



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

---

## **FACULTAD DE INGENIERÍA**

### **ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE  
PURGAS DE FONDO Y DE NIVEL DE LAS CALDERAS  
PIROTUBULARES EN LA EMPRESA PESQUERA AUSTRAL  
GROUP S.A.A. – COISHCO”**

**TESIS PARA OBTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

---

**AUTORES:**

- Bach. CUSTODIO RODRIGUEZ, Juan Carlos
- Bach. SOLÍS PÉREZ, Enzo Paulino

**ASESOR:**

- Dr. QUILLOS RUIZ, Serapio Agapito
- 

**NUEVO CHIMBOTE – PERÚ**

**2017**

## HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe de Tesis “EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE PURGAS DE FONDO Y DE NIVEL DE LAS CALDERAS PIROTUBULARES EN LA EMPRESA PESQUERA AUSTRAL GROUP S.A.A. – COISHCO”. Elaborado por los bachilleres: **CUSTODIO RODRIGUEZ, Juan Carlos** y **SOLÍS PÉREZ, Enzo Paulino** para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico. Ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de Asesor.

---

**Dr. Quillos Ruiz, Serapio Agapito**

ASESOR

## **JURADO EVALUADOR**

El presente informe de tesis “**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE PURGAS DE FONDO Y DE NIVEL DE LAS CALDERAS PIROTUBULARES EN LA EMPRESA PESQUERA AUSTRAL GROUP S.A.A. – COISHCO**”, tiene la aprobación del jurado calificador, quienes firmaron en señal de conformidad.

---

**Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz**

**Integrante**

---

**Ing. Leonidas Yauri García**

**Integrante**

---

**Ing. Nelder Escalante Espinoza**

**Presidente**

## DEDICATORIA

*A Dios, por darnos fortaleza y sabiduría,  
cuando más lo necesitábamos y por su  
palpable amor a través de cada uno de los  
que nos rodean.*

*Con eterna gratitud a nuestros queridos  
padres:*

*Juan Custodio y Gladys Rodríguez*

*&*

*Maria Pérez Acuña*

*Por habernos dado la vida e inculcado  
valores, que han sido pilares en nuestro  
desarrollo como personas y profesionales.*

*A todos nuestros familiares que siempre  
estuvieron con nosotros brindándonos su  
apoyo en nuestros buenos y malos  
momentos; durante toda nuestra etapa  
de estudiantes.*

## AGRADECIMIENTO

*Expresamos nuestro agradecimiento, a nuestra querida “Alma Mater”, Universidad Nacional del Santa, por habernos acogido durante los cinco años de estudio y sobre todo habernos formado como profesionales, cuyas aulas quedan en memoria de sacrificio, esfuerzo y empeño; logrando nuestros objetivos trazados y por abrimos las puertas de un futuro mejor como ingenieros.*

*A nuestros padres, porque confiaron en nosotros y porque nos motivaron a salir a delante, brindándonos ejemplos dignos de superación y entrega, por la gran parte que gracias a ellos, pudimos alcanzar la meta de ser unos profesionales.*

*A nuestros hermanos, gracias por habernos fomentado el deseo de superación y anhelos de triunfar en la vida.*

*A los docentes, quienes nos orientaron durante nuestra formación académica y que nos brindaron sus acertados consejos y enseñanzas oportunos, los cuales fortalecieron y reafirmaron nuestra vocación.*

*Un especial agradecimiento a nuestro asesor, Dr. Serapio Quillos Ruiz, por sus aportes valiosos y su apoyo incondicional en todo momento, el cual fue fundamental para el inicio, desarrollo y culminación del presente trabajo de investigación.*

*Al Ing. Jorge Alvarez Mayorca, por darnos la oportunidad de formar parte de su equipo de trabajo, en el que durante ese periodo nos brindó su conocimiento y experiencia, complementando nuestra formación académica.*

*A todas las personas que en forma indirectas nos apoyaron en la elaboración del presente trabajo de investigación de manera desinteresada.*

# ÍNDICE

	<b>Pág.</b>
Resumen .....	09.
Abstract .....	10.
Introducción .....	11.
<b>CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b>	
1.1. Denominación del proyecto .....	13.
1.2. Enunciado del problema .....	13.
1.3. Hipótesis .....	13.
1.4. Variables dependientes e independientes.....	13.
1.5. Justificación .....	13.
1.6. Importancia .....	14.
1.7. Objetivos.....	14.
<b>CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO</b>	
2.1. Teoría del vapor .....	16.
2.2. Generador de vapor.....	17.
2.3. Evaluación de la eficiencia de calderas .....	19.
2.3.1. Evaluación de la eficiencia por método directo.....	19.
2.3.2. Evaluación de la eficiencia por método indirecto.....	19.
2.4. Recuperación de calor de purgas de calderas .....	22.
2.4.1. Sistema de recuperación de calor de purga de calderas.....	23.
2.4.2. Generación de vapor flash .....	24.
2.4.3. Selección de tanque de vapor flash y accesorios .....	25.
2.4.4. Selección de intercambiador de calor por placas.....	25.
2.5. Indicador ambiental por implicancia de emisión de CO <sub>2</sub> .....	31.
2.6. Fundamentos del análisis económico.....	32.
<b>CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS</b>	
3.1. Materiales.....	35.
3.2. Métodos.....	35.
3.3. Metodología utilizada .....	36.
<b>CAPÍTULO IV: CÁLCULOS</b>	
4.1. Cálculos de generación de vapor .....	39.
4.1.1. Cálculo de eficiencia de las calderas por el método indirecto.....	39.
4.1.2. Cálculo de producción de vapor por el método directo .....	41.
4.1.3. Cálculo del flujo másico de condensado de purgas .....	42.
4.1.4. Cálculo del vapor flash producido .....	42.
4.1.5. Ahorro de energía por producción de vapor flash .....	43.
4.1.6. Ahorro de energía cedida del condensado de purga del tanque flash.....	44.

4.1.7. Ahorro económico por implicancia de la emisión de CO <sub>2</sub> .....	44.
4.2. Selección del sistema de recuperación de vapor flash .....	46.
4.2.1. Selección del tanque de vapor flash.....	46.
4.2.2. Selección del intercambiador de calor por placas.....	48.
4.3. Análisis económico .....	58.
<b>CAPÍTULO V: RESULTADOS Y DISCUSIONES</b>	
5.1. Evaluación térmica.....	64.
5.2. Sistema de recuperación de calor mixto .....	68.
5.3. Análisis económico .....	69.
5.4. Discusión de resultados.....	70.
<b>CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
6.1. Conclusiones .....	73.
6.2. Recomendaciones .....	74.
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:.....</b>	<b>75.</b>

## ANEXOS

**ANEXO I: SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE PURGAS DE CALDERAS**

**ANEXO II: INFORMACIÓN TÉCNICA RELACIONADA A LA EMPRESA**

**ANEXO III: COTIZACIÓN DE INTERCAMBIADOR DE PLACAS ALFA LAVAL**

**ANEXO IV: COTIZACIÓN DE INSTALACIÓN DE TUBERÍAS, ACCESORIOS Y EQUIPOS DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR MIXTO**

**ANEXO V: COTIZACIÓN POR LA FABRICACIÓN DEL TANQUE FLASH FV18**

**ANEXO VI: COTIZACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL PARA AUTOMATIZACIÓN DE NIVEL, TEMPERATURA, PRESIÓN Y ACCESORIOS DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA PARA PURGAS DE CALDERAS**

**ANEXO VII: COTIZACIÓN POR EL MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR MIXTO**

**ANEXO VIII: PLANO DE DISEÑO DEL DIAGRAMA DE PRINCIPIO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR MIXTO**

## Lista de Figuras

	Pág.
<b>CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO</b>	
<b>Figura 2.1:</b> <i>Esquema de cambio de fase (Líquido-vapor) a presión constante</i>	16.
<b>Figura 2.2:</b> <i>Caldera Pirotubular</i>	17.
<b>Figura 2.3:</b> <i>Principio de alimentación y descarga de caldera pirotubular</i>	22.
<b>Figura 2.4:</b> <i>Sistema de Recuperación de calor de purgas de caldera</i>	23.
<b>Figura 2.5:</b> <i>Balance de energía del Tanque Flash</i>	24.
<b>Figura 2.6:</b> <i>Gráfico de funcionamiento del intercambiador de placas</i>	25.
<b>Figura 2.7:</b> <i>Balance global de energía de un intercambiador de calor</i>	26.
<b>Figura 2.8:</b> <i>Factor térmico Ft para un intercambiador de calor de placas</i>	28.
<b>CAPÍTULO IV: CÁLCULOS</b>	
<b>Figura 4.1:</b> <i>Dimensionamiento del Tanque Flash FV18</i>	48.
<b>Figura 4.2:</b> <i>Diagrama de funcionamiento de Intercambiador de calor de placas</i>	49.
<b>Figura 4.3:</b> <i>Diagrama de Flujo de Ingresos y Egresos del Proyecto</i>	60.
<b>CAPÍTULO V: RESULTADOS Y DISCUSIONES</b>	
<b>Figura 5.1:</b> <i>Diagrama de Sankey de las 07 calderas</i>	64.
<b>Figura 5.2:</b> <i>Eficiencia máxima y mínima de las calderas pirotubulares</i>	66.

## Lista de Tablas

	Pág.
<b>CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS</b>	
<b>Tabla 3.1:</b> <i>Responsables de la Planta CHI – AUSTRAL GROUP S.A.A</i>	36.
<b>Tabla 3.2:</b> <i>Características de las calderas Pirotubulares</i>	36.
<b>CAPÍTULO IV: CÁLCULOS</b>	
<b>Tabla 4.1:</b> <i>Propiedades físicas de los fluidos</i>	49.
<b>Tabla 4.2:</b> <i>Listado detallado de egresos de inversión inicial del proyecto.</i>	58.
<b>Tabla 4.3:</b> <i>Egresos de operación y mantenimiento del sistema</i>	59.
<b>Tabla 4.4:</b> <i>Ingresos anuales por recuperación de calor de purgas</i>	60.
<b>CAPÍTULO V: RESULTADOS Y DISCUSIONES</b>	
<b>Tabla 5.1:</b> <i>Eficiencia de las 07 calderas pirotubulares</i>	65.
<b>Tabla 5.2:</b> <i>Flujo másico condensado de purgas de calderas</i>	65.
<b>Tabla 5.3:</b> <i>Vapor flash producido de purgas de calderas</i>	67.
<b>Tabla 5.4:</b> <i>Calor recuperado de purgas de calderas</i>	67.
<b>Tabla 5.5:</b> <i>Galones de r-500 ahorrado purgas de calderas</i>	68.
<b>Tabla 5.6:</b> <i>Tanque flash seleccionado</i>	68.
<b>Tabla 5.7:</b> <i>Intercambiador de placas seleccionado</i>	69.
<b>Tabla 5.8:</b> <i>Interpretación de indicadores económicos</i>	69.

## RESUMEN

La presente investigación consiste en una evaluación del sistema de recuperación de purgas de fondo y nivel de calderas pirotubulares en la empresa pesquera Austral Group S.A.A. – Coishco, se definen los conceptos fundamentales para establecer el sistema de estudio; obteniéndose de los resultados de la evaluación, una eficiencia de las siete calderas del 85.00%, generando un flujo de condensado de purgas de 9 617.33 Kg/hr a una presión de 120 PSI, que genera un flujo de vapor flash de 1 206.01 Kg/hr a una presión de 7.5 PSI.

Esta investigación permite conocer, la selección de equipos para implementar correctamente el sistema recuperador de calor mixto de purgas de fondo y nivel, así como sus costos de inversión y mantenimiento, permitiendo el análisis económico del sistema a implementar, determinándose una tasa interna de retorno (TIR) de 52.5%, un periodo de repago de inversión de 23 meses y la relación Beneficio-Costo del proyecto de 2.68.

En consecuencia, el sistema recuperador de calor mixto ha permitido ahorrar 17632.40 Gal R-500/año, generando así una mejora en el proceso de producción de vapor, logrando una mayor eficiencia de la planta y permitiendo que el presente proyecto sea económicamente rentable para la empresa.

## **ABSTRACT**

The present investigation consists of an evaluation of the recovery system of background and level purges of tube-pipe boilers of the fish meal company Austral Group SAA - Coishco, it defines the fundamental concepts to establish the system of study; obtaining the evaluation results, the efficiency of the seven boilers 85.00%, generating a flow of condensate purges 9 617.33 kg / hr at a pressure of 120 PSI, generating a flow of flash vapor 1 206.01 Kg / hr at a pressure of 7.5 PSI.

This investigation allows us to know, the selection of equipment to properly implement the mixed heat recovery system of background and level purges, their investment costs and maintenance associated with the system, enabling the economic analysis of the system to be implemented, determining an internal rate of return (IRR) of 52.5%, a period of repayment of the investment of 23 months and a ratio of Benefit-Cost project 2.68.

Consequently, the Thermoeconomic Evaluation of mixed heat recovery has saved 17632.40 Gal R-500/year, generating an improvement in the steam production process, achieving greater efficiency of the plant and allowing that this project is economically profitable for the company.

## INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de investigación tiene por objetivo evaluar un sistema de recuperación de purgas de fondo y de nivel de las calderas pirotubulares en la empresa pesquera Austral Group S.A.A. – Coishco, debido a que en la actualidad en las plantas de producción alrededor del mundo comparten una situación en común, la necesidad de mejorar día con día en sus procesos productivos así como el ahorro y uso eficiente de la energía y saben que la única forma de realizarlo es por medio de estudios y análisis de la situación actual.

Por tal motivo el presente trabajo de investigación busca detallar los interesantes ahorros de energía, que el aprovechamiento del calor presente en las purgas de fondo y de nivel de una caldera puede traer consigo, debido a que las plantas de harina y aceite de pescado son grandes consumidores de energía, siendo el 95 % de aporte térmico (combustible) y 5% de energía eléctrica (Fuente: CENERGIA), siendo ésta proporción variable para cada empresa en particular.

Se detallan todos los estudios y análisis necesarios para poder implementar el sistema de recuperación de purgas de nivel y de fondo de las calderas pirotubulares, inicialmente se analiza la cantidad de purgas de las calderas de la planta de vapor, para posteriormente determinar la cantidad de vapor flash a menor presión que se genera. Además se analiza las condiciones del flujo de condensado emitido por el tanque flash, para luego determinar la cantidad de calor ganado por el agua blanda de alimentación de las calderas, mediante un intercambiador de calor por placas.

La selección de los equipos y accesorios adecuados para implementar el sistema de recuperación de purgas de nivel y de fondo de las calderas pirotubulares, se determinan en función de las condiciones del flujo de las purgas de calderas, la cantidad de vapor flash generada y cantidad de calor ganado por el agua blanda. Esto facilita determinar las características del tanque flash con sus accesorios y el intercambiador de calor por placas.

Finalmente se realiza el análisis económico del proyecto a desarrollar, en el que se determina el Valor Actual Neto del proyecto, la Tasa Interna de Retorno (TIR) y la relación Beneficio-Costo del proyecto. Determinando que el proyecto a implementar es económicamente rentable para la empresa.

# **CAPÍTULO I**

## **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

## **1.1 DENOMINACIÓN DEL PROYECTO**

“EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE PURGAS DE FONDO Y DE NIVEL DE LAS CALDERAS PIROTUBULARES EN LA EMPRESA PESQUERA AUSTRAL GROUP S.A.A. – COISHCO”

## **1.2 ENUNCIADO DEL PROBLEMA**

¿En qué forma la recuperación de calor de las purgas de fondo y de nivel de las calderas pirotubulares, reduce el consumo de vapor en la planta de harina de la empresa Austral Group S.A.A. – Coishco?

## **1.3 HIPÓTESIS**

Al realizar la implementación de un sistema de recuperación mixto utilizando las purgas de fondo y de nivel de siete calderas pirotubulares, disminuirá el consumo de vapor en la planta de harina de la empresa pesquera Austral Group S.A.A. - Coishco.

## **1.4 VARIABLES DEPENDIENTES E INDEPENDIENTES**

- **Variables Dependientes:**

- ✓ Consumo de vapor.

- **Variables Independientes:**

- ✓ Purgas de fondo y de nivel.

## **1.5 JUSTIFICACIÓN**

La actual coyuntura sobre el cuidado del medio ambiente y el ahorro energético es una medida globalizada que lleva a las empresas a ser cada vez más competitivas, más aún si en la actualidad las empresas del sector pesquero peruano para que puedan exportar sus productos, deben cumplir con las diferentes normativas que se han establecido a nivel mundial como es la política integrada o también conocida como la trinorma.

La volatilidad del precio del petróleo sujeto al mercado internacional y la escasez de combustible en muchos casos debido a la ubicación de la empresa, los altos costos de accesorios utilizados en sistemas de vapor, el costo de los productos químicos para el tratamiento del agua, son algunos de ellos.

Por este motivo es que surge la alternativa de realizar un programa de ahorro energético con la producción de vapor de expansión o vapor flash en la línea de recuperación de purgas de fondo y de nivel en dicha empresa pesquera, siendo utilizada esta energía recuperada como fuente de calor para el calentamiento de agua blanda, antes de su ingreso a las calderas.

Se pretende con ello, establecer una fuente de datos e información mediante un análisis de pre-factibilidad para este sistema, y ponerlo a disposición de la empresa u otras entidades privadas que tengan la capacidad de llevar a cabo este proyecto realizado en base al uso eficiente y ahorro de la energía.

