

HACIA UNA OPTIMIZACIÓN EXERGOECONÓMICA DE LA PRODUCCIÓN DE AIRE CALIENTE EN CALDERAS BAGACERAS

Oscar Miguel Cruz Fonticiella; Universidad Central de Las Villas; ocf@uclv.edu.cu

Miguel Luis González Petit Jean *; mgonzalezpetitjean@yahoo.com.mx

Juan José Marín Hernández *; marinjj@yahoo.com.mx

*Universidad Veracruzana, Xalapa, Ver. México.

Ulises Gabriel García **: ulises3@hotmail.com

**Fuerza Mexicana de Generación, S.A. de C.V. México.

RESUMEN

La destrucción exérgica se revela al aplicarse la segunda ley de la termodinámica a los sistemas térmicos. Este trabajo presenta un método que combina un diseño simplificado de los calentadores de aire con la exergoeconomía, arrojando una disminución de la destrucción de exergía en esos equipos. Se aplica en las calderas bagaceras de tiro natural que, por lo general, carecen de espacio, presentan altos consumos de electricidad y tienen poco financiamiento para su remodelación.

Palabras claves: Destrucción exérgica; calentadores de aire; exergoeconomía.

DECREASE OF THE EXERGY DESTRUCTION IN AIR HEATERS IN BAGASSE BOILERS OF NATURAL DRAUGHT

ABSTRACT

Applying the second law of thermodynamics to the thermal systems, the exergy destruction is revealed. This paper presents a method that combines a simplified design of the air heaters with the exergoeconomics, showing a decrease of the exergy destruction in those equipments. It is applied in the bagasse boilers of natural draught, that present, in general, lack space, high electricity consumptions and a little financing for their remodeling.

Key words: Exergy destruction; air heaters; exergoeconomics.

NOMENCLATURA

A	Área de la superficie de transferencia de calor [m ²]	E	Flujo exérgico [kW]
AH	Calentador de aire (Air Heater)	EC	Economizador
c	Costo unitario exergoeconómico [\$GJ ⁻¹]	E _u	Número de Euler [Adimensional]
c _p	Calor específico a presión constante [kJ/(kg.K)]	F ₁	Factor definido posteriormente
C	Costo termoeconómico [\$s ⁻¹]	F ₂	Factor definido posteriormente
C _{T1}	Factor definido posteriormente	H	Altura disponible de la caldera [m]
C _{T2}	Factor definido posteriormente	h	Entalpía específica], coeficiente de transferencia de calor por convección [W//m ² .K]
d	Diámetro de los tubos [m]	i	Tasa de interés [%]
		LMTD	Media Logarítmica de la

	Diferencia de Temperaturas [K]
L	Longitud disponible de la caldera [m]
L_T	Longitud de los tubos [m]
m	Flujo másico [kg/s]
N	Número de tubos
n	Número de horas de operación al año
NDAH	Calentador de Aire de Tiro Natural
N_p	Número de pases
N_u	Número de Nusselt [Adimensional]
N_y	Número de años
p	Presión [Pa, bar]
P_r	Número de Prandtl [Adimensional]
Q	Calor transferido [kW]
R_e	Número de Reynolds [Adimensional]
RETO	Tipo de caldera cubana de fabricación con tecnología soviético-alemana
S	Paso del tubo [mm]
s	Entropía específica [kJ/(kg.K)]
T	Temperatura [K, °C]
U	Coefficiente global de transferencia de calor [W/(m ² .K)]
W	Ancho disponible de la caldera [m]
v	Velocidad [m/s]
Z	Flujo monetario de inversión de capital, [\$\$s ⁻¹]

Letras griegas

Δ	Variación
ε	Efectividad térmica [%]

