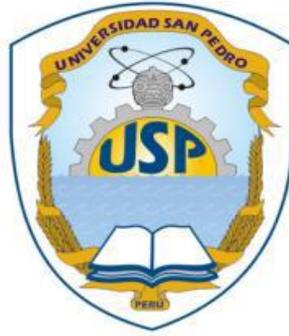


UNIVERSIDAD SAN PEDRO
VICERRECTORADO ACADEMICO
FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA



**Influencia de los parámetros de operación en el rendimiento
de la caldera pirotubular en una planta de harina, 2017.**

**Tesis para obtener El Título Profesional de
Ingeniero Mecánico Electricista**

Bach: Bocanegra Matta, Willy Ebert

Asesor: Ing. Llenque Tume, Hugo Jhony

Chimbote – Perú.

2017

PALABRAS CLAVES

Parámetros de operación, Caldera pirotubular.

KEYWORD

Parameters of operation, Pyrotubular boiler.

ESPECIALIDAD: Ingeniería Mecánica

LINEA DE INVESTIGACION: Ingeniería Mecánica

TÍTULO.

Influencia de los parámetros de operación en el rendimiento de la caldera pirotubular en una planta de harina, 2017.

RESUMEN.

El propósito del presente trabajo de investigación es determinar la influencia de los parámetros de operación como el coeficiente de exceso de aire, la temperatura del aire y temperatura del agua de alimentación, en el rendimiento de la caldera pirotubular en una planta de harina, 2017

La metodología de investigación obedece a un diseño descriptivo - transversal, constituye un tipo de investigación cuantitativa, en el cual se realizó un análisis térmico a una caldera de tipo pirotubular de 900 BHP marca DISTRAL de la planta de procesamiento de harina de pescado AUSTRAL GROUP S.A.A.

Los resultados obtenidos fueron que los parámetros de operación como el exceso de aire en la combustión, la temperatura del aire que ingresa la cámara de combustión y la temperatura del agua de alimentación que ingresa al caldero influyen en el rendimiento de un caldero Pirotubular incrementándose desde 82.82% hasta 85.74%. Evaluando cada parámetro de operación se determinó que al reducirse el exceso de aire desde 65 % hasta 30, Se determinó que al reducirse la temperatura de los gases desde un valor de 220 °C a 180 °C, y con este diferencial de temperatura precalentar el aire de alimentación a la cámara de combustión en un Economizador o Recuperador de Calor, permite una mejora del rendimiento del caldero pirotubular lográndose un mejor aprovechamiento del calor residual contenido en los gases calientes. Se determinó que el incremento de la temperatura del agua de alimentación al caldero influye en el mejoramiento del rendimiento del caldero pirotubular la cual se evaluó desde 65 °C hasta 95 °C, lográndose mejorar el aporte de calor sensible

ABSTRACT

The purpose of this research work is to determine the influence of operating parameters such as the excess air coefficient, air temperature and feed water temperature, on the performance of the firetube boiler in a flour plant, 2017

The research methodology obeys a descriptive - transversal design, constitutes a type of quantitative research, in which a thermal analysis was carried out on a boiler of the pirotubular type of 900 BHP DISTRAL brand of the fish flour processing plant AUSTRAL GROUP S.A.A.

The results obtained were that the operational parameters such as the excess of air in the combustion, the temperature of the air entering the combustion chamber and the temperature of the feed water entering the cauldron influence the performance of a Pirotubular furnace increasing from 82.82 % up to 85.74%. Evaluating each operation parameter it was determined that by reducing the excess air from 65% to 30, it was determined that by reducing the temperature of the gases from a value of 220 ° C to 180 ° C, and with this temperature differential preheat the air of feeding to the combustion chamber in an Economizer or Heat Remunerator, allows an improvement of the performance of the pirotubular cauldron achieving a better use of the residual heat contained in the hot gases. It was determined that the increase of the temperature of the feed water to the cauldron influences the improvement of the performance of the pirotubular cauldron which was evaluated from 65 ° C to 95 ° C, being able to improve the contribution of sensible heat

.

INDICE

PALABRAS CLAVES - LINEA INVESTIGACION	i
TITULO DE LA INVESTIGACION	ii
RESUMEN	iii
ABSTRACT	iv
INDICE	v
I. INTRODUCCION	1
II. METODOLOGIA	30
III. RESULTADOS	32
IV. ANALISIS Y DISCUSION	53
V. CONCLUSIONES	55
VI. RECOMENDACIONES	56
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	57
VIII. AGRADECIMIENTO	59
IX. ANEXOS Y APENDICE	60

I. INTRODUCCION

Las Calderas o Generadores de vapor son instalaciones industriales que, aplicando el calor de un combustible sólido, líquido o gaseoso, vaporizan el agua para aplicaciones en la industria. Hasta principios del siglo XIX se usaron calderas para teñir ropas, producir vapor para limpieza, etc., hasta que Papín creó una pequeña caldera llamada “marmita”. Se usó vapor para intentar mover la primera máquina homónima, la cual no funcionaba durante mucho tiempo ya que utilizaba vapor húmedo (de baja temperatura) y al calentarse ésta dejaba de producir trabajo útil. Luego de otras experiencias, James Watt completó una máquina de vapor de funcionamiento continuo, que usó en su propia fábrica, ya que era un industrial inglés muy conocido. La máquina elemental de vapor fue inventada por Dionisio Papín en 1769 y desarrollada posteriormente por James Watt en 1776. Inicialmente fueron empleadas como máquinas para accionar bombas de agua, de cilindros verticales. Ella fue la impulsora de la revolución industrial, la cual comenzó en ese siglo y continúa en el nuestro.

Actualmente las empresas pesqueras en la ciudad de Chimbote están viendo alternativas, mejoras y técnicas para minimizar el impacto que tiene el uso de combustibles tradicionales a la solución de problemas de contaminación y los costos que directamente afectan los beneficios económicos de la empresa. Austral cuenta con 4 calderos distrital de 900 BHP cuyo combustible es petróleo residual R500, en temporadas de producción surge la necesidad de encontrar una alternativa que permita minimizar los altos consumo de combustibles y precios elevados. Por ello he tomado uno de ellos para realizar una evaluación que permita mejorar el rendimiento térmico y disminuir el consumo de combustible.

En términos generales puede decirse que un descenso de 10°C en los gases, permite un ahorro del 0.45 % de combustible, lo que representa 0,32 kg de combustible por tonelada de vapor producido. Tales ahorros de combustible implican que la instalación de economizadores a partir de las 10 ton/h es rentable con amortizaciones inferiores a los tres años. Adicionalmente, también es posible mejorar el rendimiento de la caldera ajustando la combustión en unos niveles óptimos de exceso de aire, reduciendo con ello el % O₂ de los gases de la combustión.

Una reducción de 2 puntos en % O₂, permite un ahorro del 0.5% en el consumo de combustible. Mantener este ajuste de % O₂ reducido en todo el campo de regulación del equipo de combustión, obliga a instalar una sonda mediadora del contenido de O₂ en la chimenea que actúa de forma continua en la relación aire/combustible que llega al quemador. La rentabilidad de este sistema empieza a partir de los 10 MW de calor producido.

Las calderas del tipo Piro-tubular, denominados generadores de vapor, producen vapor de proceso muy común en la planta de harina, sirve para proporcionar energía térmica a los diferentes procesos de transformación de la materia prima hasta su producto final por consiguiente la eficiencia de estos calderos influye mucho en la productividad de la empresa, debido a la energía adicional que se requiere para el tratamiento previo del combustible R500, al tratamiento del agua de alimentación para reducir su dureza, al tratamiento del aire que se requiere para la combustión, etc. vienen generando pérdidas térmicas que se traducen en económicas para la empresa, entonces es materia de investigación en este proyecto mejorar el aprovechamiento de la energía primaria que utiliza el caldero, el cual está relacionado directamente con el rendimiento del equipo, mediante la aplicación de técnicas de uso eficiente de energía.

1.1. Antecedentes y fundamentación científica

Jiménez B., Madrigal M., Lapidó R., y Vidal M, en el 2016 en su trabajo de investigación en la eficiencia energética, tuvieron como objetivo describir las pérdidas que se producen en la caldera y los valores esperados de las mismas, mediante el uso de equipos no invasivos como la cámara termográfica, medidor de flujo ultrasónico y analizador de gases de la combustión (composición de los gases de la combustión), aplicando los métodos convencionales directo e indirecto.

García en el 2012 en su trabajo de investigación implementación de planes, evaluó el mejoramiento energético, los que serán viables una vez realizados los análisis tanto técnico como económico. La confiabilidad de los resultados depende de la información que proporcione la planta sobre la producción mensual de vapor en todo el año así como del consumo de combustible respectivo, pudiendo apreciar una conducta cíclica que permita incluso, proyectar tales resultados.

Gómez en el 2011 en su trabajo de investigación sobre el rendimiento de la caldera, realizó una comparación de dos métodos para el cálculo de calderas: código ASME PTC-4 y estándar EN 12952-15. Es conocido que el valor calculado del rendimiento depende en cierta medida del estándar usado por lo que se realizó un estudio teórico-práctico en el que se pretende demostrar la equivalencia entre los dos estándares estudiados: ASME PTC-4 y EN 12952-15, Finalmente se obtuvo rendimientos del 91.98% y 92.32% aplicando código ASME PTC-4 y estándar EN 12952-15, respectivamente

Serrano y Carranza en el 2005 en su trabajo influencia en variables de operación, desarrollaron herramientas teóricas de combustión para conocer la relación y la influencia entre las diferentes variables de operación de quemadores e gas natural. Consideran que esta es la primera etapa del proyecto que buscan desarrollar modelos teóricos en el fenómeno de combustión para posteriormente integrarlos en el conjunto cámara de combustión - quemador de gas, y poder lograr el objetivo del proyecto de mejorar los sistemas de combustión existentes en la industria.

Justificación de la Investigación

En la industria de producción tenemos varios procesos donde la utilización del vapor es parte necesaria e importante en determinadas líneas, las aplicaciones más comunes para el vapor son, por ejemplo, procesos calentados por vapor en fábricas y plantas, y turbinas impulsadas por vapor en plantas eléctricas, pero el uso del vapor en la industria se extiende más allá de las antes mencionadas. Algunas de las aplicaciones típicas del vapor para las industrias son: Esterilización/Calentamiento, Impulso/Movimiento, Motriz, Atomización, Limpieza, Hidratación, Humidificación, etc.

Las calderas, son equipos generados de vapor y suponen uno de los puntos de consumo de energía primaria más elevados de un establecimiento industrial, por lo que se considera de suma importancia tomar medidas para aumentar el ahorro energético y, en consecuencia, mejorar la competitividad de la industria en cuestión.

En estas plantas que utilizan vapor adolecen generalmente de problemas comunes como: serie de fugas de vapor, aislamientos de tuberías deteriorados, tramos sin aislamiento, equipos en mal estado, etc., que repercuten en pérdidas de línea de proceso o consumos altos de combustible que se requiere para la producción de vapor. En algunas ocasiones no se ha cuantificado mediante

auditorías energéticas las pérdidas debido a estos problemas, de tal manera que no se conoce con exactitud los costos económicos que traen consigo estos problemas, de tal manera que se faculte la inversión para el mejoramiento por parte de los dueños de estas plantas.

El análisis de eficiencia energética considera los problemas que afectan el funcionamiento de las instalaciones de generación y transporte de vapor, como los anteriormente señalados y que producen pérdidas de energía útil, reduciendo la eficiencia del equipo o proceso, a partir de dicho análisis se plantean las soluciones a implementarse, mediante técnicas que se dirigen al uso eficiente de la energía para mejorar el funcionamiento de la instalación en condiciones óptimas, reduciendo las pérdidas energéticas involucradas, mejorando la eficiencia del equipo y produciendo un ahorro económico.

1.2. Problema

Las calderas forman parte de los equipos más utilizados por la industria de proceso, como es el caso de las plantas de procesamiento de harina de pescado, además son los equipos que requieren mayor porcentaje de consumo de combustibles en este sector; por lo tanto, el mantenerlas trabajando con un buen rendimiento traerá consigo beneficios importantes para estas empresas, en virtud de ello nos planteamos el siguiente problema:

¿En cuánto influyen los parámetros de operación en el rendimiento de la caldera Pirotubular en una planta de harina, 2017?

1.3. Marco referencial

1.4.1 Calderas

Clasificación de Calderas según Norma UNE 9.002

a) Por la transmisión del calor:

- De convección.
- De radiación.
- De radiación y convección.

b) Por el combustible utilizado:

- De carbón (de parrilla mecánica o pulverizado).
- Para combustibles líquidos.
- Para combustibles gaseosos.
- Para combustibles especiales (lejías, residuos vegetales o agrícolas, etc.).
- Para combustibles variados (calderas policom bustibles).

c) Por la presión de trabajo:

- Subcríticas:
Baja ($P \leq 1$ bar), Media ($1 < P < 13$ bar) y Alta Presión ($P > 13$ bar).
- Supercríticas.

d) Por el tiro:

- De tiro natural. El tiro se produce por la diferencia de densidad de los humos de los gases de combustión y el aire exterior, como se observa en la figura 1a.
- De tiro forzado: con hogar en sobrepresión, depresión o equilibrado, como mostrado en la figura 1b y 1c.

