

# **OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN UNA CALDERA DE CALEFACCIÓN DE 465 Kw, MODELO CPA DE ROCA.**

**A. Marcos\* J. Gañán\*, J.F. González\*, J. Turégano\*\*, A. Miranda\*\*\*, S. Correira\*\*.**

**\*Escuela de Ingenierías Industriales de Badajoz. Universidad de Extremadura (España).**

**Escola Superior de Tecnologia e Gestao de Portalegre. Área de Engenharia (Portugal).**

**Depto. Eng. Electromecânica Universidade da Beira Interior (Portugal).**

**Telf. 924-289600, email: [jogomez@unex.es](mailto:jogomez@unex.es)**

## **Resumen**

En este artículo se ha desarrollado un trabajo experimental sobre el cálculo del rendimiento de las calderas pirotubulares utilizadas en instalaciones de calefacción. El funcionamiento de las calderas es semiautomático, siendo capaz de regular el aire para cada nivel de potencia. Esta regulación se realiza mediante un sistema hidráulico, que permite cerrar el aire durante la fase de parada y realizar un pre-barrido de todos los gases existentes en los conductos de humos antes del encendido. Los resultados han mostrado un rendimiento mayor de la caldera de 93 - 95%, y las pérdidas por entalpía sensible de los humos, el dióxido de carbono y la potencia nominal de la caldera aumentan al incrementar la presión de inyección, mientras que las concentraciones de monóxido de carbono disminuyen.

## **1. INTRODUCCIÓN**

Las instalaciones energéticas, en general, emiten a la atmósfera diversos compuestos contaminantes que contribuyen al efecto invernadero, a la degradación de la capa de ozono, alteración del clima, etc. y por consiguiente, al deterioro del medio ambiente. En las instalaciones energéticas calefactoras, la emisión de contaminantes tiene su origen en los gases resultantes del proceso de la combustión. En dicho proceso participan tres elementos fundamentales: combustible, comburente y energía de activación. En función de la eficiencia obtenida en el proceso el valor de estas emisiones será diferente. Los principales contaminantes emitidos a la atmósfera en estas instalaciones son: (Llorens et al.,1994)

- Monóxido de carbono (CO): Producido por una combustión incompleta debido a un defecto de oxígeno en el proceso. La presencia de CO en la combustión contribuye al efecto invernadero y disminuye la eficiencia en las instalaciones energéticas, debido a los inquemados gaseosos.
- Hidrocarburo (HC): Producido por una mezcla deficiente entre el combustible y el comburente, normalmente está relacionado con problemas en el sistema de encendido. La presencia de hidrocarburos reduce el rendimiento de las instalaciones.
- Óxidos de Nitrógeno (NOx): El nitrógeno contenido en el comburente al someterlo a elevadas temperaturas reacciona con el oxígeno formando NOx, que afecta negativamente a la instalación y contribuye a la formación de la lluvia ácida.
- Dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>): Se emiten cuando en la instalación se produce una combustión completa. Este gas es el principal contribuyente al efecto invernadero.
- Óxido de Azufre (SO<sub>2</sub>): El azufre está presente en los combustibles en proporciones variables. La oxidación del azufre produce SO<sub>3</sub>, éste en contacto con el vapor de agua, producido en proceso de la combustión o de la atmósfera, da lugar a ácido sulfúrico (H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>) que al condensar acompaña a las gotas de lluvia dando lugar a la lluvia ácida. La posibilidad de condensación ácida en los dispositivos de combustión (calderas, chimeneas) limita la temperatura de expulsión de los gases de la combustión. La temperatura de condensación, punto de rocío del azufre se encuentra a 160°C. (Molina,1987; Rodríguez et al., 1991; Oland, 2002)

Debido a la elevada contaminación producida por la emisión de gases en las calderas, la legislación vigente aplica a estas instalaciones unos niveles de emisión máximos. Estos niveles se encuentran contemplados en el Real Decreto 833/75 del 6 de febrero. En concreto, para las instalaciones de gasóleo C, estos valores se limitan para el SO<sub>2</sub> a 1700 mg/m<sup>3</sup>N, para el CO 1445 ppm y de opacidad 2 según la escala Bacharach. La opacidad mide la presencia de partículas en suspensión en los humos de escape de una caldera.