1. INTRODUCCIÓN

El Calentador de Aire de Tiro Natural (NDAH) empleado en las calderas bagaceras consiste en un intercambiador de calor recuperativo que utiliza solamente el tiro natural de la chimenea para vencer las pérdidas de presión por la parte exterior de los tubos. Dicho calentador consiste de un haz de tubos horizontales que son atravesados por los gases calientes de escape de la caldera. Los gases cruzan el haz solamente con el tiro de la chimenea y el aire va por

η	Eficiencia [%]
λ	Conductividad térmica [W/(m.K)]
μ	Viscosidad dinámica [Pa.s]
ν	Viscosidad cinemática [m ² /s]
ρ	Densidad [kg/m ³]
ξ	Factor de Capital [s ⁻¹]

Subíndices

AH	Calentador de aire
a	Aire
D	Destrucción exergética
d	Profundidad
ff	Área de flujo libre
F	Fuel
f	Película
g	Gas
i	Interior
o	Estado ambiental, exterior, referencia para los costos
P	Producto
r	Referencia para la tasa de interés
w	Ancho, pared
1	Corriente fría a la entrada
2	Corriente fría a la salida
3	Corriente caliente a la entrada
4	Corriente caliente a la salida

Correspondencia con el autor principal:
Phone: +53+42+281194
Fax: +53+42+281608;
e-mail: ocf@uclv.edu.cu

dentro de los tubos impulsados por el ventilador de tiro forzado. El ventilador aumenta el consumo de potencia proporcional a la nueva superficie añadida al sistema. El cálculo tradicional usado *emplea largos procedimientos* determinando, en primer lugar, el diseño térmico y finalmente, la caída de presión, *requiriéndose muchos intentos de tanteo-y-error*. Los autores desarrollaron un método nuevo *basado en la primera ley de la termodinámica* para el diseño térmico e hidráulico, publicado en 1999 [3]. El NDAH fue

instalado exitosamente en varios ingenios azucareros cubanos denominados “Venezuela”, “Benito Juárez”, “Reemberto Abad Alemán” y otros. La escasez de finanzas para comprar nuevos ventiladores y la alta demanda de electricidad en los propios ingenios azucareros viabilizaron el tener que usar esos equipamientos de calentamiento de aire empleando sólo el tiro natural. Se obtuvieron muy buenos resultados con temperaturas de aire caliente ascendentes a 200 y 180°C, en los ingenios azucareros “Venezuela” y “Benito Juárez”, respectivamente. Ensayos de campo [1] en las calderas de tipo Combustion Engineering y RETO mostraron incrementos de siete puntos porcentuales en la eficiencia térmica, alcanzándose, además, unas 10 toneladas de vapor por hora y un ahorro diario de unas 30 toneladas de bagazo.

2. EL PROCEDIMIENTO ESTÁNDAR PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Primero, se realiza el cálculo térmico:

Conocido: Q_a , m_a , m_g , d_o , d_i , T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , LMTD (Media Logarítmica de la Diferencia de Temperaturas), λ_w , v_a , v_g y Np_a , se halla la longitud de los tubos, L_T .

Previamente, se calcula la temperatura media del aire y se determinan sus propiedades termo físicas (ρ_a , c_{pa} , λ_a , v_a , P_{ra}) y los números adimensionales Re_a y N_{ua} , y finalmente h_a .

Después, se calcula la temperatura media de los gases y se determinan, también, sus propiedades termo físicas (ρ_g , c_{pg} , λ_g , v_g , P_{rg}) así como los números adimensionales Re_g y N_{ug} , y luego, h_g .

Finalmente, se determina el coeficiente global de transferencia de calor U , el área de la superficie A , el número total de tubos N y la longitud de dichos tubos L_T . También, para el cálculo se requiere el área de flujo libre A_{ff} , el número de tubos a lo largo de una hilera en el

ancho del calentador de aire N_w y el número de tubos N_d a lo largo de una columna en la profundidad del calentador de aire.

