

Cálculo térmico normativo de calderas digitalizado para el análisis de regímenes estacionarios

Boilers normative thermal calculation digitized for stationary régimes analysis

Alberto E. Calvo-González^{I, *}, Nelson Reyes-Becquer^I, Luis Aballe-Infante^I,
Ernesto López-García^{II}, Renier Domínguez-Machado^{III}, Vicente Santé-Heredia^{IV},
Agostinho Fernando-Mfumo^V

I. Universidad Tecnológica de la Habana José Antonio Echeverría. Centro de Estudios de Tecnologías Renovables. La Habana, Cuba

II. Unión de Empresas de Recuperación de Materias Primas. La Habana, Cuba

III. Instituto de Proyectos Azucareros. La Habana, Cuba

IV. Unión Eléctrica. La Habana, Cuba

V. Instituto Superior Politécnico de Songo. Tete. Mozambique

*Autor de correspondencia: aegcalvo@ceter.cujae.edu.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



Recibido: 21 de enero de 2019

Aceptado: 22 de marzo de 2019

Resumen

Este trabajo surgió de la necesidad de obtener un modelo matemático que permita estudiar los posibles cambios que se precisen realizar en un generador de vapor con el fin de estudiar su comportamiento en regímenes estacionarios no usuales. El objetivo principal fue el ajuste del modelo matemático escogido del Cálculo Térmico Normativo, digitalizado, a una caldera que suministra vapor a una turbina de 60 MW. Para lograr este objetivo primero se realizó una extensa búsqueda de información sobre el funcionamiento, las características geométricas

actualizadas y los parámetros de funcionamiento normados de la caldera. Luego sobre la base del modelo mencionado se adaptaron las ecuaciones a los cálculos térmicos pertinentes, realizándose estos para la carga nominal y cuatro regímenes típicos menores. Se hizo una comparación con las normas de operación de la central obteniéndose resultados satisfactorios.

Palabras claves: calderas, modelación, cálculo térmico normativo, digitalización.

Abstract

The present work arose from the need to obtain a mathematical model that allows studying the possible changes that need to be made in a steam generator in order to study its behavior in unusual stationary. The main objective was the adjustment of the mathematical model chosen from the Thermal Normative Calculation, digitized, to a boiler that supplies steam to a 60 MW turbine. To achieve this objective, an extensive search was first carried out for information on the operation, the updated

geometrical characteristics and the normed operating parameters of the boiler. Then, based on the aforementioned model, the equations were adapted to the pertinent thermal calculations, these being done for the nominal load and four smaller typical regimes. A comparison was made with the operating standards of the plant, which was satisfactory.

Key words: boilers, modeling, normative thermal calculations, digitalization.

Cómo citar este artículo:

Calvo González AE, Reyes Becquer N, Aballe Infante L, et al. Cálculo térmico normativo de calderas digitalizado para análisis de regímenes estacionarios. Ingeniería Mecánica. 2019;22(2):100-107. ISSN 1815-5944.

Introducción

En ocasiones se hace necesario el estudio del comportamiento de la caldera en regímenes no usuales. La caldera como parte fundamental de una Central Termoeléctrica está sometida a cambios en sus parámetros debido a la disponibilidad, maniobrabilidad y eficiencia que debe tener la misma. Estos cambios están sujetos a diferentes circunstancias que se puedan presentar como son: utilización de un nuevo combustible [1], aumento o disminución de las áreas de transferencia de calor, variaciones en los regímenes de trabajo, así como en los patrones de flujo para los cuales fue diseñada.

El análisis de regímenes no usuales es una tarea difícil, si no se tiene la posibilidad de utilizar las últimas herramientas diseñadas al efecto [2-4]. Existen varios software profesionales que realizan este trabajo, pero normalmente este procedimiento es controlado por los propios fabricantes de calderas como Combustion

Engineering y The Babcock & Wilcox Company entre otros. En el libro [5] en el sexto capítulo, hace una descripción exhaustiva, muy buena, de la complejidad de estos cálculos y los software existentes. Existen otros textos donde se hacen recomendaciones sobre el empleo más adecuado de cada uno, por ejemplo [6].

Están publicados en Internet otros software como el Thermo flow, muy utilizado en el diseño de ciclo combinado y desde el 2007 tiene entre sus nuevas opciones el cálculo de las calderas de carbón [*Thermo flow Software Recent Releases*], pero su costo es elevado y solo rentable para aquellas grandes empresas dedicadas a este tipo de proyectos.