El alto grado de desarrollo de la sociedad actual conlleva un aumento notable en el consumo de energía. Esto unido a las limitadas reservas de los combustibles

convencionales, nos impone la necesidad de obtener elevadas eficiencias en las instalaciones energéticas. Con ello se mejora el impacto medioambiental y supone un beneficio económico para los titulares de las instalaciones. (Antolín et al., 2003)

En las calderas utilizadas en sistemas de calefacción la eficiencia se encuentra entorno al 85%, esta eficiencia será mayor o menor según el funcionamiento óptimo de la caldera.( Zheng et al., 2003)

Teniendo en cuenta estos factores, el objetivo de este trabajo se centra en el estudio de las condiciones óptimas de funcionamiento de una caldera pirotubular de tres pasos, con el fin de alcanzar los mayores niveles de eficiencia y el menor valor de emisiones al medio ambiente.

Para ello, vamos a analizar el funcionamiento de dicha caldera modificando las variables que nos permite la instalación (presión de inyección y el número de quemadores, ambas independientemente modifican el caudal másico).

## **2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL**

La instalación experimental está compuesta por una caldera pirotubular de tres pasos de una potencia térmica de 465 kW. Es una caldera monobloc de chapa de acero calorifugada con fibra de vidrio de 70 mm de espesor. Dicha caldera está equipada con un cuadro de control compuesto por dos termostatos, que regulan el tiempo de trabajo de cada quemador, dos contadores de hora, los cuales registran el número de horas de funcionamiento de cada quemador, un reloj de temperatura y presión y un termostato de seguridad para el caso que fallen los dos anteriores.

El funcionamiento de la caldera es semiautomático, siendo capaz de regular el aire para cada nivel de potencia. Esta regulación se realiza mediante un sistema hidráulico, que permite cerrar el aire durante la fase de parada y realizar un pre-barrido de todos los gases existentes en los conductos de humos antes del encendido, facilitando de esta manera el mismo ya que la combustión es más rica en oxígeno.

La cámara de combustión trabaja a depresión, por lo que una vez realizada la combustión la propia presión atmosférica ayuda al barrido de los gases de la cámara.

El circuito de humos es de tres pasos, dos en el hogar y uno en los tubos de humos. El circuito está provisto de un haz tubular por el cual circulan los humos en régimen turbulento, facilitando una mayor transmisión de calor. La caja de humos es de

salida horizontal, lo que facilita la limpieza del haz tubular y de la cámara de combustión.

En la parte superior de la caldera se sitúan las conexiones de ida y retorno del agua de calefacción y en la parte inferior una conexión para la eliminación de lodos y vaciado.

La caldera va equipada con un quemador Modelo TECNO 50-L, adecuado para quemar gasóleo C con viscosidad máxima de 6 cSt a 20 °C. Dicho quemador consta de un cuadro de control en donde se visualiza si el quemador está funcionando y cuando está actuando uno o dos inyectores. Este posee una fotorresistencia de seguridad contra fallo de llama, cortando el suministro eléctrico al detectar un fallo en la misma y una válvula electromagnética para el corte instantáneo del paso de combustible en las paradas.

La instalación estudiada está compuesta por dos calderas, las cuales arrancan simultáneamente para el primer calentamiento del agua de calefacción una vez alcanzada la temperatura de régimen se van alternando para mantener la temperatura.

Las calderas están conectadas en paralelo a través de un circuito cerrado por el que circula el agua, trabajando a una presión variable de 1,5 kg/cm<sup>2</sup> a 2 kg/cm<sup>2</sup> y llevando una válvula de seguridad tarada a 3 kg/cm<sup>2</sup>. (Equipos a presión, Real Decreto 769/1999)

El circuito está compuesto por:

- Una electroválvula de tres vías, la cual hace un bypass en la conducción de salida retornando el agua a la caldera. Esta electroválvula es accionada mediante un termostato regulado en el cuadro de control.
- Una bomba de circulación que es la encargada de impulsar el agua a los radiadores.
- Un depósito de expansión que amortigua el incremento de presión del circuito de calefacción.
- Dos válvulas de mariposa situadas en la entrada y salida del agua de las calderas, siendo su función independizar las calderas del resto del circuito.
- Una central de regulación que es un ordenador encargado de controlar el encendido y apagado de todo el sistema de calefacción.

