

## ***INFLUENCIA DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES EN LA EFICIENCIA TERMODINÁMICA DE INSTALACIONES DE BAJA Y MEDIANA CAPACIDAD***

### ***INFLUENCE OF OPERATIONAL PARAMETERS IN THERMODYNAMIC EFFICIENCY FACILITIES OF LOW AND MEDIUM CAPACITY***

*Reinier Jiménez Borges<sup>1\*</sup>, Margarita Josefa Lapidó Rodríguez<sup>1</sup>,  
Orlando Herrera Bravo<sup>2</sup> y Elianis Cabezas Medel<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente (CEEMA), Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez", Cuatro Caminos, Cienfuegos 59430.

<sup>2</sup> Estudiante de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos.

<sup>3</sup> Estudiante de Ingeniería Química. Universidad de Cienfuegos.

Recibido: Marzo 18, 2015; Revisado: Abril 24, 2015; Aceptado: Mayo 14, 2015

#### **RESUMEN**

En el trabajo se analiza el comportamiento de los principales parámetros operacionales de una caldera pirotubular para obtener su eficiencia por el método directo e indirecto bajo condiciones de cargas reducidas. Además se obtienen la composición de los gases de salida, el tiempo de trabajo del quemador instalado y el consumo de combustible, todo esto con la ayuda de equipos de mediciones. Se calcula el flujo de agua de alimentar para obtener la producción real de vapor teniendo en cuenta la demanda existente. Se determina igualmente el rendimiento energético y exergético del sistema y se analizan las pérdidas que existen en la red de distribución debido a la falta de aislamiento.

**Palabras clave:** Caldera pirotubular, cargas reducidas, eficiencia, pérdidas

Copyright © 2015. Este es un artículo de acceso abierto, lo que permite su uso ilimitado, distribución y reproducción en cualquier medio, siempre que la obra original sea debidamente citada.

\* Autor para la correspondencia: Reinier Jiménez, Email: [rjborges@ucf.edu.cu](mailto:rjborges@ucf.edu.cu)

## **ABSTRACT**

At work the behavior of the main operational parameters of a shell boiler efficiency for the direct and indirect method under conditions of reduced loads is analyzed. Moreover the composition of the exhaust gases are obtained, working time and the installed burner fuel, all this with help of metering equipment. The flow of feed water for steam production real considering the demand is calculated. It also determines the energetic and exergetic efficiency of system and the losses in the distribution network due to lack of insulation are analyzed.

**Key words:** Shell boiler, reduced loads, efficiency, losses.

## **1. INTRODUCCIÓN**

La producción de vapor a nivel mundial tiene diversos usos en procesos industriales y ha creado un auge en la implementación de los generadores de vapor. El camino hacia el ahorro es una de las tendencias actuales más importantes, por lo que es necesario que se analicen los principales parámetros operacionales de estos equipos para comprobar que la energía disponible sea utilizada de la forma más eficiente posible (Nordelo y Rubio, 2010). En Cuba los equipos de baja potencia son los más generalizados con un total de 1837 calderas instaladas. La eficiencia energética de un generador de vapor puede ser evaluada por el método directo o el indirecto. El primero define la eficiencia de la caldera como la relación entre la energía aprovechada en la transformación del agua en vapor y la energía suministrada por el combustible y el indirecto considera las diferentes pérdidas que ocurren en el generador, (Lv et al., 2012) (Nordelo y Rubio, 2010). Las mayores y más frecuentes pérdidas en un generador de tipo piro-tubular son las ocurridas en los gases de salida  $q_2$  y por radiación al medio  $q_5$ . Según evaluaciones realizadas en unidades de este tipo, se observa que el peso relevante está en la pérdida de calor sensible con los gases, que alcanza valores que oscilan entre 8 y 30 %, Moya (2010) (Wong y Hong, 2014). Un aumento de la temperatura de los gases de salida de 12 a 16°C puede representar aproximadamente un crecimiento de 1% en la pérdida de calor sensible con los gases de escape, es por ello que resulta deseable mantener la más baja temperatura posible para los gases de salida, Chang (2014). Otro tanto ocurre con la pérdida por radiación, cuyo valor a cargas parciales durante la operación puede superar el 5 % (Stultz y Kitto, 2005). En el caso particular de los generadores de vapor es indispensable la medición instantánea de parámetros operacionales para comprobar que la energía disponible se aproveche de la manera más eficiente posible.

