

## **Auditoría Energética de la Central Térmica en Ciclo Rankine de Vapor Saturado del Hospital Belén de Trujillo para Aumentar su Eficiencia.**

### **Energy audit of the plant in Rankine Cycle Saturated Vapor Bethlehem Hospital of Trujillo to increase efficiency.**

Leener Miguel Luján Jumpa<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Estudiante de la escuela profesional de ingeniería Mecánica Eléctrica, Universidad Cesar Vallejo-Trujillo

leener\_86@hotmail.com, lmlujan@ucvvirtual.edu.pe

### **Resumen**

El presente artículo, se basa en una auditoria energética a la central térmica en ciclo Rankine de vapor saturado en el Hospital Belén de Trujillo para aumentar su eficiencia, logrando reducir los costos en consumo de petróleo industrial N°6, a través de la mejora en el sistema de transporte y vapor, recuperación de condensado e implementación de un precalentador de aire por gases residuales.

Se evaluaron las condiciones actuales de la caldera Manser de 100BHP que opera a una presión de 7.9 bar absolutos, con un flujo másico de vapor saturado 1566 Kg/h, temperatura de agua de alimentación 40°C, temperatura de gases residuales 265°C, relación aire combustible 27.32, temperatura de aire y combustible a condiciones ambientales de 25°C, para tales condiciones iniciales se obtuvo una eficiencia energética de la caldera de 79.7% y una eficiencia energética de la planta térmica de 75%.

Se evaluaron las pérdidas energéticas en la red de tuberías de transporte de vapor en estado actual desde el Manifold hasta los procesos de intercambio de calor: central de esterilización, cocina y lavandería con aislamiento térmico de fibra de vidrio, encontrando una pérdida en consumo de combustible de 10643.4 Gal/año. Se implementó un sistema de recuperación de flujo másico de condensado de los procesos de intercambio de calor, logrando aumentar la temperatura a 107.12°C, permitiendo ahorrar 19315.8 Gal/año de combustible y un ahorro de agua de reposición 4798.5 m<sup>3</sup>/año. También se implementó un precalentador para calentar el aire de la caldera a 100°C, logrando un ahorro 11237.328 Gal/año de combustible, permitiendo un ahorro total de combustible de 41193.9 Gal/año.

La auditoría energética permitió aumentar el rendimiento de la caldera a 86% y el rendimiento energético de la planta térmica a 85%, el cual conlleva a una inversión inicial de 83559 S./año para obtener un beneficio neto de 315393 S./año, con un periodo operacional de la inversión inicial en 3 meses.

**Palabras clave:** Auditoria, Ciclo Rankine, Sistema de Transporte de Vapor, Sistema de Recuperación de Condensado, Precalentador de Aire.

## Abstract

This article is based on an energy audit of the thermal power plant in Rankine steam cycle saturated in the Bethlehem Hospital of Trujillo to increase efficiency, achieving lower costs in consumption of industrial oil N°6, meaning through improving in the transport system and steam condensate recovery and deployment of an air preheater for waste gases.

Current conditions of Manser boiler 100bhp operating at a pressure of 7.9 bar absolute, with a mass flow of saturated steam 1566 kg / h, temperature of feed water 40°C, temperature waste gases 265°C were evaluated, 27.32 air-fuel ratio, temperature of air and fuel at ambient conditions of 25°C, for such initial conditions energy efficiency of the boiler of 79.7% and an energy efficiency of the thermal plant of 75% was obtained.

Energy losses were evaluated in the network of pipes carrying steam current status from the manifold to the process of heat exchange: CSSD, kitchen and laundry thermal insulation of fiberglass, finding a loss in fuel consumption of 10643.4 Gal / year.

A retrieval system mass flow of condensate from the processes of heat exchange is implemented, achieving increasing temperature at 107.12°C, saving 19315.8 Gal / year of fuel and water saving replacement 4798.5 m<sup>3</sup> /year. Also it implemented a preheater for heating the air of the boiler to 100°C, achieving savings 11237,328 Gal / fuel year. Allowing a total savings of 41193.9 Gal / year.

The energy audit allowed increase boiler efficiency to 86% and energy efficiency of the thermal plant to 85%, which leads to an initial investment of 83559 S/ year for a net profit of 315,393 S/ year, with an operational period of the initial investment in 3 months.

**Key words:** *Audit, Rankine Cycle, Transportation System Steam, Condensate Recovery System, air preheater.*

## 1. Introducción

El conocimiento de cómo una empresa consigue la energía que requiere, como la consume en sus procesos, la forma en que esta repercute en sus costos y la proposición de las mejoras para reducir su gasto, constituyen los objetivos de las Auditorías Energéticas. Debido a esto se ha determinado en la actualidad que el Hospital Belén requiere de una auditoría energética en su la planta térmica, para lograr aumentar la eficiencia de la misma.

El Hospital Belén en la actualidad cuenta con dos calderas pirotubulares de 100BHP, marcas: Intesa (stand by) y Manser (en operación), produciendo vapor saturado seco a 100 Psig manométricos para sus diversos procesos de intercambio de calor, como: lavado-secado, central de esterilización y cocina, el vapor producido es consumido por cada proceso en los porcentajes de 45%, 35% y 20% del flujo másico de vapor total respectivamente.

En la actualidad para el sistema del transporte de vapor se están utilizando tuberías de vapor ASTM A-53 grado B al Sí, aisladas con fibra de vidrio en mal estado, con un espesor de 1 pulgada y con una temperatura crítica de 65 °C, permitiéndose una temperatura de 30°C, según las Normas Técnicas Peruana NTP 350 [1].

Por otro lado la caldera Manser, tiene un quemador dual (GLP y petróleo Industrial N°6), pero solamente operando con petróleo Industrial N°6, con un consumo de 229950 gal/año en el periodo 2015, con un costo anual de 1 724625 S/año, con un precio unitario de 7.5 S/Gal.

En la actualidad el proceso de condensado es deficiente, debido a que la recuperación de condensado es el cincuenta por ciento del total del flujo másico de vapor del proceso de esterilización, con una temperatura de saturación de 111°C, mezclándose con agua de pozo a 25°C para obtener una temperatura de agua de alimentación de 40°C, con este proceso actual se genera la formación de caliche elevando la temperatura de gases residuales a 265°C, permitiéndose una temperatura de chimenea de 200°C según las normas técnicas peruanas NTP 350 [1],[2].