## **1.6 IMPORTANCIA**

La solución de este problema es de suma importancia dado que se dará el uso más eficiente de la energía, reutilizando una energía adicional que no era considerada en la industria pesquera, que a su vez optimizará el sistema de producción de vapor, recuperando las purgas de nivel y de fondo, que se pierde debido a los altos índices de sólidos totales disueltos (STD) en el agua de las calderas, lo cual es inevitable durante el proceso de producción de vapor. Por tal razón se implementará este sistema con la finalidad de recuperar la energía desaprovechada durante la producción de vapor, la cual se aprovechará de dos formas; reutilizando el calor y el vapor flash los cuales serán aprovechados para el precalentamiento de agua blanda y para el tanque desaereador respectivamente, lo cual nos permitirá determinar todas las alternativas técnico-económicas a corto, mediano y largo plazo, bajo la óptica de un programa integral de eficiencia energética.

## **1.7 OBJETIVOS**

- **Objetivo General:**

- ✓ Implementar un sistema recuperador de calor mixto de purgas de fondo y de nivel para siete calderas pirotubulares en la empresa pesquera Austral Group S.A.A. – Coishco.

- **Objetivos Específicos:**

- ✓ Diseñar y seleccionar el sistema recuperador de calor mixto de purgas de nivel y de fondo.
- ✓ Determinar la cantidad de calor recuperado y la cantidad de combustible ahorrado mediante la implementación del sistema recuperador mixto.
- ✓ Evaluar económicamente la factibilidad de la implementación del sistema recuperador de calor mixto.

# **CAPÍTULO II**

## **MARCO TEÓRICO**

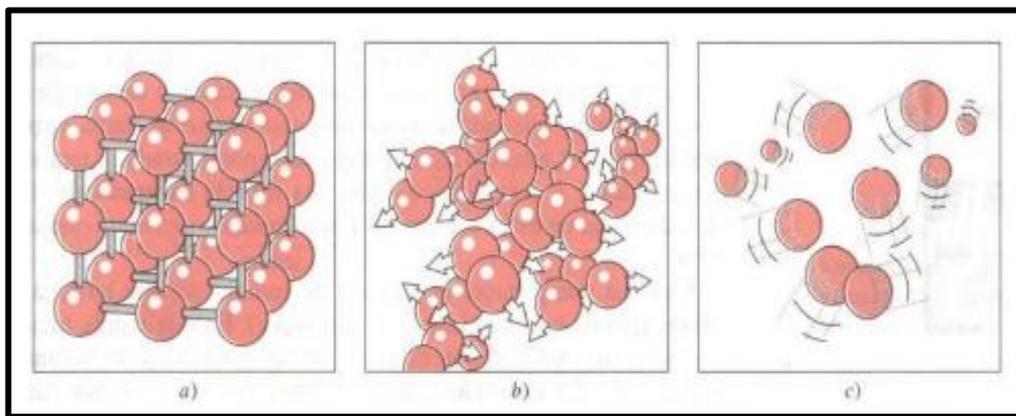
## 2.1 TEORÍA DEL VAPOR

El vapor es un estado de la materia en el que las moléculas apenas interaccionan entre sí, adoptando la forma y el volumen del recipiente que lo contiene y tendiendo a expandirse todo lo posible.<sup>1</sup>

"El vapor es el gas formado cuando el agua pasa de un estado líquido a uno gaseoso, a nivel molecular esto sucede cuando las moléculas de agua logran liberarse de las uniones que las mantienen juntas".<sup>2</sup>

En la **figura 2.1** se muestra la disposición de las moléculas de agua en sus diferentes fases; (a) Moléculas fijas en el estado sólido, (b) Moléculas apartadas entre sí en el estado líquido y (c) Moléculas que se mueven al azar en el estado gaseoso.

**Figura 2.1:** Esquema de cambio de fase (Líquido-vapor) a presión constante



*Fuente: BOHÓRQUEZ R., "Auditoría Energética al circuito de vapor y condensado de una planta de café liofilizado", (Pag. 6).*

En la fase gaseosa, las moléculas de agua están bastante apartadas, no hay un orden molecular, se mueven al azar con colisiones continuas entre sí y contra las paredes del recipiente que las contiene.

- **CALIDAD DEL VAPOR**

Cuando una caldera calienta agua, las burbujas que rompen la superficie del agua incorporan pequeñas gotitas de agua en la corriente de vapor.

Se denomina calidad, al cociente de la masa de vapor en el sistema y la masa total en el mismo (o sea, la masa de vapor más la masa de líquido).<sup>3</sup>

El porcentaje de sequedad o calidad del vapor es usado para cuantificar la cantidad de agua que lleva el vapor. Si el vapor contiene 10% en masa de agua, se dice que es 90% seco, tiene un porcentaje de sequedad o calidad de 0.9.

La sequedad del vapor es importante porque tiene un efecto directo en la cantidad de energía transferible contenida en el vapor (calor latente), lo cual afecta la calidad y la eficiencia del calentamiento.

La calidad del vapor húmedo se determina mediante la siguiente ecuación:

$$x = \frac{\text{masa}_{\text{vapor}}}{\text{masa}_{\text{líquido}} + \text{masa}_{\text{vapor}}} \quad (2.1)$$

En una mezcla saturada de líquido-vapor, la entalpía del vapor a un determinado porcentaje de humedad se puede determinar así:

$$h = (1 - X)h_f + X(h_g) \quad (2.2)$$

**Donde:**

**X** = Calidad o sequedad del vapor. (Ecuación 2.1)

**h<sub>f</sub>** = Entalpía específica del agua saturada. (Tablas de vapor)

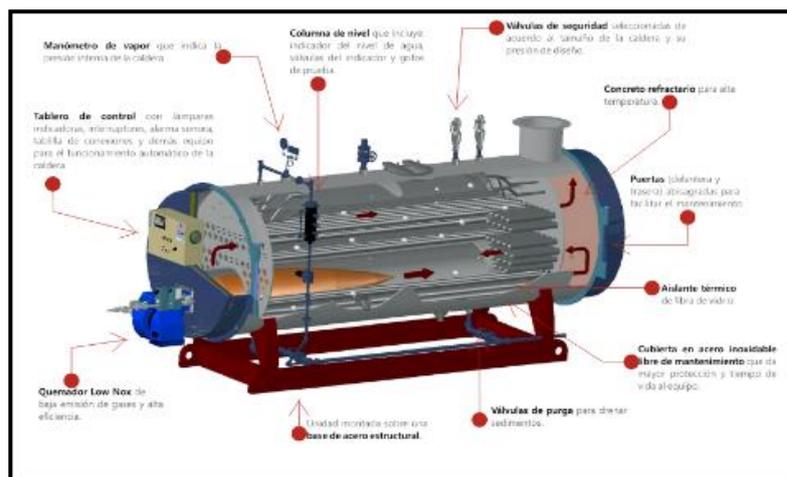
**h<sub>g</sub>** = Entalpía específica del vapor saturado. (Tablas de vapor)

## 2.2 GENERADOR DE VAPOR

Equipo térmico conformado por un recipiente metálico, cerrado, hermético, presurizado destinado a producir vapor o calentar agua u otro fluido mediante un proceso isobárico, mediante el suministro de una fuente de energía primaria (generalmente un combustible) el cual libera calor, que es aprovechado de manera indirecta por un fluido.

El término “caldera” está destinado a ser utilizado por los generadores de vapor.

**Figura 2.2:** Caldera Piro-tubular



**Fuente:** PIMMSA – Proyectos Industriales y Mantenimiento de Morelia S.A.

- **INDICADORES DE COMPORTAMIENTO**

**Boiler Horse Power:**

La potencia de la caldera viene dada por HP de caldera (BHP), tal como fue establecida en 1889 por la ASME. Esta medida estaba basada en una máquina de vapor que empleaba 13.62 Kg (30 Lb) de vapor por HP hora a una presión relativa de 4.9 Kg/cm<sup>2</sup> (70 PSI) y con el agua de alimentación de la caldera a 38.5 °C (101 °F). Actualmente esto corresponde a la evaporación de 15.65 Kg (34.5 Lb) de agua por hora a 100 °C (212 °F), lo cual significa la conversión de 15.65 Kg de agua por hora a 100 °C en vapor saturado a 100 °C, a la presión atmosférica normal (1.033 Kg/cm<sup>2</sup>), dentro un área de transferencia de calor de 0.929 m<sup>2</sup>. Existen calderos desde 1 BHP hasta 2 500 BHP. Es un parámetro de comparación solo entre calderos piro-tubulares.

$$1 \text{ BHP} = 15.65 \text{ Kg/h} * 538.9 \text{ Kcal/Kg} = 8.737 \text{ Kcal/h} = 9.81 \text{ KW}$$

**Capacidad máxima de generación de un generador de vapor:**

En función a la potencia del caldero y la presión de diseño, se obtiene la máxima capacidad de generación de vapor saturado, según la siguiente ecuación:

$$MCGV = \frac{HP \text{ del Caldero}}{h_2 - h_1} \quad (2.3)$$

Donde:

MCGV = Máxima capacidad de generación de vapor. (Kg/h)

HP del caldero = (BHP)

h<sub>2</sub> = Entalpía final del vapor saturado a la presión de diseño. (KJ/Kg)

h<sub>1</sub> = Entalpía inicial del agua a la presión de diseño y a la temperatura de ingreso del agua a la caldera. (KJ/Kg)

**Factor de carga de un generador de vapor:**

Es un parámetro de comparación entre los BHP reales o de operación y los BHP nominales, con la finalidad de poder determinar el grado de utilización del caldero en relación a su máxima capacidad de operación.

$$FACTOR \ DE \ CARGA = \frac{BHP_{reales}}{BHP_{nominales}} \quad (2.4)$$

Es recomendable operar un caldero con un Factor de Carga entre (85% - 90%), valor en el cual se alcanza el máximo rendimiento de la caldera.

## 2.3 EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE CALDERAS

La eficiencia térmica es el indicador más importante de un generador de vapor como una caldera, ya que caracteriza el grado de aprovechamiento de la energía suministrada.<sup>4</sup>

### 2.3.1 EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA POR MÉTODO DIRECTO:

La evaluación de la eficiencia de las calderas por el método directo también es conocida como el Método de Entrada - Salida de la caldera debido al hecho que esto necesita sólo la salida útil (el vapor) y la entrada o suministro de calor a través de una fuente de energía primaria por ejemplo el combustible, para evaluar la eficiencia. Refleja la influencia de la variación del estado de operación de la caldera incluyendo los arranques y paradas del quemador así como las purgas de la caldera.

Esta eficiencia puede ser evaluada usando la siguiente fórmula:

$$\eta = \frac{\text{Energía o Potencia calorífica útil}}{\text{Energía o Potencia calorífica suministrada}} (100\%) \quad (2.5)$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_g - h_f)}{\dot{m}_c \cdot PCI} (100\%) \quad (2.6)$$

Donde:

$\dot{m}_v$  = Flujo de vapor generado por hora.

$h_g - h_f$  = Variación de entalpía del vapor.

$\dot{m}_c$  = Flujo másico del combustible.

PCI = Poder calorífico inferior.

### 2.3.2 EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA POR MÉTODO INDIRECTO

Conocido como método de las pérdidas de calor, determina la eficiencia de la caldera restando las pérdidas de calor a una eficiencia ideal de 100%.

El presente método se encuentra basado según la norma técnica peruana NTP 350.300.2008 "*Procedimiento para la determinación de la eficiencia térmica de calderas industriales*", de donde se han extraído las ecuaciones que se detallan a continuación.

La eficiencia de una caldera por el método indirecto se determina así:

$$\eta = 100 - \sum_{i=1}^n P_i (100\%) \quad (2.7)$$

Donde:

$\sum_{i=1}^n P_i$  = Es la sumatoria de las pérdidas totales de una caldera.

Las pérdidas de calor que ocurren en una caldera son las siguientes:

**a. PÉRDIDA POR ENTALPÍA DE GASES DE ESCAPE SECO ( $P_1$ ):**

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

$$P_1 = k * \left\{ \frac{T_g - T_a}{CO_2} \right\} \quad (2.8)$$

Donde:

$T_g$  = Temperatura de los gases de la combustión. ( $^{\circ}C$ )

$T_a$  = Temperatura del medio ambiente. ( $^{\circ}C$ )

$CO_2$  = % de  $CO_2$  en los gases de la combustión.

$k$  = Constante de Siebert para el combustible. (Ver Anexo 1.8)

**b. PÉRDIDA POR ENTALPÍA DE VAPOR DE AGUA EN GASES ( $P_2$ ):**

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

$$P_2 = \left\{ \frac{[(H_2O) + 9(H)] * X [2488 - 4.2(T_a) + 2.1(T_g)]}{PCS} \right\} \quad (2.9)$$

Donde:

$H_2O$  = % de Agua en los gases de la combustión.

$H$  = % de Hidrogeno en los gases de la combustión.

$PCS$  = Poder calorífico Superior del Combustible. (KJ/Kg)

**c. PÉRDIDA POR INQUEMADOS GASEOSOS ( $P_3$ ):**

Es la pérdida porcentual de calor debida a los inquemados gaseosos.

$$P_3 = k_1 * \left\{ \frac{CO}{(CO_2) + (CO)} \right\} \quad (2.10)$$

Donde:

$CO$  = % de Monóxido de Carbono en los gases de la combustión.

$k_1$  = Constante de inquemados del combustible. (Ver Anexo 1.8)

**d. PÉRDIDA POR INQUEMADOS SÓLIDOS ( $P_4$ ):**

Es la pérdida porcentual de calor debida a los inquemados sólidos, se calcula mediante:

$$P_4 = 0.4(B^2) + 0.8(B) + 0.07 \quad (2.11)$$

Donde:

$B$  = Índice de Bacharach, (opacidad de los gases) (Ver Anexo 1.9)

**e. PÉRDIDA POR CONVECCIÓN (P<sub>5</sub>):**

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

$$P_5 = 80 * \left\{ \frac{Qp_5}{W_c} \right\} \quad (2.12)$$

$$Qp_5 = h_{cf}(A_f)(T_{sf} - T_a) + h_{cg}(A_g)(T_{sg} - T_a) \quad (2.13)$$

$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} (T_{sf} - T_a)^{0.25} (2.857 * v + 1)^{0.5} \quad (2.14)$$

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} (T_{sg} - T_a)^{0.25} (2.857 * v + 1)^{0.5} \quad (2.15)$$

$$W_c = 9.81 * BHP \quad (2.16)$$

Donde:

$T_{sf}$  = Temperatura exterior de la caldera, lado del fluido. Se asume la temperatura exterior del tambor o cilindro de la caldera. (°C)

$T_{sg}$  = Temperatura exterior de la caldera, lado de los gases. Se asume la temperatura exterior de la chimenea. (°C)

$A_f$  = Superficie exterior que cubre al fluido. (m<sup>2</sup>)

$A_g$  = Superficie exterior que cubre los gases de la combustión. (m<sup>2</sup>)

$v$  = Velocidad del viento que fluye por el exterior del caldero. (m/s)

**f. PÉRDIDA POR RADIACIÓN (P<sub>6</sub>):**

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

$$P_6 = 80 * \left\{ \frac{Qp_6}{W_c} \right\} \quad (2.17)$$

$$Qp_6 = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g) \quad (2.18)$$

$$q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * e * \left[ (T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4 \right] \quad (2.19)$$

$$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * e * \left[ (T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4 \right] \quad (2.20)$$

Donde:

$e$  = Emisividad del material que cubre a la caldera.

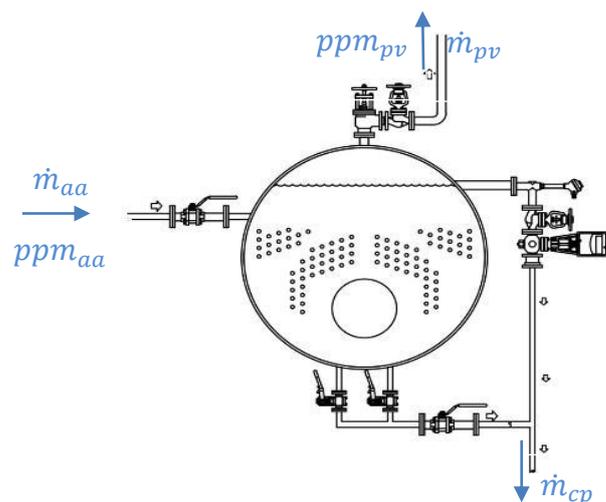
## 2.4 RECUPERACIÓN DE CALOR DE PURGAS DE CALDERAS

Las calderas de vapor necesitan realizar purgas para controlar el nivel de los sólidos disueltos totales (TDS) en el agua. Un sistema de control de TDS, consiste en aperturar una válvula para purgar la caldera cuando el nivel de TDS rebasa el límite establecido.<sup>5</sup>

Se pueden malgastar grandes cantidades de energía si la purga de fondo es utilizada para controlar los niveles de TDS sin el control adecuado.<sup>6</sup>

El condensado de las purgas de calderas puede aprovecharse en fase líquida o en fase de vapor “*Vapor Flash*”. Incluso su calor puede utilizarse en otras fases del proceso, diferentes al de calentar el agua de alimentación. Por lo tanto su reutilización es un importante ahorro económico en cuanto al tratamiento de agua. Para condensados contaminados, es inevitable su recuperación al depósito de alimentación de calderas, pero se puede recuperar su calor mediante cualquier sistema de intercambio térmico.

**Figura. 2.3:** Principio de alimentación y descarga de caldera pirotubular



*Fuente: Elaboración propia*

Aplicando un balance con los sólidos totales disueltos “STD” en una caldera pirotubular, según como se muestra en la **figura 2.3**, podemos determinar el flujo másico de condensado de purgas, mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{cp} = \frac{ppm_{aa} * \dot{m}_{pv}}{ppm_{pv} - ppm_{aa}} \quad (2.21)$$

Donde:

$\dot{m}_{cp}$  = Flujo másico de condensado de purgas. (Kg/hr)

$\dot{m}_{pv}$  = Flujo másico de producción de vapor. (Kg/hr)

$ppm_{aa}$  = STD agua de alimentación.