El rendimiento energético en calderas industriales puede oscilar en un rango variable en función del uso, el tipo de combustible y el grado de sobredimensionamiento, entiéndase este último como la cantidad de vapor que es capaz de producir la caldera y que sobrepasa la cantidad real necesaria demandada por el consumidor Moya (2010). Un aspecto importante en la evaluación del generador de vapor es la inclusión de la exergía en el análisis termodinámico, dicha propiedad permite incluir la calidad de la energía en los balances exergéticos de los procesos (Ohijeagbon et al., 2013). El rendimiento exergético ( $\eta_b$ ) mide el grado de perfección termodinámica de un sistema y se define como la relación entre el beneficio y el gasto exergético.

La determinación de la eficiencia en la caldera pirotubular objeto de estudio se ha realizado tradicionalmente por métodos rudimentarios, por no contar esta ni las empresas prestadoras del servicio de auditoría energética con equipos e instrumentos de medición adecuados, pudiendo de este modo introducir errores difíciles de detectar.

## **2. MATERIALES Y MÉTODOS**

### **2.1 Descripción del generador de vapor CMS-660**

El equipo que se evalúa, es una caldera pirotubular para la producción de vapor marca UMISA modelo CMS-660 fabricada en Cuba bajo licencia española. Presenta una cámara en la que se produce la combustión, los gases obtenidos realizan dos pases por la flusería y finalmente sale al medio por la chimenea. En la tabla 1 se muestran los principales parámetros técnicos.

**Tabla 1.** Principales parámetros técnicos del generador pirotubular CMS-660

<i>Características</i>	<i>Parámetros</i>
Fabricante	ALASTOR
Modelo	CMS-660
Producción de vapor nominal	660 Kg/h
Volumen de agua	1,90 m <sup>3</sup>
Superficie de Calefacción	19,6 m <sup>2</sup>
Presión de Diseño	10 kgf/cm <sup>2</sup>

### **2.2 Instrumentos utilizados para la medición de los principales parámetros operacionales de las calderas**

A partir del uso de técnicas no invasivas y con el auxilio de equipos como el pirómetro láser, el flujómetro ultrasónico y el analizador de gases de la combustión (figura 1) se realizaron las mediciones para la evaluación de las pérdidas y la eficiencia del generador que se investiga



**Figura 1.** Equipos utilizados para la toma de mediciones

### **2.3 Métodos para determinar la eficiencia en generadores de vapor.**

Según (Nordelo y Rubio, 2010), existen dos métodos para determinar la eficiencia de un generador de vapor a partir de la ecuación de balance térmico: métodos directo e indirecto. El primero Se basa en relacionar directamente la producción del generador de vapor con el consumo, y determinar la eficiencia como el porcentaje que representa el calor útil (producción) del calor disponible (consumo).

$$\eta = \left[ \frac{Q_1}{Q_d * B} \right] * 100; \quad \% \quad (1)$$

Donde:

$Q_1$  – Calor útil

$Q_d$  – Calor disponible

$B$  – Consumo de combustible

El método indirecto parte de determinar la suma de las pérdidas térmicas expresadas en porcentaje del calor disponible y luego determinar, indirectamente, la eficiencia como el porcentaje restante.

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 - q_7, \% \quad (2)$$

Donde:

$q_2$  –Pérdidas de calor sensible en gases de combustión.

$q_3$  –Pérdidas por combustible no quemado.

$q_4$  –Pérdida por incombustión mecánica.

$q_5$  –Pérdidas por radiación y convección.

$q_6$  –Pérdidas por calor físico en el horno

$q_7$  –Pérdidas por purgas.