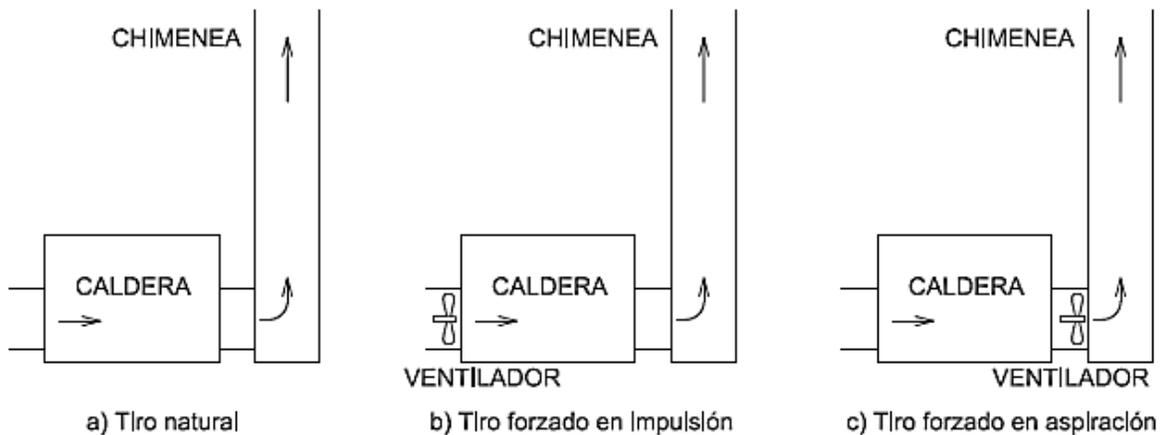


Figura 1: Clasificación de la Caldera según el Tiro

Fuente: Norma UNE 9.002

Calderas Pirotubulares

Las calderas pirotubulares hacen pasar el calor a través de los tubos en la caldera que a su vez transfieren calor al agua de la caldera que les rodea. Hay varias combinaciones diferentes

de distribución de tubos para las calderas pirotubulares dependiendo del número de “pasos” que hará el calor del hogar de la caldera antes de descargarse.

Una disposición típica puede verse en la figura 2 que muestra la configuración de una caldera de dos pasos. Las figuras 2, a y b nos muestran los dos métodos en que se invierte el calor del hogar para fluir a lo largo del segundo paso

La figura 2a muestra una caldera de cámara seca donde el flujo de calor se invierte en una cámara refractaria en la parte externa de la caldera.

La figura 2b, muestra un método más eficaz de invertir el flujo de calor es a través de una caldera de cámara húmeda, la cámara de inversión está completamente dentro de la caldera y permite una mayor área de transferencia de calor, así como permite calentar el agua en el punto de la caldera donde el calor del hogar será más alto en la pared del extremo de la cámara.

Es importante saber que los gases de combustión deben enfriarse antes de alcanzar la cámara de inversión como mínimo a 420°C para las calderas de acero normales y a 470°C para las calderas de aleación de acero. Temperaturas superiores a estas causarían sobrecalentamiento y grietas de las planchas en el extremo del hogar. El fabricante de la caldera observará que estas limitaciones estén dentro de su criterio. (**Guía de Calderas y Accesorios de Spirax Sarco**),

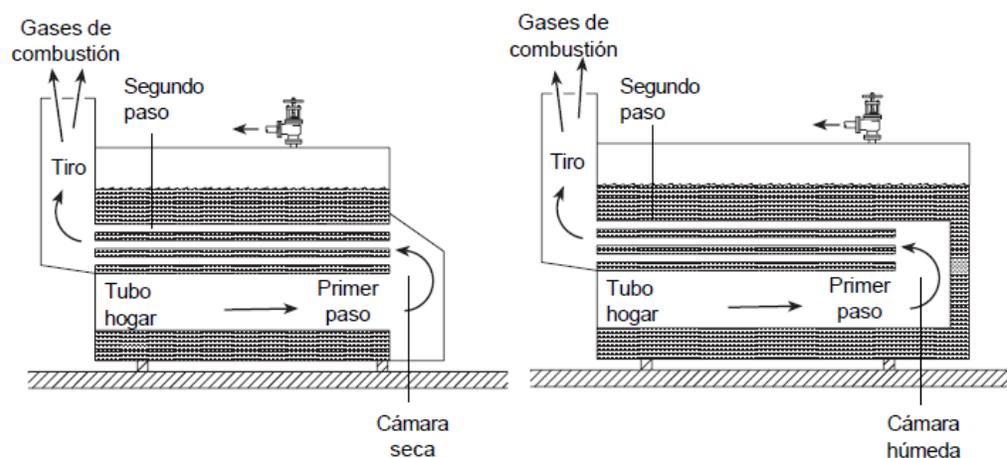


Figura 2: Caldera Pirotubular de 2 pasos: a) cámara seca y b) cámara húmeda

Fuente: Spirax Sarco

En la actualidad la mejora de materiales y los procesos industriales significó que más tubos podían acomodarse dentro de la caldera. En el principio de su desarrollo la caldera básica era larga y requería una sala de calderas grande.

Se fuerzan a los gases calientes para que pasen adelante y atrás por una serie de tubos generalmente horizontales, las calderas se diseñaron para ser más cortas y se mejoró la tasa de transferencia de calor hacia el fluido de trabajo. La caldera compacta de múltiples tubos moderna es el último paso de este proceso evolutivo.

La caldera compacta se llama así porque viene como un paquete completo, como mostrado en la figura 3. Una vez colocada en su sitio sólo necesita las conexiones de las tuberías de vapor, agua y de purga de fondo, suministro de combustible y conexiones eléctricas para que pueda trabajar.

Estas calderas son clasificadas por el número de circuitos – el número de veces que los gases calientes de la combustión pasan a través de la caldera, como mostrado en la figura 2. La cámara de combustión se considera como el primer circuito.

La caldera más común es una de tres o cuatro pasos o circuitos como la mostrada en la Figura 3, con tres juegos de tubos pirotubulares y la descarga de gases por el extremo de la parte delantera de la caldera. Algunos detalles de la caldera son: A. Tubo cañón corrugado en caliente, B. Diseño *Wet-Back*, C. registro paso - hombre para acceso a *Wet-Back*, D. Tapas delanteras y traseras sin refractario, E. Domo de vapor amplio, F. Base de acero estructural, G. Quemadores, y los pasos: 1. Primer paso, 2. Segundo paso, 3. Tercer paso y 4. Cuarto paso.

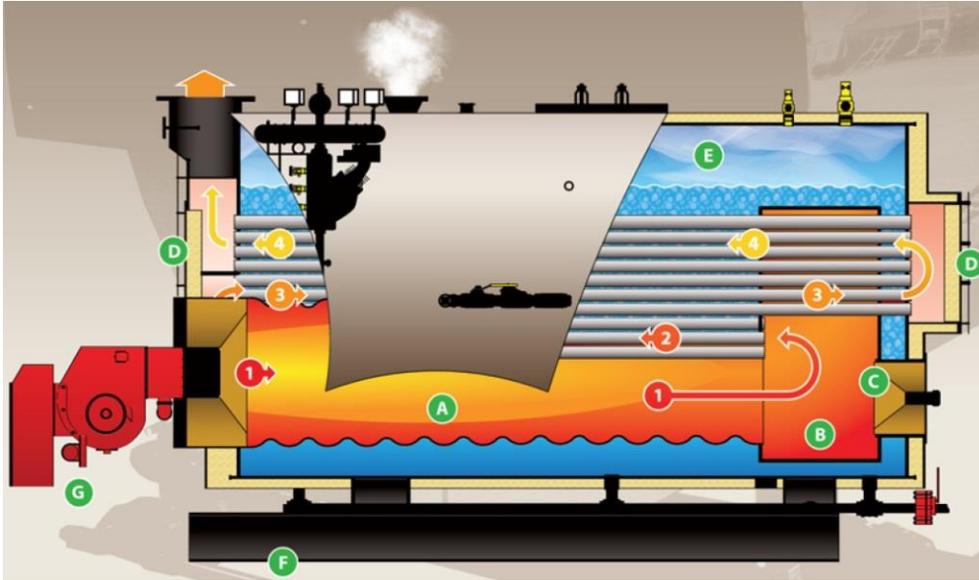


Figura 3: Componentes de una Caldera Pirotubular de 4 pasos

Fuente: Powermaster

1.4.2 Parámetros de Operación de Calderas

En la operación de las calderas se deben vigilar y controlar continuamente y efectivamente el flujo del aire de entrada al hogar, el agua, el combustible requerido y el vapor, con el fin de garantizar un buen funcionamiento con una producción permanente de vapor a una presión constante, tal como lo requieren los procesos dentro de la planta.

Para tal fin se cuenta con instrumentos y equipos que miden y controlan este funcionamiento, empezando por un simple manómetro para medir y vigilar la presión interna de la caldera, hasta los actuales sistemas de control digital (electrónicos). (ECOCARBON, 1998).

a. Nivel de exceso de aire.

Arroyo (2008), indica que consiste en suministrar controladamente al quemador la cantidad mínima de aire para lograr una combustión eficiente. Esta es la forma más efectiva de mejorar la eficiencia y ahorrar energía en calderas, indica que el control del exceso de aire: es de fácil implementación, los ahorros son inmediatos, las inversiones son muy bajas o a veces nulas y que deben realizarse periódicamente.

Para lograr una combustión eficiente con bajo exceso de aire es necesario:

Mantener una buena mezcla aire-combustible:

- Adecuada presión del combustible, aire y medio de atomización.

- Adecuada temperatura de atomización (Residuales).

Buen mantenimiento del sistema de combustión: bomba, regulador, calentador, cono, difusor, boquilla, etc.

El sistema de control mecánico requieren ajustes periódicos del exceso de aire por:

- Fluctuaciones de la calidad del combustible.
- Desajustes por el mismo movimiento y desgaste de los elementos (varillas, pines, levas, válvulas, etc.)
- Desajuste en los trabajos de mantenimiento.

Equipos necesarios:

- Analizador de gases (O₂, CO, temperatura)
- Opacímetro (Índice Bacharach 0 a 9).

Procedimiento:

Ajustar la posición de la compuerta de aire y/o la válvula de combustible (pines, levas) en base al análisis de gases, hasta lograr parámetros deseados, mostrados en la tabla 01.

Tabla 01: *Parámetros óptimos de los productos de combustión*

PARAMETRO	COMBUSTIBLE		
	GAS	DIESEL	RESIDUAL
O ₂ (%)	3.0 max	3.5 max	4.0 max
CO ₂ (%)	10.2 min	12.9 min	12.8 min
CO (ppm)	50 max	200 mx	400 max
Opacidad (Índice de Bacharach)	0	3 max	4 max

Fuente: Seminario de capacitación MEM

Beneficios:

- Menores pérdidas de calor con el gas de chimenea.

- Mayor transferencia de calor.
- Mayor temperatura de llama y transmisión de calor radiante.
- Reducción de las emisiones de gases contaminantes (NO_x, SO₂, CO).
- Mayor eficiencia de la caldera.
- Menor costo de producción.
- Se evita afectar la capacidad de entrega de vapor.

En la figura 4 se muestra los resultados del ahorro de combustible en función de la manipulación de la cantidad de exceso de aire en la combustión, evaluado a diversos niveles de temperatura de los gases de los productos.

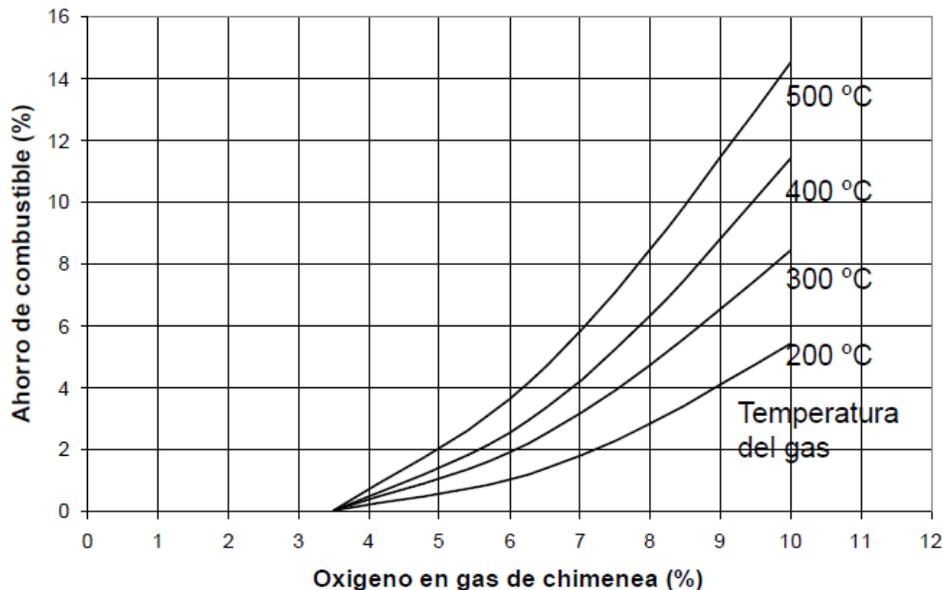


Figura 4: Ahorro de combustible en función al exceso de aire

Fuente: Seminario de capacitación MEM

b. Régimen de Fuego.

Según la **Corporación Interamericana Internacional (CII)** las pérdidas por radiación y las pérdidas de los gases de chimenea secos, aumentan al disminuir el régimen de fuego; es decir, la llama que se genera en la combustión y que libera el calor contenido en el combustible, por ello se recomienda tener dimensionadas las calderas a valores entre el 75 y 100% de las necesidades de vapor de una empresa.

c. Temperatura de los gases de chimenea.

Oelker (2012), la temperatura de los gases que salen por la chimenea representa uno de mayores porcentajes de pérdidas generados en la caldera, estas pérdidas de calor asociada a los productos (gases) de la combustión (en chimenea) representa un alrededor de un 18% para el caso de las calderas que utilizan gas y 12% para el caso de las calderas que utilizan carbón y petróleo.

En la mayoría de los casos, dado que la temperatura de salida de los gases de la combustión es de 230° C como mínimo, es posible recuperar el calor sensible de estos gases, incluso hasta 170°C (caso fuel-oil), instalando un economizador al final del recorrido de los gases por la caldera, que calienta el agua de alimentación de la misma.

En el figura 5 se observa la relación entre la eficiencia de la caldera y la temperatura de los gases de la combustión en la chimenea para el caso del gas natural y el petróleo residual. El exceso de aire considerado en la confección de este gráfico, fue de 50% y 5% para petróleo residual y gas natural respectivamente. En esa misma figura se puede concluir como un aumento en la temperatura en los productos de la combustión puede provocar una significativa reducción de la eficiencia de las calderas.

