

## ANÁLISIS DE LA GENERACIÓN DE ENTROPÍA Y EFICIENCIAS EN UNA TURBINA DE VAPOR DE 350 MW

Arturo Reyes León, Pedro Quinto Diez  
Instituto Politécnico Nacional-SEPI-ESIME-Zacatenco  
Av. Instituto Politécnico Nacional s/n, Laboratorios Pesados 3, LABINTHAP  
Col. Lindavista C.P. 07738  
México D.F.  
Tel. (55) 5729-6000 Ext. 54882  
Email: arthuro\_reyes@yahoo.com.mx

José Hernández Rodríguez  
Universidad de Quintana Roo, Departamento de Ingeniería  
Blvd. Bahía s/n Esq. I. Comonfort Col. Del Bosque  
Chetumal, Quintana Roo, México.  
Tel. 01-983-83-503-91  
Email: josherna@uqroo.mx

### RESUMEN

El presente trabajo muestra el análisis de la generación de entropía y de las eficiencias isoentrópicas y exergéticas de las diferentes secciones de una turbina de vapor de 350 MW de la central carboeléctrica de Nava, Coahuila, México. Los cálculos de las eficiencias isoentrópica y exergética, se usan como parámetros de evaluación del comportamiento de las turbinas de vapor considerando que la eficiencia isoentrópica representa la eficiencia de primera ley, mientras que la eficiencia exergética representa la eficiencia de segunda ley y es esta última la que resulta más adecuada de utilizar como parámetro de evaluación. Los resultados muestran que la generación de entropía a condiciones de operación es mayor con respecto a las condiciones de diseño. La potencia total de la turbina se reduce en 13 MW (4.25%) a condiciones de operación. La mayor pérdida de las eficiencias isoentrópica y exergética se ubican en la sección de alta presión de la turbina y son de 10.41% y 5.73% respectivamente. Se encontró que la sección de alta presión de la turbina de vapor debe de ser revisada mecánicamente para reducir las irreversibilidades termodinámicas.

Palabras claves: Generación de entropía, Irreversibilidades, Eficiencia isoentrópica, Eficiencia exergética, Central carboeléctrica

### INTRODUCCIÓN

A nivel mundial la mayor parte de la energía eléctrica es generada en centrales de potencia de tipo convencional que emplean combustibles fósiles, en las que son de primordial importancia las turbinas de vapor. En México, el porcentaje de energía eléctrica generada a partir de centrales de tipo convencional es del 80% (CFE; SENER). La agencia internacional de energía -AIE, por sus siglas en inglés-, prevé que para 2030 el porcentaje de electricidad generada a nivel mundial con combustibles fósiles será del 66%,

cuando actualmente es de 63%. Esto demuestra que el uso de los combustibles fósiles no solo no disminuirá, sino que incluso aumentará ligeramente en este periodo (AIE, 2008).

Actualmente más del 35% de la demanda de energía eléctrica a nivel mundial es generada usando turbinas de vapor. Esta información da una idea de la importancia de este tipo de turbinas para la generación de energía y en consecuencia sobre la economía de un país. Así que es de interés primordial que estos equipos operen con alta eficiencia a fin de lograr una

mejor conversión de la energía. Por ejemplo en el caso de México en donde las turbinas de vapor están involucradas en 28 218 MW de capacidad instalada de generación de electricidad y en donde el descenso del 0,1 % de sus eficiencias traería como consecuencia una pérdida de 28.2 MW de potencia instalada (CFE).

Lior y Zhang (2007) presentaron un estudio completo sobre criterios de funcionamiento de sistemas de energía aplicando las leyes de la Termodinámica tanto la primera como la segunda. Kotas (1995) propuso varias expresiones de eficiencias energéticas para evaluar procesos térmicos y químicos. Gyftopoulos y Beretta (1991) definieron la eficiencia termodinámica como una medida del grado en el cual los procesos involucrados en llevar a cabo alguna tarea y en convertir una fuente de energía se alejan de las reversibilidad.

Con el aumento de los problemas energéticos que se han presentado desde las últimas cuatro décadas provocados por la escasez de combustibles, el aumento de precios y la contaminación ambiental que han causado, se ha hecho necesario utilizar apropiadamente la energía; esto ha despertado el interés en el uso eficiente de la energía, y para contribuir a este interés se ha hecho necesario evaluar de manera más adecuada la eficiencia de las turbinas de vapor. Esto se puede lograr mediante la evaluación del comportamiento de las turbinas de vapor a través de la "eficiencia de segunda ley o eficiencia exergética" (Ayres et al, 2007; Bogdan et al, 2007; Rosen & Struchtrup, 2002; Chaibakhsh & Ghaffairi, 2008, Abusoglu et al., 2008). Esta eficiencia se basa en la combinación de la primera y segunda leyes de la termodinámica, y da una mejor información sobre el uso de la energía en estos equipos (Luo et al., 2011; Klein & Nellis 2012; Kosman, 2010).

En este trabajo, se analiza la diferencia entre estas dos eficiencias (isoentrópica y exergética) de una turbina de vapor de la central carboeléctrica de Nava, Coahuila, México, se analizó la generación de entropía en sus diferentes secciones y posteriormente se calcularon las eficiencias isoentrópica y exergética de la misma turbina. Con los

resultados obtenidos se hacen las conclusiones a partir de la información que proporcionan ambas eficiencias.

## **GENERACIÓN DE ENTROPÍA EN TURBINAS DE VAPOR**

Gouy en 1889 y Stodola en 1910, reconocieron la relación que existe entre la entropía generada por las irreversibilidades y el trabajo que pierden los sistemas energéticos por esa causa. De ahí el teorema que se conoce como de Gouy-Stodola, dice: "el trabajo perdido disponible es directamente proporcional a la generación de entropía, donde el factor de proporcionalidad es la temperatura ambiente." (Moran et al, 2008).

