esta variable es importante para el cálculo de los demás procesos del ciclo por esta razón se analiza la sensibilidad de la entalpía  $h_2$  a la temperatura  $T_{2nominal}$  sección 5.6.

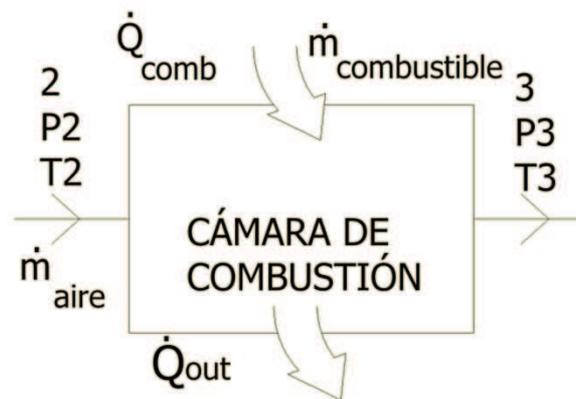
### 5.5.2. Modelo de la Cámara de Combustión

La adición de calor en la cámara de combustión permite incrementar la energía interna del fluido. El combustible utilizado en la cámara de combustión es diesel. Las propiedades completas del diesel usado en la Turbina se encuentran en el Anexo A, aquí se utiliza la densidad y el poder calórico inferior (low heating value) y densidad relativa del diesel:

$$S.G._{comb} = 0.8403$$

$$\rho_{comb} = 853.16 \text{ kg/m}^3$$

$$LHV_{comb} = 18286 \text{ Btu/lb}$$



*Figura 36. Diagrama de la cámara de combustión de la turbina.*

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: GE Industrial AeroDerivative Gas Turbines, 1991

El modelo de la cámara de combustión se basa en el balance de energía del sistema de la Figura 36.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{comb} - \dot{Q}_{out} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{comb} = \eta_{comb} \dot{m}_{combustible} LHV_{comb} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{combustible} = \dot{V}_{combustible} \rho_{comb} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{aire} = 60\dot{m}_{combustible} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{aire}(h_3 - h_2) \quad (16)$$

$$\dot{m}_{aire} \approx \dot{m}_{combustible} + \dot{m}_{aire} \quad (17)$$

Para encontrar el valor de entalpía del punto 3 se consideran todas las ecuaciones anteriormente desarrolladas:

$$h_3 = \eta_{comb} \frac{LHV_{comb}}{60} + h_2 \quad (18)$$

El valor del flujo másico del aire se definió anteriormente con la relación con el flujo másico del combustible. El punto 3 queda definido como:

$$T_3 = T_{3 \text{ nominal}}$$

$$P_3 = P_{3 \text{ nominal}}$$

$$h_3 = h_{3 \text{ calculado}}$$

### 5.5.3. Modelo de la Turbina:

El cálculo de la potencia generada por la turbina se basa en el mismo principio de diferencias de entalpías. La diferencia de entalpías entre los puntos 3 y D corresponde a la potencia de la turbina de compresión (HPT) y la diferencia de entalpías entre los puntos D y 4 corresponde a la potencia de la turbina de potencia (LPT):

$$\dot{W}_{turbinaHPT} = \eta_T(h_3 - h_D)\dot{m}_{aire} \quad (19)$$

$$\dot{w}_{turbinaHPT} = \eta_T(h_3 - h_D) \quad (20)$$

$$\dot{W}_{turbinaLPT} = \eta_T(h_D - h_4)\dot{m}_{aire} \quad (21)$$

$$\dot{w}_{turbinaLPT} = \eta_T(h_D - h_4) \quad (22)$$

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{W}_{turbinaHPT} + \dot{W}_{turbinaLPT} \quad (23)$$