### 3. PROCEDIMIENTO DE LOS ENSAYOS

Para el cálculo del rendimiento de la instalación se determinó la composición de los gases de la combustión ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$  y  $\text{CO}$ ), la temperatura de salida de los mismos (TH), pérdidas por entalpía sensible (qA) y coeficiente de exceso de aire ( $\lambda$ ). Datos que serán obtenidos mediante el analizador Testo 300 M-I, cuya sonda se colocó en la salida de humos de la caldera. Los diferentes cálculos de los parámetros se indican a continuación:

Parámetros de combustión.

Los parámetros de combustión aplicados por el analizador TESTO300 M-I son obtenidos por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\text{CO}_2(\%) = \frac{(\text{CO}_2)_{\max} (21 - \text{O}_2)}{21}$$

Donde  $(\text{CO}_2)_{\max}$  es el máximo  $\text{CO}_2$  específico que puede ser liberado, 21 es el porcentaje de  $\text{O}_2$  en el aire y  $\text{O}_2$  es el valor medio de  $\text{O}_2$  para la cavidad.

$$\eta = 100 - qA - qi$$

Donde  $\eta$  es el rendimiento del proceso de combustión y qA y qi son el desprendimiento por calor sensible y gases no quemados de los humos respectivamente. El rendimiento está basado en la reducción del calentamiento estimado del combustible.

$$qA = K \frac{FT - AT}{\text{CO}_2}$$

La ecuación de Sieggert usada para calcular el desprendimiento por calor sensible de los humos, expresado en % respecto a la reducción del calentamiento estimado, FT y AT son la temperatura de los humos y la temperatura atmosférica respectivamente, y K es el factor específico del combustible.

$$\lambda = \frac{(\text{CO}_2)_{\max}}{\text{CO}_2} = \frac{(\text{O}_2)_{\max}}{\text{O}_2} = \frac{A_{\text{real}}}{A_{\text{min}}}$$

Donde  $\lambda$  es el coeficiente de exceso del aire,  $(O_2)_{\max}$  es el máximo de  $O_2$  liberado en los humos,  $A_{\text{real}}$  es el aire real introducido en la caldera y  $A_{\text{min}}$  es el mínimo aire necesario para quemar el combustible.

$$\bar{v}_{\text{fumes}} = \sqrt{\frac{575 \Delta p (FT + 273.15)}{P_{\text{abs}}}} \alpha$$

$\bar{v}_{\text{fumes}}$  es la velocidad de salida de los humos en m/s,  $\Delta p$  es el diferencial de presión en mbar,  $\alpha$  es el factor del Tubo de Pitot (0-1.50) y  $p_{\text{abs}}$  es la presión absoluta en mbar.

$$V_{\text{fume}} = \bar{v}_{\text{fumes}} A 0.36$$

Donde;  $V_{\text{fumes}}$  es el volumen de las corrientes de los humos en  $m^3/h$  y  $A$  es la superficie de salida de los humos.

Los parámetros de combustión  $CO_2$ ,  $O_2$  y  $CO$  contenidos, los gases no quemados y la pérdida de calor sensible de los humos, rendimiento, el coeficiente de exceso del aire, la velocidad y el volumen de los humos) son analizados por medio de un TESTO 300 M-I analizador. Este analizador tiene dos válvulas de medición una para  $O_2$  y otra para  $CO$ , introducidas en un calibre con un termopar para medir la temperatura de los humos.

La lectura de la opacidad se ha realizado haciendo pasar a través de un filtro de color blanco una cierta muestra de humos, generalmente 10 emboladas, mediante una bomba de accionamiento manual. El filtro cambia de color oscureciéndose en función de la concentración de residuos. La lectura se realiza por comparación con una escala patrón, escala de Bacharach, numerada del 0 al 9. (Llorens et al.,1994).

Las variables de operación ensayadas han sido el número de quemadores y la presión de inyección. Al variar la presión de inyección varía el caudal másico de combustible en los valores mostrados en la Tabla I. Con estas variables se procedió a realizar las combinaciones posibles con el objeto de optimizar el proceso de combustión en función de la presión y el número de quemadores. En la Tabla I se resumen las características de los ensayos realizados.



Figura: 1 Quemador.