En la literatura aparecen otros modelos que están orientados al análisis dinámico de partes específicas de la caldera como el funcionamiento del domo, como por ejemplo en [7-8].

Se hace imprescindible, por lo tanto, disponer de un modelo confiable, probado, con el cual se tiene experiencia en el diseño y evaluación de calderas. Para ello se partió del modelo establecido en el cálculo térmico normativo de calderas basado en la norma GOST publicada por la editorial NPO TsKTI, CPb de San Petersburgo en 1998. [UDK 621.181. 001.24.536.7 (083.75)], con la cual se han diseñado y calculado muchas calderas de bagazo y también adaptaciones en la industria eléctrica en Cuba. Este modelo aparece también en español en la Guía metodológica para proyectos de curso de generadores de vapor de 1987, de la editorial del Ministerio de Educación Superior de Cuba, autor Nelson Tanquero, muy utilizada en la docencia, también ha sido reportado su empleo en la literatura científica reciente [9-11]. Con este modelo del cálculo normativo se han diseñado y calculado muchas calderas de bagazo y también adaptaciones en la industria eléctrica en Cuba. También será necesario considerar aspectos relativos a consecuencias del empleo de combustibles de peor calidad [1, 12, 13].

El propósito del presente trabajo es dar solución a la interrogante cómo podrían afectar cambios en la estructura del generador de vapor concebido para alimentar un turbogenerador debido a diferentes causas, como el empleo de un combustible de menor calidad, así como de asimilar variaciones que permitan incorporarlo a la combinación de procesos en aras de una eficiencia mayor [3]. Se ha tomado como objeto de estudio un generador de vapor de 10 MPa (100 bar), 540 °C, capaz de producir 70,3 Kg/s (255 ton/h) instalado en una central termoeléctrica de 60 MW.

Para materializar esta investigación se propone una metodología de investigación donde la situación problemática es: se desconoce cómo se comportarían los principales parámetros técnicos de la caldera objeto de estudio para diferentes regímenes no estipulados en la carta de régimen, así como otras variaciones que podrían ser útiles económicamente. El objetivo es ajustar el modelo matemático del comportamiento térmico del generador de vapor según el cálculo térmico normativo, a las superficies de caldeo del generador de vapor objeto de estudio digitalizando los nomogramas y diagramas de cálculo.

Métodos y Materiales

El método empleado ha sido la adaptación a la caldera objeto de estudio del modelo del cálculo térmico normativo de calderas, digitalizado para facilitar el cálculo de coeficientes y parámetros en hoja de cálculo.

Caldera objeto de estudio

Un esquema de la caldera se muestra en la figura 1:

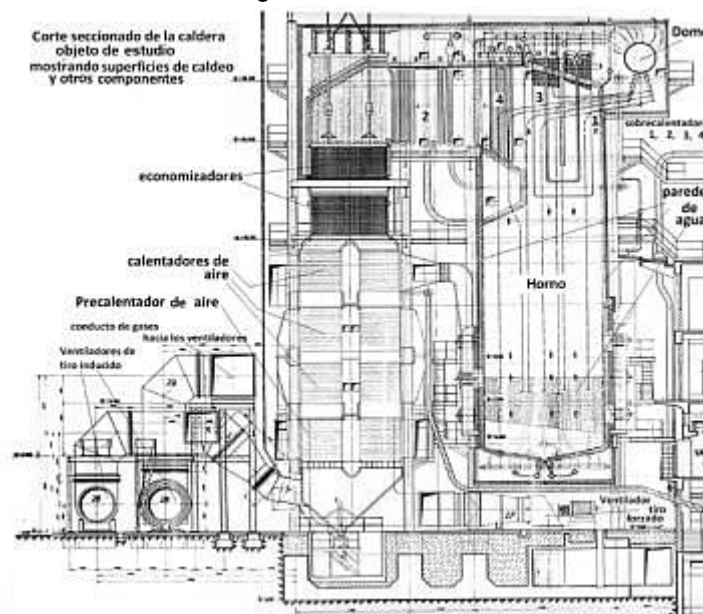


Fig. 1. Esquema de un corte que muestra las superficies de caldeo y su ubicación relativa

En la figura 1 se muestra una caldera típica de una central termoeléctrica cuyo combustible de diseño es mazut 20, sin recalentamiento intermedio y los equipos que la componen, típicos para este tipo de instalación, así como, la descripción gráfica de la composición de la caldera de 10 MPa, 540 °C. Se pueden observar: el horno, los sobrecalentadores I, II, III, y IV, el economizador, el precalentador de aire y por último el calentador de aire.