Para poder determinar la eficiencia exergética es necesario hacer el balance energético que se acaba de describir. Este método tiene una ventaja con respecto al anterior por el hecho de que incluye la irreversibilidad del sistema al tener en cuenta la propiedad entropía (Ohijeagbon et al., 2013), que valora el cambio de las condiciones del sistema en función de las variaciones del proceso termoenergético y la influencia de la temperatura de referencia, es decir la temperatura del medio ambiente que se considera para los cálculos exergéticos.

El cálculo de la exergía de un flujo tiene en cuenta los parámetros de entalpía y entropía del mismo en su estado actual con relación a los que tendría en las condiciones de referencia y la expresión general para calcularla es:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3)$$

Donde:

$(h$  y  $h_0)$  –Entalpías de la sustancias en el estado considerado y en el ambiente de referencia, respectivamente ;  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$ .

$(S$  y  $S_0)$  –Entropías de la sustancia en el estado considerado y en el ambiente de referencia, respectivamente.;  $\left(\frac{kJ}{kg^{\circ}C}\right)$ .

$T_0$  –Temperatura del ambiente de referencia;  $^{\circ}C$ .

El cálculo del flujo exergético es:

$$E = e * m \tag{4}$$

Donde:

$e$  – Exergía;  $\frac{kJ}{kg}$

$m$  –Flujo másico de la sustancia;  $\frac{kg}{h}$

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La Tabla 2 resume las ecuaciones empleadas para el balance térmico por el método indirecto donde se evidencia claramente la influencia significativa de las dos principales pérdidas que ocurren en el generador de vapor como son la pérdida por calor sensible  $q_2$  y la pérdida por radiación  $q_5$ .

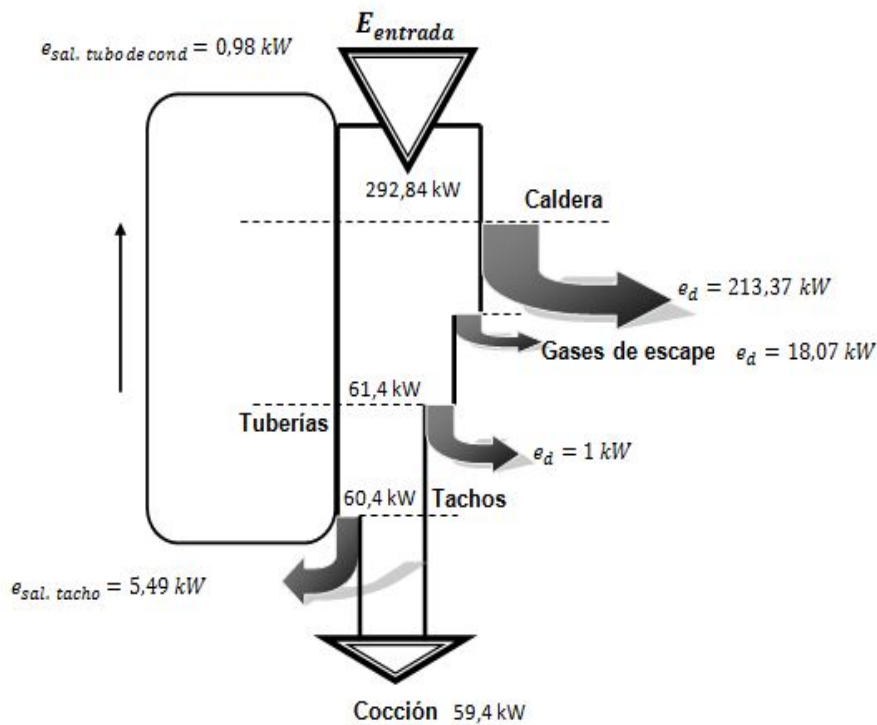
**Tabla 2.** Expresiones de cálculo de las pérdidas por el método indirecto