Como se aprecia en lo adelante, este procedimiento *requiere cálculos por separado* para estimar la caída de presión para lo cual habría que añadir nuevos datos tales como: el número de Euler, E_u , el coeficiente del ángulo de incidencia del flujo sobre el haz de tubos y finalmente, la caída de presión Δp_g . Después, Δp_g es comparada con Δp_o , es decir, con el tiro disponible de la chimenea para el calentador de aire. Si $\Delta p_g \leq \Delta p_o$, se asume que los datos iniciales fueron correctos. Tal posibilidad, sin embargo, ocurriría accidentalmente, y lo más común que se puede presentar es que haya que hacer alguna iteración de las magnitudes que se calculan a partir de los valores de algunos de los datos iniciales. Por tanto, para calentadores de aire que quedan limitados por el tiro natural de las calderas, *es preferible emplear el siguiente método alternativo* creado por los autores.

3. EL MÉTODO ALTERNATIVO

Realmente, este método alternativo responde al caso que se ha explicado referido a calderas que cuenten con su tiro natural, de acuerdo a la restricción o condición fija que se tome con respecto a Δp_o . Para eso, lo primero que se hace es fijar o restringir la condición $\Delta p_g = \Delta p_o$ de manera que se asegure que exista suficiente tiro disponible en la chimenea para vencer las pérdidas de presión por la parte exterior de los tubos del calentador de aire. Generalmente, Δp_o alcanza valores de 30 a 50 Pa, de acuerdo a pruebas de campo.

A continuación, se unen, en un solo procedimiento, los cálculos térmicos e hidráulicos:

Conocido: Q_a , m_a , m_g , d_i , d_o , T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , LMTD, Np_a , S_w , S_d , L , W y H , se

halla la longitud de los tubos, L_T (L = longitud, W = ancho y H = altura, son referidos el espacio disponible del conducto de los gases de salida provisto para la instalación del calentador de aire).

$$N_w = \frac{W}{S_w} + 1 \quad (1)$$

$$N_d = \frac{D}{S_d} + 1 \quad (2)$$

$$T_{12} = 0,5(T_1 + T_2) \quad (3)$$

$$F_1 = 159,3 + 0,1109 T_{12} \quad (4)$$

$$C_{T1} = \frac{15304 Q_a d_i^{0,8}}{(m_a N_{p,a})^{0,8} F_1 LMTD} \quad (5)$$

$$T_{34} = 0,5(T_3 + T_4) \quad (6)$$

$$T_w = 0,5(T_1 + T_4) \quad (7)$$

$$T_f = 0,5(T_w + T_{34}) \quad (8)$$

$$F_2 = 50,2 + 0,01012 T_f \quad (9)$$

$$C_{T2} = \frac{816 \cdot Q_a}{\Delta p_o^{0,3486} d_o^{0,6978} (S_w/S_d)^{1/6} F_2 LMTD} \quad (10)$$

$$L_T = \frac{C_{T1}}{(N_w \cdot N_d)^{0,2}} + \frac{C_{T2} \cdot (2,7 + 1,7 \cdot N_d)^{0,3486}}{(N_w \cdot N_d)} \quad (11)$$

Aquí, el empleo de las ecuaciones (1) y (2) asegura la plena utilización del espacio disponible en el conducto de los gases de salida de la caldera ($L \times H \times W$) generalmente escaso en las instalaciones existentes.

S_w y S_d son los pasos de los tubos a lo ancho y a lo profundo del calentador de aire, respectivamente, los cuales pueden

variar respetando las normas del diseño mecánico. Las ecuaciones (3) y (4) calculan, de manera simplificada, todas las propiedades termo físicas del aire y las ecuaciones (6) hasta (9) hacen lo propio para los gases. Los factores C_{T1} y C_{T2} (ecuaciones (5) y (10) permiten calcular la longitud de los tubos, a través de una única expresión, la ecuación (11) que contiene, unidos, los cálculos referentes al diseño y las caídas de presiones.