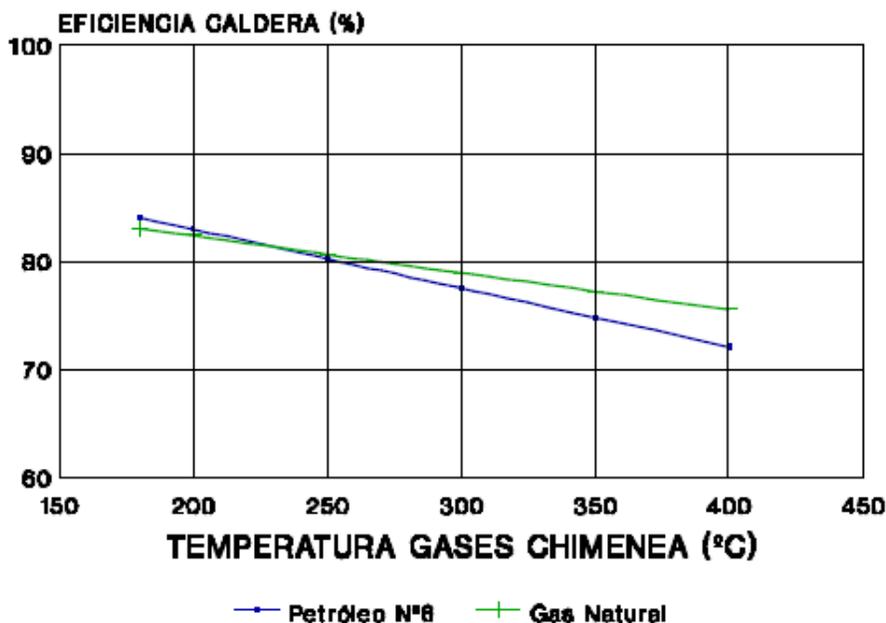


Figura 5: Eficiencia caldera en función de la temperatura de gases de chimenea

Fuente: THERMAL ENGINEERING LTDA.

d. Temperatura de agua de alimentación.

La temperatura del agua de alimentación es muy importante en la caldera, teóricamente está relacionado con la cantidad de calor requerido para el calentamiento del agua (sensible) y el cambio de fase (latente), como mostrado en la figura 6, según la **Corporación Interamericana Internacional (CII)** la eficiencia de la caldera aumenta con la elevación de la temperatura del agua de alimentación al necesitarse menos energía para producir el vapor. Además añade que como una regla de dedo, al aumentar 5°C la temperatura de alimentación de agua a la caldera implicará un aumento del 1% en la eficiencia de la caldera.

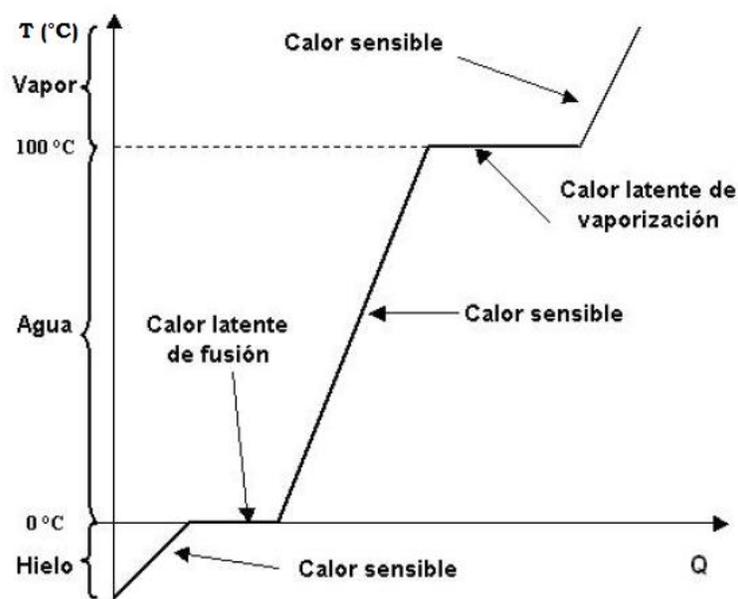


Figura 6: Comportamiento del Calor en función de la temperatura

Fuente: CONUEE 2009.

e. Temperatura del aire de combustión.

El precalentamiento del aire requerido para la combustión es utilizado principalmente en calderas que utilizan combustibles sólidos (carbón, madera, biomasa, etc.), ya que, una mayor temperatura del aire de la combustión permite obtener una combustión más completa. Entre los beneficios de este método se tiene:

Aumento de la eficiencia del sistema

Reducción del consumo de combustible

Reducción de las emisiones

Reducción de los costes de inversión en comparación con las soluciones convencionales

Menor mantenimiento y los costos de mantenimiento

En la figura 7 se observa el importante aumento de eficiencia conseguido debido al precalentamiento del aire de combustión (caso desechos de madera). Al calentar el aire para la combustión hasta 260 °C es posible lograr incrementos en la eficiencia del orden de un 15 %.

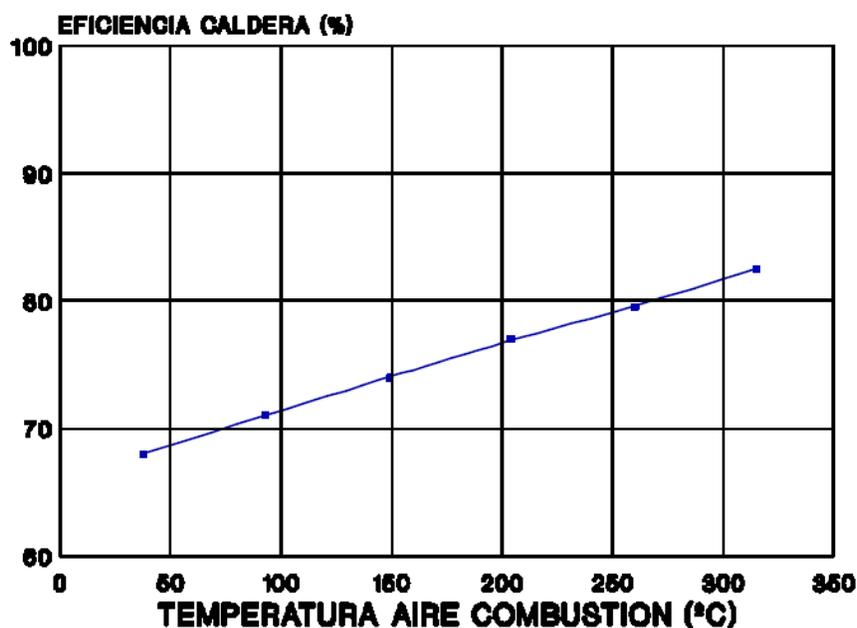


Figura 7: Comportamiento de Eficiencia en función a la temperatura del aire

Fuente: THERMAL ENGINEERING LTDA.

Precalentar el aire de combustión, los equipos precalentadores Gases / Aire son similares en funcionamiento a los descritos para el caso de calderas de vapor o agua sobrecalentada, como mostrado en la figura 8. La principal diferencia es que al aumentar la temperatura del aire de combustión aumenta también la densidad de flujo calorífico por radiación de la llama. Este efecto puede ser beneficioso en calderas nuevas y bien dimensionadas pero en calderas existentes antiguas o en que no se tuvo en cuenta este aspecto la mayor temperatura

del aire para la combustión traerá consigo temperaturas de llama más altas y con ello un aumento en la formación de óxidos de nitrógeno (**Revista InduAmbiente N°21**).

Se requieren quemadores especiales para aire de combustión caliente, por este motivo, en calderas existentes, esta opción puede obligar a cambiar el quemador. Además de la economía de combustible que se consigue al enfriar la temperatura de los humos, precalentando el aire de combustión, deben considerarse los siguientes efectos positivos de esta recuperación:

- Aumenta la temperatura de combustión.
- Intensifica la transmisión de calor útil en la caldera.
- Disminuye las pérdidas por combustión incompleta.
- Permite trabajar con niveles más reducidos de exceso de aire.



Figura 8: Precalentador (Economizador) instalado en la chimenea

Fuente: www.aningasergos.wordpress.com

f. Suciedad de las superficies de transmisión de calor.

Morales (2013), indica que la suciedad de las superficies de transferencia de calor, denominado incrustaciones, influye de manera significativa en la caldera de dos formas:

En el rendimiento de una caldera: relaciona el calor total entregado por el combustible al quemarse y el calor contenido en el vapor producido. Las incrustaciones producen una capa aislante que se adhiere a las superficies de calefacción de la caldera y que dificultan la transmisión del calor entregado por el combustible, como mostrado en la figura 9, por esta razón los gases no transmiten todo su calor al agua, perdiéndose combustible y disminuyendo el rendimiento.

En la seguridad: Las incrustaciones aíslan las superficies de calefacción del agua, provocando un calentamiento excesivo de éstas, las que pueden llegar a perder gran parte de su resistencia sufriendo deformaciones permanentes, roturas y explosiones.

Por otra parte, cuando a causa del trabajo propio de la caldera, la incrustación se rompe parcial o totalmente, pone en contacto repentino el agua a presión con la plancha recalentada produciendo un aumento de la presión interna tal que provoca la explosión.

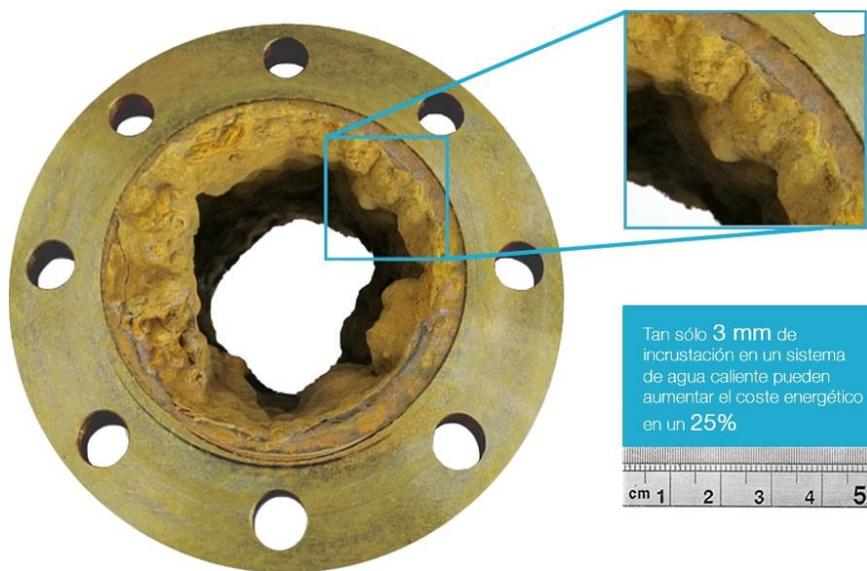


Figura 9: Incrustaciones en el interior de los tubos

Fuente: www.scalebuster.es

g. Purga

CONAE (2017), indica que el objetivo de esta operación es la extracción de sólidos disueltos y en suspensión dentro de la caldera, ya que al vaporizarse el agua, la

concentración de sólidos aumenta en el agua que queda, lo cual conduce a problemas de incrustación importantes ya que, entre otros efectos negativos, reducen significativamente la tasa de transferencia de calor del combustible al agua, reduciendo con ello la eficiencia de la caldera.

La purga se realiza extrayendo agua de la parte inferior de la caldera, donde se encuentran más concentrados los sólidos disueltos y en suspensión e introduciendo agua de alimentación con una concentración muy baja.

Hay que buscar el nivel adecuado de purga que se le debe dar a la caldera, una purga insuficiente no impide la formación de fangos, incrustaciones y arrastres mientras que una purga excesiva producirá pérdidas de calor elevadas.

h. Combustible.

Combustible es cualquier material capaz de liberar energía en forma de calor cuando reacciona con el oxígeno, habitualmente el contenido en el aire, transformando su estructura química. Supone la liberación de una energía de su forma potencial a una forma utilizable (por ser una reacción química, se conoce como energía química). En general, se trata de sustancias susceptibles de quemarse.

De acuerdo con su estado de agregación, los combustibles se clasifican en:

• Combustibles sólidos

Son aquellas sustancias en las que sus moléculas presentan una gran cohesión entre sí, ya que las fuerzas de atracción son superiores a las que originan los movimientos moleculares. Su característica fundamental es que mantienen una forma y volumen definidos.

• Combustibles líquidos

Son aquellas sustancias en las que las fuerzas resultantes de los movimientos moleculares son lo suficientemente elevadas frente a las fuerzas de atracción para permitir el movimiento de las moléculas entre sí, permitiéndole fluir y adaptarse a la forma del recipiente que las contiene. Su característica fundamental es que no poseen una forma definida, aunque mantienen un volumen determinado.

Petróleo R500.

Es un combustible netamente refinado en el Perú, su nombre se debe , porque su viscosidad no debe exceder a los 500 SSF (Segundos Saybolt Furol), a la temperatura de 122°F. La diferencia de este producto con el Petróleo Industrial N°6 muy pequeña, y normalmente, sí se le adiciona un 5% de Petróleo Diesel N°2 al Residual 500, podríamos obtener un combustible con propiedades del Petróleo N°6. Este combustible se obtiene o se prepara mezclando los residuales obtenidos de las diferentes operaciones de refinación cuyas viscosidades son muy superiores a los 500 SSF a 122°F, y los destilados más ligeros, reduciendo de esta forma su viscosidad hasta viscosidades menores o iguales a 500 SSF a 122°F como lo indican las normas vigentes.

Aplicación Industrial: Siendo su aplicación netamente industrial, este residual es usado ampliamente en los equipos de producción de energía (hornos y calderos).

Sus características principales son:

- Su poder calorífico es mayor al Residual 6 en aproximadamente 6%, a pesar que su precio es el de menor costo en el mercado.
- Es necesario ser calentado en aproximadamente 5 – 10 °C más que el Petróleo Industrial N°6, tanto para su bombeo y su atomización.
- Se debe tener cuidado en la operación de combustión al igual que el Residual 6, ya que se tiene relativamente más impurezas que este (aproximadamente 7%).