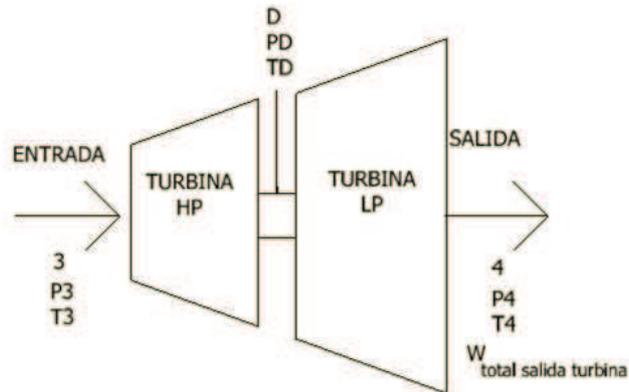


Figura 37. Diagrama de la turbina de baja presión (LPT) y alta presión (HPT) en serie.

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: GE Industrial AeroDerivative Gas Turbines, 1991

Finalmente el punto 4 utiliza la temperatura de los gases de escape y la presión del ambiente.

$$T_D = T_{promedio\ termocuplas}$$

$$P_D = P_D\ nominal$$

$$h_D = h@_{T_D, P_D}$$

$$T_4 = T_{escape\ de\ turbina}$$

$$P_4 = P_{ambiente}$$

$$h_4 = h@_{T_4, P_4}$$

### 5.6. Evaluación de la sensibilidad del cálculo.

El remplazo de un valor real por un valor nominal afecta el cálculo, ya que se pierde información sobre el estado real en este punto. El estado del punto 2 con los

valores medidos se obtuvo utilizando la presión de descarga del compresor, la presión y la temperatura ambiente.

$$pr_2 = pr_1 \frac{P_2}{P_1} \quad (24)$$

$$pr_1 = pr@T_1, P_1$$

$$h_{2 \text{ medido}} = h_2@pr_2$$

Mientras que el estado del punto 2 modificado toma la temperatura nominal del punto 2. Se realiza un análisis de la sensibilidad de la temperatura nominal para el punto 2, en el cual se aumenta 30 grados y disminuye 30 grados al valor nominal de temperatura:

$$h_{2 \text{ modificado}} = h_2@T_{2 \text{ nominal} \pm 30^\circ\text{C}}$$

Ahora se cuantifica el cambio en la entalpía de la temperatura nominal cuando se compara con el valor calculado de la entalpía medida de la manera siguiente:

$$\%error = \frac{h_{2 \text{ modificado}} - h_{2 \text{ medido}}}{h_{2 \text{ medido}}} \times 100 \quad (25)$$

*Tabla 11. Análisis de sensibilidad de suposición de valor nominal..*

Conjunto	$h_{2 \text{ medido}}$ promedio kJ/kg	$h_{2 \text{ modificado}}$ inferior kJ/kg	$h_{2 \text{ modificado}}$ superior kJ/kg	% error inferior	%error superior
Turbina A	648.78	685.1	749.6	5.60%	13.45%
Turbina B	648.07			5.71%	15.66%

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Repsol (Registro de Operaciones), 2013

Los valores de la entalpía modificados son mayores que el promedio de la entalpía del sistema lo cual es normal porque los valores nominales fueron calculados en exigencia máxima. El error en el cálculo de la entalpía está dentro de un rango del 5

al 15%, en el cálculo del trabajo del compresor. Para la turbina se puede esperar un error dentro de este mismo rango.

### 5.7. Resultados de Trabajo de Turbina y Compresor

A continuación se presentan los gráficos obtenidos de la potencia del compresor y la turbina para la Turbina A y B. Se grafica el trabajo total de la turbina  $W_{turbina} = W_{LPT} + W_{HPT}$  en función del trabajo del compresor  $W_{compresor}$ .