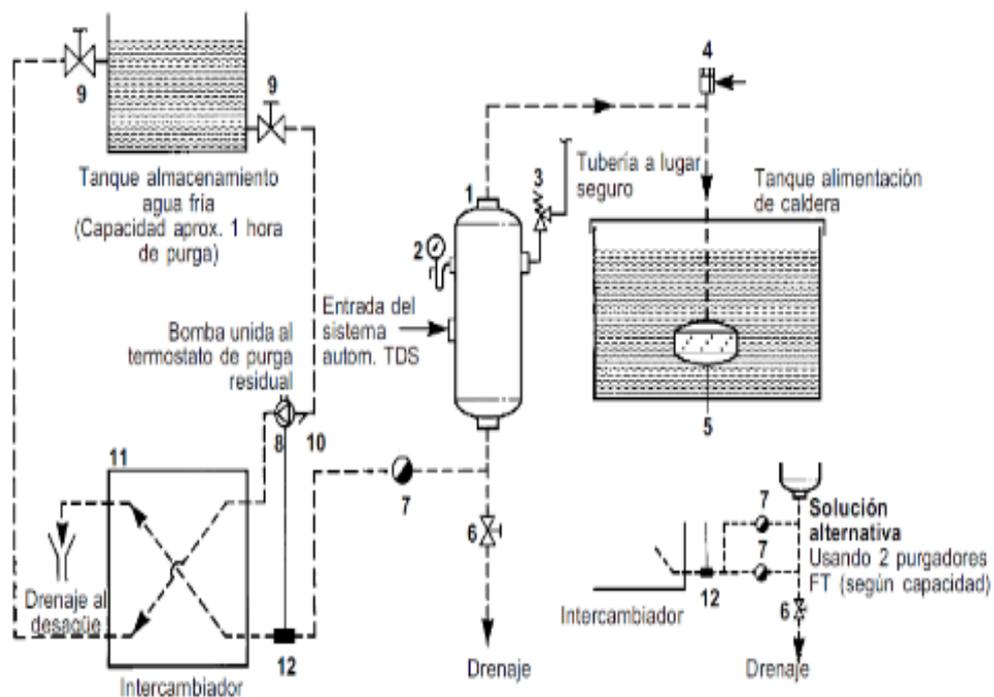
$ppm_{pv}$  = STD deseado por la caldera.

## 2.4.1 SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR DE PURGA DE CALDERAS

El sistema de recuperación de calor está diseñado para recuperar las pérdidas de calor y un porcentaje del agua contenida en las purgas de la caldera.<sup>7</sup>

El agua de la caldera a temperatura de saturación es purgada de la caldera a través de una válvula al tanque flash. Una proporción del agua de purga revaporizará a la presión reducida. El tanque flash permite separar el revaporizado e introducirlo directamente en el tanque de alimentación a través de un distribuidor. El condensado residual del tanque flash, pasa a través de un purgador de boya y a través del intercambiador de placas, donde el calor sensible es usado para calentar el agua fría tratada del tanque de almacenamiento. La bomba de circulación es controlada con un termostato instalado a la entrada del condensado de purga al intercambiador de calor, para controlar la eficiencia energética óptima, activando la circulación sólo cuando hay calor a recuperar. A continuación, el agua de purga ya enfriada en el intercambiador de calor puede descargarse sin problemas al alcantarillado.<sup>8</sup>

**Figura 2.4:** Sistema de Recuperación de calor de purgas de caldera



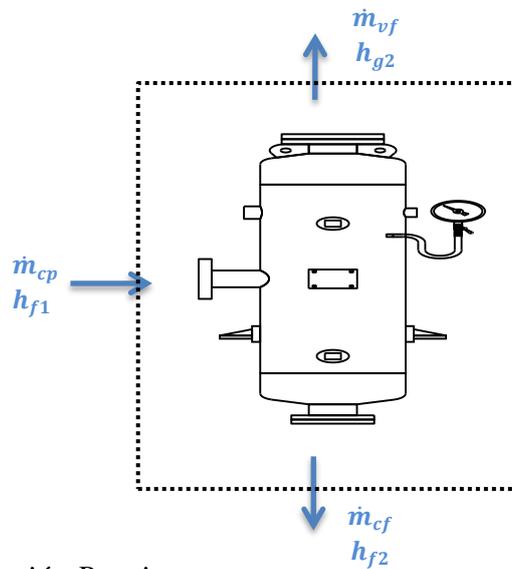
*Fuente: Spirax Sarco.*

## 2.4.2 GENERACIÓN DE VAPOR FLASH

El vapor flash se produce siempre que un condensado a alta presión (y una temperatura mayor que la de saturación del líquido a baja presión) sea descargado a una presión menor.<sup>9</sup>

El vapor liberado en el proceso realizado en el tanque flash es tan útil como el vapor liberado de una caldera de vapor. Debido a que ambos tipos de vapor se producen en la caldera, es imposible diferenciar entre ellos.

**Figura 2.5:** Balance de energía del Tanque Flash



*Fuente: Elaboración Propia*

Aplicando un balance de energía y masa en un sistema cerrado según como se muestra en la **figura 2.4**, tenemos las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_{cp} = \dot{m}_{vf} + \dot{m}_{cf} \quad (2.22)$$

$$\dot{m}_{cp} * h_{f1} = \dot{m}_{vf} * h_{g2} + \dot{m}_{cf} * h_{f2} \quad (2.23)$$

Donde:

$\dot{m}_{cp}$  = Flujo másico condensado de purgas de caldera. (Kg/hr)

$\dot{m}_{vf}$  = Flujo másico de vapor flash generado. (Kg/hr)

$\dot{m}_{cf}$  = Flujo másico de condensado de tanque flash. (Kg/hr)

$h_{f1}$  = Entalpía del condensado de purgas. (KJ/Kg)

$h_{g2}$  = Entalpía del vapor flash generado. (KJ/Kg)

$h_{f2}$  = Entalpía del condensado de tanque flash. (KJ/Kg)

### 2.4.3 SELECCIÓN DE TANQUE DE VAPOR “FLASH” Y ACCESORIOS

Los tanques de revaporizado tienen por finalidad generar vapor flash a partir del ingreso de condensado líquido sometido a una determinada presión, el cual se ingresa al depósito cerrado sometido a una presión inferior, en donde el condensado se expande, generando vapor de baja presión “vapor flash” y condensado líquido.<sup>10</sup>

Para realizar la selección del dimensionamiento del tanque flash, para diversas condiciones de trabajo según las diferentes plantas generadoras de vapor, se utiliza la gráfica que se muestra en el (*Anexo 1.7*).

Los accesorios complementarios para cada modelo de tanque flash seleccionado para un sistema de recuperación de purgas son los siguientes: Válvula de seguridad, rompedor de vacío, purgadores, distribuidor de vacío y válvula de descarga del tanque flash.

Estos accesorios complementarios para cada modelo de tanque flash antes mencionados, se pueden seleccionar mediante el (*Anexo 1.2*).

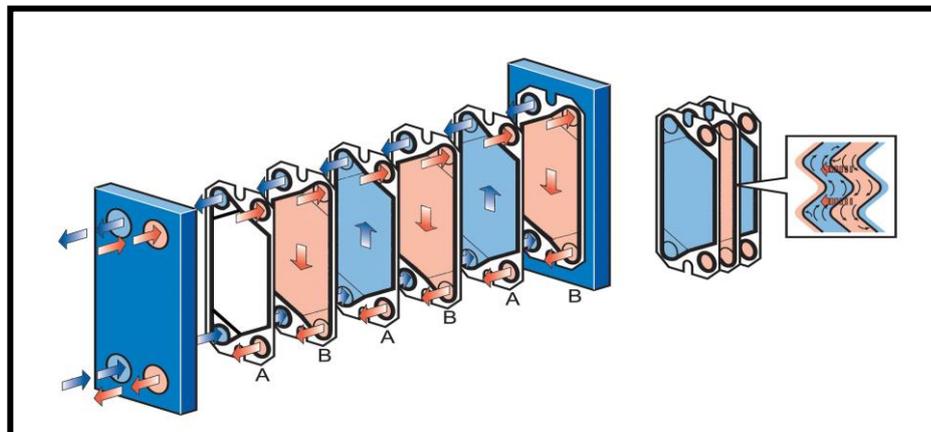
### 2.4.4 SELECCIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR POR PLACAS

Un intercambiador de calor por placas consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo.<sup>11</sup>

El conjunto de las placas se comprime con dos planchas metálicas rígidas haciendo una distribución de flujos paralelos donde uno de los fluidos circula en los canales pares, y el otro fluido circula en los canales impares.<sup>12</sup>

La configuración de los intercambiadores de placas se muestra en la **figura 2.6**.

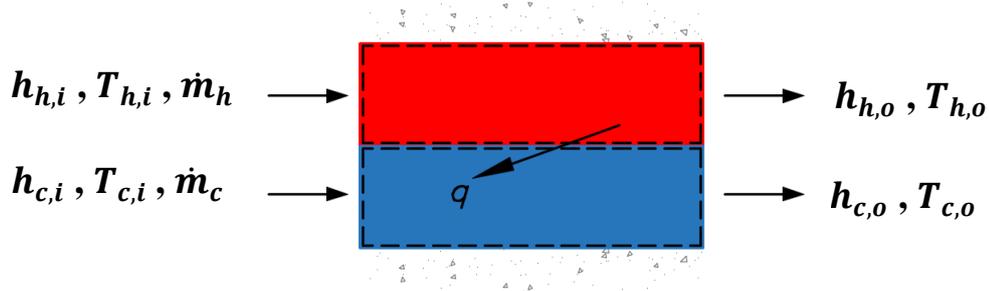
**Figura 2.6:** Gráfico de funcionamiento del intercambiador de placas



*Fuente: Intercambiadores de Placas - Alfa Laval.*<sup>13</sup>

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con cantidades tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para transferencia de calor. Dos de tales relaciones se pueden obtener fácilmente al aplicar balances globales de energía a los fluidos caliente y frío, según se muestra en la **figura 2.7**.

**Figura 2.7:** Balance global de energía de un intercambiador de calor



*Fuente: Elaboración Propia.*

En particular, si “ $q$ ” es la transferencia total de calor entre los fluidos caliente y frío, la aplicación de un balance de energía resulta las siguientes ecuaciones.<sup>14</sup>

$$q = \dot{m}_h (h_{h,i} - h_{h,o}) \quad (2.24)$$

$$q = \dot{m}_c (h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (2.25)$$

Donde:

$\dot{m}_h$  = Flujo másico de fluido caliente. (Kg/hr)

$\dot{m}_c$  = Flujo másico de fluido frío. (Kg/hr)

$h_{h,i}$  = Entalpía de fluido caliente en la entrada. (KJ/Kg)

$h_{h,o}$  = Entalpía de fluido caliente a la salida. (KJ/Kg)

$h_{c,i}$  = Entalpía de fluido frío en la entrada. (KJ/Kg)

$h_{c,o}$  = Entalpía de fluido frío a la salida. (KJ/Kg)

Si los fluidos no experimentan un cambio de fase y se suponen calores específicos constantes, estas expresiones se reducen a las siguientes ecuaciones.

$$q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.26)$$

$$q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.27)$$

Se puede obtener la diferencia de temperatura  $\Delta T$  entre los fluidos caliente y frío.

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \quad (2.28)$$

Sin embargo, como  $\Delta T$  varía con la posición en el intercambiador de calor, es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma siguiente.

$$q = U A \Delta T_m \quad (2.29)$$

Donde:

$q$  = Transferencia de calor. (W)

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor. (W/m<sup>2</sup>°C)

$A$  = Área de transferencia de calor. (m<sup>2</sup>)

$\Delta T_m$  = Diferencia de temperaturas media apropiada. (°C)

La temperatura promedio es la temperatura media logarítmica  $\Delta T_{ml}$ .

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.30)$$

Las diferencias de temperaturas en los puntos extremos se definen así:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (2.31)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (2.32)$$

Para los intercambiadores de calor de placas se puede aplicar el Método de haslego & polley, para determinar el NUT con la siguiente ecuación.

$$NUT = \frac{T_1 - T_2}{\Delta T_{ml}} \quad (2.33)$$

El número de placas térmicas sugerido " $N_{ps}$ ", según un área de transferencia de calor requerida, se determina mediante la siguiente ecuación.

$$N_{ps} = \frac{A_0}{A_p} \quad (2.34)$$

Donde:

$A_0$  = Área de transferencia de calor total. (m<sup>2</sup>)

$A_p$  = Área de la placa del intercambiador. (m<sup>2</sup>)

El número de placas térmicas requerido " $N_{pr}$ ", se determina con la ecuación.

$$N_{pr} = (n * (n_p - 1) + n * n_p) - 1 \quad (2.35)$$

Donde:

$n$  = Número total de pasos.

$n_p$  = Número total de canales paralelos por paso.

El número de total de canales " $N_c$ ", se determina mediante la siguiente ecuación.

$$N_c = N_p + 1 \quad (2.36)$$

El número total de canales paralelos por paso “ $n_p$ ” en el que debe dividirse el flujo que va a tener un cierto tipo de intercambiador de calor de placas.

$$n_p = \frac{V}{v} \quad (2.37)$$

Donde:

$V$  = El mayor caudal que va a pasar por el intercambiador. ( $m^3/hr$ )

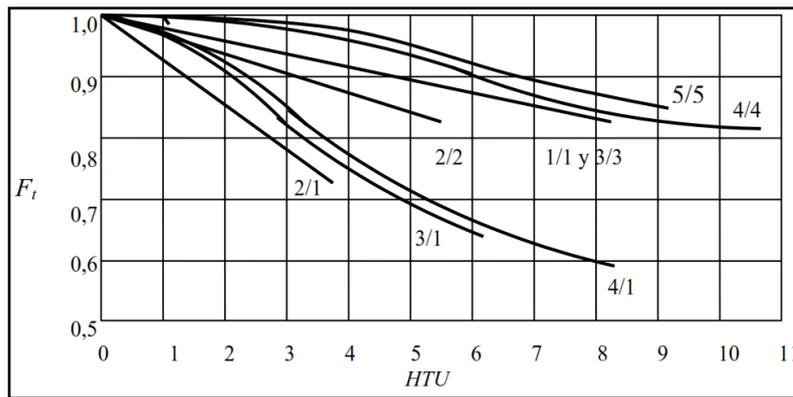
$v$  = (2.2 – 3.5)  $m^3/hr$ , para intercambiadores de placas.

Para determinar el número de pasos “ $n$ ”, se determina con la siguiente ecuación.

$$n = \frac{N_c}{2n_p} \quad (2.38)$$

El factor térmico “ $F_t$ ” relaciona el  $NUT_{total}$  y el número de pasos “ $n$ ” de un intercambiador de calor de placas, se determina mediante la siguiente gráfica.

**Figura 2.8:** Factor térmico  $F_t$  para un intercambiador de calor de placas



**Fuente:** CAO E., “Intercambiadores de calor”.<sup>15</sup>

El Número de Reynolds “ $Re$ ”, se puede definir para cada canal de intercambiador un diámetro equivalente, mediante la siguiente ecuación.

$$De = \frac{4 \times \text{Área de flujo}}{\text{Perímetro de transferencia}} = \frac{4 \times b \times e}{2 \times b} = 2e \quad (2.39)$$

Donde:

$De$  = Diámetro equivalente. ( $m$ )

$b$  = Ancho del canal. ( $m$ )

$e$  = Separación entre placas. ( $m$ )

Se puede definir entonces un número de Reynolds, mediante la siguiente ecuación.

$$Re = \frac{De \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{2e \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (2.40)$$

Donde:

$v$  = Velocidad nominal. (m/hr)

$\rho$  = Densidad del fluido. (Kg/m<sup>3</sup>)

$\mu$  = Viscosidad dinámica. (Kg/m.hr)

Se debe tener en cuenta que para intercambiadores de placas, un flujo será considerado en régimen turbulento, cuando el Número de Reynolds **Re >400**.

La velocidad “**v**” es una velocidad nominal que se define como:

$$v = \frac{\dot{m}_{fluido}}{\rho \cdot n_p \cdot b \cdot e} \quad (2.41)$$

Donde:

$\dot{m}_f$  = Caudal másico del fluido en el equipo. (Kg/hr)

$n_p$  = Número de canales en paralelo.