## 2. Marco teórico

### 2.1 Caldera pirotubular

Son máquinas donde los gases de combustión circulan por el interior de los tubos. Los tubos van unidos a dos placas o espejos dentro de un casco o cuerpo de forma cilíndrica. Uno de los tubos es de diámetro mucho mayor que los otros, el cual es la cámara de combustión u

hogar. El espacio entre los tubos y el cuerpo es ocupado por el agua [2].

### 2.1.2 Funcionamiento

La marcha de estas calderas se podría describir de la siguiente forma. En el primer punto el combustible se quema en un hogar, en el cual se lleva a cabo la transferencia de calor por radiación. De la quema del combustible se logran gases resultantes los cuales se les hace circular a través de los tubos que establecen el haz tubular de la caldera, y donde posee lugar el intercambio de calor por conducción y convección [2].

### 2.1.3 Componentes

Entre ellos tenemos: quemado, cámara de combustión, sección de convección, chimenea, dispositivos de control de operación, dispositivos de seguridad, dispositivos auxiliares. [5]

## 2.2 Procesos de intercambio de calor en el Hospital Belén

- Vapor para uso de esterilización
- Vapor para el uso de cocina
- Vapor para el uso de lavandería y secado. [7]

## 2.3 Auditoria energética

Consiste básicamente en el análisis de la situación energética de la planta térmica a lo largo de un periodo dado, con el fin de determinar cómo y dónde se utiliza la energía en sus diferentes formas. [10]

### 2.3.1 Auditoria preliminar

“Adelantar el trabajo para proporcionar a tiempo los informes solicitados por el usuario”. Se trata de una breve reseña de la instalación, facturas de servicios públicos, y otros datos de explotación, y una caminata a través de la instalación para familiarizarse con la cimentación y operación para reconocer cualquier zona de desperdicio de energía o de ineficiencia. [10]

### 2.3.2 Grado de inversión de auditoria

El total la energía consumida y la energía a ahorrar deben ser estimados con un criterio

financiero y para esto en los proyectos de mejoramiento y eficiencia energética se emplea la tasa de retorno de la inversión (TIR) para evaluar la utilidad de la inversión. El ahorro proyectado de funcionamiento del trabajo de proyectos de energía debe desarrollarse de tal procedimiento que proporcione un alto nivel de seguridad. De hecho, los inversores a menudo demandan un ahorro resguardado [2].

### 2.3.3 Pasos que se debe seguir en una auditoria

- Contacto: Hospital – Consultor.
- Visitas a las instalaciones.
- Análisis minucioso de la utilización de energía en el Hospital.
- Evaluación de la instrumentación a emplear y de los sistemas.
- Realización de balances.
- Informe técnico – económico. [5]

### 2.3.4 Importancia de las auditorías energéticas

Una de las razones más primordiales está relacionada con la conservación del medio ambiente, pues la eficiencia energética es el medio más simple y económico de conseguir los objetivos de disminución de las emisiones de CO<sub>2</sub>, tanto en la planta como en la producción de la electricidad consumida. Todo esto se traduce en una contribución a la prosperidad del calentamiento global y en una mejora de la imagen de la empresa al contribuir al bienestar social. Éste es uno de los principales beneficios que tienen las auditorías energéticas a nivel empresarial y social, sin olvidar que estas pueden y deben llevarse a cabo en cualquier modelo de empresa, desde multinacionales hasta las Pymes con un solo trabajador e, incluso, hasta en viviendas particulares. [10]

### 2.4 Tratamiento de agua para calderos

“Ablandamiento por medio de resinas de intercambio iónico”: Tradicionalmente el ablandamiento del agua se ejecuta por medio de resinas intercambiadoras de iones en ciclo sodio. El proceso de intercambio iónico es muy efectivo en la suavización del agua, cuando se tiene un planteamiento adecuado de regeneración de la resina y se tiene el cuidado de suministrar la sal necesaria para el ciclo de regeneración. [3]

### 2.5 Utilización del GLP en calderos

Hay ventajas que hacen que el gas licuado sea un combustible muy atractivo para la industria en común: domina un excelente comportamiento en las emisiones al ambiente, permanece libre de derrames y mermas, posee una rápida respuesta energética ante cambios en el sistema de trabajo de la caldera, alta eficiencia en la combustión y menores costos de mantención, entre otras. [4]

### 2.6 Memoria de cálculo para la auditoria energética en ciclo Rankine.

#### 2.6.1 Flujo másico

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = k * P \quad [\text{Ec. 2.1}]$$

Dónde:

$\dot{m}_{\text{vapor}}$ : Flujo másico de vapor máximo entregado por el caldero  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}}\right]$

P: Potencia nominal del caldero [BHP]

K=15. 66 Kg vapor/h producidos por la caldera equivalente a 1 BHP [6]

#### 2.6.2 Entalpia liquido saturado

$$h_{\text{agua}} = h_f \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right] \text{ a la } T_{\text{agua}} \quad [\text{Ec. 2.2}]$$

Dónde:

$T_{\text{agua}}$ : Temperatura del agua de alimentación a la caldera [°C]

$h_{\text{agua}}$ : Entalpia del agua de alimentación a la caldera  $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$

$h_f$ : Entalpia de líquido saturado (tabla termodinámica a la  $T_{\text{agua}}$ )  $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$  [6]

#### 2.6.3 Entalpia vapor saturado

$$h_v = h_g \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right] \text{ a la } P_v \quad [\text{Ec. 2.3}]$$

Dónde:

$P_v$ : Presión del vapor saturado [bar abs.]

$h_v$ : Entalpia de vapor saturado  $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$

$h_g$ : Entalpia de vapor saturado (tabla termodinámica a la  $P_v$ )  $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$  [6]

#### 2.6.4 Balance de masa

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{salida}} \quad [\text{Ec. 2.4}]$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{entrada}}$ : Flujo másico de entrada al sistema  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$

$\dot{m}_{\text{salida}}$ : Flujo másico de salida del sistema  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$

### 2.6.5 Balance de energía

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} * h_{\text{entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{salida}} * h_{\text{salida}} \text{ [Ec. 2.5]}$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{entrada}}$ : Flujo másico de entrada al sistema  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$

$h_{\text{entrada}}$ : Entalpia del fluido de entrada  $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right]$

$\dot{m}_{\text{salida}}$ : Flujo másico de Salida del sistema  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$

$h_{\text{salida}}$ : Entalpia del fluido de salida  $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right]$  [12]

### 2.6.6 Poder calórico del petróleo industrial N°6

$$\text{PCS} = 1820 + 40 * (\text{°API} - 10) \left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right] \text{ [Ec. 2.6]}$$

Donde:

PCS: Poder calorífico superior  $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right]$

°API: Instituto Americano del Petróleo.