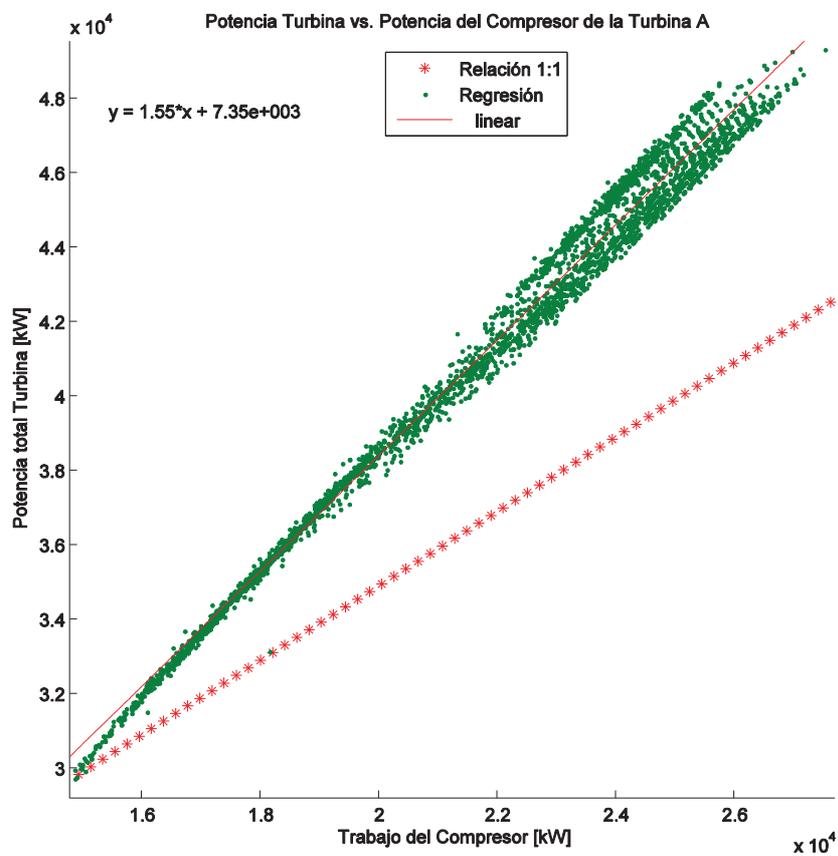


Figura 38. Potencia Turbina vs. Potencias del Compresor Turbina "A".

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Repsol (Registro de Operaciones), 2013

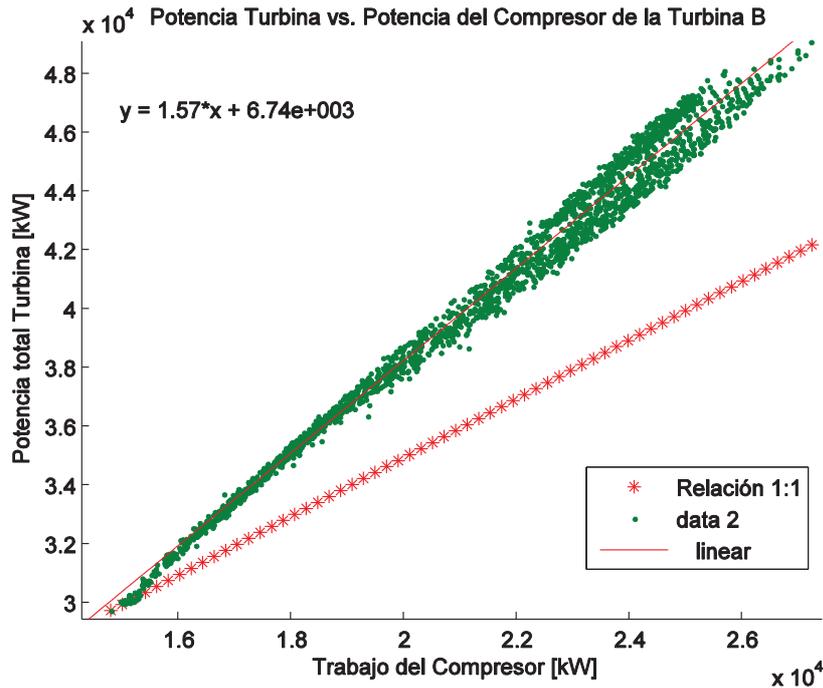


Figura 39. Potencia Turbina vs. Potencia del Compresor Turbina "B".