Una vez asegurado el no tener que requerir el uso de un ventilador de tiro inducido para los gases y haber hecho un uso efectivo del espacio disponible del conducto de los gases de salida de la caldera, los autores incorporaron un mejoramiento exergoeconómico del calentador de aire, con el fin de buscar un posible aumento de la efectividad térmica y la eficiencia exergética del mismo así como tener la posibilidad de disminuir el costo unitario exergoeconómico del producto principal de este calentador: el aire caliente.

4. APROXIMACIÓN EXERGOECONÓMICA

Hasta el momento, el NDAH había sido estudiado sólo desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica. Considerando la vasta experiencia de los principales autores de la termoeconomía y la exergoeconomía [2, 5, 13], los autores fueron hacia una mejora u optimización del calentador de aire. Para ellos, tuvieron en cuenta un trabajo presentado en ECOS 2006 [10] acerca del tópico así como otros trabajos clásicos [6] e investigaciones relacionadas con el análisis exergoeconómico de las calderas [15].

En este sentido, la ecuación del balance de costos permitió hallar el costo unitario exergoeconómico del producto principal, que es el aire caliente.

La Figura 1 muestra los detalles:

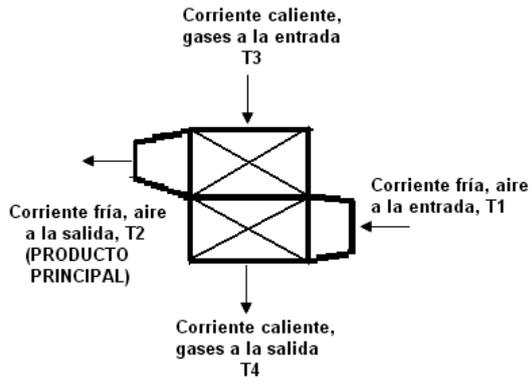


Figura 1. Volumen de control asociado al calentador de aire

La función objetivo

$$\text{Minimizar: } c_{P,AH} = \frac{c_{F,AH} E_{F,AH}}{E_{P,AH}} + \frac{Z_{AH}}{E_{P,AH}} \quad (12)$$

Restricciones:

La caldera de bagazo no excederá los valores de las siguientes temperaturas de operación para el aire y los gases, respectivamente [6]:

$$T_2 < 200^\circ\text{C} \quad (13)$$

$$T_4 < 150^\circ\text{C} \quad (14)$$

Estado de referencia:

El estado ambiental de referencia se consideró como: $T_o = 298,15 \text{ K}$; $p_o = 1 \text{ bar}$.

Los flujos exergéticos del FUEL y el PRODUCTO así como la destrucción exergética responden a:

$$E_{F,AH} = E_{P,AH} + E_{D,AH} \quad (15)$$

El flujo de destrucción exergético en función de la exergía asociada a la transferencia de calor se puede expresar como:

$$E_{D,AH} = Q_a T_o \left(\frac{1}{T_{12}} - \frac{1}{T_3} \right) \quad (16)$$

Variable de decisión:

Se tomó como variable de decisión, la efectividad térmica del calentador de aire [7, 8], aproximadamente, como:

$$\varepsilon \cong \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_1} \quad (17)$$

De aquí, se calcula T_4 :

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_1)\varepsilon \quad (18)$$

y:

$$T_{12} = 0,5(T_1 + T_2) \quad (19)$$

Re-escribiendo la ecuación (16):

$$E_{D,AH} = Q_a T_o \left(\frac{1}{0,5(T_1 + T_2)} - \frac{1}{0,5[T_3 + T_3 - (T_3 - T_1)\varepsilon]} \right) \quad (20)$$

El flujo monetario asociado con los costos de capital:

$$Z_{AH} = \left(Z_{o,AH} \left[\frac{Q_a}{U_{o,AH} A_{o,AH}} \right] \frac{E_{P,AH}}{T_o} \right) \xi \quad (21)$$

