
Ahorro de energía primaria mediante precalentamiento del aire y agua en una unidad de generación de vapor.**Primary energy saving through preheating the air and water in a steam generation unit.****Poupança de energia primária através de preaquecimento do ar e água numa unidade gerador de vapor.****Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque ¹.**

Resumen

Objetivo. Determinar el ahorro de energía primaria mediante precalentamiento del aire y agua en una unidad de generación de vapor. **Material y métodos.** Es una investigación de diseño no experimental, de nivel descriptivo con corte transversal, el cual incluye una propuesta de ahorro de energía primaria a través de economizadores. **Resultados.** Se determinó que el precalentamiento del aire de combustión desde una temperatura ambiente de 20 °C hasta 54.22 °C disminuye el consumo de combustible en un 4.74 galones/hora que es considerado como ahorro de energía primaria. Además se determinó que el precalentamiento del agua de alimentación desde 65 hasta 95 °C también disminuye el consumo de combustible de 9.75 galones/hora. **Conclusión.** El incremento de la temperatura del aire de combustión y agua de alimentación reducen el uso de energía primaria, cuantificándose como ahorro de combustible en un 2.5 y 5.0 %, respectivamente.

Palabras clave: Agua de alimentación, aire de combustión, energía primaria, generador de vapor.

Abstract

Objective. Determine the primary energy saving by preheating the air and water in a steam generation unit. **Material and methods.** It is a non-experimental design research, with a descriptive level with a transversal cut, which includes a proposal for saving primary energy through economizers. **Results.** It was determined that the preheating of the combustion air from an ambient temperature of 20 °C to 54.22 °C decreases the fuel consumption by 4.74 gallons / hour which is considered as primary energy saving. In addition it was determined that the preheating of the feed water from 65 to 95 °C also decreases the fuel consumption of 9.75 gallons / hour. **Conclusion.** The increase in the temperature of the combustion air and feed water reduces the use of primary energy, quantifying as fuel savings by 2.5 and 5.0%, respectively.

Keywords: Feed water, combustion air, primary energy, steam generator.

Resumo

Objetivo. Determine a poupança de energia primária através do pré-aquecimento do ar e da água em uma unidade de geração de vapor. **Material e Métodos.** É uma pesquisa de projeto não experimental, com um nível descriptivo com corte transversal, que inclui uma proposta para economizar energia primária através de economizadores. **Resultados.** Determinou-se que o pré-aquecimento do ar de combustão a partir de uma temperatura ambiente de 20 °C a 54,22 °C diminui o consumo de combustível em 4.74 galões por hora, o que é considerado como economia de energia primária. Além disso, foi determinado que o pré-aquecimento da água de alimentação de 65 a 95 °C também diminui o consumo de combustível de 9.75 galões por hora. **Conclusão.** O aumento da temperatura do ar de combustão e da água de alimentação reduz o uso de energia primária, quantificando como economia de combustível em 2,5 e 5,0%, respectivamente.

Palavras-chave: Água de alimentação, ar de combustão, energia primária, gerador de vapor,

¹Escuela de Ingeniería en Energía. Magister. Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. roberto_chuya@yahoo.es.
<https://orcid.org/0000-0001-9175-5545>

Recibido: 23/08/2017

Aceptado: 29/09/2017

Introducción

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 estas empresas. Como muestra se tiene a la empresa pesquera Austral que cuenta con 4 calderos marca Distrital de 900 BHP de potencia, cuyo combustible utilizado 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 de este insumo. Por ello, se ha tomado uno de estos equipos como muestra representativa para realizar una evaluación energética que permita mejorar el uso de la fuente primaria y disminuir el consumo de combustible.

Vargas y Oviedo (2014), en su investigación acerca de la reducción del consumo de combustible mediante el empleo de colectores solares para el precalentamiento del agua en calderas piro-tubulares del Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón, Nuevo Chimbote; definieron como objetivo principal realizar un estudio para la reducción del consumo de combustible diesel B5, mediante el empleo de colectores solares para el precalentamiento del agua de alimentación que se requiere en la caldera piro-tubular. Las principales conclusiones fueron que mediante la utilización de 16 colectores de tubo de vacío se puede obtener un ahorro de combustible de 5 482.08 kg (1 664.79 galones) al año de diesel B5 lo que representa un 3.37% de ahorro. Además, con la implementación de los colectores solares de tubo de vacío para precalentar el agua de alimentación a las calderas se puede obtener un ahorro de S/. 15 584.51 al año y una tasa de rentabilidad del 17.52%, lo cual garantiza que es rentable este proyecto.