El análisis de generación de entropía está basado en la segunda ley de la termodinámica, la cual permite conocer la eficiencia máxima teórica que puede alcanzar un proceso. A partir del teorema de Gouy-Stodola se comenzó a desarrollar el concepto de exergía para conocer la cantidad de trabajo máximo disponible en cualquier cantidad de energía. Aunque esta variable termodinámica (exergía) tiene una edad de más de 100 años, fue hasta la década de los 1970s, en la que se iniciaron extensas investigaciones y aplicaciones, debido a que se comprendió la importancia que tiene para evaluar el uso de la energía. Entre los investigadores que más han destacado en esta área de investigación se puede citar a: T.J. Kotas, F. Bosnjakovic, J. Keenan, Z. Rana, J. Szargut, R. Gaggioli, A. Bejan, M. Moran y G. Tsatsaronis (Bejan et al., 1996; Kotas, 1996, Moran et al, 2008, Bejan, 2006). El teorema de Gouy-Stodola se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{W}_{perd} = T_0 \dot{\sigma}_{gen} \quad (1)$$

Donde  $\dot{W}_{perd}$  representa la potencia perdida,  $T_0$  representa la temperatura del estado muerto y  $\dot{\sigma}_{gen}$  representa la generación de entropía.

La potencia perdida o flujo exergía destruida depende de la naturaleza del proceso y contabiliza las irreversibilidades inherentes al sistema. El trabajo máximo teórico se alcanza cuando la generación de entropía es cero (Bejan et al., 1996).

La fricción, una mezcla, reacciones químicas, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, expansión libre, etc, son consideradas irreversibilidades propias del sistema las cuales siempre causan generación de entropía. En el caso de los procesos que ocurren en un volumen de control en estado estacionario como el que se muestra en la figura 1, la generación de entropía se expresa como:

$$\dot{\sigma}_{vc} = \sum_s \dot{m}_s s_s - \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \quad (2)$$

En la figura 1, vc, representa el volumen de control,  $\dot{m}_e$  representa los flujos másicos de entrada al volumen de control,  $\dot{m}_s$  representa las flujos másicos de salida del volumen de control,  $\dot{Q}_{vc}$  representa la transferencia de calor del volumen de control,  $\dot{\sigma}_{vc}$  representa la generación de entropía del volumen de control,  $T_0$  representa la temperatura del estado muerto y  $T_p$  representa la temperatura de la pared del volumen de control.

Tomando como ejemplo de aplicación la turbina de vapor de la figura 2 y despreciando el término de transferencia de entropía por transferencia de calor  $\dot{Q}_0$ , la generación de entropía se obtiene aplicando la ecuación (2):

$$\dot{\sigma}_{vc} = [\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_6 s_6] - \dot{m}_1 s_1 \quad (3)$$

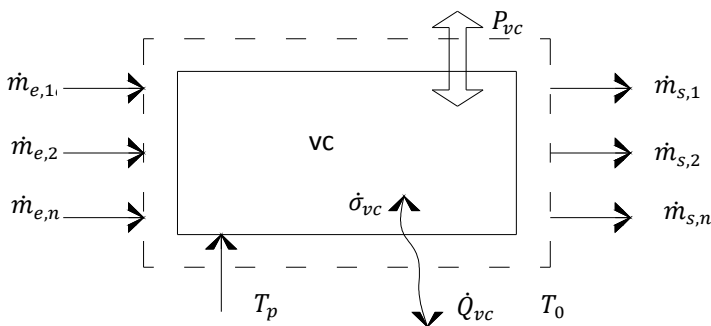


Figura. 1. Diagrama de un volumen de control

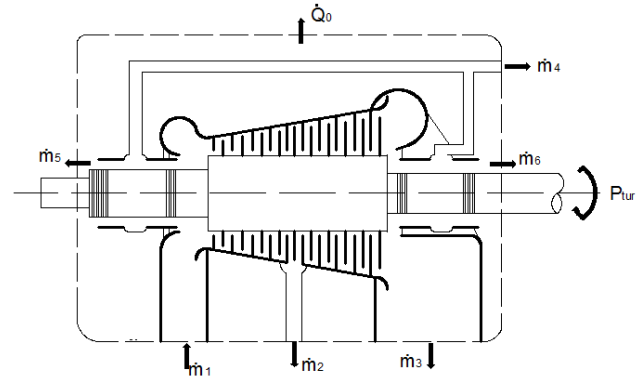


Figura. 2. Diagrama de una turbina de vapor

### EFICIENCIAS ISOENTRÓPICA Y EXERGÉTICA EN TURBINAS DE VAPOR

Para describir las eficiencias isoentrópica y exergética en las turbinas de vapor se usa el diagrama de la figura 2.

$P_{tur}$  es la potencia que se obtiene en la turbina y  $\dot{Q}_0$  es el flujo de calor transmitido al medio ambiente, debido a que la cubierta de la turbina no tiene un aislamiento térmico perfecto.

Si los cambios de energía potencial son ignorados y las velocidades de vapor en las entradas y salidas son del mismo orden de magnitud, el cálculo de la potencia real de la turbina, se expresa por la primera ley de la termodinámica (Luo et al, 2011; Kim 2010, Woudstra et al., 2010):

$$P_{tur} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{Q}_0 \quad (4)$$

La ecuación (4) puede reescribirse como:

$$P_{tur} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s - \dot{Q}_0 \quad (5)$$

Si en la ecuación (5) el flujo de calor intercambiado por la turbina y el medio ambiente ( $\dot{Q}_0$ ) desprecia porque representa un valor muy cercano al 0% de la potencia generada por la turbina, esta se reescribe como:

$$P_{tur} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s \quad (6)$$

El cálculo de la potencia isoentrópica de la turbina,  $P_{iso}$ , para la misma turbina se hace a continuación.