El Número de Prandt “**Pr**”, expresa la relación entre la difusión del momento, el efecto mecánico de la fricción del fluido sobre la superficie, y la difusión del calor debido a este proceso, para su cálculo se emplea la siguiente ecuación:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (2.42)$$

Donde:

$c_p$  = Capacidad calorífica. (KJ/Kg°C)

$\mu$  = Viscosidad dinámica. (Kg/m.hr)

$k$  = Conductividad térmica del fluido. (KJ/m.hr°C)

El coeficiente de convección “**h**”, cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección. Para flujo turbulento en intercambiadores de placas, se determina así:

$$h = 0.2536 (k/D_e)(Re)^{0.65}(Pr)^{0.4} \quad (2.43)$$

Donde:

$D_e$  = Diámetro equivalente. (mm)

$k$  = Conductividad térmica del fluido. (KJ/m.hr°C)

El coeficiente global de transferencia de calor “**U**”, se refiere a la transferencia de calor que teóricamente se alcanza en el equipo cuando en este se considera la resistencia conductiva de las placas, las resistencias convectivas de las dos

corrientes y también las incrustaciones (resistencia de ensuciamiento en la superficie de las placas). Se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ab}} + r_A + \frac{x}{k} + r_B + \frac{1}{h_c} \quad (2.44)$$

Donde:

$$h_{ab} = \text{Resistencia convectiva del agua blanda. } \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_c = \text{Resistencia convectiva del condensado. } \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$k = \text{Conductividad térmica del material de la placa. } \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$x = \text{Espesor de la placa. (m)}$$

$$r_A = \text{Resistencia de ensuciamiento lado caliente. } \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]^{-1}$$

$$r_B = \text{Resistencia de ensuciamiento lado frío. } \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]^{-1}$$

La caída de presión “ $\Delta P$ ”, en un intercambiador de calor por placas puede determinarse mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{2fv^2\rho L}{gDe} \quad (2.45)$$

$$f = 2,5/(Re)^{0,3} \quad (2.46)$$

Donde:

$$v = \text{Velocidad nominal del agua blanda. (m/hr)}$$

$$\rho = \text{Densidad del agua blanda. (Kg/m}^3\text{)}$$

$$g = \text{Gravedad } 1.271 \times 10^8 \text{ m/hr}^2$$

$$De = \text{Diámetro equivalente. (m)}$$

$$L = \text{Largo de la placa * Número de pases. (m)}$$

$$f = \text{Factor de fricción.}$$

Luego que se determinó todas las propiedades y condiciones requeridas de operación, para un intercambiador de calor por placas. Para seleccionar el modelo del INTERCAMBIADOR DE PLACAS requerida se determinará según las tablas de ALFA LAVAL que se muestran en el (*Anexo 1.3*).

## 2.5 INDICADOR AMBIENTAL POR IMPLICANCIA DE EMISIÓN DE CO<sub>2</sub>

Este indicador energético en el cual el parámetro de comparación es la cuantificación de los gases de CO<sub>2</sub> emitidos a la atmosfera debido al consumo del petróleo R-500 realizado por las calderas para la producción del vapor.

Para determinar la cantidad de petróleo R-500 dejado de consumir se debe realizar la sumatoria del combustible dejado de consumir por la producción de vapor flash a 7.5 PSI y la recuperación de calor cedido al agua blanda de alimentación de las calderas.

Pero se debe considerar la siguiente equivalencia para el consumo de petróleo:

$$1 \text{ Galón de R-500} = 3.675 \text{ Litros de R-500} = 3.675 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ de R-500}$$

La energía equivalente del petróleo R-500 en Terajulios (TJ) es **38.7 TJ / m<sup>3</sup> R-500**.

Además se tiene un factor de emisiones de toneladas de carbono para el petróleo R-500 equivalente a **21.1 TC/TJ**.

El factor de emisiones de carbono por el combustible R-500 dejado de consumir, puede determinarse mediante la siguiente ecuación:

$$Fe C = \dot{m}_{R-500} * \frac{1}{38.7 \text{ m}^3} * 21.1 \frac{TC}{TJ} \quad (2.47)$$

Donde:

$$\dot{m}_{R-500} = \text{Flujo de R-500 dejado de consumir por las calderas. (m}^3\text{/hr)}$$

Se debe tener en cuenta la relación de los pesos moleculares entre el dióxido de carbono y el carbono que lo conforma.

$$\overline{M}_C = 12 \text{ Kg. C/Kg. mol} \quad \overline{M}_{CO_2} = 44 \text{ Kg. CO}_2\text{/Kg. mol}$$

La cantidad de CO<sub>2</sub> dejada de emitir, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$CO_2 \text{ sin emitir} = 44 \frac{\text{kgCO}_2}{\text{kgmol}} * \frac{1}{12 \frac{\text{kgC}}{\text{kgmol}}} * fe C * \text{Hr de operación} \quad (2.48)$$

Donde:

$$fe C = \text{Factor de emisiones de carbono a la atmosfera. (Kg. C/hr)}$$

Teniendo en cuenta el precio de TCO<sub>2</sub> dentro del Mercado de 30<sup>USD</sup>/TCO<sub>2</sub>, mediante la siguiente ecuación determinaremos el monto en USD ahorrados:

$$\text{Bono de Carbono} = CO_2 \text{ sin emitir} * 30 \frac{USD}{TCO_2} \quad (2.49)$$

Donde:

$$T CO_2 = \text{Toneladas de CO}_2\text{ dejadas de emitir por año. (TCO}_2\text{/año)}$$

## 2.6 FUNDAMENTOS DEL ANALISIS ECONÓMICO

La ingeniería económica se enfoca en la evaluación sistemática de los costos y beneficios de los proyectos técnicos propuestos.

La ingeniería económica es un conjunto de técnicas para tomar decisiones de índole económica en el ámbito industrial, considerando siempre el valor del dinero a través del tiempo.<sup>16</sup>

Para analizar usos alternativos de recursos financieros, tenemos los siguientes métodos:

### 2.6.1 VALOR ACTUAL NETO (VAN)

Es un procedimiento que permite calcular el valor presente neto de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión.

El valor actual neto es muy importante para la valorización de inversiones en activos fijos, a pesar de sus limitaciones en considerar circunstancias imprevistas o excepcionales del mercado. Si su valor es mayor a cero, el proyecto es rentable, considerando el valor mínimo de rendimiento para la inversión.

$$VAN = -I + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+i)^t} \quad (2.50)$$

Donde:

$I$  = Es la inversión inicial en el año cero de la evaluación económica.

$i$  = Es la tasa de rendimiento mínima atractiva del proyecto.

$n$  = Es el tiempo de vida del proyecto a evaluar.

$V_t$  = Representa los flujos de caja para cada periodo de análisis.

### 2.6.2 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

La tasa interna de retorno es la medida de valor económico más citada para un proyecto, es una forma bien aceptada de determinar si el proyecto o inversión es económicamente rentable.<sup>17</sup>

Si la tasa interna de retorno es mayor que la tasa de descuento, el proyecto se debe aceptar pues estima un rendimiento mayor al mínimo requerido, siempre y cuando se reinviertan los flujos netos de efectivo. Por el contrario, si la tasa interna de retorno es menor que la tasa de descuento, el proyecto se debe rechazar pues se estima un rendimiento menor al mínimo requerido. Matemáticamente se evalúa a través de la siguiente ecuación:

$$VAN = 0 = I - \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+TIR)^t} \quad (2.51)$$

### 2.6.3 RENTABILIDAD DE LA INVERSIÓN

Para poder determinar la rentabilidad de la inversión hecha por una empresa para un determinado proyecto es necesario evaluar los indicadores de rentabilidad. En los proyectos relacionados al uso eficiente u ahorro y conservación de la energía se destila que la inversión realizada generalmente se recupera con los mismos ahorros económicos obtenidos al realizar el proyecto, podemos mencionar a los siguientes indicadores:

- **Periodo de Repago (PAY BACK):**

También denominado plazo de recuperación, es uno de los llamados métodos de selección estáticos. Se trata de una técnica que tienen las empresas para hacerse una idea aproximada del tiempo que tardarán en recuperar el desembolso inicial en una inversión en función a los ingresos por ahorros obtenidos.

Este indicador de rentabilidad de un proyecto permite conocer el periodo en que la inversión puede ser recuperada, sin considerar la actualización del dinero. Se determina según la siguiente ecuación:

$$P = \frac{INVERSIÓN\ INICIAL}{EGRESO\ ANUAL - INGRESO\ ANUAL} \quad (2.52)$$

- **Relación Beneficio - Costo:**

La relación beneficio-costos, también conocida como índice neto de rentabilidad, es un cociente que se obtiene al dividir el Valor Actual de los Ingresos totales netos menos el Valor Actual de los Egresos totales netos, entre el Valor Actual de los Costos de inversión del proyecto.

Se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{B}{C} = \frac{\text{Valor Actual de los (Ingresos-Egresos) totales netos}}{\text{Inversión Inicial}} \quad (2.53)$$

Para analizar la relación BENEFICIO-COSTO, debe tenerse en cuenta los siguientes parámetros:

- Si la relación Beneficio-Costo  $> 1$  (Es rentable)
- Si la relación Beneficio-Costo  $= 0$  (Es indiferente)
- Si la relación Beneficio-Costo  $< 0$  (No es rentable)

# **CAPÍTULO III**

## **MATERIALES Y MÉTODOS**

### 3.1 MATERIALES

La instrumentación es importante, a través de estas podemos cuantificar los parámetros de control y flujos de proceso. Para ellos es necesario contar con la instrumentación adecuada y necesaria. En este estudio se ha considerado la siguiente instrumentación:

**a) Instrumentos de planta:**

- Termómetros industriales bimetálicos Modelo : HVAC
- Manómetros estándar con glicerina Marca : WIKA
- Caudalímetros (Instalados en los equipos de control de agua: Calderas)
- Refractómetro (Modelo Mano)

**b) Instrumentación adicional:**

- Analizador digital de gases de la combustión Modelo : 340, Marca : TESTO
- Termómetro infrarrojo Modelo : CMSS 3000-SL, Marca : SKF

**c) Equipo del departamento de calidad:**

Se dispuso del laboratorio de control de calidad para poder determinar la cantidad y proporciones de los STD en la producción de vapor. Los cuales son:

- Balanzas de precisión eléctrica
- Balanza infrarroja para humedad
- Centrífugas
- Reactivos
- Mufla destilador de agua
- Desaguadores
- Analizadores de agua
- Software: SAP (Control de Monitoreo Digital)

### 3.2 MÉTODOS

#### 3.2.1 BALANCE DE ENERGÍA Y ANALISIS ECÓNOMICO

La metodología a utilizar se ha implementado con anterioridad a equipos térmicos como son calderos, evaporadores, compresores, etc., utilizados en diferentes sistemas de producción, y este análisis expuesto no difiere de estos y está compuesta por las siguientes etapas:

- Balance de Masa.
- Balance de Energía.
- Análisis Económico.

### 3.2.2 MÉTODO DE INVESTIGACIÓN

Para nuestro análisis y evaluación se hizo los estudios siguientes:

- Reconocimiento de la empresa AUSTRAL GROUP S.A – Coishco en forma general.
- Toma de datos para los equipos térmicos.
- Evaluación de los datos proporcionados por la Empresa.
- Entrevistas y reuniones organizadas con algunos responsables de la Empresa. Las cuales detallo sus identidades en la **Tabla N° 3.1**.

**Tabla 3.1:** Responsables de la Planta CHI – AUSTRAL GROUP S.A.A

N°	Nombres/Apellidos	Cargo	Celular
1	Ing. Luis Icanaqué	Supervisor de Producción CHI	998151021
2	Ing. Pablo Flores	Jefe de Mantenimiento CHI	946331181
3	Ing. Jhonny Haro	Supervisor de Mantenimiento CHI	998158230
4	Ing. Alex Yovera	Planner de Mantenimiento CHI	965979030

*Fuente: Elaboración propia*

### 3.3 METODOLOGÍA UTILIZADA

#### 3.3.1 CONDICIONES DE GENERACIÓN DE VAPOR

##### a) Características de equipos de generación de vapor:

Se cuenta con una planta de generación de vapor compuesta por siete calderas de tipo pirotubulares que generan vapor saturado a 120 PSIG. Siendo las características de las calderas pirotubulares, las que se detallan en la **Tabla N° 3.2**.

**Tabla 3.2:** Características de las calderas Pirotubulares

GENERADOR DE VAPOR	POTENCIA NOMINAL	PRESIÓN NOMINAL	PRESIÓN DE TRABAJO	MAXIMA PRODUCCIÓN DE VAPOR (F.C.:0.85)	MARCA
CALDERAS 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7	900 BHP	150 PSIG	120 PSIG	11200 Kg vapor/hr	DISTRAL

*Fuente: Elaboración propia*

La especificación técnica detallada de las 07 calderas que son de la misma capacidad y mismas características, se encuentran en el (*Anexo 1.10*).

**b) Consideraciones para los cálculos:**

Se tiene en cuenta lo siguiente:

- La producción de planta en su máxima capacidad es de 160 Ton/h.
- Se calcula la generación de vapor en función a la eficiencia medida por consultoría externa. Tal como se detalla en el (*Anexo 2.3*).

**3.3.2 CONSIDERACIONES DE GENERACIÓN DE VAPOR FLASH Y APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA DISPONIBLE**

Para la generación de vapor flash se tendrá en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se instalará un tanque de producción de vapor flash, quien recepcionará todas las purgas de superficie y fondo de las siete calderas.
- La presión del condesando de las purgas de superficie y fondo de los calderos en estado líquido saturado es 120 PSIG.
- La presión de expansión del tanque flash es 7.5 PSIG.
- Se cuantifica el calor disponible en función del vapor flash producido, y se determina la cantidad de petróleo que se utiliza para poder generarla.
- En función al petróleo dejado de consumir, se cuantifica el ahorro económico realizado y la emisión de toneladas de  $CO_2$  dejado de emitir.

**3.3.3 CONDICIONES PARA LA EVALUACIÓN ECONÓMICA**

Se considera lo siguiente:

- La producción anual mínima estimada de la Empresa AUSTRAL GROUP S.A.A. Sede Coishco, para el año 2016 fue de **18000** Ton/año de harina de pescado, habiéndose realizado en 450 horas anuales de operación.
- Evaluación del proyecto a implementar es para un horizonte de 10 años y una tasa de rendimiento mínima atractiva del 15%.

# **CAPÍTULO IV**

## **CÁLCULOS**

## 4.1 CÁLCULOS DE GENERACIÓN DE VAPOR

### 4.1.1 EFICIENCIA DE LAS CALDERAS POR EL MÉTODO INDIRECTO

La eficiencia de una caldera pirotubular, se determina con la Ecuación (2.7):

$$\eta = 100 - \sum_{i=1}^n P_i$$

Hallando pérdidas de específicas de caldero:

- **Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos, (P<sub>1</sub>):**

Esta pérdida de calor se calcula mediante la ecuación (2.8):

$$P_1 = k^* \left\{ \frac{(T_g - T_a)}{[CO_2]} \right\}$$

Dónde:

$T_g = 215^\circ\text{C}$  , Temperatura de los gases de la combustión. (Anexo 2.3)

$T_a = 20^\circ\text{C}$ , Temperatura del medio ambiente.

$[CO_2] = 13.1\%$  de  $CO_2$  en los gases de la combustión. (Anexo 2.3)

$K = 0.53$ , Constante de Sievert para el R-500. (Ver Anexo 1.8)

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.8), tenemos lo siguiente:

$$P_1 = 0.53^* \left\{ \frac{(215 - 20)}{[13.1]} \right\} = 7.89\%$$

- **Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases, (P<sub>2</sub>):**

Esta pérdida de calor se calcula mediante la ecuación (2.9):

$$P_2 = \left\{ \frac{[(H_2O)+9(H)] \times [2488 - 4.2(T_a) + 2.1(T_g)]}{PCS} \right\}$$

Dónde:

$T_g = 215^\circ\text{C}$  , Temperatura de los gases de la combustión. (Anexo 2.3)

$T_a = 20^\circ\text{C}$ , Temperatura del medio ambiente.

$[H_2O] = 0.7\%$ , Agua en los gases de la combustión. (Anexo 2.3)

$[H] = 0\%$ , Hidrógeno en los gases de la combustión. (Anexo 2.3)

$PCS = 42826.37 \text{ KJ/Kg}$ , (Anexo 2.5)

Reemplazando los datos en la ecuación (2.9), tenemos lo siguiente:

$$P_2 = \{([0.7] + 9 * [0]) * (2488 - 4.2 * 20 + 2.1 * 215)\} / 42826.37$$
$$P_2 = 0.05\%$$

- **Pérdida por inquemados gaseosos, (P<sub>3</sub>):**

Está pérdida de calor se calcula mediante la ecuación (2.10):

$$P_3 = k_1 * \left\{ \frac{CO}{(CO_2) + (CO)} \right\}$$

Dónde:

[CO<sub>2</sub>] = 13%, CO<sub>2</sub> en los gases de la combustión. (*Anexo 2.3*)

[CO] = 0.7%, CO en los gases de la combustión. (*Anexo 2.3*)

k<sub>1</sub> = 54, Constante de Inquemados del Combustible. (*Ver Anexo 1.8*)

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.10), tenemos lo siguiente:

$$P_3 = 54 * \left\{ \frac{[0.7]}{([13.1] + [0.7])} \right\} = 2.73\%$$

- **Pérdida por inquemados sólidos, (P<sub>4</sub>):**

Está pérdida de calor se calcula mediante la ecuación (2.11):

$$P_4 = 0.4(B^2) + 0.8(B) + 0.07$$

Dónde:

B = 2, Índice de Bacharach. (*Ver Anexo 1.9*)

Reemplazando los datos en la ecuación (2.11), tenemos lo siguiente:

$$P_4 = 0.4 * 2^2 + 0.8 * 2 + 0.07 = 3.27\%$$

- **Pérdida por convección, (P<sub>5</sub>):**

Está pérdida de calor se calcula mediante la ecuación (2.12):

$$P_5 = 80 * \left\{ \frac{Q_{p5}}{W_c} \right\}$$

Dónde:

Q<sub>p5</sub> = 66.9Kw, pérdidas por convección en la superficie. (*Anexo 1.11*)

Para determinar W<sub>c</sub>, es mediante la ecuación (2.16), donde se requiere como dato la capacidad de la caldera que es 900 BHP, reemplazando los datos correspondientes obtenemos lo siguiente:

$$W_c = 9.81 * BHP = 9.81 * 900 = 8829 Kw$$

Finalmente reemplazamos los datos en la ecuación (2.12), se obtiene:

$$P_5 = 80 * \left( \frac{67.03}{8829} \right)$$

$$P_5 = 0.61\%$$

- **Pérdida por la radiación, ( $P_6$ ):**

Esta pérdida de calor se calcula mediante la ecuación (2.17):

$$P_6 = 80 * (Q_{p6}/W_c)$$

Dónde:

$Q_{p6} = 49.44 \text{ Kw}$ , pérdidas por radiación en la superficie. (*Anexo 1.12*)

$W_c = 8829 \text{ Kw}$ , capacidad de la caldera.