• Combustibles gaseosos

Son aquellas sustancias en las que las fuerzas resultantes de los movimientos moleculares son muy superiores a las fuerzas de atracción entre moléculas. Por ello, las moléculas de los gases se distancian ocupando todo el espacio disponible. Si no se contienen en un espacio cerrado, se difunden en la atmósfera. Su característica fundamental es que tienen forma y volumen variables y ejercen presión sobre las paredes del recipiente que las contiene. Al contrario de los sólidos y los líquidos, los gases son

compresibles, por lo que siempre que se indique un volumen deberá precisarse la presión y la temperatura a las que se ha medido. (**Guía de Calderas Industriales: Fenercom**)

Tabla 02: *Derivados del Petróleo y los LGN producidos en Perú*

Petróleo: productos terminados en refinerías

GLP

Gasolina 97 Octanos

Gasolina 95 Octanos

Gasolina 90 Octanos

Gasolina 84 Octanos

Gasohol 98 Plus

Gasohol 97 Plus

Gasohol 95 Plus

Gasohol 90 Plus

Gasohol 84 Plus

Turbo Jet A-1

Diesel 2

Diesel Marino 2

Diesel B-2/ S50

Diesel B-5

Diesel B-5/ S50 Intermediate Fuel Oil - IFO 180/380

Petróleo Industrial N° 5

Petróleo Industrial N° 6

Petróleo Industrial 500

Asfalto Líquido RC/MC

Asfalto Sólido

Solvente 1

Solvente 3

Naftoil Industrial Premium

Destilados medio para mezclas

HAS/HAL

Petróleo: productos en proceso en refinerías

Gas Seco/ Gas Combustible/ Gas UDP

Gas UDV

Nafta Primaria

Nafta Pesada

Nafta Virgen

Nafta Craqueada

Gasolina Primaria de Exportación/Gasolina Base

Gasolina Natural

Solvente MC

Gasóleo Leviano

Gasóleo Pesado

Material de Corte

Petróleo Ind. Maple

Residual Asfáltico

Crudo Reducido

Slop, Slop Wax

Combustibles Uso Propio

LGN: Productos de Plantas Procesadoras

GLP

Propano

Butano

GN HAS/HAL

Destilado medio para mezcla

Fuente: MEM. Elaboración: OEE-Osinergmin.

Propiedades generales de los combustibles

Independientemente del tipo de combustible, éstos se definen por una serie de propiedades genéricas, de las que se indican las siguientes:

Poder calorífico, es la cantidad de energía (calor) desprendida por una unidad de combustible en su combustión completa para unas condiciones determinadas de presión y temperatura de los productos que reaccionan y de los productos resultantes.

Para los combustibles cuyos productos de la combustión (gases quemados) contienen vapor de agua, se debe diferenciar si la cantidad de energía medida incluye la energía correspondiente al calor de vaporización de ese vapor de agua o no. Efectivamente, si los gases quemados se evacúan directamente a la atmósfera sin actuar sobre ellos, la energía incorporada a la entalpía del vapor de agua en forma de calor latente de vaporización no se aprovecha, pero si estos gases quemados se enfrían, se puede aprovechar el calor sensible de los gases, pero lo que es más importante, si se disminuye la temperatura por debajo de la temperatura de punto de rocío del vapor de agua, éste

condensa, cediendo (exotérmico) el correspondiente calor de condensación, y obteniendo una energía adicional que puede representar hasta un 11% del total de energía en el caso del gas natural.

Por ello, se definen dos tipos de poder calorífico según la temperatura final de los gases quemados:

Poder Calorífico Superior (PCS): es la cantidad de energía desprendida por una unidad de combustible enfriando los gases quemados hasta 0°C a presión atmosférica. En estas condiciones, el vapor de agua ha condensado, cediendo su calor latente de vaporización (en este caso de condensación). Se mide en kcal/kg (combustibles sólidos y líquidos) o en kcal/Nm³ (combustibles gaseosos).

Poder Calorífico Inferior (PCI): es la cantidad de energía desprendida por una unidad de combustible enfriando los gases quemados hasta 0 °C a presión atmosférica, pero sin considerar el calor latente de condensación del vapor de agua producido. Se mide en kcal/kg (combustibles sólidos y líquidos) o en kcal/Nm³ (combustibles gaseosos).

El poder calorífico y propiedades de los combustibles líquidos y gaseosos más usados en la producción térmica en la industria, están indicados en las siguientes Tabla 03, 04 y 05.

Tabla 03: *Propiedades de combustibles líquidos*

Propiedad	PR-6	DIESEL-2	Aceite Pesado
API @ 60°F	15.2	33.5	20.1
Viscosidad @ 100°F (SSU)		42	155
Viscosidad @ 100°F (cSt)	615		
Punto de Inflamación (°C)	105	71	284
PCS (kcal/gal)	38052	35163	33400
C (%)	86	87.13	76.6
H (%)	11	12.6	11.5
O (%)	1	0.04	11.4
N (%)	0.2	0.006	
S (%)	1	0.22	
Agua (%)	0.8	0	0.5

Fuente: Ministerio Energía y Minas (22 set. 2008)

Tabla 04: *Propiedades del GLP de Repsol Gas*

Nombre	Formula	PM	Comp. (%Vol)
---------------	----------------	-----------	---------------------

Propano	C3H8	44.09	60
Butano (n)	C4H10	58.12	25
Butano (i)	C4H10	58.12	15

Propiedades Físicas	
Peso Molecular promedio	49.7
Densidad promedio a 15 °C (kg/m ³)	2.103
Poder Calorífico Inferior (kcal/m ³ @ 15°C)	23072
Poder Calorífico Superior (kcal/m ³ @ 15°C)	25042
Densidad relativa al aire a 15 °C	1.715

Fuente: Ministerio Energía y Minas (22 set. 2008)

Tabla 05: *Propiedades del Gas Natural de Camisea*

Nombre	Formula	PM	Comp. (%Vol)
Metano	CH ₄	16.04	88.22
Etano	C ₂ H ₆	30.07	10.81
Propileno	C ₃ H ₆	42.08	0.02
Dióxido de Carbono	CO ₂	44.1	0.36
Nitrógeno	N ₂	28.02	0.59

Propiedades Físicas	
Peso Molecular promedio	17.73
Densidad promedio a 15 °C (kg/m ³)	0.75
Poder Calorífico Inferior (kcal/m ³ @ 15°C)	8698.00
Poder Calorífico Superior (kcal/m ³ @ 15°C)	9634.00
Densidad relativa al aire a 15 °C	0.61

Fuente: Ministerio Energía y Minas (22 set. 2008)

Torrella (2014), menciona que los combustibles gaseosos se pueden clasificar según su origen en combustibles naturales y combustibles artificiales.

Los gases combustibles naturales son:

- Gases licuados del petróleo (GLP): están constituidos básicamente por propano y butano. Se almacenan y transportan en forma líquida.
- Gas natural: tiene como origen el petróleo, y está constituido por una mezcla de hidrocarburos en la que predomina el metano.

- Gas Grisú: se encuentra en las minas de hulla, formando bolsas, y está constituido básicamente por metano, por lo que puede considerarse como gas natural.

El Organismo Supervisor de la Energía y Minería (Osinermin), explican qué diferencia existe entre gas natural y GLP, y menciona estas diferencias en la tabla 06, las cuales son las siguientes:

Tabla 06: *Diferencias entre el GN y GLP*

Gas natural (GN)	Gas licuado de petróleo (GLP)
Es más liviano que el aire, por ello ante cualquier fuga se disipa rápidamente sin formar acumulaciones peligrosas.	Es más pesado que el aire, por ello ante cualquier fuga este gas puede acumularse en lugares poco ventilados y puede formar mezclas potencialmente explosivas.
Tiene mayor rango de inflamabilidad. Es decir se necesita mayor calor para que ocurra una explosión	Tiene menor rango de inflamabilidad. Es decir no soporta grandes temperaturas de calor, por lo cual el peligro de explosión es mayor.
Su empleo es seguro y continuo, pues se distribuye por medio de tuberías hasta el lugar de uso (cocina, terma, etc.)	Su empleo no es continuo y el gas puede terminarse en cualquier momento y para volver a emplearlo se tiene que comprar otro balón.
Emite menor cantidad de CO ₂ al medioambiente.	Es más contaminante, pues contiene mayor cantidad de azufre.
No ocupa espacio extra, pues para su comercialización se realizan instalaciones de tuberías en los lugares de aplicación.	Ocupa espacio extra, pues es comercializado en balones de fierro.

Fuente: OSINERMIN

1.4.3 Rendimiento de una Caldera

A. Método Directo:

Conocido como el Método de Entrada y Salida de la caldera debido al hecho que esto necesita sólo la salida útil de calor contenida en el vapor y la entrada o suministro de calor a través de una fuente de energía primaria como el combustible, para evaluar la eficiencia.

Como su nombre lo indica consiste básicamente en medir directamente los flujos de ingreso y salida de calor del sistema, obteniendo directamente los valores de la energía suministrada por el combustible y la energía aprovechada por fluido de trabajo para la formación de vapor.

Exige la disponibilidad de instrumentos de medición adecuados para el caso del aire: registrar el flujo de volumen, presión, temperatura, para el combustible: la composición, temperatura y para el caso del vapor: la presión y cantidad de producción. Esta eficiencia puede ser evaluada usando la fórmula:

$$\eta = \frac{\text{Energía Aprovechada o Calor Util}}{\text{Energía Suministrada o Calorífica}} \dots \dots \dots (1)$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_g - h_i)}{\dot{m}_c * PCI} * 100\% \dots \dots \dots (2)$$

Dónde:

\dot{m}_v =Flujo másico de vapor generado (kg/s)

h_g =Entalpia del vapor saturado (kJ/kg).

h_i = Entalpia del agua de alimentación (kJ/kg).

\dot{m}_c =Flujo másico del combustible o consumo (kg/s).

PCI: Poder Calorífico Inferior del combustible (kJ/kg).

B. Método Indirecto:

Conocido como el método de las pérdidas de calor. Las desventajas del método directo pueden ser vencidas por este método, que calcula varias pérdidas de calor asociadas con la caldera. La eficiencia es calculada restando los porcentajes de pérdida de calor asociadas al equipo del total 100%. Una ventaja importante de este método consiste en que los errores en la medida no hacen el cambio significativo de la eficiencia, además la aplicación de este

método está basado sobre todo en el análisis de gases de chimenea, y no requiere la medición del vapor generado por la caldera.

El procedimiento se encuentra normado, **SEGÚN NORMA TECNICA PERUANA: 350.300.2008**, donde la relación es la siguiente:

$$\eta_{caldera} = 100\% - \sum_{i=1}^6 P_i \dots \dots \dots (3)$$

Dónde:

$\eta_{caldera}$: Eficiencia de la Caldera (%)

P_1 : Perdida por la entalpia de los gases secos

P_2 : Perdida por la entalpia del vapor de agua en los gases

P_3 : Perdida por inquemados gaseosos

P_4 : Perdida por inquemados solidos

P_5 : Perdida por conveccion

P_6 : Perdida por radiacion

1. Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos

Es la pérdida porcentual de calor debida a la entalpía en los gases de escape, en base seca, se calcula mediante:

$$P_1 = \frac{k * (T_g - T_a)}{\%VolCO_2} \dots \dots \dots (4)$$

Dónde:

T_g : Temperatura de los gases a la salida de la chimenea °C.

T_a : Temperatura ambiental o del ingreso al quemador, °C.

% VolCO₂: Concentración volumétrica de CO₂ en los gases de escape, base seca.

k : Constante de Siegert para el Combustible.

Tabla 07: *Propiedades de los Combustibles*

TIPO	CTE DE SIEGERT (k)	CO ₂ MAX %	CONSTANTE (K ₁)
RESIDUALES	0.53	15.8	54
DESTILADOS	0.48	15.5	53
GLP	0.4	13.8	48
GAS NATURAL	0.35	11.9	40

Fuente: NTP 350.300.2008

El valor de la constante de Siegert puede ser calculado para cualquier combustible, mediante:

$$k = 255 * \frac{\%WtC}{PCS} \dots \dots \dots (5)$$

Donde:

% WtC : Porcentaje en peso de C contenido en el combustible, %.

La relación entre los contenidos de CO₂ y O₂ es:

$$\%VolCO_2 = \left(1 - \frac{\%VolO_2}{21}\right) * \%VolCO_{2,MAX} \dots \dots \dots (6)$$

Los Valores típicos de %VolCO_{2MAX} se muestran en la tabla 07.

2. Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases.

La pérdida porcentual de calor debida a la entalpía del vapor de agua en los gases de escape, se calcula mediante:

$$P_2 = \frac{(\%Wt H_2O + 9 * \%Wt H) * (2488 - 4.2Ta + 2.1Tg)}{PCS} \dots \dots \dots (7)$$

Dónde:

% Wt H₂O: Porcentaje en peso de H₂O contenido en el combustible, %.

% Wt H: Porcentaje en peso de H contenido en el combustible, %.

PCS : Poder Calorífico Superior del combustible, kJ/kg.

3. Pérdida por inquemados gaseosos

La pérdida porcentual de calor bebido a los inquemados gaseosos, se calcula mediante:

$$P_3 = k_1 \left(\frac{\%Vol CO}{\%Vol CO_2 + \%Vol CO} \right) \dots \dots \dots (8)$$

Dónde:

k_1 : Es la constante de Inquemados del Combustible.

% Vol CO₂ : Concentración volumétrica de CO₂ en los gases de escape, base seca.

% Vol CO : Concentración volumétrica de CO en los gases de escape, base seca.

4. Pérdida por inquemados sólidos

La pérdida porcentual de calor bebida a los inquemados sólidos, se calcula mediante:

$$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07 \dots \dots \dots (9)$$

Dónde:

B = Índice de Bacharach, evalúa la opacidad de los gases de la combustión.

Los valores de este índice se encuentran clasificados en función a la presencia de Hollin en los humos, según la tabla 08 el valor de calificación menor corresponde una presencia de no hollín entonces excelente y una calificación mayor corresponde a un hollín muy muy visible entonces pobrísima.