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Repsol (Registro de Operaciones), 2013

La potencia total de la Turbina es mayor a la potencia del Compresor. Se representa la línea con pendiente 1 en puntos rojos para tener una comparación con el estado en el que el trabajo del compresor y la turbina es el mismo. La pendiente de la regresión nos da un estimado del Trabajo de retroceso que se evalúa como:

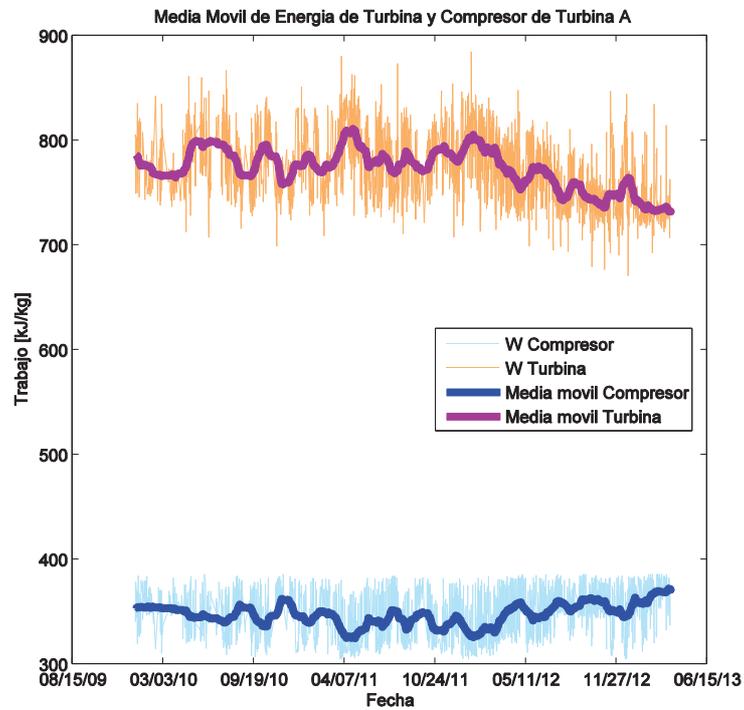
$$m = \frac{\Delta W_{total\ turbina}}{\Delta W_{compresor}} = 1.55\ para\ Turbina\ "A"\ y\ 1.57\ para\ Turbina\ "B"$$

$$Trabajo\ de\ retroceso = \frac{W_{compresor}}{W_{total\ turbina}} = \frac{1}{m} \quad (26)$$

64.5% para Turbina "A" y 63.7% para Turbina "B"

El trabajo de retroceso es una medida de cuando trabajo generado por la turbina se reinvierte para alimentar al compresor (GE Industrial AeroDerivative Gas Turbines,