Finalmente reemplazamos los datos en la Ecuación (2.17), se obtiene:

$$P_6 = 80 * \left( \frac{49.44}{8829} \right) = 0.45\%$$

Reemplazando todas las pérdidas en la Ecuación (2.7), se obtiene:

$$\eta = 100 - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6)$$

$$\eta = 100 - (7.89 + 0.05 + 2.73 + 3.27 + 0.61 + 0.45)$$

$$\eta = 85\%$$

Finalmente mediante el método indirecto determinamos que la eficiencia para las calderas pirotubulares de 900 BHP de la planta es del 85%.

#### 4.1.2 PRODUCCIÓN DE VAPOR POR EL MÉTODO DIRECTO

El flujo másico de producción de vapor de las 07 calderas pirotubulares, se calcula despejando la variable  $\dot{m}_v$  de la ecuación (2.6).

$$\dot{m}_v = \frac{\eta * \dot{m}_{R-500} * PCI}{(h_g - h_f)}$$

Dónde:

$h_g = 2775.2043 \text{ kJ/kg}$ , Evaluado como vapor saturado a 120 PSIG.

$h_f = 380.54 \text{ kJ/kg}$ , Evaluado como líquido saturado a 90°C.

$PCI = 40590 \text{ kJ/kg}$ , Poder Calorífico Inferior del R-500. (*Anexo 2.5*)

$\eta = 85\%$ , Eficiencia de caldera por método indirecto.

$\dot{m}_v$  = Flujo másico de producción de vapor. ( $\text{Kg/hr}$ )

$\dot{m}_{R-500} = 6446.79 \text{ Kg/Hr}$ , consumo de 07 calderas. (*Anexo 2.3*)

Por lo tanto el flujo másico de vapor producido por 07 calderas de 900 BHP es:

$$\dot{m}_v = \frac{0.85 * 6446.79 * 40590}{(2775.2043 - 380.54)} = 92883.134 \text{ Kg/hr}$$

#### 4.1.3 CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO DE CONDENSADO DE PURGAS

El flujo mássico de condensado de purgas “ $\dot{m}_{cp}$ ” generado por las 07 calderas pirotubulares de 900 BHP, se calcula mediante la ecuación (2.21):

$$\dot{m}_{cp} = \frac{ppm_{aa} * \dot{m}_{pv}}{ppm_{pv} - ppm_{aa}}$$

Dónde:

$$ppm_{aa} = 4050, \text{ STD agua de alimentación. (Anexo 2.6)}$$

$$ppm_{pv} = 380, \text{ STD deseados en la caldera. (Anexo 2.6)}$$

$$\dot{m}_{pv} = 92883.134 \text{ Kg/Hr, Flujo mássico de producción de vapor.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (2.21), tenemos lo siguiente:

$$\dot{m}_{cp} = \frac{380 * 92883.134}{4050 - 380} = 9617.33 \text{ Kg/hr}$$

#### 4.1.4 CÁLCULO DEL VAPOR FLASH PRODUCIDO

El flujo mássico de vapor liberado del tanque flash, se calcula mediante las ecuaciones (2.22) y (2.23), respectivamente:

$$\dot{m}_{cp} = \dot{m}_{vf} + \dot{m}_{cf}$$

$$\dot{m}_{cp} * h_{f1} = \dot{m}_{vf} * h_{g2} + \dot{m}_{cf} * h_{f2}$$

Dónde:

$$\dot{m}_{cp} = 9617.33 \text{ Kg/hr, condensado de purgas de caldera.}$$

$$h_{f1} = 748.621 \text{ kJ/kg, Evaluado como líquido saturado 120 PSIG.}$$

$$h_{g2} = 2694.02 \text{ kJ/kg, Evaluado como vapor saturado 7.5 PSIG.}$$

$$h_{f2} = 469.634 \text{ kJ/kg, Evaluado como líquido saturado 7.5 PSIG.}$$

$$\dot{m}_{vf} = \text{Flujo mássico de vapor flash generado. (Kg/hr)}$$

$$\dot{m}_{cf} = \text{Flujo mássico de condensado de tanque flash. (Kg/hr)}$$

Reemplazando la ecuación (2.22) en la ecuación (2.23), se obtiene:

$$\dot{m}_{vf} * (h_{g2} - h_{f2}) = \dot{m}_{cp} * (h_{f1} - h_{f2})$$

$$\frac{\dot{m}_{vf}}{\dot{m}_{cp}} = \frac{(h_{f1} - h_{f2})}{(h_{g2} - h_{f2})}$$

Reemplazando los datos en la ecuación anterior, obtenemos lo siguiente:

$$\frac{\dot{m}_{vf}}{\dot{m}_{cp}} = \frac{(748.621 - 469.634)}{(2694.02 - 469.634)} = 0.1254$$

El resultado anterior se puede interpretar de la siguiente manera, que el 12,54% del flujo de condensado de purgas de las calderas, se convierte en vapor flash.

Despejando  $\dot{m}_{vf}$ , en la ecuación anterior tenemos:

$$\dot{m}_{vf} = \dot{m}_{cp} * 0.1254$$

Finalmente reemplazamos el valor del flujo del condensado de purgas  $\dot{m}_{cp}$ , en la ecuación anterior, para obtener el flujo másico de vapor flash producido:

$$\dot{m}_{vf} = 9617.33 * 0.1254 = 1206.01 \text{ Kg/hr}$$

Por lo tanto el flujo másico de las purgas emitidas por el tanque flash  $\dot{m}_{cf}$ , se determina reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (2.22).

$$\dot{m}_{cf} = 9617.33 - 1206.1 = 8411.23 \text{ Kg / hr}$$

#### 4.1.5 AHORRO DE ENERGÍA POR PRODUCCIÓN DE VAPOR FLASH:

El equivalente en petróleo de la ganancia de calor por el vapor flash producido, se determinará despejando  $\dot{m}_{R-500}$  de la ecuación (2.6):

$$\dot{m}_{R-500} = \frac{\dot{m}_{vf} * (h_{g2} - h_{f2})}{\eta * PCI}$$

Dónde:

$\eta = 85\%$ , eficiencia de caldera por el método indirecto.

$\dot{m}_{vf} = 1206.01 \text{ Kg/Hr}$ , Flujo másico de vapor flash generado.

$h_{g2} = 2694.02 \text{ kJ/kg}$ , Evaluado como vapor saturado a 7.5 PSIG.

$h_{f2} = 469.634 \text{ kJ/kg}$ , Evaluado como líquido saturado a 7.5 PSIG.

$PCI = 40590 \text{ kJ/kg}$ , Poder Calorífico Inferior del R-500. (Anexo 2.5)

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación anterior:

$$\dot{m}_{R-500} = \frac{1206.01 * (2694.02 - 469.634)}{0.85 * 40590} = 77.76 \frac{\text{Kg R} - 500}{\text{Hr}}$$

Así mismo se tiene la siguiente conversión de Kg a Galones:

$$\dot{m}_{R-500} = \frac{77.76 \frac{\text{Kg Petróleo R500}}{\text{Hr}}}{3.675 \frac{\text{Kg Petróleo R500}}{\text{Gal.}}} = 21.159 \frac{\text{Gal. Petróleo R500}}{\text{Hr}}$$

Considerando el tiempo mínimo de operación proyectada de 450 horas anuales.

$$\dot{m}_{R-500} = 21.159 \frac{\text{Gal. Petróleo R500}}{\text{Hr}} * 450 \frac{\text{Hr}}{\text{año}}$$

$$\dot{m}_{R-500} = 9521.6 \frac{\text{Gal. Petróleo R500}}{\text{año}}$$

#### 4.1.6 AHORRO DE ENERGÍA CEDIDA DEL CONDENSADO DE PURGA DEL TANQUE FLASH AL AGUA BLANDA A TRAVÉS DE UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS:

El equivalente en petróleo del calor cedido por el condensado de purga del tanque flash, se determinará despejando  $\dot{m}_{R-500}$  de la ecuación (2.6):

$$\dot{m}_{R-500} = \frac{Q}{\eta * PCI}$$

Dónde:

$\eta$  = 85%, eficiencia de caldera por el método indirecto.

$Q$  = 634.82 kw, Evaluado como vapor saturado a 7.5 PSIG.

$PCI$  = 40590 kJ/kg, Poder Calorífico Inferior del R-500. (Anexo 2.5)

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación anterior tenemos:

$$\dot{m}_{R-500} = \frac{634.82 * 3600}{0.85 * 40590} = 66.239 \frac{Kg \text{ Petróleo R500}}{Hr}$$

Así mismo se tiene la siguiente conversión de Kg a Galones:

$$\dot{m}_{R-500} = \frac{66.239 \frac{Kg \text{ Petróleo R500}}{Hr}}{3.675 \frac{Kg \text{ Petróleo R500}}{Gal.}} = 18.024 \frac{Gal. \text{ Petróleo R500}}{Hr}$$

Considerando el tiempo mínimo de operación proyectada de 450 horas anuales.

$$\dot{m}_{R-500} = 18.024 * 450 = 8110.8 \frac{Gal. \text{ Petróleo R500}}{año}$$

#### 4.1.7 AHORRO ECONÓMICO POR IMPLICANCIA DE EMISIÓN DE CO<sub>2</sub>

Teniendo en cuenta las toneladas de CO<sub>2</sub> dejadas de emitir a la atmosfera debido al petróleo R-500 dejado de consumir gracias al calor latente y sensible aprovechado de las purgas de fondo y superficie de las calderas.

Se tiene Petróleo R500 dejado de consumir, igual a:

$$\text{Petróleo dejado de consumir} = 21.159 + 18.024 = 39.183 \frac{Gal.}{Hr}$$

Realizando las equivalencias respectivas, resulta:

$$\text{Petróleo dejado de consumir} = 39.183 \frac{Gal.}{Hr} * 3.675 \frac{litro}{Gal.} * 10^{-3} \frac{m^3}{litro}$$

$$\text{Petróleo dejado de consumir} = 0.144 \frac{m^3}{Hr}$$

El factor de emisiones de carbono por el combustible R-500 dejado de consumir, se determina mediante la ecuación (2.47):

$$Fe C = \dot{m}_{R-500} * \frac{1}{38.7} \frac{TJ}{m^3} * 21.1 \frac{tC}{TJ}$$

Donde:

$$\dot{m}_{R-500} = 0.144 \frac{m^3}{Hr}, \text{ Flujo de R-500 dejado de consumir por las calderas.}$$

Reemplazando los datos anteriores en la ecuación (2.47), se obtiene:

$$Factor \ de \ emisiones = 0.144 \frac{m^3}{Hr} * \frac{1}{38.7} \frac{TJ}{m^3} * 21.1 \frac{tC}{TJ}$$

$$Factor \ de \ emisiones = 0.0785 \frac{tC}{Hr}$$

La cantidad de  $CO_2$  dejada de emitir, se determina mediante la ecuación (2.48):

$$CO_2 \ sin \ emitir = 44 \frac{kgCO_2}{kgmol} * \frac{1}{12} \frac{kgC}{kgmol} * fe C * Hr \ de \ operación$$

Donde:

$$fe C = 78.5 \ Kg.C/hr, \text{ Factor de emisiones de carbono a la atmosfera.}$$

$$Hr \ de \ operación = 450 \ \text{horas/año.}$$

Reemplazando los datos anteriores en la ecuación (2.48), se obtiene:

$$CO_2 \ sin \ emitir = 44 \frac{kgCO_2}{kgmol} * \frac{1}{12} \frac{kgC}{kgmol} * 78.5 \frac{kgC}{Hr} * 450 \frac{Hr}{año}$$

$$CO_2 \ dejados \ de \ emitir = 129525 \frac{KgCO_2}{año} = 129.525 \frac{TCO_2}{año}$$

Teniendo en cuenta el precio de  $TCO_2$  dentro del Mercado de  $30 \frac{USD}{TCO_2}$ , mediante la ecuación (2.49), determinamos el monto ahorrado:

$$Bono \ de \ Carbono = CO_2 \ sin \ emitir * 30 \frac{USD}{TCO_2}$$

$$Bono \ de \ Carbono = 129.525 \frac{TCO_2}{año} * 30 \frac{USD}{TCO_2}$$

$$Bono \ de \ Carbono = 3885.75 \frac{USD}{año}$$

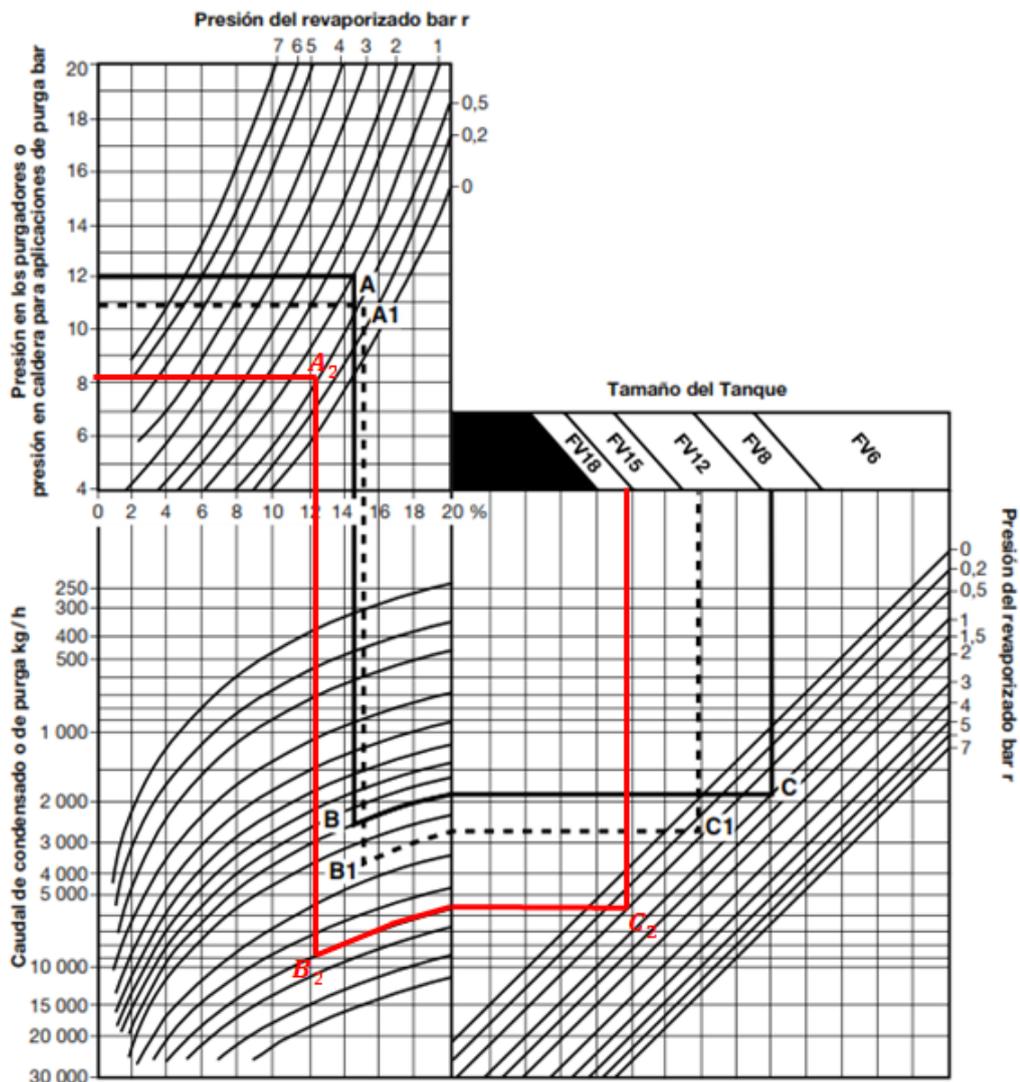
## 4.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH

Teniendo en cuenta que el flujo másico de purgas de caldero obtenido es muy elevado, esto nos lleva a la necesidad de seleccionar un sistema de recuperación de vapor, ya que las purgas actualmente se están evacuando al ambiente y con ellas una gran carga térmica que puede ser usada en una operación económica de planta.

### 4.2.1 SELECCIÓN DEL TANQUE DE VAPOR “FLASH”

Para ayudar a elevar la temperatura del agua de alimentación y con ellos lograr beneficios técnicos y económicos, se puede adaptar un sistema de recuperación de vapor con tanque flash.

De la siguiente gráfica podemos seleccionar el tipo de tanque flash a utilizar para las condiciones de trabajo de la planta.



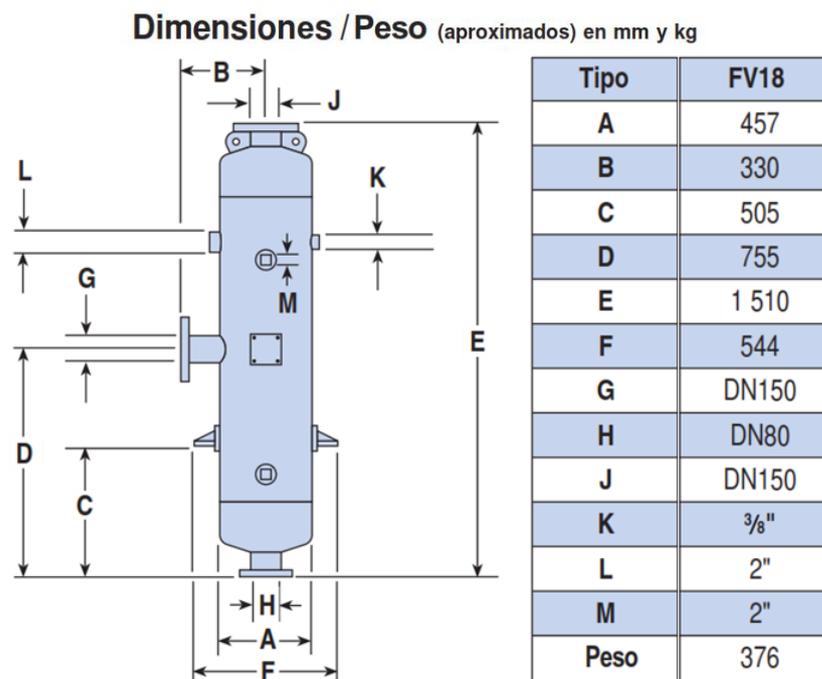
**Fuente:** Spirax Sarco.