Una vez obtenidos los datos necesarios, así como el dimensionamiento de las superficies y su ubicación relativa se procede al desarrollo del cálculo normativo adaptado a las condiciones impuestas. Dado lo extenso de este tipo de cálculo solamente se mostrará la parte relativa al cálculo del horno y del calentador de aire, aunque al final se relacionan los resultados generales.

La nomenclatura utilizada será la misma del documento base del cálculo normativo [8-10] con la finalidad de identificar los términos empleados, entre ellos la entalpía como i en lugar de h según las normas actuales.

Dado que éste cálculo es un cálculo comprobatorio, es necesario después de haber sido tomados previamente los datos de su geometría y ubicación dentro de la estructura, tomar una serie de datos del funcionamiento del generador de vapor en estudio. En este caso existe una norma de operación que especifica los valores de los parámetros que debe asumir en cada marcha típica.

Cálculo térmico normativo del horno y del calentador de aire

Cálculo de la combustión

Para que el cálculo de la combustión se realice con las exigencias requeridas, deben ser tenidos en cuenta varios factores, entre los cuales, tiene especial significación la determinación de los volúmenes de aire necesarios para la combustión o volúmenes teóricos de aire. Una vez determinados estos volúmenes, se pasa al cálculo de los volúmenes teóricos de gases de vapor de agua y nitrógeno y del volumen de gases triatómicos que se genera a partir de un proceso de combustión completa del combustible.

Para garantizar un buen mezclado de la masa combustible con el comburente en los hornos de los generadores de vapor (GV), es necesario suministrar una cantidad de aire superior al teórico necesario, lo cual se tiene en cuenta cuando se hace referencia de un coeficiente de exceso de aire en el horno. Se hace necesario el cálculo de los volúmenes reales de los productos de la combustión para cada una de las superficies de transferencia de calor que conforman el GV debido a que a lo largo del GV pueden producirse infiltraciones de aire.

Otros elementos necesarios para el desarrollo posterior del cálculo térmico son las fracciones de gases triatómicos y el vapor de agua en los productos de la combustión.

El combustible que es utilizado en la Central es líquido, el fuel-oil o mazut, con una densidad de 920 Kg/m³, siendo necesario el conocimiento de su composición química en el horno, ya sea determinado a partir de mediciones realizadas utilizando un analizador de gases Orsat u otro más moderno.

Los datos obtenidos se muestran a continuación junto a otros necesarios para la realización del cálculo de la combustión: Composición del combustible (%): C^t=82,94; H^t=13,16; O^t=0,29; N^t=0,077; S^t=0,47; W^t=3; A^t=0,05. Los incrementos de exceso de aire debido a infiltraciones de aire en el horno, $\Delta\alpha_h = 0,08$, en la zona del Sobrecalentador, $\Delta\alpha_{sc} = 0,03$, en el economizador, $\Delta\alpha_{eko} = 0,02$ y en el calentador de aire, $\Delta\alpha_{ca} = 0,03$. El porcentaje de aCO₂ y O₂ en el horno son 11 y 5 respectivamente.

Para la determinación del poder calorífico del combustible se utiliza la expresión que se establece en el modelo escogido, para combustibles líquidos sustituyendo en ellas los valores que más arriba aparecen expuestos. La determinación del exceso de aire en el horno se realizó según el modelo escogido. La determinación del porcentaje de óxido de carbono en la combustión se hizo calculando el coeficiente característico del combustible β , que resultó ser 0,45 y el CO 0,02%. A continuación fue calculado el porcentaje de nitrógeno en la combustión resultando igual a 83,98 %.

En la determinación de los volúmenes de los productos de la combustión se determinó primero el volumen teórico de aire seco V_a se determina y volumen teórico de los productos de la combustión V^o y los volúmenes de gases triatómicos V_{RO_2} . De igual forma fueron calculados el volumen teórico de nitrógeno, $V^o_{N_2}$, el volumen teórico de vapor de agua $V^o_{H_2O}$, y $G_{at} = 0,1 \text{ Kg}_{\text{vapor}}/\text{Kg}_{\text{comb}}$ que es el Vapor de atomización que es dato del equipo instalado.