Y el poder calorífico inferior de un combustible líquido:

$$\text{PCI} = \text{PCS} - 1030 \text{ [Ec. 2.7]}$$

Donde:

PCI: Poder calorífico inferior  $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right]$

### 2.6.7 Calor útil

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_v * (h_v - h_{\text{agua}}) \text{ [Ec. 2.8]}$$

Donde:

$\dot{Q}_{\text{util}}$ : Calor útil del caldero [Kw]

$\dot{m}_v$ : Flujo másico de vapor producido en la caldera  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$

$h_{\text{agua}}$ : Entalpia de líquido saturado del agua  $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}\right]$

$h_v$ : Entalpia del vapor saturado  $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}\right]$  [8]

### 2.6.8 Rendimiento caldera pirotubular

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_{\text{agua}})}{\dot{m}_{\text{cble}} * \text{PCI}} \text{ [Ec. 2.9]}$$

Dónde:

$\eta_{\text{cald}}$ : Rendimiento energético para calderos.

$\dot{m}_v$ : Flujo másico de vapor producido por el caldero  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$

$h_{\text{agua}}$ : Entalpia de líquido saturado del agua  $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right]$

$h_v$ : Entalpia del vapor saturado  $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right]$

$\dot{m}_{\text{cble}}$ : Flujo másico de combustible  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$

PCI: Poder calorífico inferior del combustible  $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right]$  [8]

### 2.6.9 Potencia térmica de convección en superficie desnuda

$$\dot{Q}_{\text{desnuda}}^{p \rightarrow \infty} = h_{p \rightarrow \infty} * S_{\text{caldera}} * (T_{\text{pext.}} - T_{\infty}) \text{ [Ec. 2.10]}$$

Dónde:

$\dot{Q}_{\text{desnuda}}^{p \rightarrow \infty}$ : Potencia térmica pérdida al medio ambiente en tubería desnuda [w]

$h_{p \rightarrow \infty}$ : Coeficiente de transferencia de calor  $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}\right]$

$S_{\text{caldera}}$ : Superficie lateral exterior de la caldera  $[\text{m}^2]$

$T_{\text{pext.}}$ : Temperatura de pared exterior de la caldera  $[\text{°C}]$

$T_{\infty}$ : Temperatura del aire ambiente  $[\text{°C}]$  [9]

### 2.6.10 Potencia térmica de convección en superficie aislada

$$\dot{Q}_{\text{aislada}}^{p \rightarrow \infty} = \dot{Q}_{\text{desnuda}}^{p \rightarrow \infty} * (1 - \eta_{\text{aislante}}) \text{ [Ec. 2.11]}$$

Dónde:

$\dot{Q}_{\text{aislada}}^{p \rightarrow \infty}$ : Potencia térmica pérdida al medio ambiente en tubería aislada [w]

$\dot{Q}_{\text{desnuda}}^{p \rightarrow \infty}$ : Potencia térmica pérdida al medio ambiente en tubería desnuda [w]

$\eta_{\text{aislante}}$ : Rendimiento de la lana mineral [%] [9]

### 2.6.11 Temperatura promedio entre el aislante

$$T_m = \frac{T_{\text{pint}} + T_{\text{pext}}}{2} \text{ [Ec. 2.12]}$$

Dónde:

$T_m$ : Temperatura promedio  $[\text{°C}]$

$T_{\text{pint}}$ : Temperatura de pared interior de la caldera  $[\text{°C}]$

$T_{\text{pext.}}$ : Temperatura de pared exterior de la caldera  $[\text{°C}]$

### 2.6.12 Conductividad térmica

$$K_{\text{aislante}} = 0.04176 + 0.000232 * T_m \text{ [Ec. 2.13]}$$

Dónde:

$K_{\text{aislante}}$ : Conductividad térmica del aislante  $\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{°C}}\right]$

$T_m$ : Temperatura promedio [°C] [12]

### 2.6.13 Espesor de la fibra de vidrio

$$\delta_{\text{aislante}} = \frac{D_{\text{ext.aislante}} - D_{\text{int.aislante}}}{2} \quad [\text{Ec. 2.14}]$$

Dónde:

$\delta_{\text{aislante}}$ : Espesor del aislante [m]

$D_{\text{ext.aislante}}$ : Diámetro exterior con respecto al aislante [m]

$D_{\text{int.aislante}}$ : Diámetro interior con respecto al aislante, que es lo mismo que el diámetro exterior del caldero [m].

### 2.6.14 Caudal volumétrico de agua de reposición al caldero

$$\dot{V}_{\text{agua}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua}}}{\rho_{\text{agua}}} \quad [\text{Ec. 2.15}]$$

Dónde:

$\dot{V}_{\text{agua}}$ : Flujo volumétrico o caudal de agua de alimentación

$\dot{m}_{\text{agua}}$ : Flujo másico de agua de alimentación. [11]

### 2.6.15 Volumen de resina – zeolita

$$V_{\text{resina}} = \frac{\dot{V}_{\text{agua}} * T_{\text{oper.}} * \text{STD}_{\text{inicial}}}{C} \quad [\text{Ec. 2.16}]$$

Dónde:

$V_{\text{resina}}$ : Volumen de resina. (zeolita)

$\dot{V}_{\text{agua}}$ : Flujo volumétrico de agua que circula por el ablandador.

$T_{\text{oper.}}$ : Tiempo de operación del ablandador.

$\text{STD}_{\text{inicial}}$ : Solidos totales disueltos iniciales.

$C$ : Capacidad unitaria de retención.

$\rho_{\text{agua}}$ : Densidad del agua, a la temperatura del agua de alimentación. [11]

### 2.6.16 Volumen de agua que pasa por la resina

$$V_{\text{agua}} = \frac{V_{\text{resina}} * C}{\text{STD}_{\text{comp.}}} \quad [\text{Ec. 2.17}]$$

Dónde:

$V_{\text{agua}}$ : Volumen de agua que pasa por la resina.