$$P_{iso} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_{2,iso} - \dot{m}_3 h_{3,iso} - \dot{m}_4 h_{4,iso} - \dot{m}_5 h_{5,iso} - \dot{m}_6 h_{6,iso} \quad (7)$$

La ecuación (8) puede escribirse en forma compacta como:

$$P_{iso} = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_{s,iso} \quad (8)$$

### **Eficiencia isoentrópica**

La eficiencia isoentrópica relaciona la potencia real generada por la turbina de vapor,  $P_{tur}$ , con la potencia ideal que se obtendría en la turbina, si la expansión del vapor se llevara a cabo en un proceso isoentrópico entre las mismas presiones. Esta eficiencia se expresa como (Saidur et al., 2010; Bahadori et al., 2010; Medina & Picón, 2010, Kaushik et al., 2010):

$$\varepsilon_{tur,iso} = \frac{P_{tur}}{P_{iso}} \quad (9)$$

Para el caso de la turbina de vapor que se muestra en la Figura 2, la ecuación (9) queda como:

$$\varepsilon_{tur,iso} = \frac{\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s}{\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_{s,iso}} \quad (10)$$

### **Eficiencia Exergética**

Esta eficiencia es más interesante que la eficiencia isoentrópica porque relaciona la potencia real obtenida por la turbina de vapor ( $P_{tur}$ ) con el flujo de exergía suministrado ( $E_{sum}$ ), que es equivalente a la potencia máxima posible que se puede obtener durante la expansión del vapor en la turbina (Klein & Nellis, 2012, Dincer & Rosen 2013; Usón et al., 2010; Borel & Favrat, 2005; Lior & Zhang, 2007). Este suministro de flujo de exergía se llama "potencia exergética",  $P_{exe}$ . La ecuación de la eficiencia exergética para la turbina de vapor es:

$$\varepsilon_{tur,exe} = \frac{P_{tur}}{E_{sum}} = \frac{P_{tur}}{P_{exe}} \quad (11)$$

El flujo de exergía suministrada o potencia exergética se evalúa como la diferencia entre la suma de los flujos de exergía de entrada y la suma de los flujos de exergía de salida de la turbina. En el caso de la turbina de vapor que se muestra en la figura 2, la potencia exergética es:

$$P_{exe} = \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_2 e_2 - \dot{m}_3 e_3 - \dot{m}_4 e_4 - \dot{m}_5 e_5 - \dot{m}_6 e_6 \quad (12)$$

La ecuación (12) se reescribe como:

$$P_{exe} = \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s \quad (13)$$

En la ecuación (12) y (13),  $e$  es la exergía específica del flujo de vapor, que se calcula, ignorando la energía cinética y potencial como:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (14)$$

Haciendo uso de la ecuación (13), la ecuación (11) se reescribe como:

$$\varepsilon_{tur,exe} = \frac{\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s}{\sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_s e_s} \quad (15)$$

## **ANÁLISIS DE LA TURBINA DE 350 MW DE NAVA, COAHUILA**

La central carboeléctrica, de Nava, Coahuila, México, es la segunda central generadora de energía eléctrica de México que utiliza el carbón como fuente de energía primaria, y cuenta con cuatro unidades generadoras de 350 MW de capacidad nominal cada una. Anualmente, tiene un potencial de generación de 10 300 000 MWh de energía (considerando un factor de planta total de 0.84). El consumo de carbón de las cuatro unidades es de alrededor de 16 000 toneladas diariamente. Cada turbina de vapor tiene una capacidad de diseño de 350 MW, y está compuesta de tres secciones: de alta presión (SAP), de presión intermedia (SIP) y baja presión (SBP), como se muestra en la figura 3.

En la figura 4 se muestra los estados termodinámicos del ciclo de la unidad generadora de la Central Carboeléctrica de Nava, Coahuila, en los ejes T-s.

Los valores correspondientes de las propiedades termodinámicas del vapor en las tres secciones de la turbina de vapor analizada para las condiciones de operación y diseño se muestran en las tablas 1 y 2.

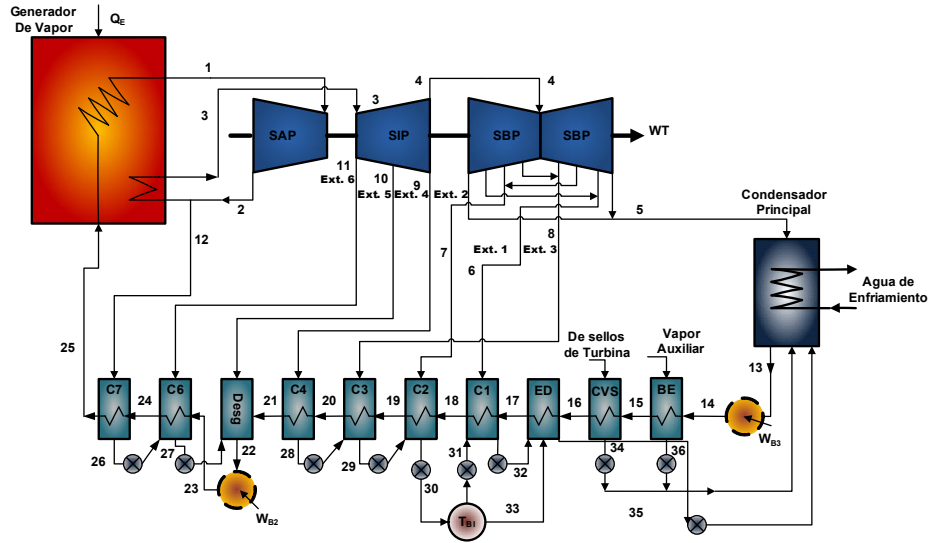


Figura 3. Diagrama de la turbina de vapor de 350 MW de la Central Carboeléctrica de Nava, Coahuila, México