Tabla I. Ensayos realizados.

| Experimento N° | Pre. Inyección (kg/cm <sup>2</sup> ) | Consumo |       | Características Común |
|----------------|--------------------------------------|---------|-------|-----------------------|
|                |                                      | l/h     | kg/h  |                       |
| 1              | 9                                    | 19      | 15,96 | 1 quemador            |
| 2              | 10,5                                 | 20,65   | 17,35 | 1 quemador            |
| 3              | 12                                   | 22,6    | 21,1  | 1 quemador            |
| 4              | 9                                    | 38      | 31,92 | 2 quemador            |
| 5              | 10,5                                 | 41,3    | 34,7  | 2 quemador            |
| 6              | 12                                   | 45,2    | 42,2  | 2 quemador            |

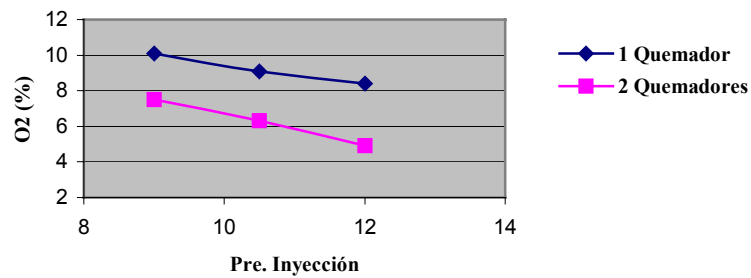
#### 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la tabla 2 se resumen los resultados de los parámetros de la combustión para las distintas condiciones de operación de la caldera, en función de la presión y el número de quemadores. Como se puede observar, el mayor rendimiento de la caldera se obtiene para un quemador a una presión de 9 kg/cm<sup>2</sup> siendo el rendimiento del 95%, para el caso de dos quemadores el mayor rendimiento se obtiene a la presión de 12 kg/cm<sup>2</sup> con un valor del 93%.

Tabla 2. Parámetros de la combustión en función de la presión.

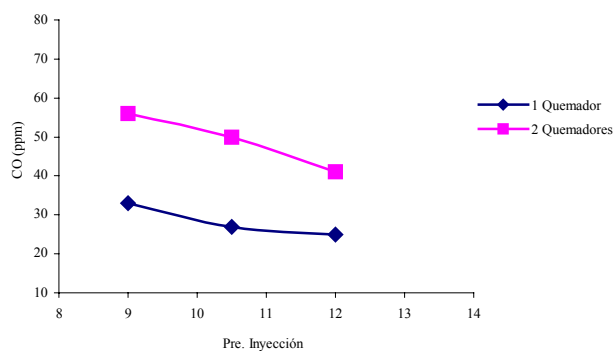
| Presión. Inyección (kg/cm <sup>2</sup> ) | N° Quemadores | O <sub>2</sub> (%) | CO (ppm) | TH (°C) | qA (%) | CO <sub>2</sub> (%) | $\lambda$ | REN (%) | Opac | Caudal Aire (%) | Potencia (kW) |
|--|---------------|--------------------|----------|---------|--------|---------------------|-----------|---------|------|-----------------|---------------|
| 9  | 1 quemador    | 10,1               | 33       | 107,1   | 4,6    | 8                   | 1,93      | 95,4    | 1,5  | 82              | 179,8         |
|  | 2 quemador    | 7,5                | 56       | 159,6   | 6,9    | 9,9                 | 1,56      | 93,1    | 1,5  | 50              | 359,6         |
| 10,50                                    | 1 quemador    | 9,1                | 27       | 112,2   | 5,1    | 8,8                 | 1,77      | 94,9    | 1,3  | 70              | 195,47        |
|  | 2 quemador    | 6,3                | 50       | 170,8   | 7,3    | 10,8                | 1,43      | 92,7    | 1,4  | 38              | 390,9         |
| 12                                       | 1 quemador    | 8,4                | 25       | 114,9   | 5,6    | 9,3                 | 1,67      | 94,4    | 1    | 58              | 237,7         |
|  | 2 quemador    | 4,9                | 41       | 172,5   | 7,5    | 11,9                | 1,3       | 93,2    | 1    | 28              | 475,4         |

En la figura 2 se representa la presión de inyección frente la variación del porcentaje de  $O_2$  en los humos. Se observa que al aumentar la presión y por tanto el caudal másico, se produce una disminución de dicho porcentaje de oxígeno, lo cual es lógico ya que se consume mayor cantidad de oxígeno al introducir en la caldera más combustible. En otros trabajos se ve que los porcentajes de oxígeno disminuyen al incrementar el caudal másico, siendo los resultados similares a los obtenidos.



*Figura 2: Variación del % de oxígeno en los humos frente la presión de inyección.*

La variación de las ppm de CO en los humos frente la presión de inyección se muestran en la figura 3.