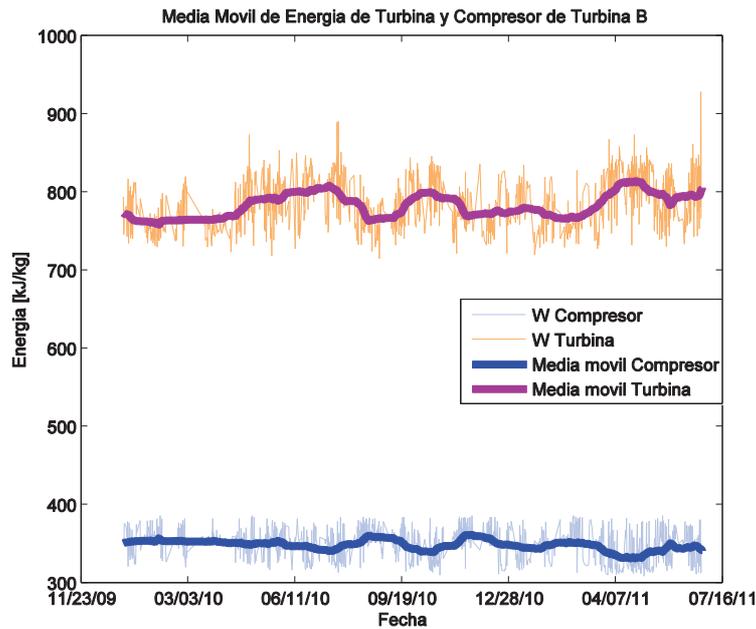
1991). El trabajo excedente es el trabajo útil para el ciclo. Para evaluar los trabajos de turbina y compresor se grafica las series de tiempo.



*Figura 40. Serie de tiempo de trabajo total de Turbina y trabajo del Compresor, Turbina "A".*

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Repsol (Registro de Operaciones), 2013



*Figura 41. Serie de tiempo de trabajo total de Turbina y trabajo del Compresor, Turbina “B”.*

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Repsol (Registro de Operaciones), 2013

En la serie de tiempo de la Turbina A (Figura 40) se observa un comportamiento constante en la relación entre el trabajo de la Turbina y el trabajo del Compresor hasta el 11/05/2012 en la Turbina A. A partir de esta fecha hay un cambio de tendencia, la relación de trabajo de retroceso aumenta ya que el trabajo del compresor aumenta y el trabajo de la turbina disminuye. Un comportamiento de este tipo puede darse porque la compresión está necesitando más potencia para producir una misma potencia de salida en la turbina. Así mismo la potencia de la turbina también se ve reducida por lo cual la turbina ha bajado su rendimiento en este periodo. Por otro lado, en la serie de tiempo Figura 41 de la Turbina B se observa un comportamiento uniforme en todo el intervalo de tiempo.

## 5.8. Evaluación de la eficiencia por la primera ley

La eficiencia termodinámica se define por la primera ley de la termodinámica como:

$$\eta_{Ira ley} = \frac{\text{Energía útil}}{\text{Energía invertida}} \quad (27)$$

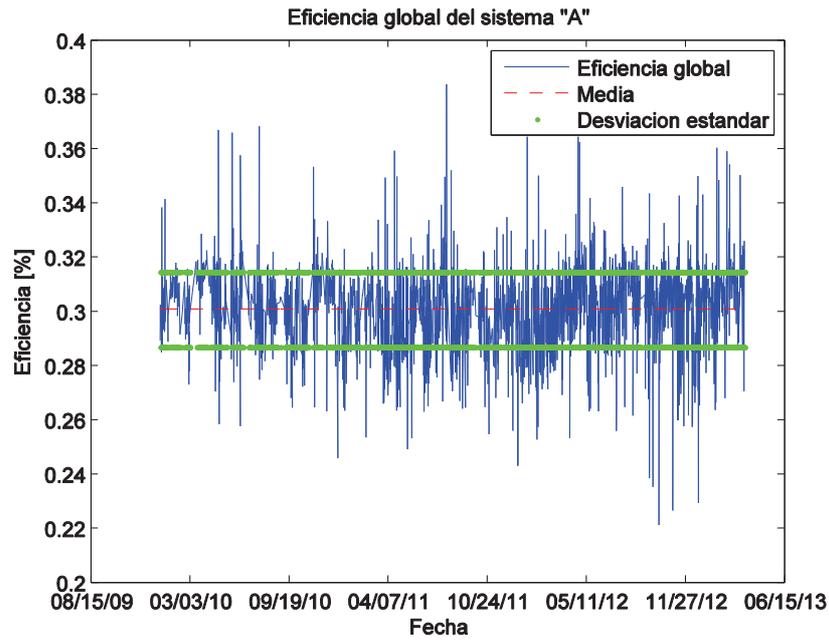
$$\eta_{Ira ley} = \frac{\text{Trabajo eléctrico}}{\text{Calor de Entrada del combustible}} = \frac{\dot{W}_{electrico}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (28)$$