Paz (2010), en su investigación acerca de la implementación de un sistema de recuperación de calor en un compresor de tornillo rotatorio de 75 hp para el precalentamiento del agua de una caldera, en Guatemala; definió como objetivo principal, analizar la posibilidad de instalar un sistema de recuperación de calor a partir de la cantidad total de calor recuperable del aceite de lubricación de un compresor de tornillo rotativo de 75HP, para el precalentamiento del agua de alimentación de la caldera y con ello mejorar el uso de combustible. Las principales conclusiones fueron que con el sistema de recuperación de calor se obtiene un aumento en la eficiencia energética del compresor del 47.4%, por ende, el sistema de recuperación de calor logra una disminución en el consumo de combustible, este ahorro de combustible depende directamente de la producción, a mayor producción se obtiene un mayor ahorro. Además, el intercambiador de calor de placas soldadas resulta muy conveniente a utilizar como sistema de recuperación de calor, debido a que se logra una gran transferencia de calor en un espacio pequeño y limitado. Según el balance de energía, el calor del aceite es suficiente para elevar la temperatura del agua en aproximadamente 40 °C.

Siquiná (2009), en su tesis de análisis termodinámico para el mejoramiento de la eficiencia de operación de la caldera de un ingenio, en Guatemala; definió como objetivo principal elaborar una propuesta para el montaje de un economizador, para mejorar la eficiencia de operación de la caldera, la propuesta consistió en el diseño del equipo en función a los parámetros de operación registrada, así como, su implementación y posterior puesta en marcha. Las conclusiones del trabajo fueron que al aumentar la temperatura del agua de alimentación, retornando adecuadamente todos los condensados al sistema de agua de alimentación, se disminuye el consumo de combustible necesario para elevar la temperatura del agua al punto de ebullición. Además, la implementación de equipos que recuperen el calor de los gases de la chimenea, ayuda a mejorar la eficiencia de la caldera en un 5%, disminuyendo por ende los costos de operación. Después de los respectivos cálculos, se concluye que la caldera es más eficiente, al instalar un economizador, que sin economizador.

Maciel (2008), en su tesis para optar el grado de maestro en ingeniería de sistemas energéticos; tuvo como objetivo desarrollar precalentadores de aire, compuestos de termosifones bimetálicos aletados, para aprovechar la energía contenida en los gases de escape de calderas industriales. Se logró diseñar una línea de 14 precalentadores de aire en base de termosifones aletados bimetálicos, que pueden utilizarse en calderas industriales con potencias de 15 CC hasta 800 CC. Se realizó el cálculo geométrico, térmico y económico de tres equipos de precalentadores para determinar cuál es el equipo óptimo que puede ser utilizado en una caldera de 100 CC. (Equipo #1, 5 hileras, 5 tubos por hilera, Equipo #2, 7 hileras, 6 tubos por hilera, Equipo #3, 9 hileras, 7 tubos por hilera). Finalmente, se seleccionó el equipo

3, con los siguientes beneficios que justifica su selección: incremento de eficiencia 3.82%, costo de ahorro anual de combustible \$45345.40, costo del equipo \$23064, y un tiempo de recuperación de la inversión 6.1 meses.

Temperatura de los gases de chimenea. La temperatura de los gases que salen por la chimenea representa uno de los 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. (Oelker, 2012)

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). 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 “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.

Temperatura del aire de combustión. El precalentamiento del aire requerido para la combustión es utilizada 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 contaminantes, reducción de los costes de inversión en comparación con las soluciones convencionales, menor mantenimiento y los costos de mantenimiento. Precalentar el aire de combustión, los equipos precalentadores Gases / Aire son similares en funcionamiento a los descritos para el caso de calderas de vapor, 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 las 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 y permite trabajar con niveles más reducidos de exceso de aire.

La problemática de esta investigación está dirigida a todos los centros de consumo de vapor en general, tomando como referencia para evaluación la empresa pesquera Austral, en la cual las calderas son parte esencial en el proceso de producción de harina. Estos equipos generados de vapor 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 direccionen 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.

Material y métodos

La investigación tuvo diseño no experimental, de nivel descriptivo con corte transversal, el cual incluyó una propuesta de ahorro de energía primaria a través de economizadores; se presentaron los datos actuales de funcionamiento y operación de la caldera pirotubular de 900 BHP existente en la empresa Austral, en base a ello, se realizaron las evaluaciones necesarias para cuantificar la influencia del precalentamiento del aire de la combustión y del agua de alimentación a la caldera.