El factor de capital:

$$\xi = \left[\frac{i_r (1+i_r)^{N_y}}{(1+i_r)^{N_y} - 1} \right] \left(\frac{1}{N_y n 3600} \right) \quad (22)$$

Como se aprecia, tanto el flujo de destrucción exergética como el flujo monetario de la inversión de capital quedan en función de una única variable de decisión, en este caso, la efectividad térmica del calentador de aire. Ahora, se sustituye la ecuación (20) en la ecuación (15); a continuación, se sustituye la ecuación (22) en la ecuación (21) y, finalmente, se sustituyen las ecuaciones (15) y (21) en la ecuación (12), de manera que el costo unitario exergoeconómico del producto quede en función de una sola variable, la

efectividad térmica del calentador de aire.

5. CASOS DE ESTUDIO

Se consideraron dos casos de estudio: un *caso-base* y un caso referido aun calentador de aire que quede aproximadamente optimizado o mejorado. En la Figura 1 se muestra la estructura física del calentador de aire y a continuación se parte de un conjunto de datos, identificando un posible estado del sistema, formulándose las siguientes hipótesis:

- El modelo de flujo del calentador de aire se considera que ocurre a flujo estacionario.
- Se tienen en cuenta las propiedades termo físicas del aire y los gases, aunque, en esencia, se pueden considerar como similares acudiendo al modelo de los gases ideales.
- No ocurren intercambios de calor con el medio circundante.

Caso-base:

Conjunto de datos:

Calentador de aire, empleado en una caldera que cuenta con tiro natural:

Flujo másico aire por los tubos, $m_a = 12$ kg/s.

Tamaño de los tubos = 83 x 3 mm (diámetro x espesor del tubo).

Temperatura de la corriente fría de entrada, $T_1 = 27^\circ\text{C}$ (aire por dentro de los tubos).

Temperatura de la corriente fría de salida, $T_2 = 200^\circ\text{C}$ (aire por dentro de los tubos).

Temperatura de la corriente caliente de entrada, $T_3 = 384^\circ\text{C}$ (gases de escape en flujo cruzado al haz de tubos).

Temperatura de la corriente caliente de salida, $T_4 = 258^\circ\text{C}$ (gases de escape en flujo cruzado al haz de tubos).

Media Logarítmica de la Diferencia de Temperaturas, $LMTD = 207^\circ\text{C}$.

Calor transferido, $Q_a = 2\,076$ kW.

Paso transversal (a lo ancho), $S_{wa} = 158$ mm.

Paso longitudinal (a lo profundo), $S_{da} = 97$ mm.

Requerimientos de espacio:

$L = 6$ m (máxima longitud del horno de la caldera).

$W = 1,42$ a 2 m (variación del ancho del conducto de salida de los gases de la caldera).

$H = 2,23$ a 3 m (variación de la altura o profundidad del conducto de salida de los gases de la caldera).

Tiro disponible de la chimenea para el calentador de aire $\Delta p_o = 50$ Pa.

Se desconoce, L_T (la longitud de los tubos del calentador de aire).

Resultados empleando las ecuaciones (I a la 11):

$N_w = 10$ tubos.

$N_d = 24$ tubos.

$T_{12} = 113,5^\circ\text{C}$

$F_1 = 170,3 \frac{\text{kg}^{0,2} \text{m}^{1,8}}{\text{s}^{2,2} \text{K}}$

$C_{T1} = 9,12$ m

$T_{34} = 321^\circ\text{C}$

$T_w = 205,5^\circ\text{C}$

$T_f = 263,25^\circ\text{C}$

$F_2 = 57,9 \frac{\text{kg}^{0,65}}{\text{m}^{0,45} \text{s}^{2,3} \text{K}}$

$C_{T2} = 189,2$ m

$L_T = 5,99$ m ≈ 6 m

Por tanto, la longitud de los tubos *no sobrepasa la longitud máxima del horno de la caldera*, de modo que puede usarse este calentador sin tener necesidad de emplear un ventilador de tiro inducido, ahorrándose, de esta manera, electricidad, espacio y recursos monetarios.