Los resultados han sido los siguientes:

$$\begin{array}{ll} \text{PCI} \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) = 41628,15 & V^o_{H_2O} (\text{m}^3/\text{Kg}) = 1,98 \\ \alpha_h = 1,288 & V_g (\text{m}^3/\text{Kg}) = 15,34 \\ V^o_a (\text{m}^3/\text{Kg}) = 10,87 & V_{H_2O} (\text{m}^3/\text{Kg}) = 2,08 \\ V^o_g (\text{m}^3/\text{Kg}) = 12,11 & V_{gs} (\text{m}^3/\text{Kg}) = 13,26 \\ V_{RO_2} (\text{m}^3/\text{Kg}) = 1,55 & r_{RO_2} = 0,101 \\ V^o_{N_2} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right) = 8,59 & r_{H_2O} = 0,135 \\ & r_g = 0,237 \end{array}$$

Determinación de las entalpías del aire y los productos de la combustión a la salida del horno

Para el cálculo de las entalpías y la posterior confección de la tabla de resultados de los cálculos de esta se asume una temperatura de los gases a la salida del generador de vapor (t''_g °C).

En la determinación de las entalpías del aire y los productos de la combustión es necesario primero determinar la entalpía teórica de la parte gaseosa y del aire contenido en los productos de la combustión.

Posteriormente se realiza el cálculo de las entalpías reales de los productos de la combustión en cada una de las superficies de transferencia de calor, teniendo en cuenta el coeficiente de exceso de aire en cada una de dichas superficies.

La entalpía teórica de los productos de la combustión I°_g en KJ/Kg es obtenida a partir de determinar las entalpías de los componentes i_{CO_2} , i_{N_2} , i_{H_2O} según su composición en la mezcla para la temperatura t''_g tal como se establece en el modelo escogido. La entalpía teórica del aire se determina por $I^{\circ}_a = V^{\circ}_a \cdot i_{aire}$. La entalpía de los productos de la combustión a la salida del generador de vapor se determina teniendo en cuenta el coeficiente de exceso de aire siendo en este caso la suma de en el horno, el incremento en la zona del sobre calentador, en el economizador y en el calentador de aire, siendo igual a $\alpha_{ge}=1,368$.

Balace térmico del generador de vapor

El primer aspecto que se determina en el balance térmico es el calor disponible y posteriormente se pasa a la determinación de las pérdidas de calor que puedan presentarse en los GV, los cuales son: pérdidas con los gases de escape, pérdidas por incombustión química, pérdidas por incombustión mecánica, pérdidas de calor al exterior a través de las paredes del GV. Una vez determinada cada una de las pérdidas que puedan presentarse en el GV, se procede a calcular el valor de la eficiencia bruta. Del total de la energía disponible que entra al GV, una parte la conforman las pérdidas de calor y otra parte es realmente aprovechada por la sustancia de trabajo; esta última es el calor útil, el cual se determina a partir de la eficiencia y del calor disponible. Con el calor útil, los flujos de la sustancia de trabajo y el calor disponible se puede determinar el consumo de combustible; a partir del cual debido a las pérdidas por incombustión mecánica, se determina realmente la cantidad de combustible que se quema en el GV.

La temperatura del aire en distintos puntos del generador de vapor es según la experiencia de explotación igual para todas las cargas para la temperatura de entrada, ambiente 30 °C, la de salida del pre calentador de aire 90 °C, la entrada del calentador de aire 90 °C, y la de salida del calentador de aire difiere siendo para 155 t/h (35 MW), 200 °C, para 175 t/h (40 MW), 207,5 °C, para 190 (45 MW), 215 °C, para 205 t/h (50 MW), 222.5 °C y para 240 t/h (60 MW), 230 °C. Entre paréntesis aparece la carga que capaz de llevar la turbina con ese gasto de vapor. La temperatura del combustible es 100 °C y el índice de Bacharach 3.

El siguiente paso es la determinación del calor disponible Q_d , que es la suma del poder calorífico bajo del combustible PCI mas el calor físico del combustible Q_{fc} que a su vez depende del calor específico del combustible C_c , el calor de atomización Q_{at} y el calor físico del aire en el precalentador de aire Q_{pca} .

La determinación de las pérdidas de calor comprende la pérdida de calor por combustión mecánica q_4 que es un 3 %, la pérdida de calor con los gases de escape q_2 , la pérdida de calor por incombustión química q_3 , pérdida de calor al exterior a través de las paredes q_5 , con ello se puede determinar la eficiencia del generador de vapor. También se tiene en cuenta la de los flujos necesarios como la purga continua.