Tabla 08: Índice de Bacharach

INDICE DE BACHARACH	CALIFICACION	EFFECTOS
1	EXCELENTE	NO HAY HOLLIN
2	BUENA	HOLLIN MUY REDUCIDO
3	REGULAR	CIERTA CANT. DE HOLLIN
4	POBRE	HOLLIN VISIBLE
5	MUY POBRE	HOLLIN MUY VISIBLE
6 a 9	POBRISIMA	HOLLIN MUY MUY VISIBLE

Fuente: NTP 350.300.2008

5. Pérdida por convección

La pérdida porcentual de calor debida a la convección, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por convección para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_5 = 80 * \frac{Q_{p5}}{W_c} \dots \dots \dots (10)$$

El calor por convección se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{p5} = h_{cf}A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg}A_g(T_{sg} - T_a) \dots \dots \dots (11)$$

Los coeficientes convectivos para cada superficie se determina con siguiente ecuación experimental:

$$h_{cf} = 1.973x10^{-3}(T_{sf} - T_a)^{1/4}(2.857v + 1)^{1/2} \dots \dots \dots (12)$$

$$h_{cg} = 1.973x10^{-3}(T_{sg} - T_a)^{1/4}(2.857v + 1)^{1/2} \dots \dots \dots (13)$$

La potencia de la caldera se determina mediante el factor de conversión de BHP a kW, mediante la relación:

$$W_c = 9.81BHP \dots \dots \dots (14)$$

Dónde:

Q_{p5} : Calor perdido por convección, por unidad de tiempo kW.

h_{cf} = Coeficiente de convección de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo, kW/m²°C

h_{cg} = Coeficiente de convección de la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de la combustión, kW/m²°C

T_{sf} = Temperatura de superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo, °C (se asume la temperatura exterior del tambor o cilindro del caldero).

T_{sg} = Temperatura exterior de la caldera, que cubre a los gases de la combustión, °C (se asume la temperatura exterior de la chimenea).

Af = Superficie de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo, m² (se asume la superficie exterior del caldero)

Ag = Superficie de la superficie exterior que cubre los gases de escape, m² (se asume la superficie exterior de la chimenea).

v = Velocidad del viento alrededor de la caldera, m/s.

Wc = Potencia de la caldera, kW.

6. Pérdida por radiación

La pérdida porcentual de calor debida a la radiación, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por radiación para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_6 = 80 * \frac{Q_{p6}}{W_c} \dots \dots \dots (15)$$

El calor por radiación se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{p6} = I_f A_f + I_g A_g \dots \dots \dots (16)$$

Los coeficientes de la radiación para cada superficie se determinan con siguiente ecuación experimental:

$$I_f = 5.763 \times 10^{-11} e^{(T_{sf}+273)^4 - (T_a+273)^4} \dots \dots \dots (17)$$

$$I_g = 5.763 \times 10^{-11} e^{(T_{sg}+273)^4 - (T_a+273)^4} \dots \dots \dots (18)$$

La potencia de la caldera se determina mediante el factor de conversión de BHP a kW, mediante la relación:

$$W_c = 9.81 BHP \dots \dots \dots (19)$$

Dónde:

If = Flujo de calor radiante en la superficie exterior de la caldera, que cubre el fluido de trabajo, kW/m²

Ig = Flujo de calor radiante en la superficie exterior de la caldera, que cubre los gases de la combustión, kW/m²

$e =$ Emisividad del material que cubre al caldero.

1.4. Hipótesis

Nos planteamos la siguiente hipótesis:

Los parámetros de operación como el exceso de aire, temperatura del aire de combustión y temperatura del agua de alimentación, influyen en un 5% en el rendimiento de la caldera Pirotubular en una planta de harina, 2017

1.5. Objetivos

1.6.1 Objetivo General

Determinar la influencia de los parámetros de operación en el rendimiento de la caldera Pirotubular en una planta de harina, 2017.

1.6.1 Objetivos Específicos

- Determinar en qué medida el coeficiente de exceso de aire, influye en el rendimiento de la caldera pirotubular en una planta de harina, 2017.
- Determinar en qué medida la temperatura del aire de combustión, influye en el rendimiento de la caldera pirotubular en una planta de harina, 2017.
- Determinar en qué medida la temperatura del agua de alimentación, influye en el rendimiento de la caldera pirotubular en una planta de harina, 2017.

II. METODOLOGIA DEL TRABAJO

2.1. Tipo y diseño

Tipo:

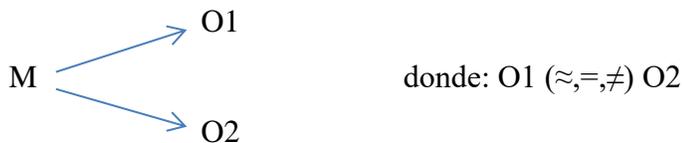
Es de tipo descriptivo con una propuesta de cuantitativa ya que tiene como finalidad recolectar datos.

Diseño:

Es una investigación no experimental transversal, puesto que el objetivo de análisis es una realidad observable, medible y no se modifica la variable.

Es una investigación de diseño descriptivo - transversal, constituye un tipo de investigación cuantitativa, que busca establecer las distintas causas de un fenómeno, comportamiento o proceso.

El esquema que representa a este diseño es:



Dónde:

M = Muestra

O1 = Observación de la Muestra Antes

O2 = Observación de la Muestra Después

2.2. Población y muestra

La Caldera Piro-tubular de la Planta de Harina Austral Group S.A.A.

2.3. Técnica e instrumento

En la presente investigación se utilizara las siguientes técnicas e instrumentos:

TÉCNICAS: La técnica a utilizar es el análisis documental.

INSTRUMENTOS DE MEDICION:

- Reporte de la presión y temperatura de funcionamiento
- Reporte de consumo de combustible y vapor de proceso

2.4. Proceso y análisis de los datos

Se procesaran los resultados reportados mediante programas Excel, AutoCAD. Los cuáles serán analizados mediante tablas, gráficos de barras, diagramas y gráficos porcentuales.

III. RESULTADOS

La Evaluación realizada en esta investigación es para una caldera del Piro-tubular, que es ampliamente utilizado en la industria de procesos, cuyas características técnicas se muestran en la tabla 09, que pertenece a la Empresa Austral Group S.A.A. La Planta Coishco, cuenta con una potencia instalada operativa térmica equivalente a 4,400 BHP en generadores de vapor del tipo piro-tubular, de los cuales 3,600 BHP están instaladas en 4 equipos en la fábrica de pescado y 800 BHP en 1 equipo en la planta de elaboración de conservas.

3.1 INFLUENCIA DEL COEFICIENTE DE EFECTO DEL EXCESO DE AIRE

A. BALANCE DE ENERGÍA EN CALDERO DE 900 BHP (Condición Actual)

En la tabla 09 se indica las características técnicas de la caldera

Tabla 09: Características técnicas del generador de vapor

Descripción	Caldera
Marca	DISTRAL
Tipo	Piro-tubular
Potencia	900 BHP
Modelo	D3B-900-150
Eficiencia Nominal	86 %
Presión Nominal	150 PSIG
Tipo de combustible	Residual 500
Temperatura de agua de alimentación	60°C
Año de Fabricación	1998

Fuente: Placa de fabricación de la caldera

PARAMETROS DE OPERACIÓN

Los parámetros de operación de la caldera DISTRAL de 900 BHP a plena carga (producción de harina) se midieron con un analizador de gases modelo IMR 1400,

con una frecuencia de cada 10 minutos las 3 tomas, teniendo como resultados promedio un conjunto de datos que se muestran en la siguiente tabla 10.

Tabla 10: *Parámetros de Operación a plena carga del generador de vapor*

Parámetro	Unidad	Promedio
CO ₂	%Vol.	7.2
O ₂	%Vol.	9
CO	ppm*	500
Exceso de aire	%	65
Temperatura de gases: Tg	°C	220
Temperatura ambiente: Ta	°C	20
Velocidad del viento: v	m/s	1.1
Índice de Bacharach	-	1

Fuente: Departamento de producción

* ppm (partes por millón), los analizadores de gases de combustión miden la presencia de contaminantes en los productos a partir de la concentración de los componentes del gas, para ello utilizan como unidad ppm. Como “el tanto por ciento (%)” ppm describe una proporción. Por ciento significa “un número x de partes de cada cien”, mientras que ppm significa “un número x de partes en cada millón”.

Entonces en el resultado mostrado en la tabla 10 indica que en los productos existen 500 ppm de monóxido de carbono (CO), por ello, si partimos de un millón de partículas de gas, 500 son de monóxido de carbono. Las otras 999 500 partículas son de los otros gases de los productos. La conversión es la siguiente:

$$10\ 000\ \text{ppm} = 1\ \% \text{ Vol.}$$

$$1\ 000\ \text{ppm} = 0,1\ \% \text{ Vol.}$$

$$100\ \text{ppm} = 0,01\ \% \text{ Vol.}$$

$$10\ \text{ppm} = 0,001\ \% \text{ Vol.}$$

1 ppm = 0,0001 % Vol.

Para el combustible residual 500 que utiliza la cadera se tiene los siguientes parámetros característicos, que muestran en la siguiente tabla 11.

Tabla 11: *Parámetros del Combustible R500*

Parámetro	Promedio
%Wt H_2O	1.1
%Wt H_2	0.1
PCS (kJ/kg)	43 245
PCS (kCal/kg)	10 330.9
PCI (kJ/kg)	42 362.3
PCI (kCal/kg)	10 120
Densidad (kg/gal)	3.678

Fuente: www.osinergmin.gob.pe

Estos Valores de %Wt H_2O y %Wt H_2 (porcentaje en peso de agua e hidrogeno), así como el PCS y PCI (Poder Calorífico Superior e Inferior) y la densidad del combustible residual 500, son datos característicos extraídos de la OSINERGMIN, entidad encargada de la supervisión en términos de energía, cuya competencia son también los hidrocarburos peruanos.

En la condición actual de operación de la caldera DISTRAL de 900 BHP se tiene registrado en los **reportes de operación** los siguientes promedios de trabajo:

Presión de Vapor	8 bar
Temperatura de Agua de alimentación	65 °C
Consumo de combustible	200 galones/hora

CALCULO DEL RENDIMIENTO DE CALDERA SEGÚN NORMA TECNICA PERUANA 350.300.2008

Se realizaron los cálculos utilizando el método indirecto para poder determinar la eficiencia real del Caldero de 900 BHP Marca Distral.

a. Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos. Esta pérdida porcentual se determinó con los datos de la tabla 07 y 10, aplicados en la ecuación N° 4, donde se tiene el siguiente resultado:

$$P_1 = 0.53 * \frac{(220 - 20)}{7.2} = 14.72 \%$$

b. Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases. Esta pérdida porcentual se determinó con los datos de la tabla 10 y 11, aplicados en la ecuación N° 7, donde se tiene el siguiente resultado:

$$P_2 = \frac{(1.1 + 9 * 0.1) * (2488 - 4.2 * 20 + 2.1 * 220)}{43\ 245} = 0.13 \%$$

c. Pérdida por inquemados gaseosos. Esta pérdida porcentual se determinó con los datos de la tabla 07 y 10, aplicados en la ecuación N° 8, donde se tiene el siguiente resultado:

$$P_3 = 54 * \left(\frac{0.05}{0.05 + 7.2} \right) = 0.37 \%$$

d. Pérdida por inquemados sólidos. Esta pérdida porcentual se determinó con los datos de la tabla 08 y 10, aplicados en la ecuación N° 9, donde se tiene el siguiente resultado:

$$P_4 = 0.14(1)^2 + 0.08 * 1 + 0.07 = 0.29 \%$$

e. Pérdida por convección. Esta pérdida porcentual de calor debida a la convección, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por convección para cada tipo de superficie exterior, mediante las ecuaciones 10, 11, 12, 13,14.

Dónde:

$$T_{sf} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{sg} = 210 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para la superficie exterior de la caldera y chimenea, que cubre al fluido de trabajo, se evalúa en función a las dimensiones del cuerpo del caldero y de la chimenea, según la figura 09.

Largo cuerpo (C) = 10.8 m

Diámetro del cuerpo (A≈B) = 2.2 m

Altura de chimenea = 7.0 m

Diámetro de la chimenea (E) = 1.3 m

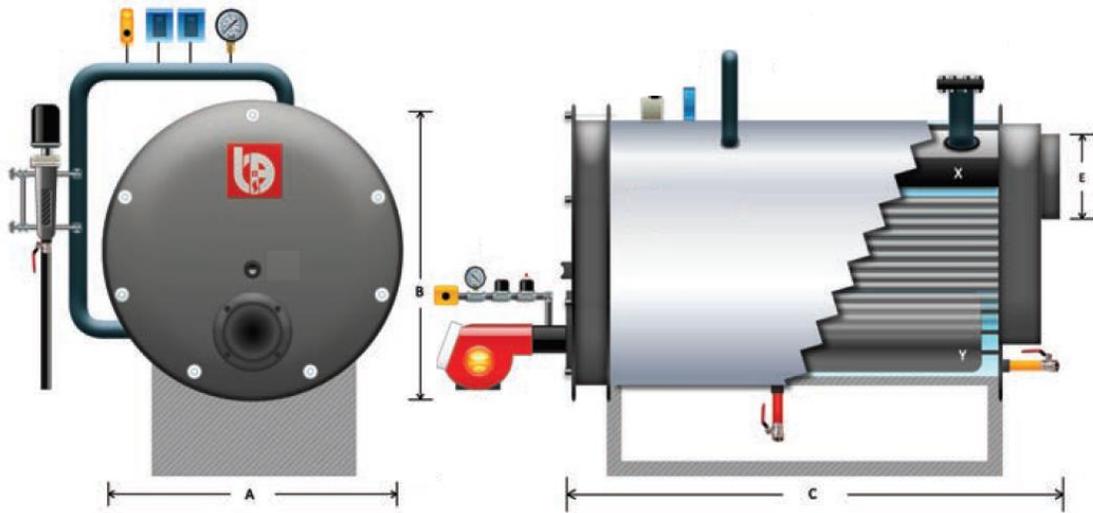


Figura 9: Incrustaciones en el interior de los tubos

Fuente: Distral

Con estos valores determinamos las áreas de transferencia de calor del cuerpo de la caldera, aproximando al área superficial de un cilindro y chimenea aproximando al área superficial de una tubería, es decir la longitud de la circunferencia y la longitud del cuerpo o chimenea:

$$A_f = \pi * 2.2 * 10.8 = 74.64 \text{ m}^2$$

$$A_g = \pi * 1.3 * 7.0 = 28.59 \text{ m}^2$$

Los coeficientes convectivos para cada superficie se determina con las ecuaciones 12 y 13, son:

$$h_{cf} = 1.973 \times 10^{-3} (70 - 20)^{1/4} (2.857 * 1.1 + 1)^{1/2} = 0.010679 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

$$h_{cg} = 1.973 \times 10^{-3} (210 - T_a)^{1/4} (2.857 * 1.1 + 1)^{1/2} = 0.014909 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

El calor perdido por convección es igual a:

$$Q_{p5} = 0.010679 * 74.64 * (70 - 20) + 0.014909 * 28.59 * (210 - 20)$$

$$Q_{p5} = 120.84 \text{ kW}$$

La potencia de la caldera se determina mediante el factor de conversión de BHP a kW, mediante la relación:

$$W_c = 900 \text{ BHP} * \frac{9.81 \text{ kW}}{1 \text{ BHP}} = 8,829 \text{ kW}$$

Finalmente:

$$P_5 = 80 * \frac{120.84}{8,829} = 1.09 \%$$

f. Pérdida por radiación. Esta pérdida porcentual de calor debida a la radiación, se obtiene en función a las ecuaciones 15,16, 17, 18 y 19.