Conjunto de datos para el análisis exergoeconómico, caso-base:

Tasa de interés, $i_r = 15\%$.

Número de horas de operación,

$n = 2\,160$ h (considerando una zafra azucarera de 90 días (tres meses)).

Número de años de vida de la instalación, $N_y = 10$ años.

$A_{o,AH} = 100$ m² [2,14]

$$U_{o,AH} = 0,2 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) [2,14]$$

$$Z_{o,AH} = 1 \text{ 000 } \$\text{kW}^{-1} [2,14]$$

$$C_{F,AH} = 4 \text{ } \$\text{GJ}^{-1} [10]$$

Resultados usando las ecuaciones (12 a la 22):

$$E_{D,AH} = \frac{618959,4\epsilon}{565,15\epsilon - 63} - 1041,7$$

$$\epsilon = 0,353$$

Por tanto,

$$E_{D,AH} = 559 \text{ kW}$$

$$\xi = 2,562 \cdot 10^{-9} \text{ s}^{-1}$$

$$Z_{AH} = 1,72 \cdot 10^{-4} \text{ } \$\text{s}^{-1}$$

$$C_{P,AH} = 9,58 \text{ } \$\text{GJ}^{-1}$$

Calentador de aire aproximadamente optimizado

La expresión final para (12) será:

$$C_{P,AH} = \left[4 + \left(14,295 - \frac{5527,31}{657,15 - 178,5\epsilon} \right) \right]$$

$$+ 0,89(-\ln(1 - \epsilon))$$

Ahora, se emplea un programa de optimización no-lineal Version 1.00 para Windows [16]:

$$C_{P,AH \text{ min}} = 9,01 \text{ } \$\text{GJ}^{-1}$$

$$\epsilon_{OPT} = 0,655$$

Con $\epsilon_{OPT} = 0,655$, $T_4 = 150^\circ\text{C}$.

Ahora, se calcula mediante la ecuación (20) el nuevo flujo de destrucción exérgica que se alcanzaría al descender la temperatura de salida de los gases T_4 desde 258 a 150°C :

$$E_{D,AH} = 2076 \text{ 298,15} \left(\frac{1}{0,5[300,15 + 473,15]} - \frac{1}{0,5[314,3 - (657,15 - 300,15) \cdot 0,655]} \right)$$

$$E_{D,AH} = 455 \text{ kW}$$

A continuación, se recalcula el calentador de aire con la nueva temperatura alcanzada $T_4 = 150^\circ\text{C}$,

Asumiendo $\Delta p_o = 50 \text{ Pa}$.

$$N_w = 10 \text{ tubos.}$$

$$N_d = 24 \text{ tubos.}$$

$$T_{12} = 113,5^\circ\text{C}$$

$$F_1 = 170,3 \frac{\text{kg}^{0,2} \text{ m}^{1,8}}{\text{s}^{2,2} \text{ K}}$$

$$C_{T1} = 9,12 \text{ m}$$

$$T_{34} = 267^\circ\text{C}$$

$$T_w = 205,5^\circ\text{C}$$

$$T_f = 236,25^\circ\text{C}$$

$$F_2 = 52,59 \frac{\text{kg}^{0,65}}{\text{m}^{0,45} \text{ s}^{2,3} \text{ K}}$$

$$C_{T2} = 284,71 \text{ m}$$

$$L_T = 8,58 \text{ m} > 6 \text{ m}$$

Se tiene como resultado que la longitud excede la longitud máxima del horno de la caldera. En este caso, como aún existe un espacio disponible tanto en el ancho como en la profundidad del espacio dedicado al calentador de aire, pueden disminuirse los pasos de los tubos a lo ancho y en la profundidad: $S_w = 158$ a 150 mm y $S_d = 97$ a 90 mm :