Cálculo térmico del horno

Este cálculo comienza determinándose el calor liberado en el horno, en el cual intervienen el calor disponible, las pérdidas de calor por incombustión química y mecánica y el calor absorbido por el aire en el calentador de aire. Para dar continuidad a este cálculo, es necesario asumir un valor de temperatura de los productos de la combustión a la salida del horno, según los valores recomendados. A partir de este valor se calcula el valor específico medio de los productos de la combustión a la salida del horno, la temperatura adiabática, la efectividad térmica del horno, la altura relativa del plano de máximas temperaturas, la emisividad térmica de la llama y el horno, y el coeficiente de conservación del calor.

Una vez calculados todos los elementos, antes señalados, se determina la temperatura de los productos de la combustión a la salida del horno y se compara con el valor asumido.

Si la diferencia entre ambas temperaturas se encuentra dentro de los valores permisibles, se prosigue la metodología; de no ser así, se vuelve a asumir otro valor de temperatura, hasta que se cumpla con el error establecido en el cálculo normativo. Como culminación del cálculo térmico de horno, se determina la absorción específica del calor. El calor liberado en el horno y el calor absorbido por el aire en el calentador de aire se determinan respectivamente por las ecuaciones 1 y 2:

$$Q_h = Q_d \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_{ca} \quad (1)$$

$$Q_{ca} = (\alpha_h - \Delta\alpha_h + \frac{\Delta\alpha_{ca}}{2}) V^{\circ}_a (i_{sca} - i_{eca}) \quad (2)$$

Donde i_{sca} y i_{eca} se determinan con la temperatura del aire a la entrada y salida del calentador.

La temperatura adiabática se define como la temperatura que se alcanzaría en el horno si la combustión transcurriera en ausencia de transferencia de calor hacia las paredes de agua, o lo que es igual, es aquella

temperatura para la cual se cumple que el calor liberado en el horno es igual a la entalpía de los gases $Q_h = I_g$. Para hallar esta temperatura se utilizará el calor del horno y el valor de la entalpía calculada a partir del calor específico de las mezcla de gases componentes de los productos de la combustión.

Para determinar la entalpía de los productos de la combustión a la salida del horno es necesario asumir una temperatura de los gases y calcularla para esta temperatura. Posteriormente utilizar la ecuación obtenida para la composición de los gases para la entalpía en el horno (KJ/Kg). El calor específico de los productos de la combustión a la salida del horno se calcula según la ecuación 3:

$$C''_h = \frac{Q_h - I''_h}{t_a - t''_h} \quad (3)$$

Donde:

Qh: calor del horno

t''h: temperatura de salida del horno

ta: temperatura adiabática

La efectividad térmica tiene en cuenta dos aspectos fundamentales: La efectividad térmica para las superficies del horno y efectividad térmica promedio en el horno. La efectividad térmica para las superficies del horno φ_i se calcula a partir de la multiplicación del coeficiente de radiación de la pared χ_i y el coeficiente de ensuciamiento del horno ξ_i .

Por las condiciones del horno, la pared y del combustible (mazut) se obtienen un coeficiente de ensuciamiento de 0,55 para cada pared ($\xi = 0,55$), tomado del cálculo normativo tal como aparece en la obra ya mencionada de Tanquero en la página 77. Tanto para la pared frontal que tiene tubos intercalados del sobrecalentador 1 como para las otras paredes, los tubos están unidos y por tanto se cumple que $\frac{S}{d} = 1$ quedando el coeficiente de radiación de cada pared aproximadamente ($\chi = 1$). Entonces para cada pared se tendrá $\varphi = 0,55$, y la Efectividad térmica promedio en el horno puede ser determinada a partir de la Efectividad térmica para la superficie φ_i , Área de cada superficie F_{tpi} , y el Área total del horno F_{th} . El área de cada superficie son datos geométricos conocidos obtenidos de la planta. El área de cada pared en m^2 es como sigue: pared frontal F pf-192,84 m^2 , pared posterior F pp-239,68 m^2 , pared lateral izquierda F pli-183,09 m^2 , pared lateral derecha F pld-183,09 m^2 , techo del horno F th-798,7 m^2 . El resultado es $\varphi_h = 0.55$.

La altura relativa del plano de máximas temperaturas M se halla a partir de una ecuación que contiene dos coeficientes experimentales K_1 y K_2 que se obtienen de la norma del cálculo normativo. En este caso $K_1 = 0,54$ y $K_2 = 0,2$. Altura total del horno es $H_{th} = 30$ m.