<i>Pérdidas</i>	<i>Expresiones</i>	<i>Resultados (%)</i>
Calor sensible gases escape	$q_2 = \frac{(I_s - \alpha * I_{ef}) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)}{Q_d} * 100$	9,56
Combustible no quemado	$q_3 = \frac{V_{gs} (126,4 * CO + 108 * H_2 + 358,2 * CH_4)(100 - q_4)}{Q_d}$	0,035
Incombustión mecánica	$q_4 = 0$ Para combustibles líquidos.	0
Radiación	$q_5 = \frac{A (\alpha_{conv} + \alpha_{rad}) (T_p - T_a)}{1000 * B} * 100$	13,7
Calor físico del horno	$q_6 = 0$ Para combustibles líquidos.	0

Los métodos aplicados y la instrumentación utilizada en el caso que se investiga cuantifican las pérdidas de mayor consideración de las calderas pirotubulares, las pérdidas por calor sensible que alcanza valores de 9,65 % y la pérdida por radiación ( $q_5$ ) que refleja un valor promedio de 13,7 %, para un rendimiento por el método indirecto de 76,7 %, un 75,7 % por el método directo y un rendimiento exergético de 27 % respectivamente como se observa en la Tabla 3.

**Tabla 3.** Expresiones de cálculo del rendimiento exergético y resultados obtenidos

<i>Pérdidas exergéticas</i>	<i>Expresiones</i>	<i>Resultados (%)</i>
Exergía del agua suministrada	$e_{aa} = (h_{aa} - h_0) - T_0 (s_{aa} - s_0)$	$e_{aa} = 0,076 \text{ kW}$
Exergía del calor de combustión	$e_{combustion} = m_{comb} * Q_d$	$e_{combustion} = 291,95 \text{ kW}$
Exergía del combustible	$e_{combustible} = h_{comb} * m_{Comb}$	$e_{combustible} = 0,86 \text{ kW}$
Exergía de los gases de escape	$e_{ge} = m_{ge} * C_p (T_{ge} - T_0)$	$e_{ge} = 18,07 \text{ kW}$
Exergía del vapor de la caldera	$e_{vs} = (i_{vs} - i_0) - T_0 (s_{vs} - s_0)$	$e_{vs} = 61,4 \text{ kW}$
Rendimiento Exergético	$\eta_b = \frac{e_{vs} + e_{ge}}{e_{aa} + e_{combustion} + e_{combustible}}$	$\eta_b = 27 \%$



**Figura 2.** Aprovechamiento de la Exergía

La figura anterior refleja las diferentes destrucciones de la exergía con relación a la entrada y las pérdidas que se producen en el transporte del vapor hasta el uso final.

### 3.1. Cálculo del ahorro de divisas anual en pérdidas por aislamiento en las tuberías de vapor y retorno de condensado

#### Tuberías de vapor

Longitud de la tubería (L) = 80 m

Diámetro (D) = 1<sup>1/2</sup> pulgadas = 38,1 mm

Temperatura promedio del vapor por dentro de la tubería = 158,04<sup>0</sup>C

Temperatura ambiente = 30<sup>0</sup>C

$$\Delta T = T_v - T_a = 128,04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### Tubería de retorno de condensado