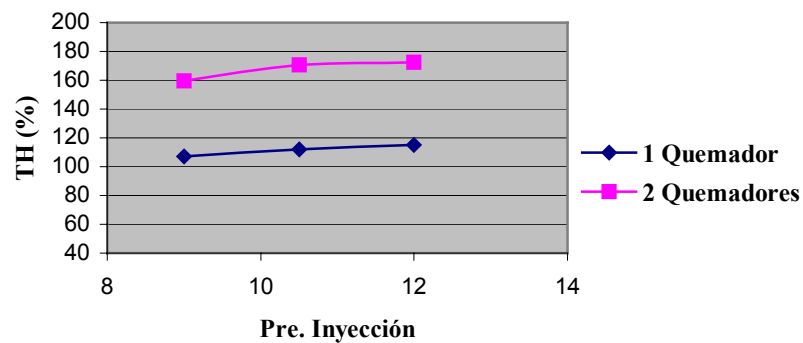


*Figura 3: Variación de las ppm de CO de los humos frente la presión de inyección.*

Para el caso de un quemador se reducen las pérdidas por inquemados gaseosos al incrementarse la presión de inyección, sucediendo lo mismo en el caso de dos quemadores. Estas reducciones de inquemados gaseosos se deben a que al aumentar la

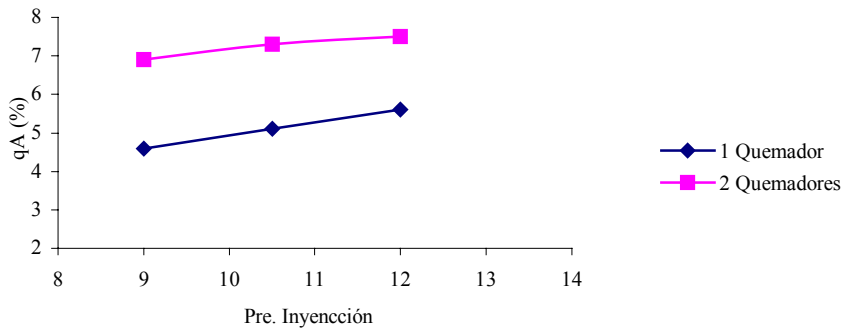
presión de inyección y, por lo tanto, el caudal de combustible, se incrementa la temperatura en el hogar reduciéndose los inquemados gaseosos en los humos. En trabajos realizados por otros autores (Vladimir, 2003) se puede observar que los niveles de CO en una caldera de gas natural siguen la misma proporción que la de este trabajo, siendo sus niveles de CO inferiores a los obtenidos.

En la figura 4 se muestra la variación de la temperatura de los humos frente al incremento de la presión de inyección. Al aumentar la presión del combustible se incrementa la temperatura de los humos, en consonancia con lo dicho para la reducción de CO en los humos. En otros trabajos (Torres, 2002) se observa que el incremento del caudal de combustible produce un fuerte incremento en la temperatura de los humos a la salida del hogar disminuyendo los inquemados gaseosos.



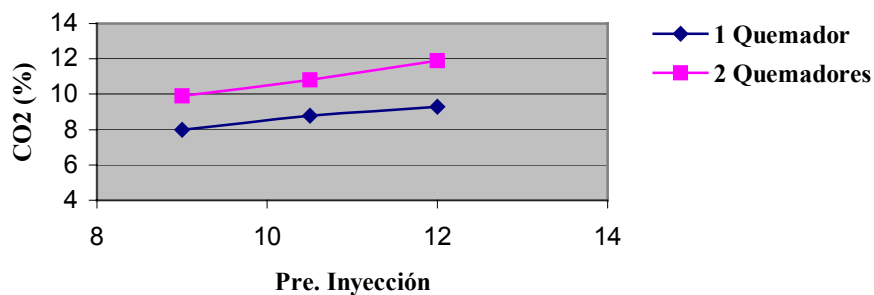
*Figura 4: Variación en la temperatura de los humos frente la presión de inyección.*

Las pérdidas por entalpía sensible de los humos,  $q_A$ , frente a la presión de inyección puede verse en la figura 5. Estas pérdidas de entalpía dependen de la temperatura de los humos. Para el caso de un quemador, podemos observar que, al aumentar la presión de inyección se produce un aumento de estas pérdidas, ocurriendo lo mismo para dos quemadores ya que al aumentar la presión y por lo tanto el caudal másico, aumenta la temperatura de los humos produciéndose mayores pérdidas por entalpía. En trabajos realizados por otros autores (Torres, 2002) se observa que dichas pérdidas son superiores a las que presentamos en este trabajo.