$V_{\text{resina}}$ : Volumen de resina. (zeolita)

$C$ : Capacidad unitaria de retención.

$\text{STD}_{\text{comp.}}$ : Solidos totales disueltos, compensada [11]

### 2.6.17 Tiempo de regeneración

$$T_{\text{cambio}} = \frac{V_{\text{agua}}}{\dot{V}_{\text{agua}} * T_{\text{oper.}}} \quad [\text{Ec. 2.18}]$$

Dónde:

$T_{\text{cambio}}$ : Tiempo para regenerar la resina con sal.

$V_{\text{agua}}$ : Volumen de agua que pasa por la resina.

$T_{\text{oper.}}$ : Tiempo de operación del ablandador.

### 2.6.18 Masa de sal

$$m_{\text{sal}} [\text{lbm}] = \beta \left[ \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \right] * \dot{V}_{\text{resina}} [\text{Pie}^3] \quad [\text{Ec. 2.19}]$$

Dónde:

$m_{\text{sal}}$ : Masa de sal [lbm]

$\beta$ : Libras de sal/pie<sup>3</sup> de resina  $\left[ \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \right]$

$\dot{V}_{\text{resina}}$ : Volumen de resina [Pie<sup>3</sup>] (zeolita)

### 2.6.19 Número de Reynolds

$$Re = \frac{U * d_{\text{int.}}}{\nu} \quad [\text{Ec. 2.20}]$$

### 2.6.20 Número de Nusselt

$$Nu = 0.0263 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} \quad [\text{Ec. 2.21}]$$

### 2.6.21 Coeficiente de convección interno

$$h_{\text{int.aire}} = \frac{Nu_{\text{aire}} * K_{\text{aire}}}{d_{\text{int.}}} \quad [\text{Ec. 2.22}]$$

### 2.6.22 Área de circulación de los gases

$$S_{\text{c.g.}} = \frac{\pi * D_{\text{int.}}^2}{4} - \frac{N_{\text{tubos}} * \pi * d_{\text{ext.}}^2}{4} \quad [\text{Ec. 2.23}]$$

### 2.6.23 Diámetro hidráulico

$$d_h = \frac{D_{\text{int.}}^2 - N_{\text{tubos}} * d_{\text{ext.}}^2}{D_{\text{int.}} + N_{\text{tubos}} * d_{\text{ext.}}} \quad [\text{Ec. 2.24}]$$

### 2.6.24 Coeficiente de convección externo

$$h_{\text{ext-GR}} = \frac{Nu_{\text{GR}} * K_{\text{GR}}}{d_h} \quad [\text{Ec. 2.25}]$$

### 2.6.25 Coeficiente global de transferencia de calor

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int,aire}}} + \frac{e_{\text{tubo}}}{K_{\text{tubo}}} + \frac{1}{h_{\text{ext-GR}}} + R_{\text{t.c.aire}} + R_{\text{GR}}} \quad [\text{Ec. 2.26}]$$

### 2.6.26 Variación de temperatura media logarítmica

$$\Delta T_{\text{mL}} = \frac{\Delta T_{\text{máx.}} - \Delta T_{\text{mín.}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\text{máx.}}}{\Delta T_{\text{mín.}}}\right)} \quad [\text{Ec. 2.27}]$$

### 2.6.27 Potencia del precalentador

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_a * C_{p\text{aire}} * (T_{a2} - T_{a1}) \quad [\text{Ec. 2.28}]$$

### 2.6.28 Superficie de transferencia de calor de los tubos

$$S_{\text{tubos}} = \frac{1000 * \dot{Q}_{\text{util}}}{K_G * \Delta T_{\text{mL}}} \quad [\text{Ec. 2.29}]$$

### 2.6.29 Longitud del precalentador

$$S_{\text{tubos}} = \pi * d_{\text{ext.}} * N_{\text{tubos}} * L_{\text{tubo}} \quad [\text{Ec. 2.30}]$$

### 2.6.30 Poder calorífico del combustible gaseoso

$$PCI_{\text{C}_n\text{H}_m} = \frac{PCI_{\text{C}} * M_{\text{C}_n} + PCI_{\text{H}} * M_{\text{H}_m}}{M_{\text{C}_n\text{H}_m}} \quad [\text{Ec. 2.31}]$$

Dónde:

$M_{\text{C}_n}$ : Peso atómico del compuesto de carbono.

$PCI_{\text{C}}$ : Poder calorífico inferior del carbono.

$M_{\text{H}_m}$ : Peso atómico del compuesto de hidrogeno.

$PCI_{\text{H}}$ : Poder calorífico inferior del hidrogeno.

$M_{\text{C}_n\text{H}_m}$ : Peso atómico del compuesto.

Se tiene:

$$PCI_{\text{GLP}} = PCI_{\text{C}_4\text{H}_{10}} * g_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + PCI_{\text{C}_3\text{H}_8} * g_{\text{C}_3\text{H}_8} \quad [\text{Ec. 2.32}]$$

### 2.6.31 Balance estequiométrico

$$X * (\text{O}_2 + 3.76 \text{N}_2) + \text{combustible} = X_1 \text{CO}_2 + X_2 \text{H}_2\text{O} + X_3 \text{N}_2 \quad [\text{Ec. 2.33}]$$

Dónde:

X, X1, X2 Y X3 detallan la cantidad de Kmol del oxígeno, dióxido de carbono.

### 2.6.32 Retorno operacional de la inversión

$$ROI = \frac{I [\$/]}{B \left[ \frac{\$/}{\text{año}} \right]} \quad [\text{Ec. 2.34}]$$

Dónde:

I: Inversión para la ejecución del proyecto.