La potencia eléctrica  $\dot{W}_{electrico}$  está dada por la Potencia activa en MW del generador del cual se tiene la variable en el registro (Figura 19 y Figura 20). El calor de combustión  $\dot{Q}_{comb}$  se definió en la sección 5.5.2.

La eficiencia global de la turbina se puede obtener en forma de una serie de tiempo cuando se toma el valor de calor de entrada para una fecha dada y el valor de la potencia activa en este caso conviene escribir la eficiencia global como:

$$\eta = \frac{W_i}{Q_{in_i}} \quad (29)$$

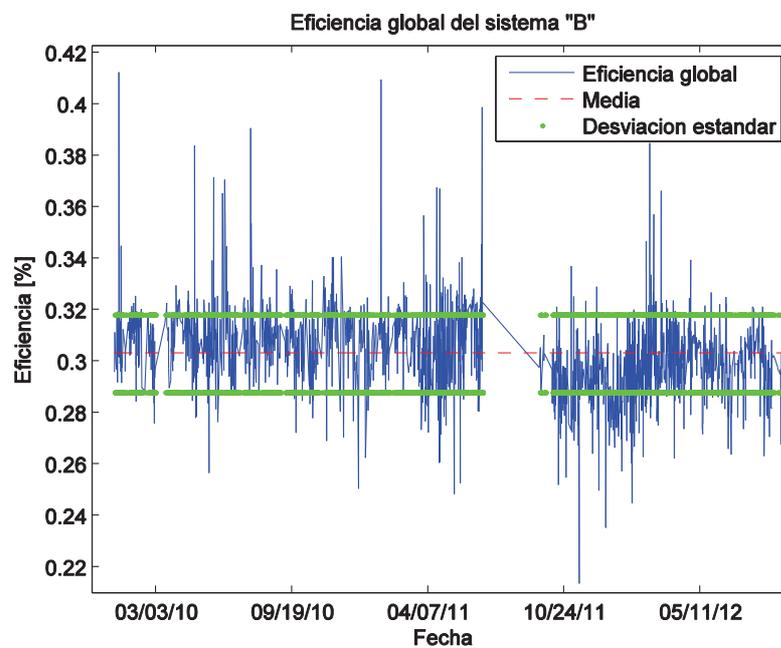
Como se vio en la sección 5.5  $Q_{in}$  es función de  $f(\dot{m}_c, h_2)$  es decir  $f(\dot{m}_c, P_2, T_2)$



*Figura 42. Serie de tiempo de la eficiencia global de la Turbina "A".*

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Repsol (Registro de Operaciones), 2013



*Figura 43. Serie de tiempo de la eficiencia global de la Turbina "B".*

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Repsol (Registro de Operaciones), 2013

La regresión lineal de la potencia del generador versus el calor de entrada de combustión es bastante buena porque el  $R^2$  es de 0.8997 para la Turbina A y de 0.9033 para la Turbina B. Por lo tanto al calcular la eficiencia se puede usar esta variable en comparación con otros parámetros del sistema. La eficiencia media global es 30% para la Turbina A y la Turbina B (Figura 42 y Figura 43).

## **5.9. Análisis de la eficiencia según variables medidas de la Turbina**

### **5.9.1. Relación entre eficiencia y entalpía 2 del punto 2.**

En esta sección se compara la eficiencia calculada por la primera ley con la de los estados definidos por variables medidas. En este caso con la relación entalpía del punto 2 que se obtuvo con la presión medida de descarga del compresor (ver sección 5.5.1) se ajustan dos relaciones, una lineal y la otra cuadrática. En el caso de la entalpía  $h_2$ , la diferencia en los coeficientes entre la Turbina A y la Turbina B es mínima. A su vez el  $R^2$  de la regresión es mejor en ambos casos para la regresión cuadrática.