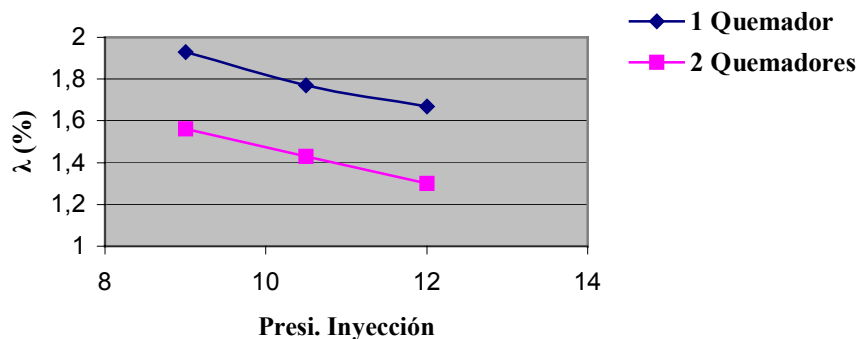
*Figura 5: Variación de la pérdidas por entalpía sensible de los humos  $qA$  frente la presión de inyección.*

La variación del  $CO_2$  respecto a la presión de inyección está representado en la figura 6. Observándose que un aumento de la presión y por lo tanto del caudal másico, conlleva un incremento de  $CO_2$ , y a su vez un aumento en la temperatura del hogar de la caldera, realizándose una combustión más completa bajando la cantidad de CO en los humos y aumentando la de  $CO_2$ . Otros autores exponen que el nivel de  $CO_2$  aumenta según se incrementa el caudal másico, observándose que los niveles de  $CO_2$  son inferiores a los obtenidos.



*Figura 6: Variación del al  $CO_2$  respecto la presión de inyección.*

En la figura 7 se refleja el efecto del coeficiente de exceso de aire sobre la presión de inyección. Dicho coeficiente será menor cuanto mayor sea el caudal de combustible inyectado, ya que se necesita más oxígeno para llevar a cabo el proceso de la combustión. Otros autores (Maxwel et al.,1981) indican que el coeficiente de exceso de aire para el gasóleo C es del orden de un 20%. En los trabajos realizados en una cadera de gas natural (Salmon, 2002) se puede observar que cada 15% de exceso de aire o por cada 40 °F que se disminuye en los humos de la combustión, la eficiencia de la caldera aumenta un 1%.



*Figura 7: Variación del coeficiente de exceso de aire frente la presión de inyección*

La variación del rendimiento frente la presión de inyección esta representado en la figura 8. Para el caso de un quemador el rendimiento va decreciendo según se aumenta la presión. Para dos quemadores en el primer incremento de presión disminuye el rendimiento, mientras que en el segundo incremento se ve un notable aumento de éste. Esta disminución del rendimiento es debida a que la pulverización del combustible, y por tanto la mezcla combustible-comburente, es menos íntima a estas presiones. En otros artículos (Babcock et. al., 1972) se puede observar que la eficiencia teórica de combustión esta sobre el 85% para el caso de una caldera de gas natural, cuando la temperatura de los humos es de 149 °C y obteniéndose una eficiencia teórica del 79% a una temperatura de los humos de 315 °C. Otras publicaciones (Salmon, 2002) para una caldera de gas natural la eficiencia es de un 78,2% con un exceso de aire del 44,9% y una temperatura en los humos de 205 °C. Si regulamos la caldera a un exceso de aire del

9,5% y a una temperatura de los humos de 149 °C, la eficiencia aumentará hasta el 83,1%.

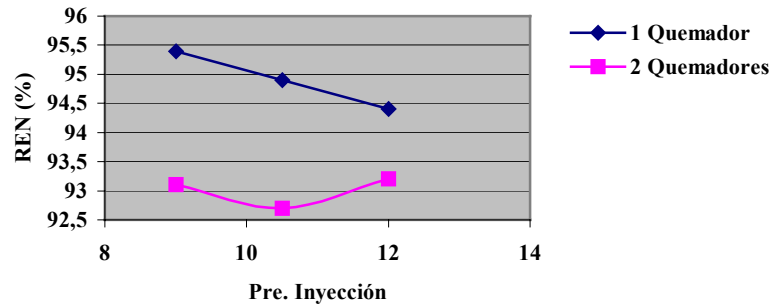


Figura 8: Representa el rendimiento frente la presión de inyección.