En la figura anterior se puede observar que se elige el tanque flash modelo FV18, el cual se determinó mediante los siguientes pasos:

- Desde la presión en los purgadores de (8.3 bar r) 120PSI trazar una horizontal hasta la presión del revaporizado de (0.5bar r) - A<sub>2</sub>.
- Bajar verticalmente hasta el caudal de condensado (9617.33 Kg/Hr) - B<sub>2</sub>.
- Seguir la curva hacia la derecha hasta cortar la línea de presión del revaporizado de (0.5bar r) - C<sub>2</sub>.
- Subir la línea roja hasta el tamaño del tanque.
- El tanque de revaporizado seleccionado en este caso se requiere un FV18.

En la siguiente figura podemos observar las características y dimensiones del tanque flash FV18, seleccionado para este sistema.

**Figura 4.1:** Dimensionamiento del Tanque Flash FV18



**Fuente:** Spirax Sarco.

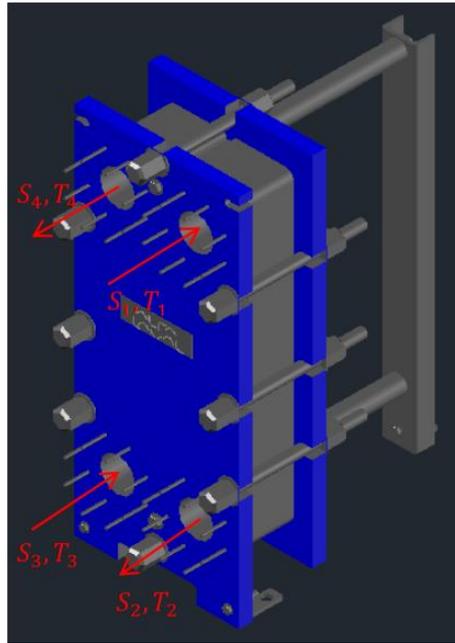
Los siguientes accesorios complementarios para el sistema de recuperación de purgas se describen en el (Anexo I.2):

- Válvula de seguridad.
- Rompedor de vacío y Purgadores.
- Distribuidor de vacío.
- Válvula de descarga del tanque de revaporizado.

#### 4.2.2 SELECCIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR POR PLACAS.

Debido a que tenemos una fracción considerable de purga que no se transforma en vapor flash (87.46%)  $8411.3 \frac{kg}{h}$ , correspondiente a un condensado a  $95^{\circ}\text{C}$ , que puede ser enfriado hasta  $30^{\circ}\text{C}$ , transfiriendo este calor cedido al agua blanda de reposición de calderas con un caudal de  $60000 \text{ Kg}/\text{Hr}$ .

**Figura 4.2:** Diagrama de funcionamiento de Intercambiador de calor de placas



**Fuente:** *Elaboración propia.*

En la **Figura 4.2** se observa el diagrama de principio de funcionamiento del intercambiador de placas, del ingreso y salida de los fluidos caliente y frío. De donde tomamos los siguientes datos iniciales como referencia:

- Entrada de condensado  $S_1$ :  $\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_h = 8411.3 \frac{kg}{h} \\ T_1 = T_{h,i} = 95^{\circ}\text{C} \end{array} \right\}$
- Salida de condensado  $S_2$ :  $\{T_2 = T_{h,o} = 30^{\circ}\text{C}\}$
- Entrada de agua blanda  $S_3$ :  $\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_c = 60000 \frac{kg}{h} \\ T_3 = T_{c,i} = 25^{\circ}\text{C} \end{array} \right\}$
- Salida de agua blanda  $S_4$ :  $\{T_4 = T_{c,o} = ?\}$

Para seleccionar y calcular un intercambiador de calor por placas, realizaremos los siguientes pasos:

- **Determinar las propiedades físicas de los fluidos**

En la siguiente tabla se detallan las propiedades físicas del condensado y del agua blanda.

**Tabla N° 4.1:** Propiedades físicas de los fluidos

	CONDENSADO	AGUA BLANDA
$T_m$	$(95 + 30)/2 = 62.5^\circ\text{C}$	$(25 + 34.1)/2 = 29.5^\circ\text{C}$
$\mu$	$1.5624 \frac{\text{kg}}{\text{m.h}}$	$2.8728 \frac{\text{kg}}{\text{m.h}}$
$\rho$	$985.8 \text{ kg/m}^3$	$995.2 \text{ kg/m}^3$
$k$	$2.322 \text{ kJ/h.m.}^\circ\text{C}$	$2.2104 \text{ kJ/h.m.}^\circ\text{C}$
$C_p$	$4.180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$	$4.179 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$

**Fuente:** *Elaboración propia*

- **Determinar la transferencia de calor de los fluidos**

El calor cedido por el condensado al agua blanda, se determinará mediante la ecuación (2.26).

$$q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})$$

Dónde:

$$\dot{m}_h = 8411.3 \frac{\text{kg}}{\text{h}}, \text{ Flujo másico del condensado.}$$

$$C_{p,h} = 4.180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}, \text{ Calor específico del condensado } 95^\circ\text{C}.$$

$$T_{h,i} = 95^\circ\text{C}, \text{ Temperatura de entrada del condensado.}$$

$$T_{h,o} = 30^\circ\text{C}, \text{ Temperatura de salida del condensado.}$$

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación anterior:

$$q = 8411.3 * 4.18 * (95 - 30) = 634.82 \text{ KW}$$

- **Determinar la Temperatura de salida del agua blanda “ $T_{c,o}$ ”**

El calor ganado por el agua blanda, se determinará despejando temperatura de salida del agua blanda “ $T_{c,o}$ ” de la ecuación (2.27).

$$T_{c,o} = T_{c,i} - \frac{q}{\dot{m}_c * C_{p,c}}$$

Dónde:

$$\dot{m}_c = 60000 \frac{kg}{h}, \text{ Flujo másico del agua blanda.}$$

$$C_{p,c} = 4.179 \frac{kJ}{kg^\circ C}, \text{ Calor específico del agua blanda.}$$

$$T_{c,i} = 25 \text{ }^\circ C, \text{ Temperatura de entrada del agua blanda.}$$

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación anterior:

$$T_{c,o} = 25 - \frac{-634.82 * 3600}{60000 * 4.179} = 34.11 \text{ }^\circ C$$

- **Determinar la Temperatura media logarítmica  $\Delta T_{ml}$**

La temperatura media logarítmica, se determina mediante la ecuación (2.30).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{Ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

Sin embargo, se debe conocer las diferencias de temperaturas  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$ , mediante las ecuaciones (2.31) y (2.32), respectivamente:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Dónde:

$$T_{h,i} = 95 \text{ }^\circ C, \text{ Temperatura de entrada del condensado.}$$

$$T_{h,o} = 30 \text{ }^\circ C, \text{ Temperatura de salida del condensado.}$$

$$T_{c,i} = 25 \text{ }^\circ C, \text{ Temperatura de entrada del agua blanda.}$$

$$T_{c,o} = 34.11 \text{ }^\circ C, \text{ Temperatura de salida del agua blanda.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (2.31), tenemos lo siguiente:

$$\Delta T_1 = 95 - 34.11 = 60.89 \text{ }^\circ C$$

Reemplazando los datos en la ecuación (2.32), tenemos lo siguiente:

$$\Delta T_2 = 30 - 25 = 5 \text{ }^\circ C$$

Finalmente determinamos la temperatura media logarítmica  $\Delta T_{ml}$ , reemplazando los resultados obtenidos de  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$ , en la ecuación (2.30):

$$\Delta T_{ml} = \frac{60.89 - 5}{Ln\left(\frac{60.89}{5}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 22.36 \text{ }^\circ C$$

- **Determinar el Número de Unidades de Transferencia “NUT”**

El número de unidades de transferencia “NUT”, se debe determinar para cada fluido, el condensado y el agua blanda, mediante la Ecuación (2.33):

$$NUT = \frac{T_1 - T_2}{\Delta T_{ml}}$$

El NUT del condensado, se obtiene de la siguiente manera:

$$NUT_{condensado} = \frac{95 - 30}{22.36} = 2.91$$

El NUT del agua blanda, se obtiene de la siguiente manera:

$$NUT_{agua\ blanda} = \frac{34.11 - 25}{22.36} = 0.41$$

Finalmente determinamos el  $NUT_{total}$ , de la siguiente manera:

$$NUT_{total} = 2.91 + 0.41 = 3.32$$

- **Determinar el Área de transferencia de calor “A<sub>0</sub>”**

Para determinar el área de transferencia de calor, se tiene que definir por tanteo un valor del coeficiente global de transferencia de calor “U”, que para el agua debe estar entre el rango de (3130 – 3950) W/m<sup>2</sup>·°C, como se puede verificar en el (Anexo 1.4).

Con la finalidad de acelerar el proceso de cálculo elegiremos por conveniencia un valor de  $U_{supuesto} = 3190 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , ya que hemos realizado iteraciones previas para determinar dicho número.

El área provisional requerida  $A_0$ , se determina mediante la Ecuación (2.29):

$$q = U A \Delta T_{ml}$$

De la ecuación anterior despejamos el área provisional requerida  $A_0$ :

$$A_0 = \frac{q}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

Dónde:

$$q = 634.82 \times 10^3 \text{ W}, \text{ Transferencia de calor entre los fluidos.}$$

$$U = 3190 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}, \text{ Coeficiente supuesto de transferencia de calor.}$$

$$\Delta T_{ml} = 22.36 \text{ } ^\circ\text{C}, \text{ Diferencia de temperatura media logarítmica.}$$

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación anterior, se determina el valor de  $A_0$ :

$$A_0 = \frac{634.82 * 10^3}{3190 * 22.36} = 8.9 \text{ m}^2$$

- **Selección del Modelo de intercambiador de placas**

La selección del tipo y características del intercambiador de placas a seleccionar, se solicitaron al representante en Perú de la empresa ALFA LAVAL, la misma que posteriormente según los datos de operación suministrados, recomendó que para las condiciones de trabajo dadas se debe usar un Intercambiador de placas Modelo M10-BFM.

Esta recomendación de ALFA LAVAL se detalla en el (ANEXO III).

Características generales del Intercambiador de placas M10-BFM:

- Espesor de la placa “x”:  $0.5 \text{ mm} = 0.5 \times 10^{-3} \text{ m}$
- Área lateral de cada placa  $A_p$ :  $0.24 \text{ m}^2$
- Separación entre placas “e”:  $2.6 \text{ mm} = 2.6 \times 10^{-3} \text{ m}$
- Ancho de cada placa “b”:  $375 \text{ mm} = 0.375 \text{ m}$
- Largo de cada placa “l”:  $64 \text{ mm} = 0.064 \text{ m}$
- Material de la placa: AISI 316
- Área máxima de intercambio de calor:  $90 \text{ m}^2$
- Número total de placas: 375 unidades

Estas características antes mostradas para este modelo de intercambiador de calor por placas recomendado por ALFA LAVAL, serán verificadas en los siguientes pasos del cálculo.

- **Determinar el número de placas térmicas supuesto “ $N_{ps}$ ”**

El número de placas supuesto “ $N_p$ ”, se determina con la ecuación (2.34):

$$N_{ps} = \frac{A_0}{A_p}$$

Dónde:

$$A_0 = 8.9 \text{ m}^2, \text{ Área de transferencia de calor.}$$

$$A_p = 0.24 \text{ m}^2, \text{ Área de la placa del intercambiador M10-BFM.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación anterior, se determina el valor de  $N_p$ :

$$N_{ps} = \frac{8.9}{0.24} = 37 \text{ placas}$$

- **El número total de canales “ $N_c$ ” y canales paralelos por paso “ $n_p$ ”**

El número total de canales “ $N_c$ ”, se determina mediante la ecuación (2.36):

$$N_c = N_p + 1$$

Reemplazando los datos en la ecuación anterior, se determina el valor de  $N_c$ :

$$N_c = 37 + 1 = \mathbf{38 \text{ canales}}$$

El número total de canales paralelos por paso " $n_p$ ", de la ecuación (2.37):

$$n_p = \frac{V}{v}$$

Dónde:

$V = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ , el mayor caudal que pasará por el intercambiador.

$v = 2.6 \text{ m}^3/\text{h}$ , para intercambiadores de placas (2.2 – 3.5)  $\text{m}^3/\text{h}$ .

Reemplazando los datos en la ecuación anterior, se determina el valor de  $n_p$ :

$$n_p = \frac{60}{2.6} = 23 \text{ canales/paso}$$

- **Determinar el número de pasos de un intercambiador de placas " $n$ "**

El número de pasos que debe tener un intercambiador de placas en su arreglo " $n$ ", se determina mediante la ecuación (2.38):

$$n = \frac{N_c}{2n_p} = \frac{38}{2 * 23} = 0.826 \approx \mathbf{1 \text{ paso}}$$

- **Determinar el número de placas térmicas requeridas " $N_{pr}$ "**

Se determina mediante la ecuación (2.35):

$$N_{pr} = (n * (n_p - 1) + n * n_p) - 1$$

Reemplazando los datos en la ecuación anterior, se determina el valor de  $n$ :

$$N_{pr} = (1 * 22 + 1 * 23) - 1 = \mathbf{44 \text{ placas}}$$

El número de placas requerido se encuentra dentro de las características del intercambiador M10-BFM, que puede tener un máximo de 375 placas.

- **Determinar el factor térmico " $F_t$ "**

El factor térmico " $F_t$ ", relaciona el  $NUT_{total}$  y el número de pasos " $n$ " de un intercambiador de placas, se puede determinar mediante la *Figura 2.8*.

Se ha determinado en los cálculos anteriores el valor del  $NUT_{total} = 3.32$  y el valor del número de pasos  $n = 1/1$ .

Por lo tanto luego de realizar la intersección de las rectas en la *Figura 2.8*, se puede determinar que el valor para el factor térmico  $F_t = 0.94$ .

- **Determinar el coeficiente de película del agua blanda “ $h_{ab}$ ”**

El coeficiente de película para el agua blanda “ $h_{ab}$ ”, se calcula reemplazando los resultados de  $De$ ,  $Re$  y  $Pr$ , en la ecuación (2.43):

$$h_{ab} = 0.2536 (k/D_e)(Re)^{0.65}(Pr)^{0.4}$$

Dónde:

$k = 2.2104 \text{ KJ/mh}^\circ\text{C}$ , conductividad térmica del agua blanda.

$De = 5.2 \times 10^{-3} \text{ m}$ , diámetro equivalente. (Anexo 1.13)

$Re = 4843.03$ , número de Reynolds. (Anexo 1.13)

$Pr = 5.4313$ , número de Prant. (Anexo 1.13)

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (2.43), se determina el valor del coeficiente de película del agua blanda “ $h_{ab}$ ”:

$$h_{ab} = 0.2536 \left[ \frac{2.2104}{5.2 \times 10^{-3}} \right] (4843.03)^{0.65} (5.4313)^{0.4}$$

$$h_{ab} = 52711.38746 \frac{\text{kJ}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} = 14642.05 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

- **Determinar el coeficiente de película del condensado “ $h_c$ ”**

El coeficiente de película para el condensado “ $h_c$ ”, se calcula reemplazando los resultados obtenidos de  $De$ ,  $Re$  y  $Pr$ , en la Ecuación (2.43):

$$h_c = 0.2536 (k/D_e)(Re)^{0.65}(Pr)^{0.4}$$

Dónde:

$k = 2.322 \text{ KJ/mh}^\circ\text{C}$ , conductividad térmica del condensado.