B: Beneficio logrado por el proyecto. [13]

### 2.6.33 Valor actual neto

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad [\text{Ec. 2.35}]$$

Dónde:

VAN : Valor actual neto [\\$]

$V_t$ : Flujos de caja en cada tiempo [\\$]

r: Interés [%]

n: Número de períodos considerados [años]

$I_0$ : Valor del desembolso inicial de la inversión [\\$] [13]

### 2.6.34 Tasa interna de retorno

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0 \quad [\text{Ec. 2.36}]$$

Dónde:

TIR: Tasa interna de retorno

VAN: Valor actual neto [\\$]

$V_t$ : Flujos de caja en cada tiempo [\\$]

r: Interés [%]

n: Número de períodos considerados [años]

$I_0$ : Valor del desembolso inicial de la inversión [\\$] [13]

## 3. Marco Metodológico

### 3.1 Métodos de análisis de datos

- Se determinaron los principales parámetros termofísicos de la caldera Manser de tablas termodinámicas y formulas tales como: entalpia del agua de alimentación, entalpia del aire de combustión, entalpia del combustible, entalpia del vapor saturado, entalpia de los gases residuales y entalpia de combustión. Para determinar la relación aire combustible, rendimiento energético, corroboración del consumo de petróleo industrial N°6, calor útil de los procesos y rendimiento energético de la planta térmica.

- A través de un balance de masa y energía se determinó la potencia calorífica perdida al medio atmosférico sin aislamiento y con el espesor de aislamiento actual, para realizar una reingeniería del espesor de aislamiento óptimo del sistema de transporte de vapor saturado y reducción del consumo de combustible.

- Se recuperara los flujos máscicos de condensado de los procesos de intercambio de calor, determinando mediante un balance de masa y energía la nueva temperatura de condensado y también la nueva temperatura de agua de alimentación a la caldera, reduciendo el consumo de combustible y ahorro en consumo de agua en reposición.

- A través de un balance energético, se determinó la viabilidad del diseño de un precalentador o economizador, seleccionando el que genere mayores ahorros económicos a la empresa desde el punto de vista del consumo de combustible. Para ello se determino el número de tubos, diámetro nominal de los tubos, flujo máscico unitario de los tubos, material de los tubos, resistencia mecánica, número de cédula, dimensiones de la carcasa, longitud de los tubos, aislamiento térmico, estructuras y cimientos.

- Mediante los parámetros actuales de operación de la caldera, se determinó a través de un análisis de combustión el consumo de gas licuado de petróleo para compararlo con los costos de petróleo industrial N°6, determinando así la viabilidad posible de cambio de combustible.

- Con el análisis estequiometrico y balance en combustión completa se determinaron las masas gravimétricas de dióxido de carbono y dióxido de azufre en estado actual y mejora.

- En el análisis económico, se calculó el ahorro de combustible total para luego multiplicarlo por el costo unitario del combustible, determinando el beneficio útil del presente proyecto. Y con respecto a la inversión se determinaron los costos promedios según el mercado de los activos: Lana mineral, tuberías de acero al carbono, estructuras, soldadura, válvulas, tanque de combustible, accesorios y mano de obra.

### 3.2 Diseño de la investigación:

Pre – experimental.  
Estudio descriptivo.

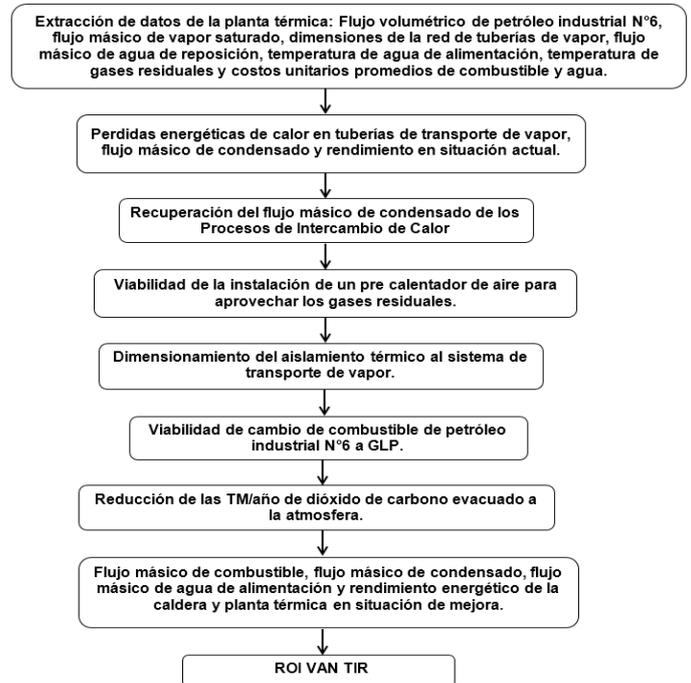


Figura 1: Diseño de la investigación.  
Fuente elaboración propia.

## 4. Resultados

Este proyecto tuvo como propósito la determinación del aumento de la eficiencia energética, es decir con la reingeniería del espesor del aislante, recuperación de condensado y la instalación de un precalentador de aire, y de esta manera poder reducir costos en consumo de combustibles y agua de pozo.

### 4.1 Balance de masa y energía a la planta térmica en condiciones actuales a la caldera Manser, sistema de transporte de vapor, sistema de recuperación de condensado y sistema de tratamiento de agua.

Para determinar el rendimiento de la caldera en estado actual tenemos:

Tabla 1: Ecuaciones para determinar el rendimiento de la caldera Manser.

Según la ecuación 2.2	$h_{\text{agua}} = h_f \text{ a la } T_{\text{agua}}$
Según la ecuación 2.3	$h_v = h_g \text{ a la } P_v$
Según la ecuación 2.6	$PCS = 1820 + 40 * (^{\circ}\text{API} - 10)$
Según la ecuación 2.7	$PCI = PCS - 1030$
Según la ecuación	$R_{\text{aire}} = \frac{PCI + h_{\text{cble.}} - h_{GC}}{(h_{GC} - h_{\text{aire}})}$
Según la ecuación 2.9	$\eta_{\text{energ.cald.}} = 1 - \frac{h_{GR} * (1 + R_{\text{aire}})}{R_{\text{aire}} * h_{\text{aire}} + PCI + h_{\text{cble.}}}$

Fuente elaboración propia.

Entonces reemplazando en la ecuación 2.9 tenemos:

$$\eta_{\text{energ.cald.}} = 1 - \frac{294.998 * (1 + 27.32)}{27.32 * 25.175 + 40406.733 + 73.92} = 79.7\%$$

Para determinar el rendimiento de la planta térmica en estado actual tenemos:

Tabla 2: Ecuaciones para determinar el rendimiento de la Planta Térmica.