La relación entre la opacidad y la presión de inyección puede verse en la figura 9, observándose una disminución de la opacidad para el primer incremento de presión siendo más pronunciada para el caso de un quemado. En el segundo incremento de presión la opacidad se reduce notablemente, siendo la misma para el caso de uno o dos quemadores. Esta reducción de opacidad se produce debido a que al aumentar la presión se inyecta más combustible, aumentando la temperatura del hogar, lo que conlleva a una disminución de los inquemados sólidos y por tanto del valor de la opacidad.

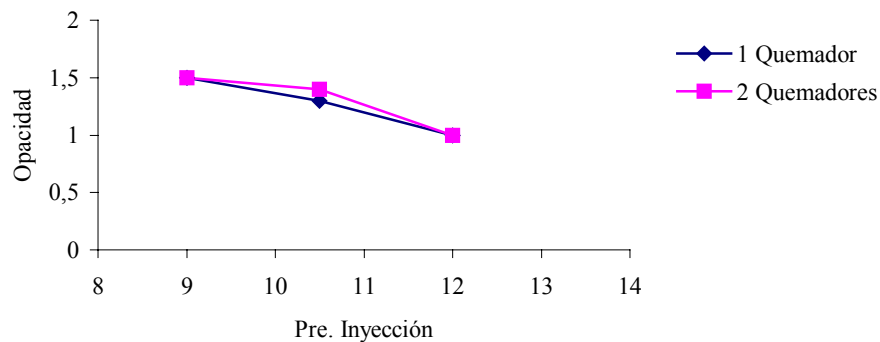
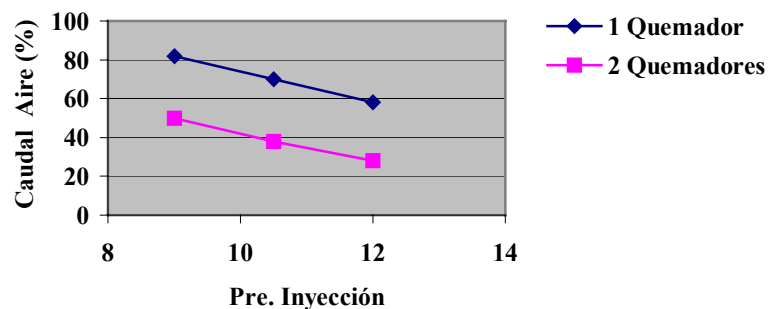


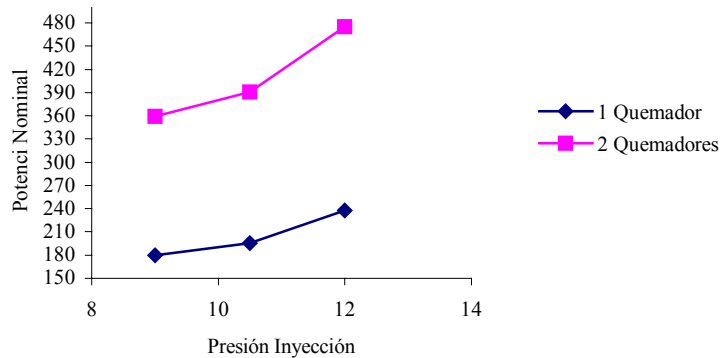
Figura 9: Variación de opacidad frente la presión de inyección.

El porcentaje de exceso de aire frente a la presión de inyección puede verse representado en la figura 10. Este coeficiente de exceso de aire se ha determinado mediante dos procesos, en primer lugar mediante el analizador Testo 300 M-I como pueden verse los resultados en la figura 7 y en segundo lugar mediante el diagrama Ostwald cuyos resultados pueden verse en la figura 10. Este diagrama se utiliza para combustiones incompletas con presencia de inquemados gaseosos (CO), su utilización es la siguiente: en abscisas se representa el tanto por ciento de O<sub>2</sub> y en ordenadas lo correspondiente al CO<sub>2</sub>. En las líneas inclinadas figuran los porcentajes de exceso de aire en la combustión. En la figura 10, se puede observar que un incremento de la presión de inyección y por tanto del caudal, el exceso de aire disminuye, ya que al aumentar el caudal de combustible inyectado se necesita más oxígeno para llevar a cabo el proceso de combustión.