Usando las ecuaciones (1) y (2):

$$N_w = \frac{W}{S_w} + 1 = \frac{2000}{150} + 1 = 15 \text{ tubos}$$

$$N_d = \frac{D}{S_d} + 1 = \frac{3000}{90} + 1 = 35 \text{ tubos}$$

Y, finalmente, empleando la ecuación (11):

$$L_T = 5,85 \text{ m} < 6 \text{ m}$$

Nuevamente, la longitud del calentador de aire no sobrepasa la máxima longitud del horno de la caldera y se logran los objetivos de ahorro de electricidad, aprovechamiento eficaz del espacio disponible y recursos monetarios, pero ahora con un calentador de aire optimizado con una efectividad térmica mejorada desde un 35 a un 65,5 %.

6. CONCLUSIONES

Es presentada una expresión compacta para determinar la longitud de los tubos del calentador de aire.

La introducción previa de una caída de presión, Δp_o , brinda una mejor utilización del tiro natural de la chimenea y reduce el tiempo requerido para los cálculos.

En el trabajo se llevó a cabo una optimización exergoeconómica del calentador de aire de tiro natural.

Se aplicó una ecuación del balance de costos para determinar el costo unitario exergoeconómico del producto.

El nuevo flujo de destrucción exergética desciende de 559 a 455 kW, al disminuir la temperatura de los gases desde 258 hasta 150°C debido a un mayor uso de la superficie de transferencia de calor en el calentador de aire.

El costo unitario exergoeconómico del aire caliente disminuye desde 9,58 a 9,01\$GJ⁻¹.

7. REFERENCIAS

- [1] ASME. *Power Test Codes Steam Generating Units* (ASME PTC 4.1) ASME, New York, 1991.
- [2] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons, Inc. 1996.
- [3] Cruz Fonticiella, O. *Natural draught air heater designs for boilers*. Int. Sugar Journal., 1999, Vol. 101, No. 1211.
- [4] El-Sayed, Yehia. *The Thermoconomics of Energy Conversions*, Elsevier, 2003.
- [5] Frangopoulos, Ch. *Methods of Energy Systems Optimization*. OPTI-ENERGY, Summer School, Gliwice, Poland, 24-27 June 2003.
- [6] Hugot, E. *Handbook on Cane Sugar Engineering*. New York: Elsevier Science Publishing Company, Inc. 1986.
- [7] Incropera, F. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 4th Edition: John Wiley & Sons. 1999.
- [8] Kakac S, Liu H. *Heat Exchangers, Selection, Rating, and Thermal Design*, Second Edition, CRC Press, 2002.
- [9] Kotas T.J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1995.
- [10] Marin J.J et al. *Thermoeconomic optimization for the design of heat recovery in bagasse boilers*. Proceedings of ECOS 2006, July 12-14, 2006, pp. 603-611.
- [11] Szargut, J. *Exergy Method. Technical and Ecological Applications*, WIT Press, 2005.
- [12] Tsatsaronis G. *Definitions and Nomenclature in Exergy Analysis and Exergoeconomics*. ECOS 2005, Trondheim, Norway, June 20-23, 2005.
- [13] Valero A. et al. *Application of the Exergetic Cost Theory to the CGAM Problem*. Energy 1994; Vol. 19 (3): 365-381.
- [14] Wall, G. *Optimization of refrigeration machinery*. Int. Journal of Refrigeration; 1991; 14: 336-40.
- [15] Yalcin S.E, Derbentli T. *Exergoeconomic Analysis of Boilers*. Proceedings of ECOS 2006, July 12-14, 2006, pp. 459-464.
- [16] Yih Long Shang. *Non-Linear Programming Version 1.0 for Windows*, WinQSB, 2000.