Diámetro (D) = 1<sup>1/4</sup> pulgadas

D = 31,75mm

Temperatura del condensado = 73<sup>0</sup>C

Temperatura ambiente = 30<sup>0</sup>C

$$\Delta T = T_c - T_a = 43^\circ\text{C}$$

**Tabla 4.** Ahorro anual en las tuberías de vapor y retorno de condensado

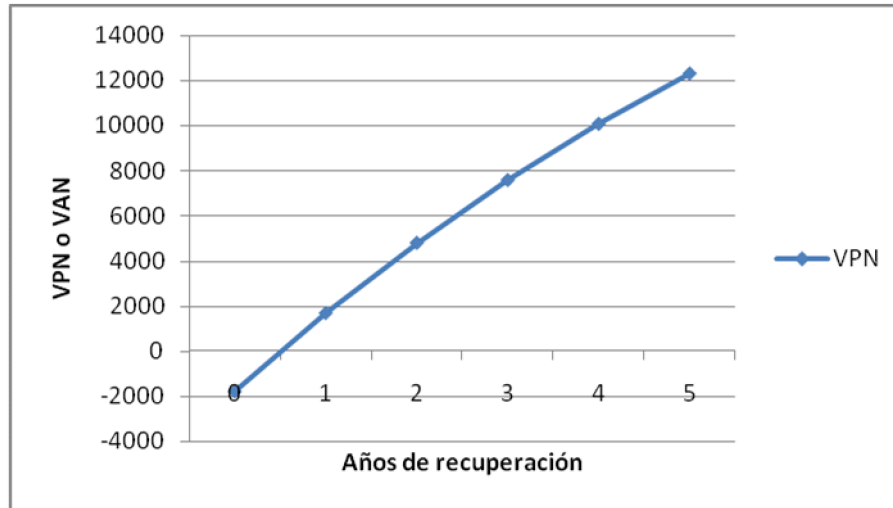
<i>Aspecto</i>	<i>Valor</i>
Ahorro anual en la tubería de vapor	$A_{tv} = 4526 \text{ USD/año}$
Ahorro anual en la tubería de retorno de condensado	$A_{tc} = 1259,25 \text{ USD/año}$

Para lograr este ahorro es necesario realizar una inversión en la compra de aislamiento térmico para la red de distribución.

Costo del metro de aislamiento - 11 USD.

Costo total del aislamiento para la red de distribución de vapor y retorno del condensado -1760 USD.

Como se muestra en la Figura 3 la inversión para la compra del aislamiento se puede recuperar en menos de un año, y en un período de 5 años se obtendría una ganancia de 12315,55 USD. De esta manera queda demostrado de manera simplificada a partir de un período simple de recuperación de la inversión que es totalmente factible la compra de aislamiento térmico tanto para las redes de vapor como las de condensado para poder obtener los beneficios esperados.



**Figura 3.** Período simple de recuperación de la inversión para la compra del aislamiento térmico

#### 4. CONCLUSIONES

1. El rendimiento energético en la caldera mostró un valor de 75,65% por el método directo y de 76,74 por el método indirecto así como el rendimiento exergético apenas llegó a un 27,1 %, lo que demuestra la irreversibilidad del sistema así como las destrucciones de exergía. Las pérdidas de exergía en el generador de vapor son 213,37 kW y en el sistema de transporte del vapor un 1 kW, en los tachos para la cocción con 59,4 kW y las redes de retorno de condensados es de 4,51 kW.
2. La compra del aislamiento térmico refleja a partir de un período simple de recuperación de la inversión que en menos de un año es posible recuperar su costo inicial y que al cabo de 5 años se obtendría una ganancia de 12315,55 USD.

#### REFERENCIAS

- Chang, L., Optimized operation of boiler., Advanced Materials Research, Vols. 960-961, 2014, pp. 399-404.
- Ly, Tai, Linghao, Y y Jinmin, S., A research of simplified method in boiler efficiency test. Part B, s.l.: Elsevier, 2012, Energy Procedia, Vol. 17, pp. 1007-1013. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S187661021200536X>
- Moya, M., Determinación del factor de carga en las calderas pirotubulares en la ciudad de Cienfuegos, Energía y tú, Vol 31, 2010, [Consultado: 5 de Marzo 2015]. Disponible en: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Ecosolar/Ecosolar31/HTML/articulo05N.htm>
- Nordelo, A y Rubio, A., Combustión y generación de vapor, Universo Sur, 2010, ISBN 978-959-07-1131-2.
- Ohijeagbon, I., Waheed, M. A y O. Jekayinfa, S., Methodology for the physical and chemical exergetic analysis of steam boilers, 1, s.l.: Elsevier, 2013, Energy, Vol. 53, pp. 153-164. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544213001539>



Stultz, S.C., and Kitto, J.B., *Steam, its generation and use.*, 41<sup>th</sup> ed, Ohio, USA, Babcock & Wilcox Co., 2005, ISBN 0-9634570-1-2.

Won, A. y Hong, W., A study on Supply with consideration on expectation level of energy-saving technology and consumption pattern of consumers-focusing on Boilers. *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 672-674, 2014, pp. 489-492.