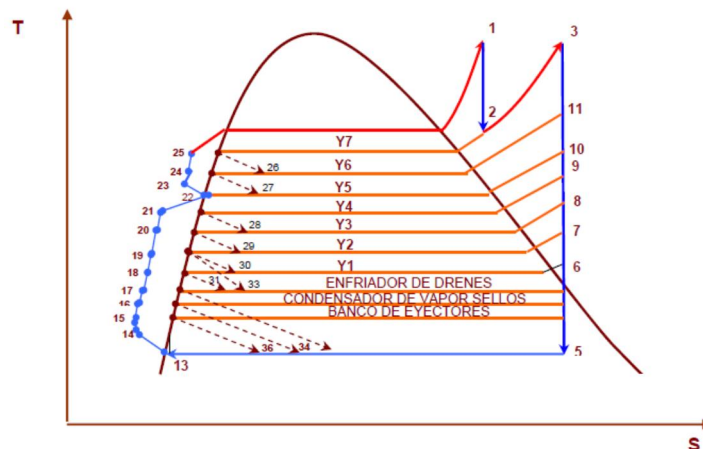


Figura 4. Diagrama temperatura-entropía del ciclo termodinámico de la turbina de vapor de 350 MW de la Central Carboeléctrica de Nava, Coahuila, México

| No. | $\dot{m}$ [kg/s] | p[bar] | T[ °C] | h [kJ/kg] | s [kJ/kg-K] |
|-----|------------------|--------|--------|-----------|-------------|
| SAP |                  |        |        |           |             |
| 1   | 248.63           | 166.5  | 538    | 3399.18   | 6.4171      |
| 2   | 247.42           | 34.7   | 319.03 | 3028.88   | 6.5387      |
| SIP |                  |        |        |           |             |
| 3   | 229.18           | 31.26  | 538    | 3541.30   | 7.3233      |
| 4   | 197.85           | 5.47   | 290.98 | 3044.70   | 7.3854      |
| 9   | 13.80            | 5.47   | 290.98 | 3044.70   | 7.3854      |
| 10  | 10.98            | 10.7   | 378.83 | 3218.15   | 7.3662      |
| 11  | 7.08             | 17.49  | 449.67 | 3360.65   | 7.3508      |
| SBP |                  |        |        |           |             |
| 5   | 177.97           | 0.11   | 47.9   | 2467.06   | 7.7367      |
| 6   | 4.02             | 0.28   | 67.35  | 2532.72   | 7.5063      |
| 7   | 7.95             | 0.72   | 95.05  | 2669.59   | 7.4963      |
| 8   | 7.92             | 1.65   | 164.98 | 2802.12   | 7.4450      |

**Tabla 1.** Propiedades termodinámicas del vapor a condiciones de diseño

| No. | $\dot{m}$ [kg/s] | p[bar] | T[ °C] | h [kJ/kg] | s [kJ/kg-K] |
|-----|------------------|--------|--------|-----------|-------------|
| SAP |                  |        |        |           |             |
| 1   | 249.57           | 167.06 | 541.06 | 3406.12   | 6.4242      |
| 2   | 248.41           | 34.12  | 336.15 | 3070.73   | 6.6156      |
| SIP |                  |        |        |           |             |
| 3   | 233.47           | 33.32  | 545.42 | 3555.18   | 7.3116      |
| 4   | 198.09           | 5.09   | 297.8  | 3057.32   | 7.4406      |
| 9   | 15.59            | 5.09   | 297.8  | 3057.32   | 7.4406      |
| 10  | 9.71             | 9.47   | 373    | 3207.94   | 7.4033      |
| 11  | 10.59            | 17.33  | 457.26 | 3377.43   | 7.3762      |
| SBP |                  |        |        |           |             |
| 5   | 177.76           | 0.12   | 49.07  | 2514.56   | 7.8502      |
| 6   | 4.98             | 0.26   | 66.11  | 2619.43   | 7.8180      |
| 7   | 6.49             | 0.64   | 104.01 | 2688.60   | 7.5987      |
| 8   | 8.86             | 0.75   | 185.04 | 2842.06   | 7.46957     |

**Tabla 2.** Propiedades termodinámicas del vapor a condiciones de operación

Con los valores de las tablas 1 y 2 se calculan la entalpía isoentrópica ( $h_{iso}$ ), la exergía específica ( $e$ ) y los flujos de la entalpía ( $\dot{H} = \dot{m}h$ ), entropía ( $\dot{S} = \dot{m}s$ ) y exergía ( $\dot{E} = \dot{m}e$ ) para cada estado termodinámico para las condiciones de operación y diseño.

Los valores de estado muertos son  $T_0 = 25$  °C,  $p_0 = 0.97$  [bar],  $h_0 = 111.7350$  [kJ/kg],  $s_0 = 0.3904$  [kJ/kg-K] y  $T_0 = 26.67$  °C,  $p_0 = 0.97$  [bar],  $h_0 = 111,91$  [kJ/kg],  $s_0 = 0.3906$  [kJ/kg - K] para las condiciones de diseño y operación respectivamente. Estos resultados se muestran en las tablas 3 y 4.



| No. | $h_{iso}$ [kJ/kg] | $e$ [kJ/kg] | $\dot{H}$ [MW] | $\dot{H}_{iso}$ [MW] | $\dot{S}$ [kW/K] | $\dot{E}$ [MW] |
|-----|-------------------|-------------|----------------|----------------------|------------------|----------------|
| SAP |                   |             |                |                      |                  |                |
| 1   | 3399.18           | 1490.49     | 845.13         | 845.13               | 1595.48          | 370.58         |
| 2   | 2958.72           | 1083.92     | 749.40         | 732.04               | 1617.81          | 268.18         |
| SIP |                   |             |                |                      |                  |                |
| 3   | 3541.30           | 1362.41     | 811.60         | 811.60               | 1678.35          | 312.24         |
| 4   | 3010.30           | 847.29      | 602.40         | 595.60               | 1461.20          | 167.64         |
| 9   | 3010.30           | 847.29      | 42.03          | 41.55                | 101.92           | 11.70          |
| 10  | 3190.61           | 1026.47     | 35.34          | 35.03                | 80.88            | 11.27          |
| 11  | 3341.08           | 1173.56     | 23.80          | 23.66                | 52.04            | 8.31           |
| SBP |                   |             |                |                      |                  |                |
| 5   | 2353.16           | 164.91      | 439.05         | 418.78               | 1376.90          | 29.35          |
| 6   | 2483.78           | 482.37      | 10.18          | 9.98                 | 30.18            | 1.94           |
| 7   | 2630.18           | 439.12      | 21.22          | 20.91                | 59.60            | 3.49           |
| 8   | 2776.43           | 586.94      | 22.18          | 21.98                | 58.96            | 4.65           |