Según la ecuación 2.2	$h_{\text{agua}} = h_f \text{ a la } T_{\text{agua}}$
Según la ecuación 2.3	$h_v = h_g \text{ a la } P_v$
Según la ecuación 2.8	$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_v * (h_v - h_{\text{agua}})$
Según la ecuación 2.5	$\dot{Q}_{\text{util total.}} = \sum \dot{Q}_{\text{util de procesos}}$
Según la ecuación	$\eta_{\text{energ.planta}} = \frac{\dot{Q}_{\text{util total.}}}{\dot{m}_{\text{vapor}} * h_{\text{vapor}}}$

Fuente elaboración propia.

Entonces reemplazando tenemos:

$$\eta_{\text{energ.planta}} = \frac{907}{0.435 * 2767.79}$$

$$\eta_{\text{energ.planta}} = 75\%$$

Para determinar las pérdidas energéticas en la red de tuberías de vapor en estado actual, sin aislante tenemos:

Tabla 3: Ecuaciones para determinar las pérdidas energéticas en tuberías de vapor.

Según la ecuación 2.20	$Re = \frac{U * d_{\text{int}}}{\mu}$
Según la ecuación 2.21	$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4}$
Según la ecuación 2.22	$h_{\text{int.}} = \frac{Nu * K_v}{d_{\text{int.}}}$
Según la ecuación 2.10	$\dot{Q}_{\text{P.desnuda}} = \frac{T_v - T_{\infty}}{\frac{1}{2\pi L} \left[ \frac{1}{K_{\text{tuberia}}} * \ln\left(\frac{d_{\text{ext.}}}{d_{\text{int.}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int.}} * h_{\text{int. v}}} + \frac{1}{r_{\text{ext.}} * h_{\text{aire.}}}\right]}$
Según la ecuación	$\dot{Q}_{\text{P.T.desnuda}} = \sum \dot{Q}_{\text{Perdido de procesos}}$

Fuente elaboración propia.

Entonces reemplazando tenemos:

$$\dot{Q}_{\text{P.T.desnuda}} = 18159.2 + 22908.6 + 27336.9$$

$$\dot{Q}_{\text{P.T.desnuda}} = 68404.7 \text{ W}$$

Para determinar las pérdidas energéticas en la red de tuberías de vapor en estado actual, aisladas con fibra de vidrio tenemos :

Tabla 4: Ecuaciones para determinar las pérdidas energéticas en tuberías de vapor

Según la ecuación 2.12	$T_m = \frac{T_{p \text{ ext.}} + T_{\text{ext. aisl.}}}{2}$
Según la ecuación 2.25	$K_{\text{aisl.}} = 0.04176 + 0.000232 * T_m$
Según la ecuación 2.11	$\dot{Q}_{\text{P.aislada}} = \frac{T_{p \text{ ext.}} - T_{\text{ext. aisl.}}}{\frac{1}{2\pi * K_{\text{aisl.}} * L} * \ln\left(\frac{D_{\text{ext. aisl.}}}{D_{\text{int. aisl.}}}\right)}$
Según la ecuación	$\dot{Q}_{\text{P.T.aislada}} = \sum \dot{Q}_{\text{Perdido de procesos}}$

Fuente elaboración propia.

Entonces reemplazando en la ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{P.T.aislada}} = 1892 + 1575.26 + 2538.3$$

$$\dot{Q}_{\text{P.T.desnuda}} = 6005.56 \text{ W}$$

Sistema de condensado y tratamiento de agua en estado actual :

Tabla 5: Sistema de condensado y tratamiento de agua en estado actual.

Fuente elaboración propia.

Tanque de condensado		Tratamiento de agua			
Flujo másico de recuperación de condensado	Temperatura de condensado	Volumen de agua que pasa por el ablandador (agua de pozo)	Volumen de resina (zeolita) en el ablandador	Consumo de sal para regenerar el agua	Tiempo para la regeneración del agua
274.06 $\frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	111°C	342 $\frac{\text{Gal}}{\text{h}}$	11 $\text{pie}^3$	300 $\frac{\text{Kg}}{\text{mes}}$	30 días

#### 4.2 Reingeniería del espesor del aislante requerido en el sistema de transporte de vapor y reducción del consumo de combustible en estado en mejora.

Tabla 6: Ecuaciones para determinar el calor perdido.

Según la ecuación 2.11	$\dot{Q}_{P.c. aisl.} = \dot{Q}_{P.desnuda} * (1 - \eta_{aisl.})$
Según la ecuación 2.13	$K_{aisl.} = 0.0204 + 0.000145 * T_m$
Según la ecuación 2.14	$D_{ext.aisl.} = d_{ext.tuberia.} * e^{\frac{2\pi * K_{aisl.} * L * (T_{p ext.} - T_{ext. aisl.})}{\dot{Q}_{P.c. aisl.}}}$
Según la ecuación 2.14	$\delta_{aisl.} = \frac{D_{ext.aisl.} - d_{ext.tuberia.}}{2}$
Según la ecuación	$\dot{Q}_{P.T. aislada} = \sum \dot{Q}_{Perdido de procesos}$

Fuente elaboración propia.

Reemplazando tenemos un calor perdido de:

$$\dot{Q}_{P.T. aislada} = 726 + 916.3 + 1093.5$$

$$\dot{Q}_{P.T. aislada} = 2736.2 \text{ W}$$

Entonces el ahorro de combustible en la red de tuberías de vapor, por mejora en aislamiento térmico con lana mineral, sería:

$$\Delta \dot{V}_{cble.(STV)} = 10643.4 \frac{\text{Gal}}{\text{año}}$$

### 4.3 Recuperación del flujo másico de condensado de los procesos de intercambio de calor.

Tabla 7: Recuperación del flujo másico de condensado de los procesos de intercambio de calor.

Tanque de condensado		Tratamiento de agua			
Flujo másico de recuperación de condensado	Temperatura de condensado	Volumen de agua que pasa por el ablandador (agua de pozo)	Volumen de resina (zeolita) en el ablandador	Consumo de sal para regenerar el agua	Tiempo para la regeneración del agua
1002.24 $\frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	153.27°C	149 $\frac{\text{Gal}}{\text{h}}$	4.45 pie <sup>3</sup>	147.35 Kg	7 días

Fuente elaboración propia.