Los coeficientes de la radiación para cada superficie se determinan con las ecuaciones 17 y 18, donde la emisividad de material de la superficie de la caldera y chimenea es $\epsilon = 0.60$, tenemos entonces:

$$I_f = 5.763 \times 10^{-11} * 0.6 * ((70 + 273)^4 - (20 + 273)^4) = 0.2237 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

$$I_g = 5.763 \times 10^{-11} * 0.6 * ((210 + 273)^4 - (20 + 273)^4) = 1.6270 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

El calor por radiación es:

$$Q_{p6} = 0.2237 * 74.64 + 1.6270 * 28.59 = 63.22 \text{ kW}$$

La potencia de la caldera se determina mediante el factor de conversión de BHP a kW, mediante la relación:

$$W_c = 900 \text{ BHP} * \frac{9.81 \text{ kW}}{1 \text{ BHP}} = 8,829 \text{ kW}$$

Finalmente:

$$P_6 = 80 * \frac{63.22}{8,829} = 0.57 \%$$

g. Resultados del balance de energía en la Condición Actual

Tabla 12: *Perdidas de energía en el caldero Piro tubular*

VARIABLE	VALOR PORCENTUAL
Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos P ₁	14.72 %
Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases P ₂	0.13 %
Perdida por inquemados gaseosos P ₃	0.37 %
Pérdida por inquemados sólidos P ₄	0.29 %
Pérdida por convección P ₅	1.09 %
Pérdida por radiación P ₆	0.57 %
Pérdidas Totales	17.18 %
Eficiencia de la Caldera	82.82 %

Fuente: Elaboración propia

h. Calculo del flujo másico del vapor de operación.

Teniendo en cuenta la eficiencia de la caldera determinada, el cual se muestra en la tabla 12, cuyo valor es 82.82 % y la presión de vapor de operación: 8 bar. Determinamos las entalpias de los estados correspondientes a la entrada y salida de la caldera, tal como se muestra en el diagrama termico:

h_g = Entalpia en el estado de vapor saturado a la presión de 8 bar, según tablas de vapor saturado es 2768.3 kJ/kg = 661.65 kcal/kg

h_i = Entalpia a condiciones de ingreso del agua en el generador de vapor Piro tubular, a presión de 8 bar y a temperatura de 65°C, por extrapolación según tablas de líquido comprimido es 272.71 kJ/kg = 65.202 kcal/kg.

Teniendo en cuenta la tabla 11 reemplazando en la ecuación N° 6:

$$82.82 = \frac{\dot{m}_v * (661.65 - 65.202)}{200 * 3.678 * 10120} * 100$$

$$\dot{m}_v = 10\,336.8 \text{ kg/h} = 10.34 \text{ Ton/h.}$$

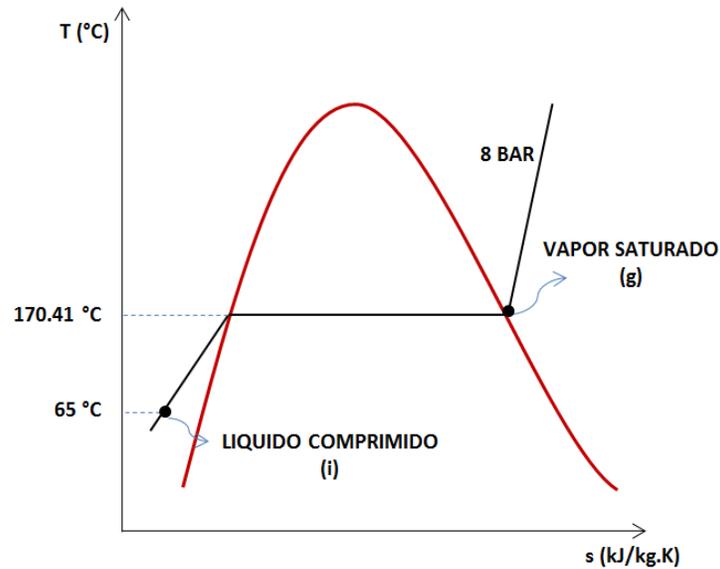


Figura 10: Diagrama térmico de la operación de la caldera Piro-tubular

Fuente: Elaboración propia

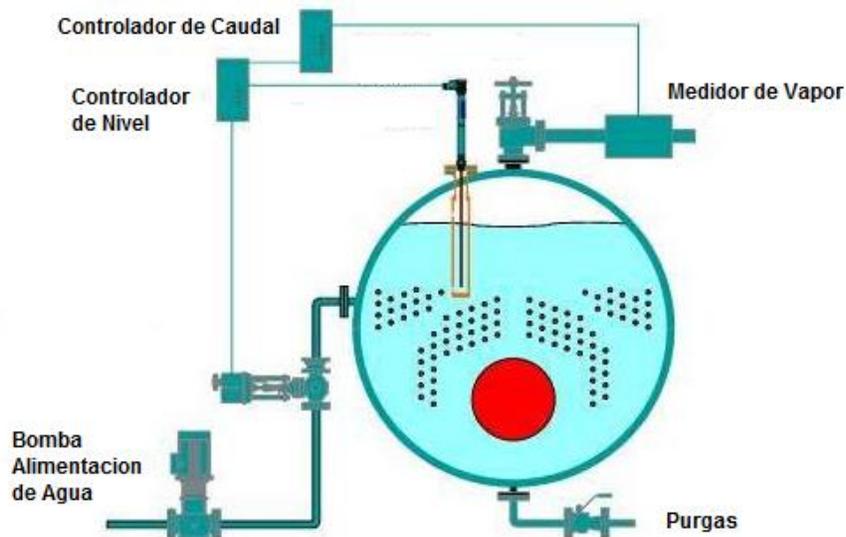


Figura 11: Diagrama del Circuito del Agua

Fuente: Elaboración propia

En la figura 10 se observa que el agua alimentación a la caldera ingreso como liquido comprimido, a la presión de operación de la caldera y con temperatura del sistema de agua de alimentación. En la figura 11 se observa que el agua de alimentación que ingresa es casi en su totalidad el vapor que se genera para el proceso, excepto por una pequeña fracción (menos del 1%) que significan las purgas del sistema.

i. Cálculo del volumen de gases de la combustión del caldero.

Teniendo en consideración el exceso de aire de 65%, mostrado en la tabla 10, entonces la Relación aire/combustible de operación será igual a:

Relación aire/combustible operación = $14.65 * 1.65 = 24.1725$ kg aire/kg combustible R500.

Por lo tanto el flujo de aire es igual a:

$$\dot{m}_a = 24.1725 * 200 * 3.678 = 17\,781.30 \text{ kg de aire/h}$$

El flujo másico total de los gases de la combustión actuales está formado por el combustible y el aire que ingresaran a la cámara de combustión es:

$$\dot{m}_g = (200 * 3.678) + 17\,781.30 = 18\,516.89 \text{ kg de gases/h}$$

$$\dot{m}_g = 5.14 \text{ kg de gases/s}$$

Sabemos que la densidad promedio de los gases de la combustión es 0.753 kg/m^3

Por lo tanto el volumen de gases de la combustión actuales contenidos en la cámara de combustión es de:

$$\dot{m}_g = \frac{5.14}{0.753} = 6.83 \text{ m}^3/\text{s}$$

B. BALANCE DE ENERGÍA EN CALDERO DE 900 BHP (Condición Modificada)

En la tabla 13 se indica los parámetros de medición con el analizador de gases IMR 1400 después de realizar una modificación (regulación) en el dámper del ducto de aire y el modulador de ingreso de petróleo hacia el quemador del Caldero Distral de 900 BHP.

Tabla 13: Parámetros de Operación a plena carga del generador de vapor

Parámetro	Unidad	Promedio
CO ₂	%Vol.	8
O ₂	%Vol.	3.5
CO	ppm	500
Exceso de aire	%	30

Temperatura de gases: Tg	°C	200
Temperatura ambiente: Ta	°C	20
Velocidad del viento: v	m/s	1.1
Índice de Bacharach	-	1

Fuente: Departamento de producción

Se realizaron los cálculos utilizando el método indirecto para poder determinar la eficiencia de operación modificada del Caldero de 900 BHP Marca Distral.

a. Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos. Está perdida porcentual se determinó con los datos de la tabla 07 y 12, aplicamos en la ecuación N° 4, donde se tiene el siguiente resultado:

$$P_1 = 0.53 * \frac{(200 - 20)}{8.0} = 11.93 \%$$

b. Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases. Está perdida porcentual se determinó con los datos de la tabla 10 y 12, aplicamos en la ecuación N° 7, donde se tiene el siguiente resultado:

$$P_2 = \frac{(1.1 + 9 * 0.1) * (2488 - 4.2 * 20 + 2.1 * 200)}{43\ 245} = 0.13 \%$$

c. Perdida por inquemados gaseosos. Está perdida porcentual se determinó con los datos de la tabla 07 y 12, aplicamos en la ecuación N° 8, donde se tiene el siguiente resultado:

$$P_3 = 54 * \left(\frac{0.05}{0.05 + 8.0} \right) = 0.34 \%$$

d. Pérdida por inquemados sólidos. Está perdida porcentual se determinó con los datos de la tabla 08 y 10, aplicamos en la ecuación N° 9, donde se tiene el siguiente resultado:

$$P_4 = 0.14(1)^2 + 0.08 * 1 + 0.07 = 0.29 \%$$

e. Pérdida por convección. Esta pérdida porcentual de calor debida a la convección, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por convección para cada tipo de superficie exterior, mediante las ecuaciones 10, 11, 12, 13,14:

Dónde:

$$T_{sf} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{sg} = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Los valores de las áreas de transferencia de calor del cuerpo y chimenea son los mismos determinados anteriormente de tal manera que los coeficientes convectivos para cada superficie se determina con las ecuaciones 12 y 13, son:

$$h_{cf} = 1.973 \times 10^{-3} (70 - 20)^{1/4} (2.857 * 1.1 + 1)^{1/2} = 0.010679 \frac{kW}{m^2 * ^\circ C}$$

$$h_{cg} = 1.973 \times 10^{-3} (200 - T_a)^{1/4} (2.857 * 1.1 + 1)^{1/2} = 0.014709 \frac{kW}{m^2 * ^\circ C}$$

El calor perdido por convección es igual a:

$$Q_{p5} = 0.010679 * 74.64 * (70 - 20) + 0.014909 * 28.59 * (200 - 20)$$

$$Q_{p5} = 115.55 \text{ kW}$$

La potencia de la caldera se determina mediante el factor de conversión de BHP a kW, mediante la relación:

$$W_c = 900 \text{ BHP} * \frac{9.81 \text{ kW}}{1 \text{ BHP}} = 8,829 \text{ kW}$$

Finalmente:

$$P_5 = 80 * \frac{115.55}{8,829} = 1.05 \%$$

f. Pérdida por radiación. Esta pérdida porcentual de calor debida a la radiación, se obtiene en función a las ecuaciones 15,16, 17, 18 y 19.

Los coeficientes de la radiación para cada superficie se determinan con las ecuaciones 17 y 18, donde la emisividad de material de la superficie de la caldera y chimenea es $\epsilon = 0.60$, tenemos entonces:

$$I_f = 5.763 \times 10^{-11} * 0.6 * ((70 + 273)^4 - (20 + 273)^4) = 0.2237 \frac{kW}{m^2 * ^\circ C}$$

$$I_g = 5.763 \times 10^{-11} * 0.6 * ((200 + 273)^4 - (20 + 273)^4) = 1.4759 \frac{kW}{m^2 * ^\circ C}$$

El calor por radiación es:

$$Q_{p6} = 0.2237 * 74.64 + 1.4759 * 28.59 = 58.90 \text{ kW}$$

La potencia de la caldera se determina mediante el factor de conversión de BHP a kW, mediante la relación:

$$W_c = 900 \text{ BHP} * \frac{9.81 \text{ kW}}{1 \text{ BHP}} = 8,829 \text{ kW}$$

Finalmente:

$$P_6 = 80 * \frac{58.90}{8,829} = 0.53 \%$$

g. Resultados del balance de energía en la Condición Mejorada

Tabla 14: *Perdidas de energía en el caldero Piro-tubular*

VARIABLE	VALOR PORCENTUAL
Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos P ₁	11.93 %
Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases P ₂	0.13 %
Perdida por inquemados gaseosos P ₃	0.34 %
Pérdida por inquemados sólidos P ₄	0.29 %
Pérdida por convección P ₅	1.05 %
Pérdida por radiación P ₆	0.53 %
Pérdidas Totales	14.26 %
Eficiencia de la Caldera	85.74 %

Fuente: Elaboración propia

h. Calculo del consumo de combustible en la condición mejorada.

Teniendo en cuenta la eficiencia de la caldera determinada en la condición modificada, el cual se muestra en la tabla 14, cuyo valor es 85.74 %, además las condiciones de

presión de vapor de operación a 8bar y la temperatura de agua de alimentación de 65°C de mantienen los mismos, entonces teniendo en cuenta la tabla 11 reemplazando en la ecuación N° 6:

$$85.74 = \frac{10422 * (661.65 - 65.202)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 193.20 \text{ gal/hora.}$$

i. Calculo del volumen de gases de la combustión del caldero.