La población estuvo formada por 4 calderas del tipo pirotubular que operan en forma continua en temporada de producción y la muestra representativa se consideró una caldera pirotubular. El criterio de inclusión y exclusión es debido a que todas son de la misma capacidad de potencia, 900 BHP y operan bajo condiciones de operación similares.

En el caso de la observación, se utilizaron instrumentos de medida como termocupla para la temperatura del vapor, termómetro laser para temperatura de los gases y superficies de la caldera, anemómetro, etc.; los mismos, que cumplen ciertos estándares de calibración garantizado por los fabricantes. El procesamiento de los datos se realizó con herramientas computacionales Word, Excel, y el análisis de la información se realizaron a través de tablas, gráficos, etc.

Resultados

La evaluación realizada, en esta investigación, fue para una caldera pirotubular, que es ampliamente utilizado en la industria de procesos, cuyas características técnicas se muestran en la Tabla 1, que pertenece a la empresa Austral Group S.A.C. La planta Coishco, cuenta con una potencia instalada operativa térmica equivalente a 4,400 BHP en generadores de vapor del tipo pirotubular, de los cuales 3,600 BHP están instaladas en 4 equipos de 900 BHP en la fábrica de pescado y 1 equipo de 800 BHP en la planta de elaboración de conservas.

Tabla 1

Características técnicas del generador de vapor

Descripción	Caldera
Marca	DISTRAL
Tipo	Pirotubular
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

Nota. Datos provenientes de la placa de fabricación de la caldera

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 2.

Tabla 2

Parámetros de operación a plena carga del generador de vapor

Parámetro	Unidad	Promedio
CO ₂	% Vol.	7.5
O ₂	% Vol.	9
CO	ppm*	500
Exceso de aire	%	65
Temperatura de gases:	°C	220
T _g		
Temperatura ambiente:	°C	20
T _a		
Velocidad del viento: v	m/s	1.1
Índice de Bacharach	-	1

Nota. Datos obtenidos del 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”.

Para el combustible residual 500 que utiliza la cadera se tuvieron los siguientes parámetros característicos, que se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3

Parámetros del Combustible R500

Parámetro	Promedio
% Wt H ₂ O	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

Nota. Datos obtenidos de www.osinergmin.gob.pe

Estos valores de % Wt H₂O y % Wt H₂ (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 tuvo registrado en los reportes de operación los siguientes promedios de trabajo se muestran en la Tabla 4:

Tabla 4

Parámetros de operación

Presión de vapor	8 bar
Temperatura de agua de alimentación	65 °C
Consumo de combustible	200 galones/hora

Nota. Datos obtenidos del departamento de producción

Influencia de la temperatura del aire de combustión

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 3.961 kg/s o su equivalente 14 258.64 kg/h. 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 13 547.31 kg/h.

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*.

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 la siguiente Figura 1, de un sistema de aprovechamiento de gases de combustión que salen de la chimenea de la caldera:

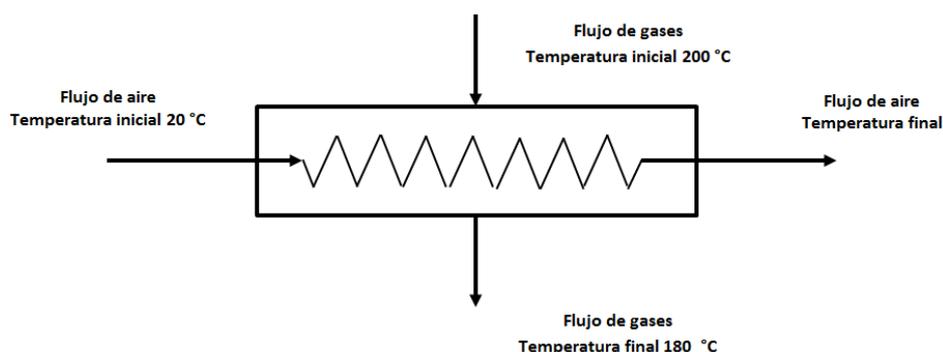


Figura 1. Aprovechamiento de temperaturas a través de un economizador.