Entonces el ahorro de combustible y agua de reposición en el sistema de condensado sería:  
Combustible:

$$\Delta \dot{V}_{cble.(SRC)} = 19315.8 \frac{\text{Gal}}{\text{año}}$$

Volumen ahorrado de agua de reposición:

$$\Delta \dot{V}_{\text{agua rep.}(SRC)} = 4798.5 \frac{\text{m}^3}{\text{año}}$$

### 4.4 Implementación de un precalentador para calentar el aire de combustión con gases residuales.

Tabla 8: Implementación de un precalentador.

INTERCAMBIADOR DE CALOR	
Material	ASTM A64 (tubos) y SAE 1045 (coraza).
Numero de tubos	8 x 8
Número de cédula	SHC = 40
Diámetro nominal de los tubos	1 1/2 in
Diámetro interior de la coraza	0.6933 m
Diámetro exterior de la coraza	0.7 m
Espesor de la coraza	1/8 in
Longitud del IC	1.12 m
Vida útil de tubos	29 años

Fuente elaboración propia.

Entonces el ahorro de consumo de combustible por la implementación del precalentador de aire sería:

$$\Delta \dot{V}_{cble.(IP)} = 11237.328 \frac{\text{Gal}}{\text{año}}$$

Finalmente el ahorro de consumo de combustible con la aplicación de la auditoría energética sería:

$$\dot{V}_{cble.ahorrado} = 41193.9 \frac{\text{Gal}}{\text{año}}$$

### 4.5 Viabilidad de cambio de combustible de Petróleo Industrial N°6 a GLP.

Tabla 9: Viabilidad de Cambio de combustible.

Petróleo Industrial N°6		GLP		Incremento	
Consumo	Costo	Consumo	Costo	Consumo	Costo
229950	1724625	326529	173027	96579	5652
$\frac{\text{Gal}}{\text{año}}$	$\frac{\text{N.S}}{\text{año}}$	$\frac{\text{Gal}}{\text{año}}$	$\frac{\text{N.S}}{\text{año}}$	$\frac{\text{Gal}}{\text{año}}$	$\frac{\text{N.S}}{\text{año}}$

Fuente elaboración propia.

Por lo tanto desde el punto de vista económico no es viable el cambio de combustible.

#### 4.6 Comparar la eficiencia en condiciones actuales y en mejora de la caldera Manser y Planta Térmica.

Tabla 10: Comparación de la eficiencia.

Condiciones Actuales		Condiciones Mejora		Incremento	
$\eta_{energ-caldera}$	$\eta_{energ-planta}$	$\eta_{energ-caldera}$	$\eta_{energ-planta}$	$\Delta\eta_{energ-caldera}$	$\Delta\eta_{energ-planta}$
79.7%	75%	86%	85%	6.3%	10%

Fuente elaboración propia.

#### 4.7 Reducción de las TM/año de dióxido de carbono y dióxido de azufre evacuadas a la atmosfera por la caldera Manser.

Tabla 11: Comparación del CO2 y SO2 en diferentes condiciones.

Condiciones Actuales		Condiciones de Mejora		Reducción	
Dióxido de CO2	Dióxido de SO2	Dióxido de CO2	Dióxido de SO2	Reducción de CO2	Reducción de SO2
2541.80 $\frac{TM}{año}$	48.88 $\frac{TM}{año}$	2076.05 $\frac{TM}{año}$	39.92 $\frac{TM}{año}$	465.75 $\frac{TM}{año}$	8.96 $\frac{TM}{año}$

Fuente elaboración propia.

#### 4.8 Realizar un estudio económico: Beneficio útil, Inversión en activos fijos, ROI, VAN y TIR para la viabilidad del presente proyecto.

Tabla 12: Costo de la inversión total en soles y en dólares.

Inversión en Activos Fijos	Costos
TOTAL	83559.00 S.
TOTAL	25476.00 US\$

Fuente elaboración propia.

Beneficio del proyecto:

Beneficio en reducción de los costos del agua de pozo o reposición:

$$B_{agua\ rep.} = [(\dot{V}_{agua\ rep.})_{actual} - (\dot{V}_{agua\ rep.})_{mejora}] * C_{agua} * T_{oper.}$$

$$B_{agua\ rep.} = 6439.00 \frac{N.S}{año}$$

Beneficio en reducción de los costos de combustible de las calderas:

$$B_{cble.} = [(\dot{m}_{cble.})_{actual} - (\dot{m}_{cble.})_{mejorado}] * C_{u,c} * T_{oper.}$$

$$B_{cble.} = 308954.00 \frac{N.S}{año}$$

Por lo tanto el beneficio total del presente proyecto es:

$$B_{total} = B_{agua\ rep.} + B_{cble.}$$

$$B_{total} = 315393.00 \frac{N.S}{año} = 96157.00 \frac{US\$}{año}$$

#### 4.9 Retorno Operacional de la Inversión

$$ROI = \frac{INVERSION}{BENEFICIO}$$

ROI = 0.26 Años = 3 meses.

#### 4.10 Valor actual neto (VAN) y tasa interna de retorno (TIR)

Para el presente cálculo se considera un periodo de 5 años con 11% de interés anual según la Superintendencia de banca, seguros y AFP [14].

Tabla 13: Valor actual neto y tasa interna de retorno.

TIR	377%	Tasa interna de Retorno
VAN	\$ 297.216,55	Valor Actual Neto

Fuente elaboración propia.

$$TIR = 377\%$$

$$377\% > 11\% \Rightarrow \text{se acepta el proyecto}$$

#### 5. Conclusiones

- Se evaluaron las condiciones iniciales a través de balances de masa y energía a la caldera pirotubular de 100BHP, sistemas de transporte de vapor y sistema de transporte de condensado, encontrando un rendimiento energético actual para la caldera de 79.7% y un rendimiento energético de la planta térmica de 75%.

Así mismo, el sistema de red de tuberías de vapor que actualmente se encuentra aislado con fibra de vidrio pierde al medio ambiente 6005.56 W en las principales red de tuberías del Manifold a esterilización, cocina y lavandería, con un espesor actual de aislante de 1 pulg. El sistema de condensado en la actualidad solo se recupera el 50% del flujo másico de central de esterilización a una presión de 6.52 bar, para lo cual la temperatura de condensación es 111°C mezclándose con agua de reposición a 25°C para obtener una temperatura de agua de alimentación de 40°C. En la actualidad se cuenta con dos ablandadores para tratar 342 Gal/h de agua de reposición en 11pie<sup>3</sup> de resina con un tiempo de regeneración de 30 días con un consumo de sal de 300 Kg/mes.