$De = 5.2 \times 10^{-3} \text{ m}$ , diámetro equivalente. (Anexo 1.14)

$Re = 1248.4$ , número de Reynolds. (Anexo 1.14)

$Pr = 2.813$ , número de Prant. (Anexo 1.14)

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (2.43), se determina el valor del coeficiente de película del condensado “ $h_c$ ”:

$$h_c = 0.2536 \left[ \frac{2.322}{5.2 \times 10^{-3}} \right] (1248.4)^{0.65} (2.813)^{0.4}$$

$$h_c = 17632.17785 \frac{\text{kJ}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} = 4897.83 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

- **Determinar el coeficiente global de transferencia de calor “U”**

Se determina mediante la ecuación (2.44):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ab}} + r_A + \frac{x}{k} + r_B + \frac{1}{h_C}$$

Donde:

$$h_{ab} = 14642.05 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}, \text{ coeficiente de película del agua blanda.}$$

$$h_C = 4897.83 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}, \text{ coeficiente de película del condensado.}$$

$$k = 13.4 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}, \text{ conductividad térmica de la placa. (Anexo 1.6)}$$

$$x = 0.5 \times 10^{-3}, \text{ Espesor de la placa.}$$

$$r_A = 0.17 \times 10^{-5} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]^{-1}, \text{ ensuciamiento condensado. (Anexo 1.5)}$$

$$r_B = 0.34 \times 10^{-5} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]^{-1}, \text{ ensuciamiento agua blanda. (Anexo 1.5)}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (2.44), se determina el valor de “U”:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{14642.05} + 0.17 \times 10^{-5} + \frac{0.5 \times 10^{-3}}{13.4} + 0.34 \times 10^{-5} + \frac{1}{4897.83}$$

$$\frac{1}{U} = 3.149 \times 10^{-4} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]^{-1} = 3175.8 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

- **Determinar el área real para la transferencia de calor “A”**

Inicialmente se eligió por conveniencia un  $U_{supuesto} = 3190 W/m^2 \cdot ^\circ C$ , pero en los cálculos anteriores se pudo determinar el valor real de  $U = 3175.8 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$  y el valor de  $F_t = 0.94$ , por tal razón se determinará el área de transferencia de calor “A”, mediante la ecuación (2.29), realizando una variante en dicha ecuación, donde se multiplicará el factor térmico “Ft” al coeficiente global de transferencia de calor “U”, y luego despejamos el área real de transferencia “A” como se muestra a continuación:

$$A = \frac{q}{(U * Ft) \cdot \Delta T_{ml}}$$

Donde:

$$q = 634.82 \times 10^3 W, \text{ Transferencia de calor entre los fluidos.}$$

$$U = 3175.8 W/m^2 \cdot ^\circ C, \text{ Coeficiente global de transferencia de calor.}$$

$$F_t = 0.94, \text{ Coeficiente térmico o de corrección.}$$

$$\Delta T_{ml} = 22.36 ^\circ C, \text{ Diferencia de temperatura media logarítmica.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación anterior, se determina “A”:

$$A = \frac{634.82 * 10^3}{(3175.8 * 0.94) * 22.36} = 9.51 \text{ m}^2$$

Debemos tener en cuenta que el intercambiador de placas M10-BFM, tiene un área de transferencia de calor disponible “ $A_d$ ”:

$$A_d = N_p \times A_p$$

Donde:

$N_p = 44$ , Número de placas del intercambiador.

$A_p = 0.24 \text{ m}^2$ , Área de la placa del intercambiador M10-BFM.

Reemplazando los datos en la ecuación anterior, se determina “ $A_d$ ”:

$$A_d = 44 \times 0.24 = 10.56 \text{ m}^2$$

Finalmente se determina que el área disponible del intercambiador M10-BFM es  $A_d = 10.56 \text{ m}^2$ , que es mayor que el área real requerida  $A = 9.51 \text{ m}^2$ . Por lo tanto este exceso de área nos garantiza que todo el calor será transferido.

- **Determinar la caída de presión del agua blanda “ $\Delta P_{ab}$ ”**

La caída de presión “ $\Delta P_{ab}$ ”, se determina mediante la ecuación (2.45):

$$\Delta P = \frac{2fv^2\rho L}{gD_e}$$

Donde:

$v = 2688.49 \text{ m/h}$ , velocidad nominal del agua blanda.

$\rho = 995.2 \text{ kg/m}^3$ , densidad del agua blanda.

$g = 1.271 \times 10^8 \text{ m/h}^2$ , gravedad.

$D_e = 5.2 \times 10^{-3} \text{ m}$ , diámetro equivalente.

$L = 0.64 \text{ m}$ , (largo de la placa\* número de pases).

$f$  = Factor de fricción del agua blanda.

El factor de fricción del agua blanda “ $f$ ” al interior del intercambiador de placas, se determina con la ecuación (2.46), considerando un  $Re = 4843.03$ .

$$f = \frac{2.5}{(Re)^{0.3}} = \frac{2.5}{(4843.03)^{0.3}} = 0.196$$

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (2.45):

$$\Delta P_{ab} = \frac{2 * 0.196 * (2688.49)^2 * 995.2 * 0.64}{1.271 \times 10^8 * 5.2 \times 10^{-3}}$$

$$\Delta P_{ab} = 2730.514 \text{ Kg/m}^2 = 26.78 \text{ KPa}$$

Finalmente podemos darnos cuenta que la caída de presión del agua blanda  $\Delta P_{ab} = 26.78 \text{ KPa}$ , está dentro del rango permitido para el agua al interior de un intercambiador de placas (  $14.7 \text{ KPa} - 29.4 \text{ KPa}$ ), por lo que sí es factible usar este modelo de intercambiador de placas para estas condiciones de trabajo. Esto se puede verificar en el (*Anexo 1.4*).

- **Determinar la caída de presión del condensado “ $\Delta P_c$ ”**

La caída de presión del condensado  $\Delta P_c$  en un intercambiador de placas, se determina mediante la Ecuación (3.63):

$$\Delta P = \frac{2fv^2\rho L}{gD_e}$$

Donde:

$v = 380.49 \text{ m/h}$ , velocidad nominal del condensado.

$\rho = 985.8 \text{ kg/m}^3$ , densidad del condensado.

$g = 1.271 \times 10^8 \text{ m/h}^2$ , gravedad.

$D_e = 5.2 \times 10^{-3} \text{ m}$ , diámetro equivalente.

$L = 0.64 \text{ m}$ , (largo de la placa \* número de pases).

$f =$  Factor de fricción del condensado.

El factor de fricción para el condensado “ $f$ ” al interior del intercambiador de placas, se determina con la ecuación (2.46), considerando un  $Re = 1248.4$ .

$$f = \frac{2.5}{(Re)^{0.3}} = \frac{2.5}{(1248.4)^{0.3}} = 0.2944$$

Determinamos la caída de presión del fluido de agua blanda “ $\Delta P_c$ ”, reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (2.45):

$$\Delta P_c = \frac{2 * 0.2944 * (380.49)^2 * 985.8 * 0.64}{1.271 \times 10^8 * 5.2 \times 10^{-3}}$$

$$\Delta P_c = 81.372 \text{ Kgf/m}^2 = 0.798 \text{ KPa}$$

Finalmente podemos darnos cuenta que la caída de presión del agua blanda  $\Delta P_c = 0.798 \text{ KPa}$ , está por debajo del rango permitido para el agua al interior de un intercambiador de placas (  $14.7 \text{ KPa} - 29.4 \text{ KPa}$ ), por lo que sí es factible usar este modelo de intercambiador de placas para estas condiciones de trabajo. Esto se puede verificar en el (*Anexo 1.4*).

### 4.3 ANÁLISIS ECONÓMICO

El presente proyecto consiste en la “Evaluación del sistema de recuperación de purgas de fondo y de nivel de las calderas piro-tubulares en la empresa pesquera Austral Group S.A.A. – Coishco”.

Se considera como base de estudios un tiempo de operación de 450 horas anuales, así como para un horizonte de 10 años.

Debemos tener en cuenta que la inversión en su totalidad será financiada por la entidad bancaria “SCOTIABANK”, con una tasa de interés de mercado del 15%.

Tomamos como referencia la recuperación de vapor flash a 7.5 PSI en el cual se consiguen los mejores beneficios económicos para la empresa.

#### 4.3.1 INVERSIÓN INICIAL DEL PROYECTO

La inversión inicial del proyecto considera los egresos por los trabajos de instalación del sistema de recuperación de calor mixto y el suministro de los equipos y accesorios necesarios para ejecutar el proyecto. Se detalla los egresos de inversión inicial del proyecto en la Tabla N° 4.2.

**Tabla N° 4.2:** Listado detallado de egresos de inversión inicial del proyecto.

ESPECIFICACIONES DE INVERSIÓN INICIAL	COSTO + IGV (\$)
Instalación de tuberías, accesorios y equipos del Sistema de Recuperación de calor mixto. (ANEXO IV)	9882.50
Fabricación del Tanque Flash, Modelo: FV18. (ANEXO V)	4130.00
Intercambiador de calor a placas, Modelo: M10-BFM, de 46 placas, según especificación. (ANEXO III)	6513.60
Tablero de control metálico de 600 x 400 x 200, Marca: RITTAL. Incluye: Elementos de protección y seguridad para la automatización del desaereador y el servicio de instalación de controladores y elementos neumáticos. (ANEXO VI)	1115.10
Control de nivel modulante. (ANEXO VI)	5169.60
Control de Temperatura. (ANEXO VI)	3766.60
Control de Presión. (ANEXO VI)	6887.50
Accesorios para el sistema de recuperación de energía a partir de purgas de calderas. (ANEXO VI)	5735.90
<b>MONTO TOTAL DE INVERSIÓN INICIAL (\$)</b>	<b>43200.80</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

Se debe tener en cuenta que el monto total de inversión inicial, mostrado en la Tabla N° 4.2, es de **\$ 43200.80 Dólares Americanos** en el que está incluido el IGV.

#### 4.3.2 EGRESOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL PROYECTO

Los egresos por operación y mantenimiento del sistema de recuperación de calor mixto, con la finalidad de conservar la eficiencia del sistema y de esa forma seguir recuperando la misma cantidad de vapor flash de las purgas de fondo y nivel. A continuación en la Tabla N° 4.3 se detalla dichos egresos.

**Tabla N° 4.3:** Egresos de operación y mantenimiento del sistema

ESPECIFICACIONES DE EGRESOS ANUALES	COSTO + IGV (\$)
<p>Gastos de operación y mantenimiento del sistema de recuperación de calor mixto. Que comprende las siguientes actividades:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Lavado por recirculación “Flushing” de las tuberías del sistema.</li> <li>✓ Desmontaje, mantenimiento y montaje de válvulas, filtros trampas y otros accesorios que conforman el sistema.</li> <li>✓ Mantenimiento del Tanque flash.</li> <li>✓ Desmontaje, mantenimiento y montaje de Intercambiador de calor por placas.</li> <li>✓ Prueba de estanqueidad a 3 PSI del sistema.</li> </ul> <p>Ver (ANEXO VII)</p>	<p><b>4130.00</b></p>

**Fuente:** *Elaboración propia.*

Por lo tanto el egreso por costos de operación y mantenimiento del sistema de recuperación de calor mixto, es de **\$ 4130.00 Dólares Americanos/Año**, en el que está incluido el IGV.

#### 4.3.3 INGRESOS DEL PROYECTO POR RECUPERACIÓN DE CALOR

Los ingresos generados por la recuperación de calor de las purgas de fondo y de nivel mediante el sistema implantado, están reflejados en la cantidad de vapor flash producido, la cantidad de calor ganado por el agua blanda de alimentación de calderas y el ahorro por disminución del % CO2 emitido al medio ambiente. Se detallan dichos ingresos del proyecto en la Tabla N° 4.4.

**Tabla N° 4.4:** Ingresos anuales por recuperación de calor de purgas

ESPECIFICACIONES DE INGRESOS ANUALES	MONTO (\$)
Ingresos por la generación de vapor flash a 7.5 PSI.	12568.51
Ingresos por la recuperación de calor para calentar al agua blanda de alimentación a las 07 calderas.	10706.26
Ingresos por la disminución del %CO <sub>2</sub> emitido al medio ambiente.	3885.75
<b>MONTO TOTAL DE INVERSIÓN INICIAL (\$)</b>	<b>27160.52</b>

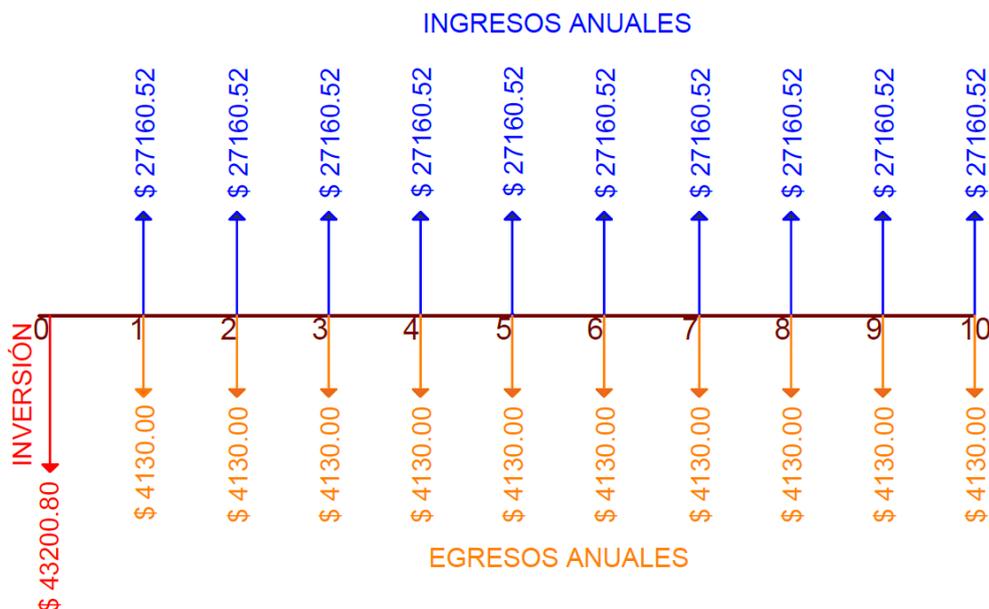
**Fuente:** *Elaboración propia.*

Por lo tanto los ingresos generados por la recuperación de calor de las purgas de las 07 calderas y la disminución del %CO<sub>2</sub> emitido al medio ambiente, es de \$ **27160.52 Dólares Americanos/Año.**

#### 4.3.4 VALOR ACTUAL NETO DEL PROYECTO (VAN)

Para determinar el Valor Actual Neto del proyecto, tomando las condiciones de referencia para la producción anual de 450 horas y considerando una tasa de rendimiento mínima atractiva del 15% para el proyecto, tenemos el siguiente diagrama (Figura N° 4.3), para un horizonte de 10 años.

**Figura N° 4.3:** Diagrama de Flujo de Ingresos y Egresos del Proyecto



**Fuente:** *Elaboración propia.*

El Valor Actual Neto “VAN”, se determina mediante la ecuación (2.50):

$$VAN = -I + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+i)^t}$$

Dónde:

$I = \$ 43200.80$ , Inversión inicial en el año cero

$i = 15\%$ , Tasa de rendimiento mínima atractiva del proyecto.

$n = 10$  años, Tiempo de vida del proyecto a evaluar.

$V_t$  = Representa los flujos de caja de (Ingreso – Egreso) anual.

Reemplazando los datos anteriores en la ecuación (2.50), determinaremos el Valor Actual Neto para el proyecto:

$$VAN = -43200.80 + \frac{(1 + 0.15)^{10} - 1}{0.15 * (1 + 0.15)^{10}} [27160.52 - 4130.00]$$

$$VAN = 72384.05$$

Como el  $VAN > 0$  para una tasa de rendimiento mínima atractiva del 15%, podemos decir que el proyecto de inversión a implementar según este indicador, es económicamente rentable.

#### 4.3.5 TASA INTERNA DE RETORNO DEL PROYECTO (TIR)

Para determinar la Tasa Interna de Retorno del proyecto, se debe igualar el VAN a “0” y además cuando el valor del TIR supera a la tasa de rendimiento mínima atractiva del proyecto, el proyecto es económicamente rentable.

La Tasa Interna de Retorno “TIR”, se determina mediante la ecuación (2.51):

$$-I + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+TIR)^t} = 0$$

Reemplazando los datos anteriores en la ecuación (2.51), se obtiene:

$$\frac{(1 + TIR)^{10} - 1}{TIR * (1 + TIR)^{10}} [27160.52 - 4130.00] = 43200.80$$

$$\frac{(1 + TIR)^{10} - 1}{TIR * (1 + TIR)^{10}} = \frac{43200.80}{23030.52}$$

Al desarrollar la ecuación anterior, mediante un proceso de iteración el resultado para el TIR es el siguiente:

$$TIR = 52.5 \%$$

Como el **TIR** es muy superior a la tasa de rendimiento mínima atractiva del 15%, esto debido a la baja inversión y una elevada rentabilidad que ofrece el aprovechamiento del calor latente y sensible de las purgas de las calderas.

Por lo tanto este indicador económico nos indica que el proyecto es rentable.

#### 4.3.6 PERIODO DE REPAGO DEL PROYECTO (PAY BACK)

El Periodo de Repago del proyecto, puede ayudar a determinar el tiempo en años aproximado que tardará en recuperar la inversión inicial del proyecto, en función a los ingresos anuales por ahorros obtenidos. Se determina mediante la Ecuación (2.52):

$$P = \frac{INVERSIÓN\ INICIAL}{EGRESO\ ANUAL - INGRESO\ ANUAL}$$

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (2.52), obtenemos:

$$P = \frac{43200.80}{27160.52 - 4130} = 1.876 \text{ Años}$$

Teniendo en cuenta el cálculo realizado, el periodo en que la inversión puede ser recuperada, es de 1.873 Años aproximadamente.