Nota. 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:

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

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

$$14\,258.64 * 0.26 * (200 - 180) = 13\,547.31 * 0.24 * (T_f - 20)$$

$$T_f = 54.22 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ es la temperatura del aire precalentado}$$

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 combustible R500 de 193.40 galones/hora se tiene que el flujo de calor que requiere el generador será igual al calor aportado por el combustible en la reacción y el calor sensible aportado por el aire al ser precalentado, entonces se tiene:

$$\text{Flujo de calor suministrado} = 193.40 * 3.678 * 10,120 = 7\,198\,677.1 \text{ kcal/h}$$

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 54.22 °C, se tiene el siguiente resultado:

$$\begin{aligned} \text{Flujo de calor suministrado} &= \dot{m}_{cPA} * PCI + \dot{m}_a * C_{p \text{ aire}} * T_{\text{aire}} \\ 7\,198\,677.1 \text{ kcal/h} &= \dot{m}_{cPA} * 3.678 * 10120 + 13\,547.31 * 0.24 * 54.22 \\ \dot{m}_{cPA} &= 188.67 \text{ galones/hora} \end{aligned}$$

Donde es término \dot{m}_{cPA} es consumo de combustible requerido con precalentamiento del aire. 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 de:

$$\text{Ahorro de combustible} = 193.40 - 188.67 = 4.74 \text{ galones/hora}$$

Influencia de la temperatura del agua de alimentación

Teniendo en cuenta los siguientes valores determinados en condición de operación de la planta:

Eficiencia: 86.69 %

Presión de operación: 8 Bar

Se aplicó el rendimiento de la caldera conocido como el Método de entrada y salida de energía 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.

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\text{Energía Aprovechada o Calor Util}}{\text{Energía Suministrada o Calorífica}} \\ \eta &= \frac{\dot{m}_v * (h_g - h_i)}{\dot{m}_c * PCI} * 100\% \end{aligned}$$

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).

La temperatura del agua de alimentación para esta condición es 65 °C, para el cual se calculó un consumo de combustible de 193.40 galones/hora para la condición mejorada con la regulación del aire requerido en la combustión.

Flujo de vapor = 10 462.8 kg/hora (constante porque se garantiza para la producción requerida en la planta de harina)

Se consideró la realización de un precalentamiento del agua de alimentación en 5°C sabiendo que según la teoría se apreciaría alguna influencia en la caldera, entonces se evaluó para las siguientes temperaturas de agua de alimentación:

Para 70°C

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

h_i = Entalpía 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:

$$86.69 = \frac{10\,462.8 \text{ kg/h} * (661.65 - 70.203) \text{ kcal/kg}}{\dot{m}_c * 3.678 \text{ kg/gal} * 10\,120 \text{ kcal/kg}} * 100$$

$$\dot{m}_c = 191.78 \text{ gal/hora.}$$

Para 75°C

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

h_i = Entalpía 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:

$$86.69 = \frac{10\,462.8 * (661.65 - 75.208)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 190.16 \text{ gal/hora.}$$

Para 80 °C

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

h_i = Entalpía 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:

$$86.69 = \frac{10\,462.8 * (661.65 - 80.217)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 188.53 \text{ gal/hora.}$$

Para 85 °C

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

h_i = Entalpía 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:

$$86.69 = \frac{10\,462.8 * (661.65 - 85.231)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 186.91 \text{ gal/hora.}$$

Para 90 °C

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

h_i = Entalpía 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:

$$86.69 = \frac{10\,462.8 * (661.65 - 90.251)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 185.28 \text{ gal/hora.}$$

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:

$$86.69 = \frac{10\,462.8 * (661.65 - 95.278)}{\dot{m}_c * 3.678 * 10\,120} * 100$$

$$\dot{m}_c = 183.65 \text{ gal/hora}$$

En la Figura 2 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, se pudo 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:

$$\text{Ahorro de combustible} = 193.40 - 183.65 = 9.75 \text{ galones/hora}$$

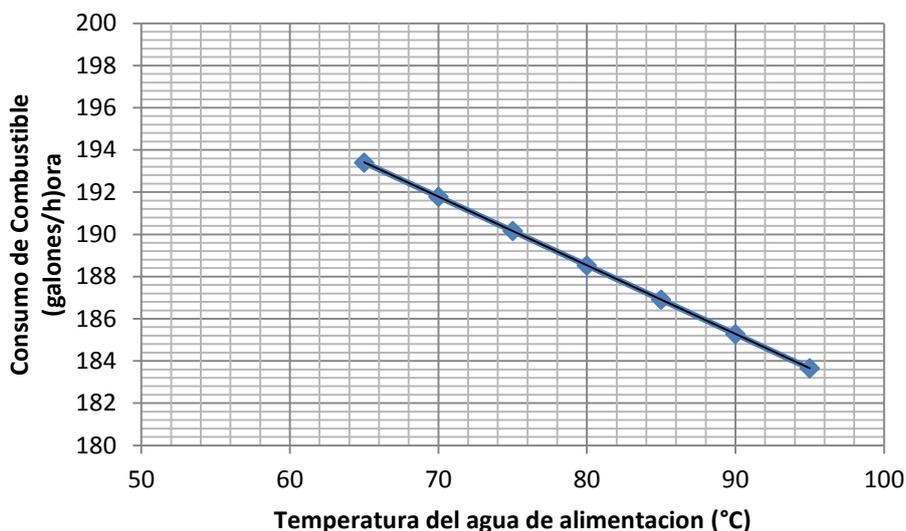


Figura 2. Influencia del precalentamiento del agua de alimentación a la caldera.

Nota. Elaboración propia

En la Figura 2 se observa la influencia del precalentamiento del agua de alimentación para diversos regímenes de temperatura de entrada del agua, es decir cada 5 grados, en donde se aprecia que el consumo de combustible disminuyó, reportándose un ahorro de este recurso de 9.75 galones de R500.

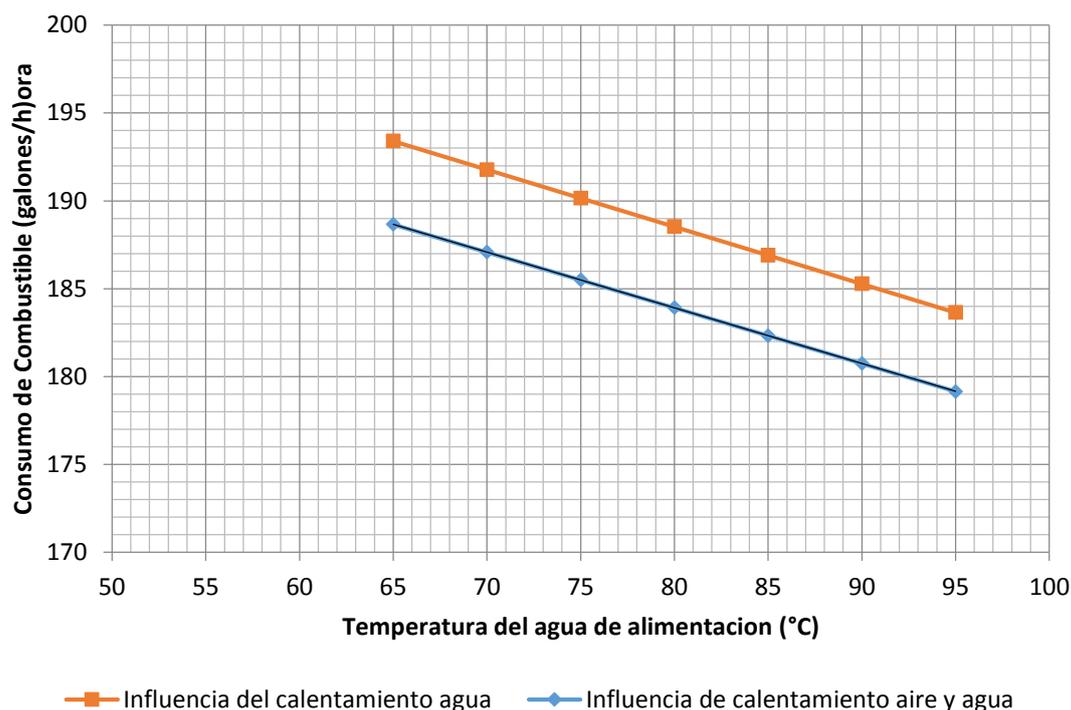


Figura 3. Influencia del precalentamiento del agua de alimentación a la caldera.

Nota. Elaboración propia

En la Figura 3 se comparó la influencia del precalentamiento del aire y precalentamiento del agua en el consumo de combustible, manteniendo constante el rendimiento térmico de la caldera en 86.69%, se observó que estos parámetros influyeron en una disminución de consumo de combustible R500, lo que es muy atractivo en el ámbito industrial, y trae consigo importante ahorro económico.