- Se aisló el sistema de transporte de tuberías de vapor saturado a los procesos de intercambio de calor con lana mineral, permitiendo obtener una pérdida de calor en tubería aislada en mejora de 2736.2 W con un espesor de aislante de 2 pulg, permitiendo obtener un ahorro de consumo de petróleo industrial N°6 de 10643.4 Gal/año.

- Se concluye que en los procesos de intercambio de calor, en la central de esterilización y cocina, se puede llegar a recuperar el 100%, mientras en lavado – secado solo se puede llegar a recuperar el vapor en la etapa de secado el cual representa el 20% del total consumido en este proceso, debido a que el 80% restante se utiliza en lavado, el cual es no recuperable por que se mezclan con detergentes. Recuperando 1002.24 Kg/h equivalente al 64% del flujo másico de vapor consumido por el caldero de 1566 Kg/h, logrando una temperatura de condensado de 153.27°C y un incremento en la temperatura de agua de alimentación de 107.12 °C, permitiendo tener un ahorro en consumo de combustible de 19315.8 Gal/año y un ahorro en consumo de agua de reposición de 4798.5 m<sup>3</sup>/año, para tales fines el volumen de la resina es 4.45pie<sup>3</sup>, con un tiempo de regeneración semanal y con un consumo de sal de 147.35 Kg/semana.

- Se implementó un precalentador para calentar el aire de combustión a 100°C, con

gases residuales a 265°C, el intercambiador de calor es de tipo tubo y coraza en flujo en contracorriente, de 64 tubos con un diámetro nominal de 1.5 pulg, diámetro de carcaza 0.7 m y longitud de 1.12 m para una vida útil de 25 años, logrando de esta manera ahorrar 11237.328 Gal/año.

- El estudio de viabilidad técnico económico de cambio de combustible petróleo industrial N°6 por GLP, establece que actualmente el costo en consumo de petróleo es 1724625 S/año y la estimación con GLP sería de 1730277 S. /año, para lo cual desde el punto de vista económico no es viable. Recalcando que el consumo horario con GLP es de 49.7 Gal y con petróleo industrial 35 Gal.
- En la tabla 14 se muestra las comparaciones de las eficiencias energéticas de la caldera y la planta térmica en condiciones actuales y de mejora, con sus respectivos incrementos porcentuales.

Tabla 14: Comparación de las eficiencias energéticas de la caldera y la planta térmica.

Condiciones actuales		Condiciones de mejora		Incremento	
$\eta_{energ-caldera}$	$\eta_{energ-planta}$	$\eta_{energ-caldera}$	$\eta_{energ-planta}$	$\Delta\eta_{energ-caldera}$	$\Delta\eta_{energ-planta}$
79.7%	75%	86%	85%	6.3%	10%

te elaboración propia.

- Se contribuye a la reducción de masa de dióxido de carbono en 465.75 TM/año y en reducción de dióxido de azufre en 8.96 TM/año.
- El presente estudio conlleva a una inversión de 25476 \$ con un benéfico neto de 96157.00  $\frac{\$}{año}$  para lo cual el retorno operacional de la inversión es de 3 meses, además de determinar la viabilidad del presente proyecto a través de herramientas financieras con un VAN de 297216.55 \$ y un TIR de 377%.

## 6. Agradecimientos

- Debo agradecer de manera especial y sincera al Ing. Jorge Inciso Vásquez por su dirección en este trabajo.
- Quiero expresar también mi más sincero agradecimiento al Ing. Martín Sifuentes

Inostroza por su importante aporte y participación activa en el desarrollo de esta investigación. No cabe duda que su participación ha enriquecido el trabajo realizado.

- A la UCV por su excelente plana Docente. Y a todas aquellas personas que de una u otra forma, colaboraron o participaron en la realización de esta investigación, hago extensivo mi más sincero agradecimiento.
- Agradezco a Dios por llenar mi vida de dicha y bendiciones.
- Con todo el amor, quiero agradecer a mis queridos padres y hermanos por forjarme con buenos principios, creer en mí y darme la oportunidad de realizarme en esta profesión.

## 7. Referencias Bibliográficas

- [1]. Ministerio de Energía y Minas. [Base de Datos en Internet] Perú: Normas Técnicas Peruanas NTP; c2008-2010 [cited 2015 Mayo 12]. Disponible en: [http://www.minem.gob.pe/\\_detalle.php?idSector=12&idTitular=3094&idMenu=sub3006&idCateg=742](http://www.minem.gob.pe/_detalle.php?idSector=12&idTitular=3094&idMenu=sub3006&idCateg=742)
- [2]. Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. España; 2004.
- [3]. Thermal Engineering Ltda. Congeneración Aplicada a Generadores. Chile: Providencia 2133; 2007.
- [4]. Cepsa Elf Gas S.A. Manual de Instalación de GLP. Madrid; 1996.
- [5]. Berrones JG, Ponce CG. Auditoria energética de sistema de vapor del hospital de niños Baca Ortiz [Tesis]. Ecuador: Escuela Politécnica Nacional; 2013.
- [6]. Yunus C. Tránsito de Calor y Masa. Mexico : Litrográfica Ingramex; 2007.
- [7]. Criollo CF, Pazmiño BJ. Prediseño de las instalaciones de vapor y selección de la caldera del tipo Pirotubular del hospital un canto de vida [Tesis]. Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana; 2005.
- [8]. Fernández P. Termodinámica técnica. España : Universidad de Cantabria; 1996.
- [9]. Fernández P. Ingeniería Térmica II. España : Universidad de Cantabria. Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos; 1995.
- [10]. García JC, Pilco GA. Auditoria energética del sistema de condensación y retorno de vapor del hospital de especialidades [Tesis]. Ecuador: Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Mecánica; 2012.
- [11]. Budynas R, Nisbett J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8ª ed. México: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A ; 2012.
- [12]. Wark K, Richards D. Termodinámica. Madrid : McGraw-Hill/Interamericana de España S.A; 2001.
- [13]. Viejo M. Energías eléctricas y renovables. Madrid : Limusa-Wiley; 2010.
- [14]. Superintendencia de banca, seguros y AFP [homepage en Internet]. Lima: Superintendencia de banca, seguros y AFP [consultado 15 mayo 2015]. Disponible en: <http://www.sbs.gob.pe/>