**Tabla 3.** Entalpía isoentrópica, exergía específica; flujos de entalpía, flujos de entalpía isoentrópica, flujos de entropía y flujos de exergía de la turbina de vapor a condiciones de diseño

| No. | $h_{iso}$ [kJ/kg] | $e$ [kJ/kg] | $\dot{H}$ [MW] | $\dot{H}_{iso}$ [MW] | $\dot{S}$ [kW/K] | $\dot{E}$ [MW] |
|-----|-------------------|-------------|----------------|----------------------|------------------|----------------|
| SAP |                   |             |                |                      |                  |                |
| 1   | 3406.12           | 1485.22     | 850.05         | 850.05               | 1603.29          | 370.66         |
| 2   | 2958.77           | 1092.44     | 762.79         | 734.97               | 1643.38          | 271.37         |
| SIP |                   |             |                |                      |                  |                |
| 3   | 3556.11           | 1368.22     | 830.04         | 830.25               | 1707.04          | 319.44         |
| 4   | 2986.26           | 831.68      | 605.64         | 591.56               | 1473.91          | 164.75         |
| 9   | 2986.26           | 831.68      | 47.68          | 46.57                | 116.00           | 12.97          |
| 10  | 3148.46           | 993.48      | 31.16          | 30.58                | 71.89            | 9.65           |
| 11  | 3329.80           | 1171.10     | 35.76          | 35.26                | 78.11            | 12.40          |
| SBP |                   |             |                |                      |                  |                |
| 5   | 2382.60           | 166.11      | 446.98         | 423.52               | 1395.45          | 29.53          |
| 6   | 2491.65           | 483.94      | 13.05          | 12.41                | 38.93            | 2.41           |
| 7   | 2630.96           | 415.56      | 17.45          | 17.08                | 49.32            | 2.70           |
| 8   | 2657.01           | 479.97      | 25.19          | 23.55                | 69.96            | 4.25           |

**Tabla 4.** Entalpía isoentrópica, exergía específica; flujos de entalpía, flujos de entalpía isoentrópica, flujos de entropía y flujos de exergía la turbina de vapor a condiciones de operación

Con los valores de la temperatura, entropía de las tablas 1 y 2 se obtiene la expansión del vapor en las diferentes secciones de la turbina para las condiciones de diseños y operación, la curva de expansión se muestra en la figura 5.

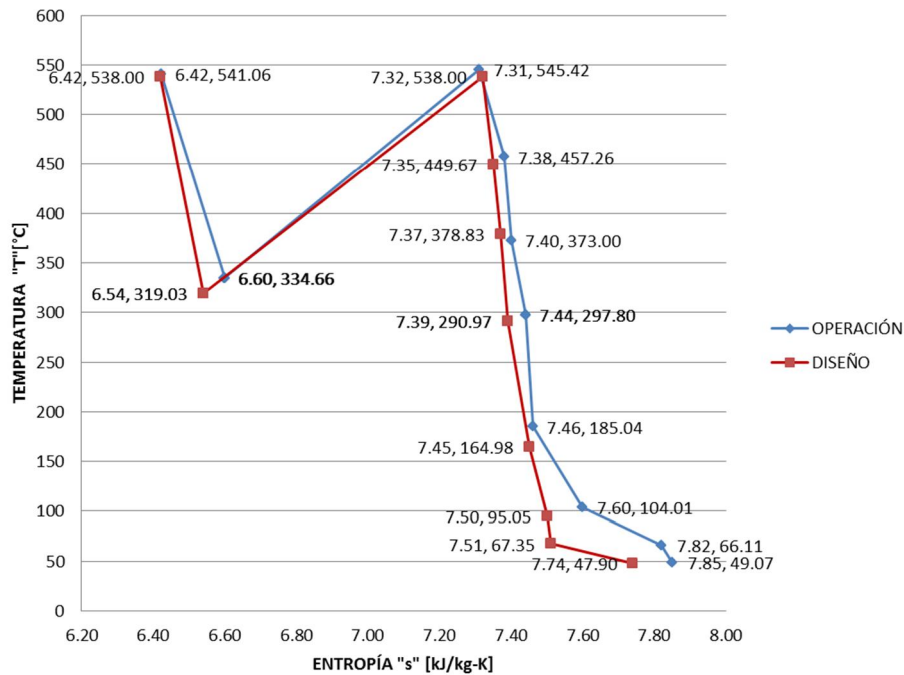


Figura 5. Diagrama T-s de la expansión del vapor en la turbina de 350 MW de la Central Carboeléctrica de Nava, Coahuila, México

## RESULTADOS

En esta sección se compone de tres partes: generación de entropía de la turbina de vapor, potencias de la turbina de vapor y eficiencias de la turbina de vapor.

### Generación de entropía de la turbina de vapor

Con los valores de la tabla 1 y 2, se aplica la ecuación (3), para el cálculo de la generación de entropía  $\dot{\sigma}_{gen}$ , para cada sección de la turbina, los resultados correspondientes a las condiciones de diseño y las condiciones operación, así como las diferencias entre las mismas, se muestran en la tabla 5.