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

Discusión

Respecto al análisis del precalentamiento del aire de combustión resulta que éste influye en la disminución del consumo de combustible en un 4.74 galones/hora que es considerado como ahorro de energía primaria, considerando el costo del combustible en 5.3150 S/.-galón (www.petroperu.com.pe) y una operación de 12 horas al día, se tiene S/. 9 069.52 mensual, estando de acuerdo con Masiel (2008), que indica que la instalación de precalentadores de aire compuestos de termosifones bimetálicos aletados, trae como beneficio un ahorro anual de combustible en términos económicos de \$45345.40, además, de un incremento de la eficiencia del generador de vapor.

Respecto al precalentamiento del agua de alimentación mediante la implementación de un economizador, se determina que esta técnica permite que disminuya el calor sensible que aporta el calor generado por la reacción del combustible, el agua de alimentación se calienta desde 65 °C hasta 95 °C obteniéndose un ahorro de combustible de 9.75 galones/hora, que representa un 5% de ahorro que es considerado como ahorro de energía primaria, el cual representa S/. 18 655.65 mensual, estando de acuerdo con Vargas y Oviedo (2014), que obtuvieron un ahorro de combustible de 1 664.79 galones/año de diesel B5 lo que representa un 3.37% de ahorro, además, al calentar el agua de alimentación a las calderas se puede obtener un ahorro de S/. 15 584.51 al año. Del mismo modo, Paz (2010) mediante el

balance de energía el calor del aceite es suficiente para elevar la temperatura del agua en aproximadamente 40 °C, en este caso se elevó la temperatura del agua de alimentación en 30°C.

Conclusiones

Se evaluó la influencia del precalentamiento del aire de combustión desde una temperatura ambiente de 20 °C hasta 54.22 °C, donde se obtiene que éste influye en la disminución del consumo de combustible en un 4.74 galones/hora, que representa un 2.5 % de ahorro que es considerado como ahorro de energía primaria, considerando el costo del combustible en 5.3150 S/./galón y una operación de 12 horas al día, se tiene S/. 9 069.52 mensual.

Se evaluó la influencia del precalentamiento del agua de alimentación mediante la implementación de un economizador; se determinó que esta técnica permite que disminuya el calor sensible que aporta el calor generado por la reacción del combustible, el agua de alimentación se calentó desde 65 °C hasta 95 °C, obteniéndose un ahorro de combustible de 9.75 galones/hora, que representa un 5% de ahorro que es considerado como ahorro de energía primaria, el cual representa S/. 18 655.65 mensual.

Se evaluó la influencia conjunta del precalentamiento del aire de combustión y del agua de alimentación a la caldera, obteniéndose un ahorro mayor de combustible de 179.15 galones/hora, lo que representa 14.25 galones/hora, que representa un 7.4 % de ahorro que es considerado como ahorro de energía primaria total, el cual representa S/. 27 265.95 mensual.

Referencias bibliográficas

- Cengel, Y. & Boles, M. (2009). *Termodinámica*. México. Ed. McGraww-Hill/Interamericana Editores S.A. de C.V.
- Vargas, E. y Oviedo, F. (2014). *Estudio de la reducción del consumo de combustible mediante el empleo de colectores solares para el precalentamiento del agua en calderas piro-tubulares - Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón - Nvo. Chimbote* (Tesis de grado). Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote, Perú.
- Paz, P. M. (2010). *Implementación de un sistema de recuperación de calor en un compresor de tornillo rotatorio de 75 hp para el precalentamiento del agua de una caldera*. (Tesis de grado). Recuperada de http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1169_Q.pdf
- Siquiná, R. G. (2009). *Análisis termodinámico para el mejoramiento de la eficiencia de operación de la caldera del ingenio Tululá*. (Tesis de grado). Recuperada de http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0621_M.pdf
- Maciel, R. (2008). *Desarrollo de precalentadores de aire, compuestos de termosifones bimetálicos aletados, para aprovechar la energía contenida en los gases de escape de calderas industriales* (Tesis de grado). Recuperada de <http://www.remeri.org.mx/tesis/INDIXE-TESIS.jsp?id=oai:tesis.ipn.mx:123456789/3688>
- Oelker Behn, A. Artículo técnico: “Análisis de eficiencia en calderas”. *Thermal engineering LTDA*. Recuperado de http://www.academia.edu/27132359/ART%3%8DCULO_T%3%89CNICO_AN%3%81LISIS_DE_EFICIENCIA_EN_CALDERAS_AN%3%81LISIS_DE_LA_EFICIENCIA_EN_CALDERAS.
- INDUAMBIENTE. *Revista de descontaminación industrial, recursos energéticos y sustentabilidad*. Recuperado de <http://www.induambiente.com/productos/revista>.