*Figura 10: Variación del porcentaje de exceso de aire frente la presión de inyección.*

La potencia nominal frente a la presión de inyección está representada en la figura 11. La máxima potencia de la caldera se alcanzó a la presión de 12 kg/cm<sup>2</sup>. Obteniéndose para el caso de dos quemadores un valor de 475,4 kW y para el caso de un quemador de 237,7 kW.



*Figura 11: Variación de la potencia nominal frente la presión de inyección.*

## 5. CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos indican, en general, un buen comportamiento de la caldera con un alto rendimiento pudiéndose destacar las siguientes conclusiones:

- El mayor rendimiento de la caldera se obtuvo, en el caso de un quemador a una presión de 9 kg/cm<sup>2</sup> situándose en el 95,4%. Para dos quemadores el máximo rendimiento fue del 93,2% a una presión de 12 kg/cm<sup>2</sup>.
- La emisión de contaminantes no es elevada, estando dentro de los márgenes establecidos por la legislación. Siendo los niveles máximos obtenido de CO 56 ppm y de CO<sub>2</sub> 11,9%.
- Las concentraciones de CO disminuyen al aumentar la presión, debido a que se incrementa la temperatura del hogar por lo que se reducen los inquemados gaseosos.
- Las concentraciones de CO<sub>2</sub> aumentan al aumentar la presión, ya que realiza una combustión más completa.
- Al aumentar la presión de inyección aumenta la temperatura de los humos lo que produce mayores pérdidas por entalpía sensible de los humos.
- Al aumentar la presión de inyección y por lo tanto el caudal de combustible se necesita más oxígeno para llevar a cabo el proceso de combustión, lo que implica una disminución del exceso de aire.
- Al incrementar la presión de inyección se produce un aumento de la potencia nominal. Esto es debido a que la potencia nominal es proporcional al caudal másico.

## Referencias.

1. Antolín Giraldo G., Verdú Pérez J., Borjabad García E., Vegas Magariño L. “Aprovechamiento de biomasa residual para producir energía en industrias de transformación de la madera” 2003.
2. Babcock y Wilcox “Esteam Its Generation and use” Páginas 6-19. 1972.
3. Equipos a presión, Real Decreto 769/1999
4. González J.F., Gañán J., González García C.M., Sabio E., Ramiro A., González, J. , Gómez. M.”Optimización de la combustión de diferentes pellets de residuos agroindustriales” III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Editorial UPV. Valencia. 2003.
5. Llorens M, Fontanals A, Ruiz C. “Calefacción” Páginas 143-165 y 357-390. Editorial CEAC. 1994.
6. Manual de instrucciones Testo 300 M-I.
7. Manual de Roca “Quemador de gasóleo Tecno 50-L”.
8. Maxwel, Dyer, Maple. “Boiler Efficiency Improvement“ ” Adjust Boiler Air-Fuel Ratio” 1981.
9. Molina Igartua G. “Uso eficiente de energía en calderas y redes de fluidos” Páginas 31-59 y 65-76. Editorial IDEA. 1987.
10. Oland C.B.“Guide to Low-Emission Boiler and Combustion Equipment Selection” 2002.
11. Rodríguez Pomatta, De Andrés J.A., Aroca Lastra S., García Góndora M. “Calefacción y agua caliente sanitaria” Páginas 319-339, 394-397 y 421-423. Editorial A.Madrid Vicente. 1991.
12. Salmon P.“Improve Your Boiler’s Combustion Efficiency: Office of Industrial Technologies (OIT) Steam Energy Tips” 2002.
13. Torres Gómez M. ”Estudio de la optimización de la combustión de residuos del almendro” Proyecto Fin de Carrera. Escuela de Ingenierías Industriales de Badajoz. 2002.
14. Vladimir Lifshits “Experience with Low Pressure Drop, High Efficiency, Low Emission Burners in Power Boilers” 2003.
15. Zheng Chua J., Shu Shiehb S., Shang Jang S., Chienc C., Peng Wan H., Hsun Ko H. “Constrained optimization of combustion in a simulated coal-fired boiler using artificial neural network model and information análisis” Volumen 82. Páginas 693-703. 2003.