De los datos mostrados en la tabla 5, se observa que en la SBP es donde se genera mayor cantidad de entropía. La diferencia de la generación de entropía en la SBP a las condiciones de operación con respecto a las condiciones de diseño es de 15.32 kW/K, en la SAP esta diferencia es de 17.77 kW/K y

finalmente en la SIP es donde se observa la menor diferencia generación de entropía la cual es de 15.18 kW/K.

### Potencias de la turbina de vapor

Las potencias  $P_{tur}$ ,  $P_{iso}$  y  $P_{exe}$  desarrolladas por la turbina de vapor en sus diferentes secciones para las condiciones de diseño y operación se calculan aplicando las ecuaciones (6), (9) y (13) y utilizando los datos de las tablas 1 y 2, los resultados son mostrados en las tablas 6, 7 y 8.

En la tabla 6 se observa que en la SAP produce 8.20 MW menos a las condiciones de operación con respecto a sus condiciones de diseño, la SIP está produciendo mayor potencia a condiciones de operación con respecto a sus condiciones de diseño, la SBP produce menor potencia (6.79 MW) a condiciones de operación con respecto a sus condiciones de diseño. La potencia total de la turbina a condiciones de operación presenta una reducción del 13.23 MW con respecto a las condiciones de diseño.



Las potencias isoentrópicas desarrolladas por la turbina de vapor en sus diferentes secciones para las condiciones de diseño y operación se muestran en la tabla 7. Donde se observa que para las SAP y SIP la potencia isoentrópica es mayor a las condiciones de operación que a las condiciones de diseño (1.99 MW y 10.52 MW, respectivamente), mientras que en el sección de baja presión la potencia isoentrópica a las condiciones de operación es menor en un 1.27 % con respecto a las condiciones de diseño.

En la tabla 8 se muestran las potencias exergéticas desarrollada por la turbina de vapor

en sus diferentes secciones para las condiciones de operación y diseño.

En la tabla 8 se muestra la comparación de las potencias exergéticas de los diferentes secciones de la turbina y la potencia total de la turbina de vapor a sus condiciones de operación y diseño, en esta tabla se observa que la potencia exergética en la sección de presión intermedia es menor en un 5.60 % a las condiciones de diseño con respecto a las condiciones de operación y la potencia total de la turbina a condiciones de operación presenta un valor muy cercano al valor de las condiciones de diseño.

| Sección | Unidades | $\sigma$ Diseño | $\sigma$ Operación | Dif (O - D) | Dif. % |
|---------|----------|-----------------|--------------------|-------------|--------|
| SAP     | kW/K     | 22.32           | 40.09              | 17.77       | 0.79   |
| SIP     | kW/K     | 17.69           | 32.87              | 15.18       | 0.85   |
| SBP     | kW/K     | 64.43           | 79.75              | 15.32       | 0.23   |
| TV      | kW/K     | 109.45          | 152.71             | 43.26       | 0.39   |

**Tabla 5** Generación de entropía de la turbina de vapor a condiciones de diseño y de operación

| Sección | Unidades | $P_{tur}$ Diseño | $P_{tur}$ Operación | Dif (O - D) | Dif. % |
|---------|----------|------------------|---------------------|-------------|--------|
| SAP     | MW       | 95.47            | 87.27               | - 8.20      | 0.086  |
| SIP     | MW       | 108.04           | 109.80              | 1.76        | 0.016  |
| SBP     | MW       | 109.76           | 102.97              | - 6.79      | 0.062  |
| TV      | MW       | 313.27           | 300.04              | 13.23       | 0.042  |

**Tabla 6** Potencia producida por la turbina de vapor a condiciones de diseño y de operación

| Sección | Unidades | $P_{iso}$ Diseño | $P_{iso}$ Operación | Dif (O - D) | Dif. % |
|---------|----------|------------------|---------------------|-------------|--------|
| SAP     | MW       | 113.09           | 115.08              | 1.99        | 0.0176 |
| SIP     | MW       | 115.76           | 126.28              | 10.52       | 0.0909 |
| SBP     | MW       | 130.74           | 129.08              | - 1.66      | 0.0127 |
| TV      | MW       | 359.59           | 370.44              | 10.85       | 0.0301 |

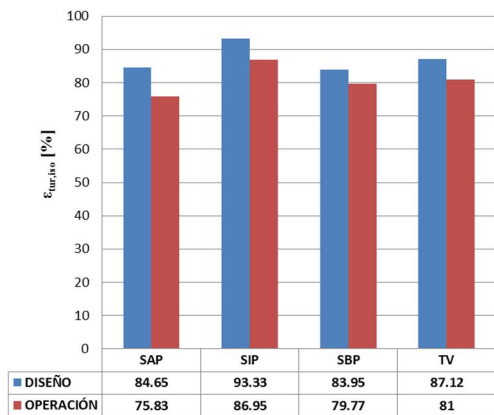
**Tabla 7** Potencia isoentrópica producida por la turbina de vapor a condiciones de diseño y de operación

| Sección | Unidades | $P_{exe}$ Diseño | $P_{exe}$ Operación | Dif (O-D) | Dif. % |
|---------|----------|------------------|---------------------|-----------|--------|
| SAP     | MW       | 102.40           | 99.29               | - 3.11    | 0.0304 |
| SIP     | MW       | 113.32           | 119.67              | 6.35      | 0.0560 |
| SBP     | MW       | 128.21           | 125.85              | - 2.36    | 0.0184 |
| TV      | MW       | 343.93           | 344.84              | 0.91      | 0.0026 |

**Tabla 8** Comparación de la potencias exergéticas producida por la turbina de vapor a condiciones de operación contra las condiciones de diseño

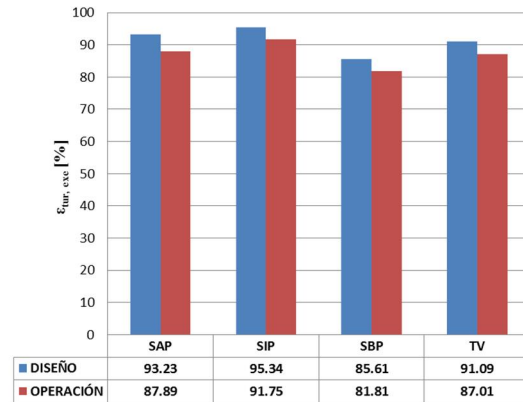
**Eficiencias isoentrópica y exergética de la turbina de vapor**

Las eficiencias isoentrópicas y eficiencias exergéticas de la turbina de vapor de sus diferentes secciones se calcularon aplicando las ecuaciones (10) y (15) y los resultados se muestran en las figuras 6 y 7. En estas figuras se muestran los valores correspondientes a las condiciones de diseño y de operación, así como las diferencias entre las mismas.