Teniendo en consideración el exceso de aire de 30%, mostrado en la tabla 12, entonces la Relación aire/combustible de operación será igual a:

Relación aire/combustible operación = 14.65*1.30 = 19.045 kg aire/kg combustible R500. Por lo tanto el flujo de aire es igual a:

$$\dot{m}_a = 19.045 * 193.20 * 3.678 = 13\,532.39 \text{ kg de aire/h}$$

El flujo másico total de los gases de la combustión actuales está formado por el combustible y el aire que ingresaran a la cámara de combustión es:

$$\dot{m}_g = (193.20 * 3.678) + 13\,532.39 = 14\,242.94 \text{ kg de gases/h}$$

$$\dot{m}_g = 3.956 \text{ kg de gases/s}$$

Sabemos que la densidad promedio de los gases de la combustión es 0.753 kg/m³. Por lo tanto el volumen de gases de la combustión actuales contenidos en la cámara de combustión es de:

$$\dot{m}_g = \frac{3.956}{0.753} = 5.25 \text{ m}^3/\text{s}$$

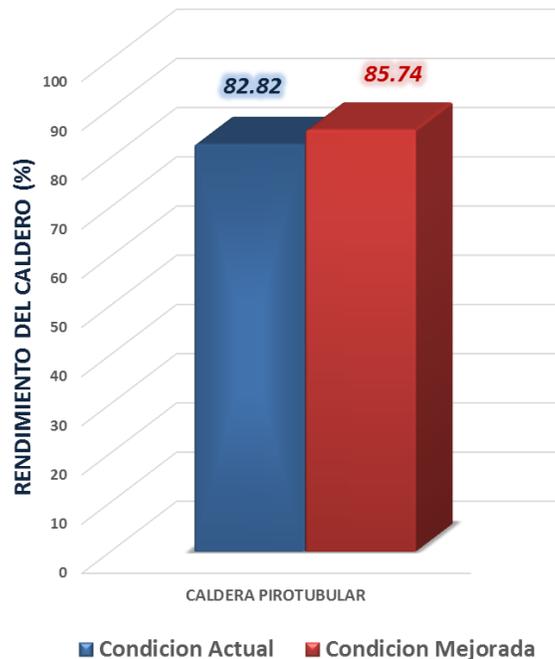


Figura 12: Eficiencia del caldero en condición Actual y Mejorada
Fuente: Elaboración propia

En la figura 12 se puede observar la eficiencia térmica de la caldera en las dos condiciones de operación, Actual y Mejorada, donde se muestra la influencia del exceso de aire en este parámetro de 82.82 % aumento a 85.74 %, es decir 2.92% lo que significa una disminución en el consumo de combustible de 200 galones/h a 193.20 galones/hora, es decir 6.8 galones/hora.

Además es importante recalcar que esto permite una disminución de los gases de la combustión que se emiten al exterior (atmosfera) de 5.144 m³/s a 3.956 m³/s contribuyendo con el medio ambiente dejando de emitir 1.19 m³/s o equivalente a 4.27 toneladas de gases de combustión por hora.

3.2 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA DEL AIRE DE COMBUSTION

A. Consideraciones

La Temperatura de los gases de la combustión que salen de la chimenea es 200 °C con un flujo másico de gases de combustión de 3.956 kg/s o su equivalente 14 241.6 kg/h (condición modificada).

El aire comburente ingresa al quemador del generador de vapor a una temperatura de 20 °C, impulsado por el ventilador de tiro forzado, cuyo flujo de masa de aire es 13 532.39 kg/h (condición modificada).

La restricción para estos casos es que la temperatura de los gases de la combustión que salen de la chimenea no deben ser menores a 180 °C, para evitar la formación de condensados en los gases de la combustión (temperatura de rocío), los cuales ocasionan el efecto de tan perjudicial denominado *lluvia acida*.

B. Balance de energía en el ECONOMIZADOR (Gas - Gas).

Dentro de las técnicas de conservación y uso eficiente de la energía utilizados para un ahorro de energía primaria (combustible) es el aprovechar los calores sensibles de los gases de la combustión que se emiten desde una chimenea a la atmosfera.

Los equipos utilizados para precalentamiento de aire, también denominados economizadores, recuperadores de calor, permiten aprovechar la temperatura de los gases de la combustión remanentes con la finalidad de incrementar la temperatura del aire comburente, que normalmente ingresa a temperatura ambiente.

Se tiene el siguiente esquema de un sistema de aprovechamiento:

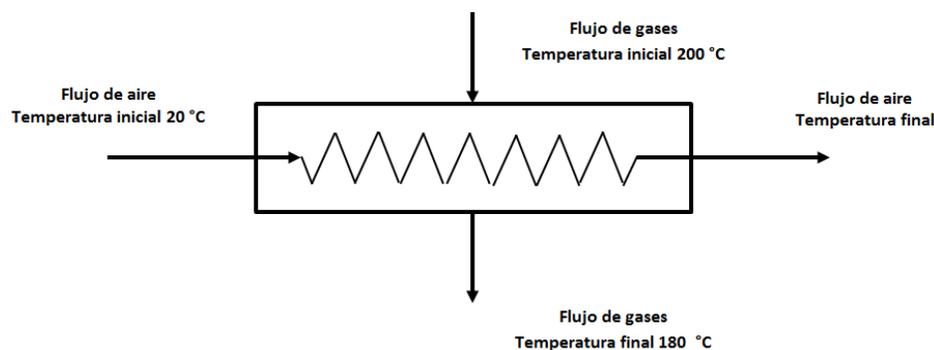


Figura 13: Aprovechamiento de temperaturas a través de un Economizador

Fuente: Elaboración propia

Si realizamos un balance de energía en este economizador o recuperador de calor se tiene la siguiente ecuación de intercambio de flujo de calor sensible:

$$\dot{m}_g * C_p \text{ gases} * (T_i - T_f)_{\text{gases}} = \dot{m}_a * C_p \text{ aire} * (T_i - T_f)_{\text{aire}}$$

Donde los valores de los calores específicos se tienen:

$$C_{p \text{ gases}} = 0.26 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_{p \text{ aire}} = 0.24 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$14\,242.94 * 0.26 * (200 - 180) = 13\,532.39 * 0.24 * (T_f - 20)$$

$$T_f = 42.8 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ es la temperatura del aire precalentado}$$

Efecto del aire precalentado en la operación del generador de vapor.

Teniendo en cuenta los valores determinados de consumo de combustible, el flujo de calor suministrado al generador de vapor es:

$$\dot{m}_c * PCI = \text{Flujo de Calor Sumnistrado}$$

Para un flujo másico de 193.40 galones/hora calculado en la condición modificada.

$$\text{Flujo de calor sumnistrado} = 193.20 * 3.678 * 10,120 = 7\,190\,746.1 \text{ kcal/h}$$

Por lo tanto el flujo de calor suministrado al generador de vapor, manteniéndose constante, adicionándole el aporte del flujo de calor aportado por el aire precalentado que es función de la temperatura de precalentamiento de 42.8 °C, se tiene el siguiente resultado:

$$\text{Flujo de calor sumnistrado} = \dot{m}_{cPA} * PCI + \dot{m}_a * C_{p \text{ aire}} * T_{\text{aire}}$$

$$7\,190\,746.1 \text{ kcal/h} = \dot{m}_{cPA} * 3.678 * 10120 + 13\,532.39 * 0.24 * 42.8$$

$$\dot{m}_{cPA} = 189.45 \text{ galones/hora}$$

Este es la cantidad de combustible que requerirá si se aprovecha la temperatura de los gases de combustión en el precalentamiento del aire. Generando un ahorro de combustible adicional al ahorro determinado en la condición mejorada, de:

$$\text{Ahorro de combustible} = 193.20 - 189.45 = 3.73 \text{ galones/hora}$$

3.3 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA DEL AGUA DE ALIMENTACION

Teniendo en cuenta los siguientes valores en la condición mejorada:

Eficiencia: 85.74 %

Presión de operación: 8 Bar

La temperatura del agua de alimentación para esta condición es 65 °C para el cual se ha calculado un consumo de combustible de 193.20 galones/hora, para la condición mejorada con la regulación del aire requerido en la combustión.

Flujo de vapor = 10 336.8 kg/hora (constate porque se garantiza para la producción requerida en la planta de harina)

Consideremos que realizamos un precalentamiento del agua de alimentación en 5°C sabiendo que según la teoría se apreciaría alguna influencia en la caldera, entonces evaluaremos para las siguientes temperaturas de agua de alimentación:

Para 70°C

$h_g = 661.65$ kcal/kg.

h_i = Entalpia a condiciones de ingreso del agua en el generador de vapor Pirotubular, a presión de 8 Bar y a temperatura de 70°C, según tablas de vapor es 70.203 kcal/kg.

Teniendo en cuenta la ecuación N° 2 adaptada para determinar el flujo de combustible, tenemos que:

$$85.74 = \frac{10\,336.8 * (661.65 - 70.203)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 191.6 \text{ gal/hora.}$$

Para 75°C

$h_g = 661.65$ kcal/kg.

h_i = Entalpia a condiciones de ingreso del agua en el generador de vapor pirotubular, a presión de 8 Bar y a temperatura de 75°C, según tablas de vapor es 75.208 kcal/kg.

Teniendo en cuenta la ecuación N° 2 adaptada para determinar el flujo de combustible, tenemos que:

$$85.74 = \frac{10\,336.8 * (661.65 - 75.208)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 189.1 \text{ gal/hora.}$$

Para 80 °C

$$h_g = 661.65 \text{ kcal/kg.}$$

h_i = Entalpia a condiciones de ingreso del agua en el generador de vapor pirotubular, a presión de 8 Bar y a temperatura de 80°C, según tablas de vapor es 80.217 kcal/kg.

Teniendo en cuenta la ecuación N° 2 adaptada para determinar el flujo de combustible, tenemos que:

$$85.74 = \frac{10\,336.8 * (661.65 - 75.208)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 188.3 \text{ gal/hora.}$$

Para 85 °C

$$h_g = 661.65 \text{ kcal/kg.}$$

h_i = Entalpia a condiciones de ingreso del agua en el generador de vapor pirotubular, a presión de 8 Bar y a temperatura de 85°C, según tablas de vapor es 85.231 kcal/kg.

Teniendo en cuenta la ecuación N° 2 adaptada para determinar el flujo de combustible, tenemos que:

$$85.74 = \frac{10\,336.8 * (661.65 - 85.231)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 186.7 \text{ gal/hora.}$$

Para 90 °C

$$h_g = 661.65 \text{ kcal/kg.}$$

h_i = Entalpia a condiciones de ingreso del agua en el generador de vapor pirotubular, a presión de 8 Bar y a temperatura de 90°C, según tablas de vapor es 90.251 kcal/kg.

Teniendo en cuenta la ecuación N° 2 adaptada para determinar el flujo de combustible, tenemos que:

$$85.74 = \frac{10\,336.8 * (661.65 - 90.251)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 185.1 \text{ gal/hora.}$$

Para 95 °C

$$h_g = 661.65 \text{ kcal/kg.}$$

h_i = Entalpia a condiciones de ingreso del agua en el generador de vapor pirotubular, a presión de 8 Bar y a temperatura de 95°C, según tablas de vapor es 95.278 kcal/kg.

Teniendo en cuenta la ecuación N° 2 adaptada para determinar el flujo de combustible, tenemos que:

$$85.74 = \frac{10\,336.8 * (661.65 - 95.278)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 183.4 \text{ gal/hora}$$

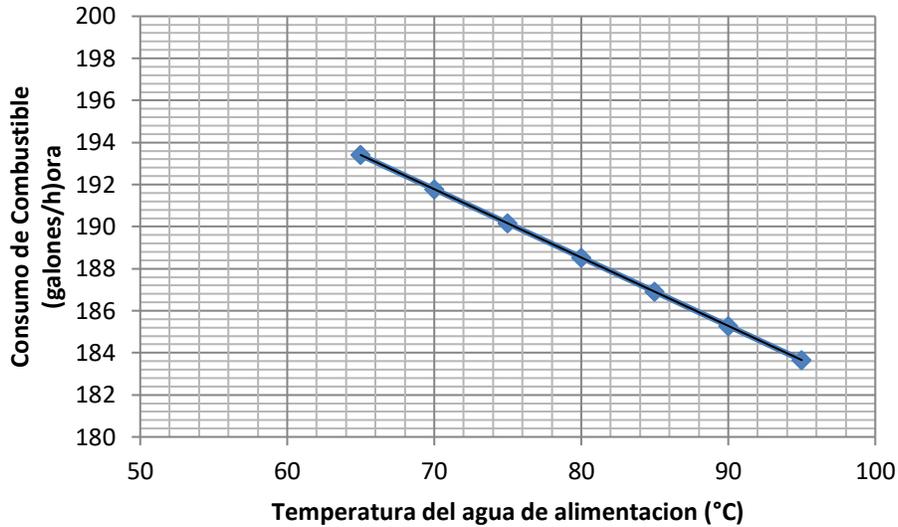


Figura 14: Influencia del precalentamiento del agua de alimentación a la caldera
Fuente: Elaboración propia

En la figura 14 podemos observar cómo influye el precalentamiento del agua de alimentación que ingresa a la caldera Pirotubular, el cual disminuye el calor sensible que aporta el calor generado por la reacción del combustible