La altura media de los quemadores se determina a partir del n_i número de quemadores en la fila i con igual consumo de combustible el consumo de combustible B_{ci} de cálculo del quemador i (Kg/s), altura de H_{qi} los quemadores en la fila i (m) y el consumo de combustible B_c de cálculo (Kg/s). De los datos de diseño del generador de vapor se tiene que cada nivel de quemadores contiene 5 quemadores, 2 y 3 en caras opuestas alternándose estas, Son tres niveles situados a 2,6 y 10 m haciendo un total de 15 quemadores.

El consumo de combustible de cálculo del quemador i, B_{ci} , se calcula a partir del consumo total B_c entre el número de quemadores. La emisividad a_i de la parte luminosa de la llama se calcula a partir del espesor efectivo del volumen de los gases S, el coeficiente de atenuación de los gases triatómicos K_g , el coeficiente de atenuación del carbono libre (hollín) K_c , la emisividad de la parte no luminosa de la llama a_{nl} , la emisividad de la llama a_u , la emisividad térmica del horno a_h , y el coeficiente de conservación de calor ψ . La temperatura calculada a la salida del horno T''_{hc} se calcula por la siguiente expresión:

$$T''_{hc} = \frac{T_a}{M \left(\frac{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot \varphi_h \cdot a_h \cdot F_{th} \cdot T_a^3}{\psi \cdot B_c \cdot C_h} \right)^{0.6} + 1} \quad (4)$$

La comprobación del cálculo térmico del horno. Se efectúa calculando $\Delta T''_h = [T''_h - T''_{hc}]$, Si $\Delta T''_h > 100$ K, es necesario asumir un nuevo valor de temperatura a la salida del horno y realizar nuevamente los cálculos hasta que se cumpla que $\Delta T''_h < 100$ K. La absorción específica de calor en el horno se halla a partir de $Q_{rh} = \psi(Q_h - I''_h)$.

Método de cálculo del calentador de aire

El método de cálculo del calentador de aire según se expone en la literatura mencionada de la norma GOST y la guía metodológica, y comprende varios aspectos que son:

- Calor por balance.
- Calor por convección.
- Calor total por transferencia.
- Error en el cálculo del calor.
- Diferencia de temperatura en el extremo caliente.
- Coeficiente que relaciona la diferencia de temperatura entre los fluidos.

Para este cálculo primero se determina el calor por convección, que es igual al calor obtenido por balance por el lado del aire, habiendo considerado las infiltraciones e igualando este al calor obtenido por balance por el lado de los gases, con esto se determina la entalpía de los productos de la combustión, lo cual permite obtener la temperatura de los mismos.

Después es necesario determinar el calor transferido, para lo cual hay que determinar el coeficiente global de transferencia de calor, la diferencia de temperatura entre los fluidos y el área total de transferencia de calor.

Finalmente se determina el error del cálculo, debiendo cumplirse que el valor modular de la relación de los calores por convección y transferencia sea menor o igual que el 2 %, después de lo cual se determina el coeficiente que relaciona las diferencias de temperatura entre los fluidos.

Si no se cumple con el valor del error se varía el área de transferencia de calor. Los datos necesarios para la realización del cálculo térmico se obtienen de la planta. Las temperaturas del aire y gases en el calentador son como sigue, para todas las cargas la temperatura de entrada del aire es la misma e igual a 363 K. Las temperaturas de salida del aire y de entrada de gases son 473 y 500,48 K para una producción de vapor D_t de 155 t/h; para 175 t/h son 480,5 y 510,49 K; para 190 t/h son 488 K y 521,12 K; para 205 t/h son 495,5 K y 531,30; para 240 t/h son 503K y 548,12 K.

Para cada paquete de tubos el número de tubos en una fila $Z_1=63$; el diámetro interior, $D_{int}=0,037m$; el diámetro exterior $d = 0,044m$; el paso transversal $S_1=0,07m$; el paso longitudinal $S_2=0,065m$; la longitud de los tubos es $l=2,34m$; y la anchura del paquete $b=4,428m$.

Resultados y Discusión

A continuación se muestran, en la tabla 1, los resultados de los cálculos realizados en Excel relativos al balance en el generador de vapor, con el cálculo previo de las entalpías en el horno, el cálculo térmico del horno y del calentador de aire para cada carga o régimen de trabajo de la central.