**Figura 6.** Eficiencias isoentrópicas de la turbina a condiciones de diseño y de operación

La eficiencia isoentrópica a las condiciones de operación presenta una diferencia negativa con respecto a las condiciones de diseño, para la sección de alta presión está diferencia es de 8.82%, mientras que la sección de presión intermedia esta diferencia es del 6.38%, la sección de baja presión presenta una desviación del 4.98 % y la pérdida de eficiencia isoentrópica total de la turbina de vapor es de 6.12% a las condiciones de operación con respecto a las de diseño.



**Figura 7.** Eficiencias exergéticas de la turbina a condiciones de diseño y de operación

La eficiencia exergética a las condiciones de operación presenta una diferencia negativa con respecto a los valores de diseño. La eficiencia exergética de la sección de alta presión a las condiciones de operación es menor a la correspondiente a sus condiciones de diseño en 5.34%, la sección de presión intermedia a las condiciones de operación, tiene una eficiencia exergética menor de 3.59% con respecto a sus condiciones de diseño y la sección de baja presión a las condiciones de operación tiene una eficiencia exergética menor de 3.80% con respecto a las condiciones de diseño y la eficiencia exergética total de la turbina de vapor a las condiciones de operación es 4,08% menor a la correspondiente de diseño.

Los resultados de las eficiencias isoentrópicas y exergéticas de la turbina mostraron que las eficiencias exergéticas son mayores que las eficiencias isoentrópicas para las condiciones de diseño y operación como se muestra en la figura 8.

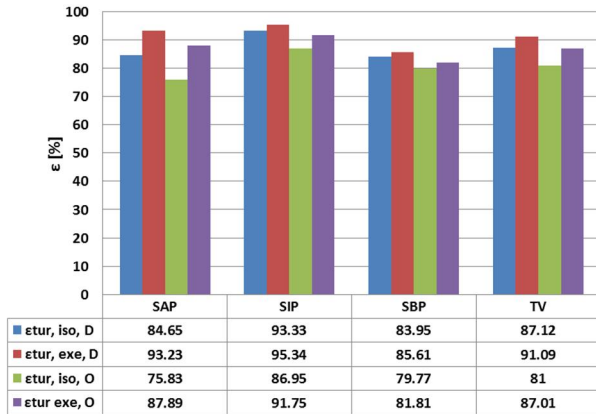


Figura 8. Comparación de las eficiencias isoentrópicas y exergéticas de la turbina a condiciones de diseño y de operación

CONCLUSIONES

En este trabajo se plantearon los fundamentos para el análisis de la generación de entropía y las eficiencias isoentrópica y exergética en la turbina de vapor y se aplicó esta metodología de cálculo a una turbina de vapor de una central carboeléctrica. Antes de realizar los cálculos, fue necesario ordenar de manera sistemática la información requerida, tanto para las condiciones de diseño como para las condiciones de operación de la turbina. Las condiciones de diseño fueron obtenidas de los balances térmicos proporcionados por el fabricante y las condiciones de operación corresponden a los valores reportados por el sistema de control durante la operación de la turbina.

En ingeniería el análisis de generación de entropía sirve para identificar el lugar donde ocurren las irreversibilidades termodinámicas, es por esta razón que este análisis es una herramienta que es útil para optimizar o mejorar el desempeño de un sistema. Para nuestro caso de estudio la sección de la turbina donde existe la mayor generación de entropía es la de baja presión, los valores obtenidos son: 64.43 kW/K para las condiciones de diseño y 79.75 kW/K para las condiciones de operación, así mismo, se identifica que la sección de presión intermedia es donde se tiene la menor generación de entropía para las condiciones de diseño es de 17.69 kW/K

y 32.87 kW/K para las condiciones de operación.

La pérdida de potencia es cero si no se produce generación de entropía, que correspondería al caso de la potencia isoentrópica y exergética por lo tanto, el diseño de los sistemas de ingeniería debe realizarse de acuerdo al criterio de mínima generación de entropía. La mínima generación de entropía es equivalente a la reducción de las irreversibilidades (perdida de potencia) y esta es una herramienta adecuada para el análisis de los sistemas termodinámicos desde el punto de vista de la segunda ley de la termodinámica.

Posteriormente se desarrolló la metodología para el cálculo de las eficiencias isoentrópica y exergética en la turbina de vapor. Esta metodología es importante ya que tradicionalmente la turbina de vapor son evaluados a través de la eficacia de primera ley o eficiencia isoentrópica, que sólo toma en cuenta la conservación de la energía, mientras que la eficiencia exergética o de segunda ley se realiza de acuerdo en "la disponibilidad de la energía" con respecto al medio ambiente.

En la aplicación realizada de esta metodología a la turbina de vapor, se obtuvieron los resultados siguientes:

Con los años de operación la turbina de vapor analizada, ha reducido su capacidad de generación de potencia a condiciones de diseño de 350 MW a 313 MW, esto es provocado por la reducción de la generación de vapor por parte del generador de vapor, a las condiciones de operación la turbina solo puede generar 300 MW, se considera que esto es provocado principalmente por los daños internos de la turbina.