Finalmente podemos determinar el ahorro máximo de combustible si precalentamos el agua de alimentación desde 65 °C (condición modificada con la regulación del aire) hasta 95 °C (condición propuesta para mejorar el sistema de utilización de la energía primaria), de:

$$\text{Ahorro de combustible} = 193.20 - 183.4 = 9.74 \text{ galones/hora}$$

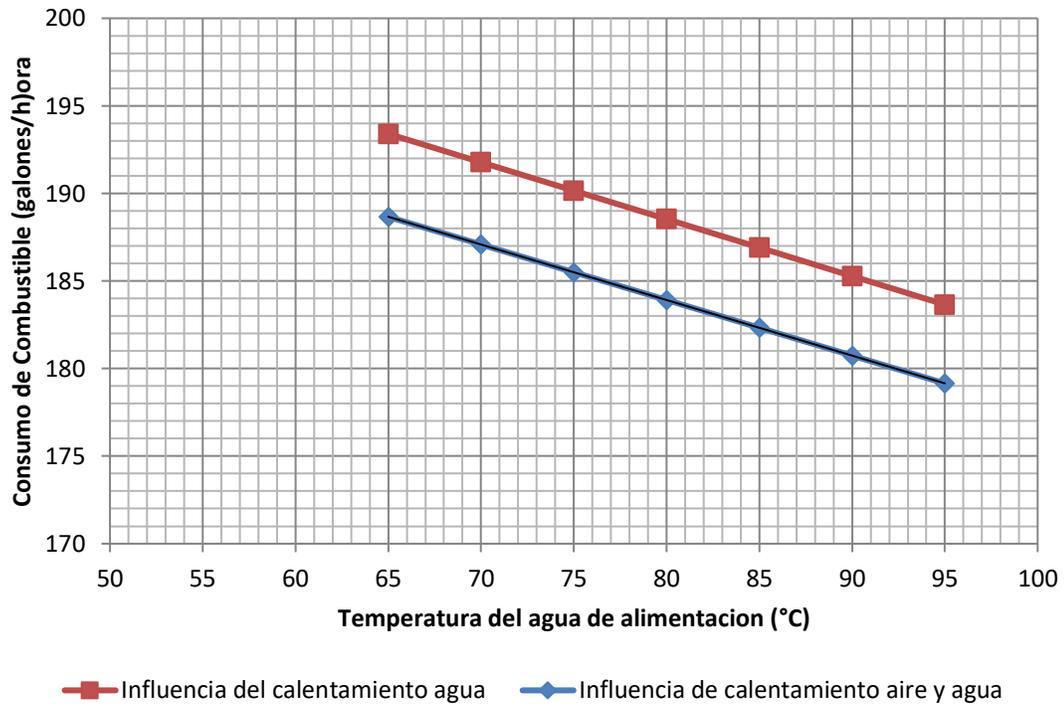


Figura 15: Influencia del precalentamiento del agua de alimentación a la caldera
Fuente: Elaboración propia

En la figura 15 podemos comparar la influencia del precalentamiento del aire y precalentamiento del agua en el consumo de combustible, manteniendo constante el rendimiento térmico de la caldera en 85.74 % (condición mejorada), observamos que estos parámetros influyen en una disminución de consumo de combustible residual 500 lo que es muy atractivo en ámbito industrial, y traería consigo importante ahorro económico.

Es importante resaltar que la producción de vapor está garantizada para el proceso de producción, en ningún momento hemos disminuido la producción de la caldera, lo que implica que si precalentamos el aire y agua manteniendo constante el consumo de combustible, se observaría un aumento del rendimiento de la caldera Piro tubular, mas está dentro de los márgenes de operación de las calderas.

IV. ANALISIS Y DISCUSION

4.1 CON RESPECTO A LOS CALCULOS:

En la evaluación de la condición inicial realizada al Caldero Piro-tubular de 900 BHP marca Distral, se tiene una eficiencia del 82.82 %, a partir de un análisis de gases de la combustión con un exceso de aire del 65 %, en donde el mayor porcentaje de pérdidas se debe a los gases secos de la combustión expulsados por la chimenea hacia el medio ambiente, para esto se tiene una temperatura de gases de la combustión de 220 °C y una temperatura del agua de alimentación de 65 °C. Este equipo produce 10.5 toneladas de vapor saturado por hora a 8 Bar de presión, consumiendo 200 galones de petróleo R500 por hora.

En la evaluación de la condición mejorada, procediendo a realizarse una corrección del exceso de aire a un valor del 30 %, se tiene una reducción del % de oxígeno contenido en los gases de la combustión, obteniéndose un rendimiento del orden de 85.74 %, reduciendo el porcentaje de pérdidas por gases secos de la combustión expulsados por la chimenea hacia el medio ambiente del orden de 11.93 %.

Con esto también se consigue reducir el consumo de combustible aun valor de 193.2 galones de petrolero R500 por hora sin afectar a la producción de vapor.

En esta condición mejorada se evaluó la influencia de incrementar la temperatura del aire que ingresa a la cámara de combustión del caldero desde 20 °C hasta un valor de 42.80 °C, aprovechando la temperatura de los productos de la combustión que salen por la chimenea, la eficiencia del caldero permanece intacta, lo único favorable es la reducción de consumo de combustible hasta un valor de 189.45 galones de petróleo R500 por hora.

En esta condición mejorada se evaluó la influencia de incrementar la temperatura del agua de alimentación del caldero desde 65 °C hasta un valor de 95 °C, la eficiencia del caldero permanece intacta, lo único favorable es la reducción de consumo de combustible hasta un valor de 183.4 galones de petróleo R500 por hora.

4.2 CON RESPECTO A LOS ANTECEDENTES:

En la investigación de Jiménez y col. (2016), realizaron una investigación sobre la evaluación de la eficiencia energética de un generador Pirotubular, en la cual obtuvieron como resultados que la eficiencia energética en la instalación evaluada tiene un rendimiento de 76,7 y 75,7 % por los métodos directo e indirecto respectivamente, utilizando como combustible diesel. Por nuestro lado obtuvimos una eficiencia energética del caldero Pirotubular de 85.74 % aplicando el método indirecto para un exceso de aire de 30%, debido a que la investigación no reporta este parámetro, sea posible que por ello obtenga valores por debajo de los nuestros, más aun es importante recalcar que los valores obtenidos se corresponden con los rangos mostrados por diferentes autores que valoran estos métodos termodinámicos en calderas, con lo cual coincidimos con sus conclusiones.

Con respecto a la tesis de García, esta involucra los trabajos de mantenimiento energético en la planta de vapor, en la cual se consigue un rendimiento del 84.43 %, con una pérdida por la temperatura de los humos que se emiten por la chimenea del 13.35 % , mientras que en el presente informe para un exceso de aire del 30 % , se consigue una eficiencia del 85.74 %, con una pérdida del 11.93 % debido la entalpía de los gases de escape secos , el cual es un parámetro similar a la pérdida por la temperatura de los humos que se emiten por la chimenea.

Mientras que en la tesis de Gómez, se realizó una comparación de dos métodos para el cálculo del rendimiento de calderas: código ASME PTC-4 y estándar EN 12952-15, a través de los cuales se obtuvieron rendimientos de los calderos Pirotubulares de la orden de 91.98% y 92.32% respectivamente para cada método, en la cual las mayores pérdidas en ambas metodologías fue en las pérdidas en los gases de escape, 6.2% y 6.11% para cada caso respectivamente.

Para lo cual , conocedores de los rendimientos de los calderos piro-tubulares de alta tecnología, el cual oscila en 88 % como máximo, no coincidimos con esos resultados y nos atrevemos a manifestar, que la normatividad detallada no reviste valores reales en su metodología de cálculo, por lo contrario en la presente tesis al utilizarse la NORMA TECNICA PERUANA 350.300.2008, nos dio un rendimiento del 85.74% , el cual es un valor aceptable, y muy cercano al valor del rendimiento de diseño del caldero Piro-tubular de 900 BHP Distral, el cual es 86 %.

En la tesis de Serrano y Carranza se afirma que tanto el exceso de aire y la temperatura de los gases de la combustión en un proceso térmico basado en la combustión del gas natural, son los factores más determinantes en los aspectos ambientales y energéticos del proceso en el mejoramiento del rendimiento, en nuestro caso coincidimos que tanto el exceso de aire , la temperatura de los gases de la combustión a través de la chimenea y la temperatura del agua de alimentación son los factores más importantes para el incremento del rendimiento de un caldero.

V. CONCLUSIONES

- Con referencia al Objetivo general, se ha determinado que los parámetros de operación: exceso de aire en la combustión, temperatura del aire que ingresa la cámara de combustión y la temperatura del agua de alimentación que ingresa al caldero influyen en el incremento del rendimiento de un caldero Pirotubular y en la reducción del consumo de combustible para una empresa pesquera, incrementándose desde un valor de 82.82 % hasta 85.74 %, demostrándose de esta forma la hipótesis planteada.
- Se determinó que el exceso de aire influye significativamente en el incremento del rendimiento del caldero Pirotubular de 900 BHP Distral, para lo cual se tiene que al reducirse el exceso de aire desde un valor de 65 % hasta un valor del 30 %, permite una mejora del rendimiento desde un valor de 82.82 % hasta un valor de 85.74 %. Además que esto permite mejoras en dos ámbitos: en el ámbito económico, pues se reduce el consumo de combustible de 200 a 193.2 galones por hora lo que se traduce en una disminución en la facturación del combustible; en el ámbito ambiental, pues se reduce el nivel de emisiones de gases de la combustión al ambiente (menos niveles de CO₂, CO, etc.) de 6.83 a 5.25 metros cúbicos de gases de combustión por segundo.
- Se determinó que la temperatura del aire influye en la combustión, esto se consiguió determinar mediante la reducción de la temperatura de los gases secos de la combustión expulsados hacia la atmosfera (chimenea) permitiendo mejorar el rendimiento del caldero, para nuestro caso al reducirse la temperatura de los gases desde un valor de 220 °C a 200 °C, permite una mejora del rendimiento desde un valor de 82.82 % hasta un valor de 85.74 %, lográndose un mejor aprovechamiento del calor residual contenido en los gases calientes esto permitió reducir el consumo de combustible desde un valor de 193.20 a 189.45 galones de petróleo por hora.
- Se determinó que el incremento de la temperatura del agua de alimentación al caldero influye en el mejoramiento del rendimiento de la caldera, el cual se evaluó desde un valor de 65 °C hasta un valor de 95 °C, permitiendo una mejora del rendimiento desde un valor de 82.82 % hasta un valor de 85.74 %, lográndose un mejorar el aporte de calor sensible reduciéndose por consiguiente el consumo de combustible desde un valor de 193.40 a 183.40 galones de petróleo por hora.

VI. RECOMENDACIONES

- Se debe realizar un estudio de sustitución de combustibles (cambio tecnológico) para este tipo de calderos industriales, básicamente para usar gas natural (GN) o gas licuado de petróleo (GLP), lo que puede traer sustanciales ahorros en la facturación mensual y una reducción importante de gases de combustión que producen efecto invernadero.
- Se debe implementar medidores de flujo de caudal en puntos principales del proceso, para una mejor evaluación de la producción y consumos de vapor, consumo y reposición de agua de alimentación, cantidad de gases de combustión emitidos, etc., a fin de contrastar con los valores calculados.
- Se debe realizar una evaluación de las mejoras al proceso en función a las condiciones de consumo de vapor y combustible, para poder mejorar los indicadores de producción del proceso y rendimiento del caldero Piro-tubular.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Andrade Juárez, g. (2014). *Metodología para la evaluación de la eficiencia de calderas en el ingenio Cuatotolapan*. (Tesis de grado). Universidad Veracruzana, Veracruz, México.

Castellón Cerón, L. & Madariaga Gómez, N. (2012). *Diseño de una estrategia de uso racional y eficiente de energía en una planta productora de harina*. (Tesis de grado). Universidad de Cartagena, Colombia.

Cengel, Yunus. & Boles, Michael. (2009). *Termodinámica*. México. Ed. McGraww-Hill/Interamericana Editores S.A. de C.V.

García Aguirre, J. y Pilco Pilco, G. (2012). *Auditoría energética del sistema de condensación y retorno de vapor del hospital de especialidades “Eugenio Espejo”*. (Informe de fin de grado). Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.

Gómez Clerencia, J. (2011). *Comparación de dos métodos para el cálculo del rendimiento de calderas: Código ASME PTC-4 y Estándar en 12952-15*. (Informe de fin de grado). Centro Politécnico Superior de la Universidad de Zaragoza, Zaragoza, España.

INDECOPI (2008). *CALDERAS INDUSTRIALES. Procedimiento para la determinación de la eficiencia térmica de calderas industriales*. (Norma Técnica Peruana: NTP 350.300.2008).

Arroyo Chalco, V. (2008). *Eficiencia de calderas y sistemas de distribución de vapor*. (Seminario de Capacitación en Eficiencia energética y administración de la demanda en el sector productivo). Recuperado de: [http://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con_uibd.nsf/C38926E3940D31AD052574F7005BEC5F/\\$FILE/Eficiencia_calderas_distribucion.pdf](http://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con_uibd.nsf/C38926E3940D31AD052574F7005BEC5F/$FILE/Eficiencia_calderas_distribucion.pdf).

Serrano, J.C., Carranza Sánchez, Y. A. (2005). *Análisis teórico de la combustión en quemadores de gas natural*. *Scientia Et Technica*, XI (29) 139-143. Recuperado de: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=84911948003>.

Guía de Referencia Técnica de Spirax Sarco. (s.f.). *Calderas y Accesorios*. Recuperado de: <http://www.spiraxsarco.com/pages/home.aspx>.

Guía de Referencia Técnica de Bosch. (2014). *Calderas Eficientes en Procesos Industriales*. Recuperado de: <https://www.bosch-industrial.com/es/pagina-de-producto/caldera-de-vapor>.

FENERCOM (2013). *Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes*. Recuperado de: <https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-basica-calderas-industriales-eficientes-fenercom-2013.pdf>.

VII. AGRADECIMIENTOS

A MI FAMILIA, A MI ALMA MATER, LA UNIVERSIDAD SAN PEDRO y a los docentes que me guiaron y formaron con sus conocimientos durante la carrera profesional.

Willy Ebert BOCANEGRA MATTA

VIII. ANEXOS.

ANEXO 1:

PETROLEO INDUSTRIAL RESIDUAL 500: FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

ANEXO 2:

ECONOMIZADORES PREMAC ENERGY

ANEXO 3:

TABLA DE EMISIVIDAD TEXTO

ANEXO 4:

TABLA DE VAPOR SATURADO

ANEXO 5:

ANALIZADOR DE GASES DE COMBUSTIÓN IMR 1400 P/PL-PS