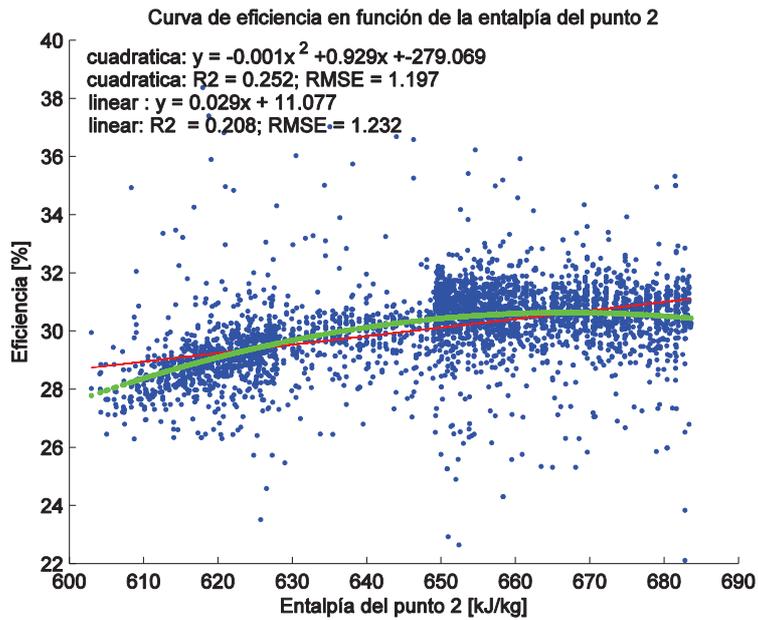


Figura 44. Curva de eficiencia en función de la entalpía del punto 2 de la Turbina "A".

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Repsol (Registro de Operaciones), 2013

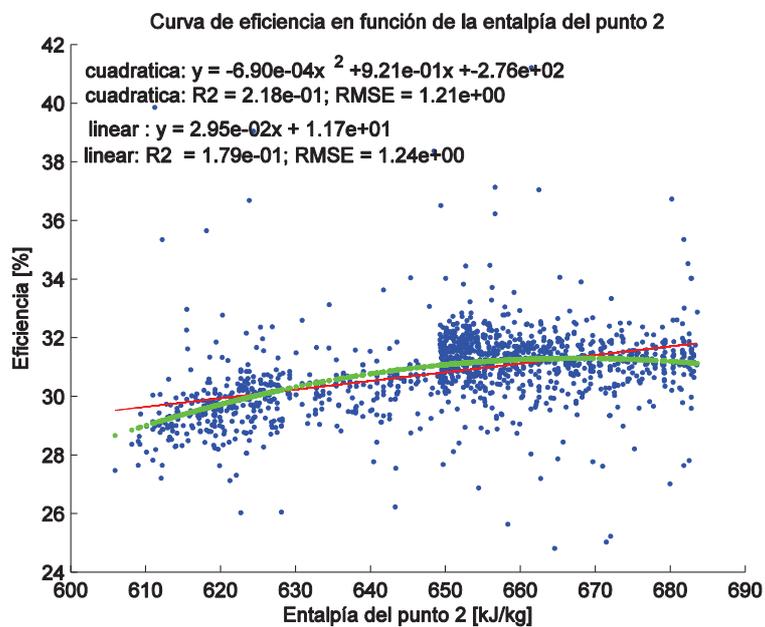


Figura 45. Curva de eficiencia en función de la entalpía del punto 2 de la Turbina "B".

Realizado por: Juan Fernando Vera

Fuente: Repsol (Registro de Operaciones), 2013