La turbina de vapor presenta una pérdida de generación de potencia significativa en las secciones de alta y baja presión, en la sección de alta presión es de 8.2 MW, mientras que en la sección de baja presión es de 6.79 MW a sus condiciones de operación con respecto a sus condiciones de diseño.

Del análisis de la eficiencia exergética se determinó que el área de mayor oportunidad para la recuperación de exergía se presenta en las secciones de alta y baja presión. En la sección de alta presión el vapor sale con temperatura y entalpía mayores que las correspondientes a las condiciones de diseño y esto provoca una reducción de la eficiencia exergética de 5.34% a condiciones de operación con respecto a sus condiciones de diseño. En la sección de baja presión se presenta una reducción de la eficiencia de 3.80% a sus condiciones de operación con respecto a sus condiciones de diseño.

El análisis exergético nos permite usar a la exergía como una unidad de medida de entradas y salidas, con esta información se puede estimar la eficiencia exergética que es la relación entre la exergía de salida y los insumos de exergía de entrada, esta eficiencia nos proporciona información del potencial teórico de futuras mejoras de un proceso, en otras palabras si la eficiencia exergética en un proceso es baja (menor a 10%) esto da oportunidad a que las mejoras en el proceso se puedan introducir en un futuro, por otra parte si un proceso ya es muy eficiente, el margen para mejoras futuras se reduce.

## **BIBLIOGRAFÍA**

Abusoglu, A., Kanoglu, M. (2008). First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems. *Energy Conversion and Management* 49: 2026-2031.

Aguirre, D. (Mayo 2009). Análisis exergético de una turbina de vapor de 350 MW de una central termoeléctrica de carbón. Tesis de Maestría, Instituto Politécnico Nacional, Unidad Zacatenco, México, D.F.

Ayres, R., Turton, H & Cansten, T. (2007). Energy efficiency, sustainability and economic growth. *Energy* 32: 634-648.

Bahadori, A., Vuthaluru, H. B. (2010). Estimation of performance of steam turbines using a simple predictive tool. *Applied Thermal Engineering* 30: 1832-1838.

Bejan, A. (1997). *Advanced Engineering Thermodynamics*. 2<sup>nd</sup> Ed. John Wiley and Sons. New York,

Bejan A., Tsatsaronis G. & Moran M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. John Wiley and Sons. New York,

Bogdan Z., Cehil M. & Kopjar D. (2007). Power system optimization. *Energy* 32: 955-960.

Borel L., Favrat D. (2005). *Thermodynamique et Energétique*. Vol. 1. Presss Polytechniques et Universitaires Romandes. Lausanne, Suiza.

Chaibakhsh A., Ghaffari A. (2008). Steam turbine model, *Simulation Modelling Practice and Theory* 16: 1145-1162.

Dincer I., Rosen M. A. (2013). *Exergy, energy, environment and sustainable development*, Elsevier. Second edition. San Diego CA.

Gyftopoulos E. P., Beretta G. P. (1991). *Thermodynamics Foundations and Applications*, Macmillan Publishing Company. New York.

Kaushink S.C., Siva Reddy V. & Tyagi S.K. (2011). Energy and exergy analyses of thermal power plants: A reviews 15: 1857-1872.

Klein K., Nellis G. (2012). *Thermodynamics*. Cambridge University Press. New York.

Kim D.J. (2010). A new thermoeconomic methodology for energy systems. *Energy* 35: 410-422-

Kosman W. (2010). Thermal analysis of cooled supercritical steam turbine components. *Energy* 35: 1181-1187.

Kotas T.J. (1995). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company. Malabar, Florida

Lior N., Zhang N. (2007). Energy, exergy and second law performance criteria. *Energy* 32: 281-296.

Luo X., Zhang B., Chen Y. & Mo S. (2011). Modeling and optimization of a utility system

containing multiple extractions steam turbines. *Energy* 36: 3501-3512

Medina-Flores J. M., Picón-Núñez M. (2010). Modelling the power production of single and multiple extraction steam turbines. *Chemical Engineering Science* 65: 2811-2820.

Moran J., Shapiro N. (2008) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley and Sons. New York.

Rosen M. A., Struchtrup H. (2002) How much work is lost in an irreversible turbine?. *Exergy, an International Journal* 2: 152-158

Saidur, R., Ahamed, J. U., Masjuki, H.H, (2010). Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. *Energy Policy* 38: 2188-2197.

Usón S., Valero A., Correa L. (2010). Energy efficiency assessment and improvement in energy intensive systems through thermoeconomic diagnosis of the operation. *Applied Energy* 87: 1989-1995.

Verda V., Borchiellini R. (2007) Exergy method for diagnosis of energy systems using measured data. *Energy* 32: 490-498.

Woudstra N., Woudstra T., Pirone A. & Stelt T. (2010). Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. *Energy Conversion and Management* 51: 1099-1110.

[www.iea.org/publications/freepublications/?filter=World+Energy+Outlook+2008#d.en.11747](http://www.iea.org/publications/freepublications/?filter=World+Energy+Outlook+2008#d.en.11747) (ultimo acceso: Marzo 2015)

[www.cfe.gob.mx/ConoceCFE/1\\_AcercadeCFE/Paginas/Informe\\_Anuar\\_2014](http://www.cfe.gob.mx/ConoceCFE/1_AcercadeCFE/Paginas/Informe_Anuar_2014). (Ultimo acceso: Octubre 2015)

[www.sener.gob.mx/webSener/res/PE y DT/ pub/prospectiva eléctrica 2009-2024](http://www.sener.gob.mx/webSener/res/PE_y_DT/pub/prospectiva_eléctrica_2009-2024), *Prospectiva del Sector energético 2009-2024*, Secretaría de Energía, Sección 1.3 Consumo de combustibles y fuentes primarias para la generación mundial de energía eléctrica.