Tabla 1. Determinación de las entalpías del aire y de los gases producto de la combustión a la salida del horno.
[Ver tabla](#)

Comparación de los valores calculados mediante el software empleado (cálculo normativo en hoja de cálculo) con los valores publicados en las normas de explotación

La comparación de los resultados del cálculo con los valores de la norma de explotación y el error calculado para el consumo de combustible, la eficiencia del generador de vapor y la temperatura de salida de los gases de escape del calentador de aire, para cada uno de los regímenes analizados se muestran en la tabla 2 y en las figuras 2, 3 y 4,

Tabla 2. Comparación de los resultados del cálculo con los valores de la norma de explotación

Comparación del consumo de combustible				
Parámetros		Calculado	Según Norma de explotación	
Potencia	Dt (t/h)	(kg/s)	(kg/s)	% Error
35MW	155	2,870487	2,78	3,23
40MW	175	3,230483	3,14	2,84
45MW	190	3,604176	3,56	1,35
50MW	205	3,878170	3,78	2,59
60MW	240	4,589282	4,49	2,25
Eficiencia				
35MW	155	90,188	90,23	0,05
40MW	175	89,985	90,05	0,07
45MW	190	89,782	89,85	0,08
50MW	205	89,529	89,60	0,08
60MW	240	88,957	89,00	0,05
Temperatura de los Gases de escape en el Calentador de Aire (°C)				
35MW	155	146,40	146	0,466516
40MW	175	150,22	149	0,618652
45MW	190	154,67	153	1,168559
50MW	205	158,57	156	1,346118
60MW	240	171,14	170	0,665976

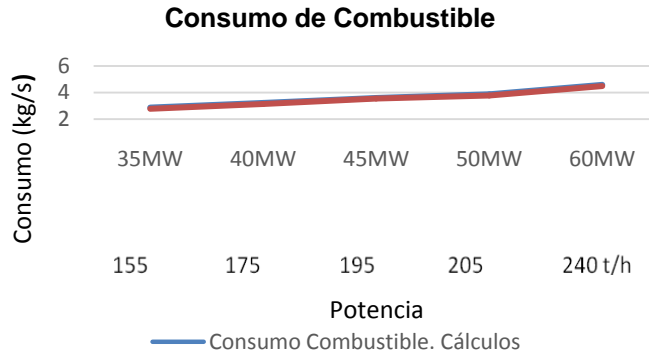


Fig. 2. Gráfico comparativo de los valores de las normas y los de los cálculos del consumo de combustible para los distintos regímenes de explotación

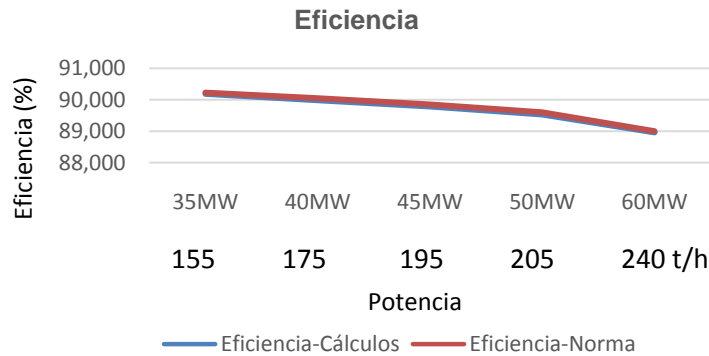


Fig. 3. Gráfico comparativo de los valores de las normas y los de los cálculos de la eficiencia para los distintos regímenes de explotación

En estos gráficos se puede observar que tanto los valores el consumo del combustible, figura 2, como de la eficiencia bruta del generador de vapor, figura 3, determinados mediante el software empleado, se encuentran muy cercanos a los valores de la norma de explotación de la central, por lo que se puede afirmar que los resultados obtenidos son satisfactorios.

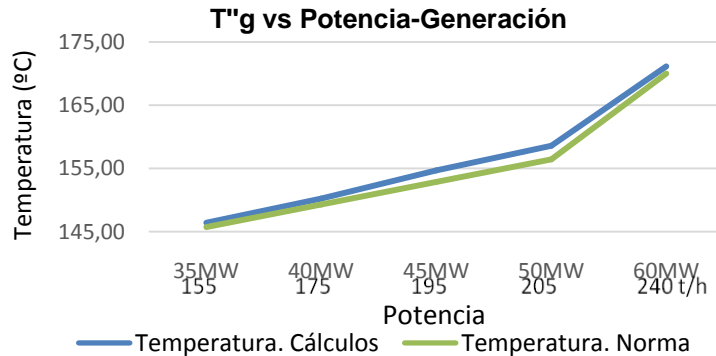


Fig. 4. Gráfico comparativo de los valores de las normas y los de los cálculos de la temperatura de los gases a la salida del calentador de aire para los distintos regímenes de explotación

En este último gráfico, figura 4, se puede apreciar que el valor de la temperatura obtenida mediante el software diseñado, no se encuentra alejada, ni por debajo, ni por encima de la norma de explotación de la central, demostrando así que la metodología del cálculo normativo de calderas aplicada al calentador de aire es correcta,

Al ser comparados gráficamente los resultados de los cálculos con las normas de explotación de la central, se evidencia que el error entre unos y otros valores aceptable, lo que demuestra que el programa creado a partir de la metodología del cálculo normativo de generadores de vapor funciona correctamente.

Este trabajo solo es aplicable a este tipo de caldera subcrítica sin recalentamiento intermedio de la misma tecnología y ubicación de superficies de intercambio y solo es permisible la variación de las dimensiones. No puede ser aplicado directamente a aquellas calderas con recalentamiento intermedio del vapor, para estas, es imprescindible hacer ajustes en el algoritmo.

Conclusiones

Utilizando el Microsoft Excel se realizó el cálculo térmico normativo (del horno y calentador de aire) del generador de vapor de 70,3 Kg/seg (255 ton /hr) de vapor a 10 MPa (100 Kg/cm²) y 540 °C, que suministra vapor a una turbina de vapor de 60MWde una manera más rápida y exacta.

La diferencia resultante entre los valores calculados por el programa basado en el modelo del cálculo normativo de calderas, digitalizado y adaptado al generador de vapor objeto de estudio están dentro de un rango aceptable.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer al Ing. Lozeto Casimiro de Armas, especialista en centrales termoeléctricas, sin su colaboración no hubiese sido posible este trabajo. Al Ing. Ernesto Yanes y al Ing. Leandro Ricardo Reyes, por su contribución en los cálculos, a todos muchas gracias.

Referencias

1. Calvo A, Suárez E. Análisis de fallas en generadores de vapor: caso de estudio. *Revista Cubana de Ingeniería*. 2016;7(1): 36-42.
2. Hovi V, Huttunen M, Karppinen I, et al. Integrated transient simulation of a BFB boiler with CFD models for the BFB furnace and dynamic system models for the steam cycle and boiler operation *Energy Procedia*. 2017;120:508-515.
3. Abdollahi N, Haghghi-Khoshkoo R, Thermodynamic and Numerical Analysis of Tangentially Fired Boiler for Increasing Efficiency and Reducing Environmental Pollution. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2018;62(1):65-73.
4. Tang G, Wu B, Johnson K, et al. Numerical Study of a Tangentially Fired Boiler for Reducing Steam Tube Overheating. *Applied Thermal Engineering*. 2016;102:261-271.
5. Kitto JB, Stultz SC. *Steam/its generation and use*. 41st edition. Ohio, USA: The Babcock & Wilcox Company; 2005.
6. Ganapathy V. *Steam Generators and Waste Heat Boilers for Process and Plant Engineers*. USA: CRC Press Taylor & Francis Group; 2015.
7. Ahmed Shams EA, Mostafa A, Elhosseini Hesham AA. Modelling and practical studying of heat recovery steam generator (HRSG) drum dynamics and approach point effect on control valves, *Ain Shams. Engineering Journal*. 2018;9:3187-3196.
8. Sunil PU, Barve J, Nataraj PS. Boiler model and simulation for control design and validation. *IFAC Proceedings Volumes*. 2014;47(1):936-40.
9. Hernández Carbó J, Nápoles García M, de La Cruz Aragonese, et al. Evaluación energética de la empresa Mielera Siboney. *Tecnología Química*. 2012;32(2): 21-31.
10. Restrepo Á, Burbano J, Carranza Y, Estudio de la factibilidad técnico-económica para la recuperación de calores residuales en la Empresa Manufacturas Carolina S.A. *Scientia et Technica*. 2006;31:52-67.
11. Pérez-Sánchez A, Fernández Tejada F, González de la Cruz R, Evaluación de la generación de vapor de la fábrica de refrescos 23 de Agosto, en Camagüey. *Mutis*. 2017;7(1):101-15.
12. Al-HallafWAA. Theoretical Study on Heat Transfer in the Presence of Fouling. *Iraqi Journal of Chemical and Petroleum Engineering*. 2013;14(1):47- 53.
13. Trojan M. Computer modeling of a convective steam super heater. *Archives of Thermodynamics*. 2015;36(1):25-137.