#### 4.3.7 RELACIÓN BENEFICIO-COSTO DEL PROYECTO (B/C)

Para determinar la Relación Beneficio-Costo, se tiene que evaluar para una tasa mínima atractiva del 15%, mediante la Ecuación (2.53):

$$\frac{B}{C} = \frac{\text{Valor Actual de los (Ingresos - Egresos) totales netos}}{\text{Inversión Inicial}}$$

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (2.53), obtenemos:

$$\frac{B}{C} = \frac{\frac{(1 + 0.15)^{10} - 1}{0.15 * (1 + 0.15)^{10}} [27160.52 - 4130.00]}{43200.80}$$

$$\frac{B}{C} = \frac{115584.85}{43200.80} = 2.68$$

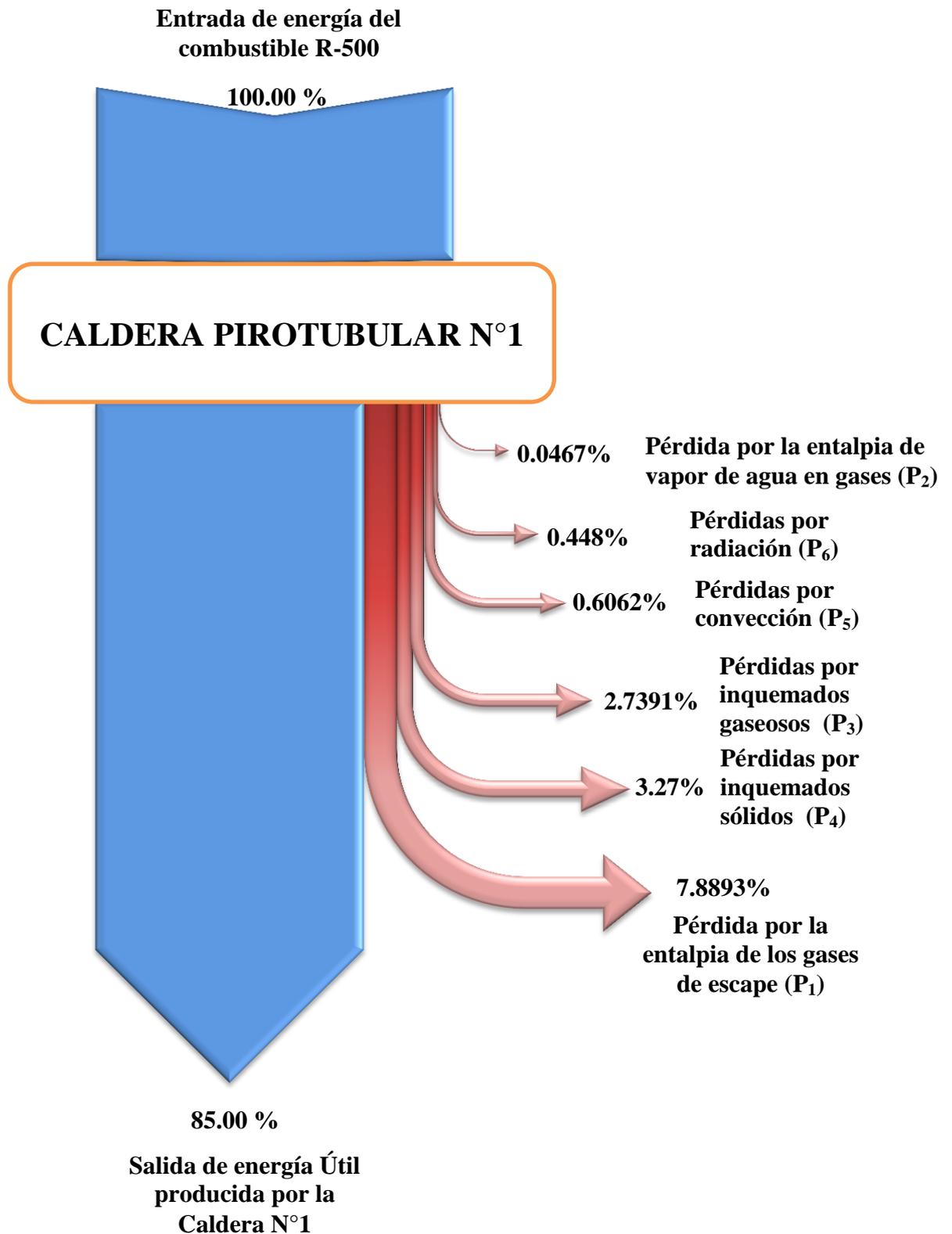
Finalmente como la relación (B/C) resulta un valor mayor a 1, el indicador económico evidencia que si es conveniente invertir en este proyecto; ya que los beneficios que se obtendrán serán mayores que los costos a una tasa del 15%.

# **CAPÍTULO V**

## **RESULTADOS Y DISCUSIONES**

## 5.1 EVALUACIÓN TÉRMICA

Figura N° 5.1: DIAGRAMA DE SANKEY DE LA CALDERA N°1



Fuente: *Elaboración propia.*

**Tabla N° 5.1: EFICIENCIA DE LAS 07 CALDERAS PIROTUBULARES**

Variables	Caldera N°1	Caldera N°2	Caldera N°3	Caldera N°4	Caldera N°5	Caldera N°6	Caldera N°7
T <sub>g</sub>	215	215	215	215	215	215	215
T <sub>a</sub>	20	20	20	20	20	20	20
CO <sub>2</sub>	13.10	13.12	13.08	13.28	13.03	12.71	13.38
K	0.53	0.53	0.53	0.53	0.53	0.53	0.53
H <sub>2</sub> O	0.7	0.8	0.6	0.6	0.8	0.7	0.7
H	0	0	0	0	0	0	0
PCS R-500	42826.37	42826.37	42826.37	42826.37	42826.37	42826.37	42826.37
CO	0.7	0.6	0.7	0.8	0.7	0.6	0.8
K <sub>1</sub>	54	54	54	54	54	54	54
B	2	2	2	2	2	2	2
Q <sub>P5</sub>	66.9	66.9	66.9	66.9	66.9	66.9	66.9
W <sub>C</sub>	8829	8829	8829	8829	8829	8829	8829
Q <sub>P6</sub>	49.44	49.44	49.44	49.44	49.44	49.44	49.44
P <sub>1</sub>	7.8893	7.8773	7.9014	7.7824	7.9317	8.1314	7.7242
P <sub>2</sub>	0.0467	0.0533	0.0400	0.0400	0.0533	0.0467	0.0467
P <sub>3</sub>	2.7391	2.3615	2.7431	3.0682	2.7531	2.4343	3.0465
P <sub>4</sub>	3.270	3.270	3.270	3.270	3.270	3.270	3.270
P <sub>5</sub>	0.6062	0.6062	0.6062	0.6062	0.6062	0.6062	0.6062
P <sub>6</sub>	0.4480	0.4480	0.4480	0.4480	0.4480	0.4480	0.4480
Σ p	15.00%	14.62%	15.01%	15.21%	15.06%	14.94%	15.14%
η	85.00%	85.38%	84.99%	84.79%	84.94%	85.06%	84.86%
η <sub>planta</sub>	85.00%						

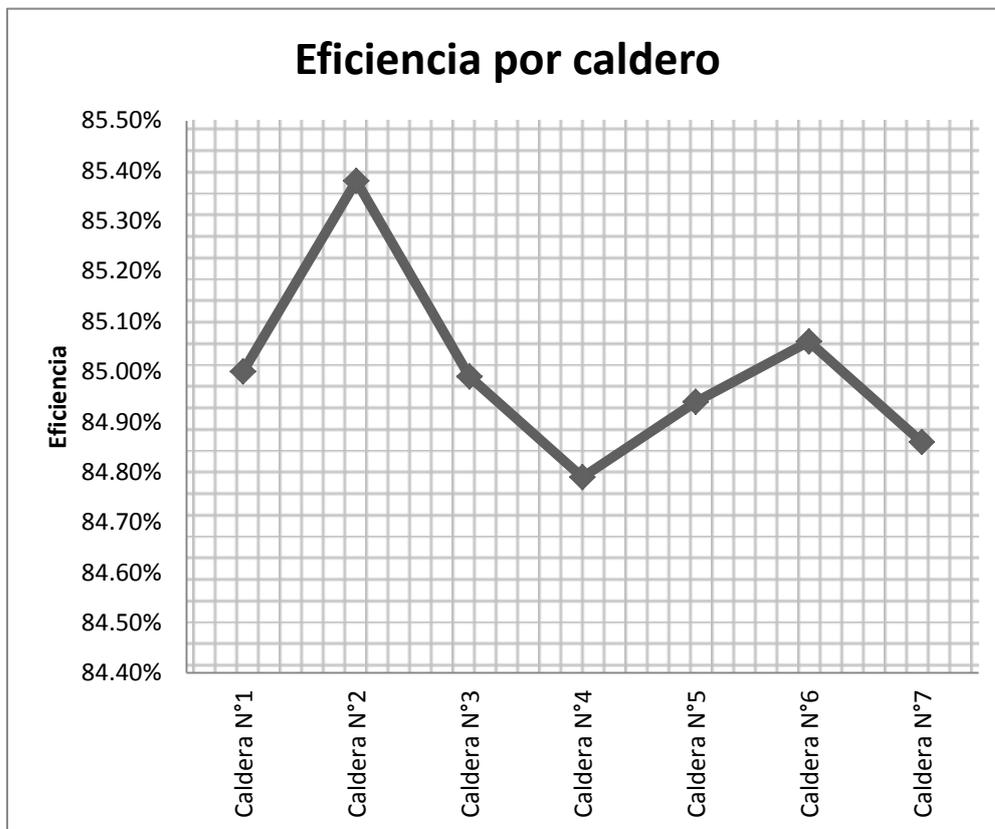
**Fuente:** *Elaboración propia.*

**Tabla N° 5.2: FLUJO MÁSIKO CONDENSADO DE PURGAS DE CALDERAS**

CALDERAS	h <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	PCI R-500	η	Consumo R-500 (kg/hr)	m°vapor kg/hr	flujo másiko de condensado (kg/hr)
Caldera N°1	2775.2	380.54	40590	0.8500	920.97	13269.02	1373.904
Caldera N°2	2775.2	380.54	40590	0.8538	920.97	13328.92	1380.106
Caldera N°3	2775.2	380.54	40590	0.8499	920.97	13267.67	1373.764
Caldera N°4	2775.2	380.54	40590	0.8479	920.97	13235.50	1370.433
Caldera N°5	2775.2	380.54	40590	0.8494	920.97	13259.29	1372.897
Caldera N°6	2775.2	380.54	40590	0.8506	920.97	13278.93	1374.930
Caldera N°7	2775.2	380.54	40590	0.8486	920.97	13246.92	1371.615
TOTAL PARA LAS 07 CALDERAS					6446.79	92886.25	9617.6

**Fuente:** *Elaboración propia.*

**Figura N° 5.2: EFICIENCIA MÁXIMA Y MÍNIMA DE LAS SIETE CALDERAS PIROTUBULARES DE LA PLANTA DE VAPOR**



**Fuente:** *Elaboración propia.*

- De la figura N° 5.1 podemos apreciar que la caldera con mayor eficiencia es la caldera N°02 y la de menor eficiencia es la caldera N°04

**Tabla N° 5.3: VAPOR FLASH PRODUCIDO DE PURGAS DE CALDERAS**

CALDERAS	flujo másico de condensado (kg/hr)	% de flash	flujo másico de vapor flash producido (kg/hr)	flujo másico de purgas de tanque flash (kg/hr)
Caldera N°1	1373.904	0.1254	172.2875478	1201.616
Caldera N°2	1380.106	0.1254	173.0652619	1207.040
Caldera N°3	1373.764	0.1254	172.2700145	1201.494
Caldera N°4	1370.433	0.1254	171.85231	1198.581
Caldera N°5	1372.897	0.1254	172.1612816	1200.736
Caldera N°6	1374.930	0.1254	172.4162804	1202.514
Caldera N°7	1371.615	0.1254	172.0005463	1199.615
<b>TOTAL</b>	<b>9617.6</b>	<b>0.1254</b>	<b>1206.1</b>	<b>8411.60</b>

**Fuente:** *Elaboración propia.*

**Tabla N° 5.4: CALOR RECUPERADO DE PURGAS DE CALDERAS**

CALDERAS	Flujo másico de vapor flash producido (kg/hr)	hg <sub>2</sub> (KJ/kg)	hf <sub>2</sub> (KJ/kg)	Tiempo mínimo de operación por año (hr)	Calor ganado del vapor Flash (BTU)	Calor ganado del condensado (BTU)
Caldera N°1	172.288	2694.02	469.634	450	163487628.4	
Caldera N°2	173.065	2694.02	469.634	450	164225619.2	
Caldera N°3	172.270	2694.02	469.634	450	163470990.7	
Caldera N°4	171.852	2694.02	469.634	450	163074621.2	
Caldera N°5	172.161	2694.02	469.634	450	163367811.4	
Caldera N°6	172.416	2694.02	469.634	450	163609785.7	
Caldera N°7	172.001	2694.02	469.634	450	163215286	
<b>TOTAL</b>	<b>1206.053243</b>	<b>2694.02</b>	<b>469.634</b>	<b>450.0</b>	<b>1144451742.6</b>	<b>974931163.2</b>
<b>CALOR TOTAL GANADO (BTU)/Año</b>					<b>2119382905.84</b>	

**Fuente:** *Elaboración propia.*

**TABLA N° 5.5: GALONES DE R-500 AHORRADO PURGAS DE CALDERAS**

CALDERAS	Flujo másico de vapor flash producido (kg/hr)	hg <sub>2</sub> (KJ/kg)	hf <sub>2</sub> (KJ/kg)	PCI R-500 (KJ/kg)	η	Tiempo mínimo de operación por año (hr)	Galones de R-500 ahorrado del vapor Flash (BTU)	Galones de R-500 ahorrado del condensado (BTU)
Caldera N°1	172.288	2694.02	469.634	40590	0.850	450	1360.133	
Caldera N°2	173.065	2694.02	469.634	40590	0.854	450	1360.133	
Caldera N°3	172.270	2694.02	469.634	40590	0.850	450	1360.133	
Caldera N°4	171.852	2694.02	469.634	40590	0.848	450	1360.133	
Caldera N°5	172.161	2694.02	469.634	40590	0.849	450	1360.133	
Caldera N°6	172.416	2694.02	469.634	40590	0.851	450	1360.133	
Caldera N°7	172.001	2694.02	469.634	40590	0.849	450	1360.133	
<b>TOTAL</b>	<b>1206.05</b>	<b>2694.02</b>	<b>469.634</b>	<b>40590</b>	<b>0.850</b>	<b>450.0</b>	<b>9521.60</b>	<b>8110.80</b>
<b>TOTAL DE GALONES DE R-500 AHORRADOS /Año</b>							<b>17632.40</b>	

**Fuente:** *Elaboración propia.*

**5.2 SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR MIXTO**

**TABLA N° 5.6: TANQUE FLASH SELECCIONADO**

<b>CARACTERISTICAS DE TANQUE FLASH</b>	
Modelo	FV18- Spirax Sarco
Presión en los purgadores	120 PSI / 8.3 BAR r
Presión del revaporizado	7.5 PSI / 0.5 BAR r
Altura del Tanque flash	1510 mm
Diametro del tanque	457 mm
Ø brida de ingreso de condensado	DN150
Ø brida de salida de vapor flash	DN150
Ø brida de purga de tanque flash	DN80
Peso aproximado del tanque flash	376 kg
Material de carcaza central de tanque	ASTM A106B
Material de extremos bombeados de tanque	ASTM A234 WPB

**Fuente:** *Elaboración propia.*

**TABLA N° 5.7: INTERCAMBIADOR DE PLACAS SELECCIONADO**

CARACTERISTICAS DE INTERCAMBIADOR DE PLACAS	
Marca	Alfa Laval
Modelo	M10-BFM
Número de placas	46
Número de pasos	1
Espesor de placas	0.5 mm
Ancho de la placa	375 mm
Largo de la placa	64 mm
Material de la placa	AISI 316
Área lateral de la placa	0.24 m <sup>2</sup>
Separación entre placas	2.6 mm
Área máxima de intercambio de calor	90 m <sup>2</sup>
Caudal Máximo	180 m <sup>3</sup> /hr
Altura del intercambiador	1084 mm
Ancho del bastidor del intercambiador	470 mm
Diámetro de conexiones de tuberías	DN100

**Fuente:** *Elaboración propia.*

### 5.3 ANÁLISIS ECONÓMICO

**TABLA N° 5.8: INTERPRETACIÓN DE INDICADORES ECONÓMICOS**

INDICADORES ECONÓMICOS	VALOR	INTERPRETACIÓN
VALOR ACTUAL NETO (VAN)	72384.05	VAN > 0, con una tasa de rendimiento mínima atractiva del 15%, se define que el proyecto es económicamente rentable.
TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	52.50%	TIR > 15%, debido a la baja inversión y a la elevada rentabilidad que ofrece el proyecto, se define económicamente rentable.
PERIODO DE REPAGO (PAY BACK)	1.876 años	El periodo de recuperación de inversión es mínimo y eficiente, con referencia al horizonte de evaluación del proyecto que es de 10 años.
RELACIÓN BENEFICIO-COSTO (B/C)	2.68	B/C > 1, indica que el proyecto es económicamente rentable para invertir, obteniendo un beneficio mayor a la tasa de rendimiento mínima atractiva del 15%.

**Fuente:** *Elaboración propia.*

## 5.4 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

- Los resultados obtenidos en el análisis económico del sistema de recuperación de purgas de fondo y de nivel de las calderas pirotubulares, se observa que los ingresos anuales por la generación de vapor flash a 7.5 PSI es \$ 12568.51, los ingresos por la recuperación de calor que sede el condensado de purgas de tanque flash al flujo de agua de alimentación de las 07 calderas mediante el intercambiador de placas es \$ 10706.26 y los ingresos por la disminución del porcentaje de CO<sub>2</sub> emitido al medio ambiente es \$ 3885.75. Siendo estos ingresos adecuados para que el proyecto a implementar sea económicamente rentable.
- El análisis económico para el sistema de recuperación de purgas de fondo y de nivel de las calderas pirotubulares, mediante el indicador del Valor Actual Neto (VAN), teniendo como referencia la inversión, ingresos y egresos anuales respectivos por la implementación del sistema a una tasa de rendimiento mínima atractiva del 15%, se determinó que el VAN es \$ 72384.05 y mediante el indicador de la Tasa Interna de Retorno (TIR), teniendo como referencia la inversión, ingresos y egresos anuales respectivos, se determinó que el TIR es 52.5%, lo que nos indica que el proyecto de inversión a implementar es económicamente rentable para la empresa, siendo el TIR mayor que la tasa de rendimiento mínima atractiva que es del 15%. Pero según D. León en su tesis titulada “ Ahorro energético con la producción de vapor flash a través de los condensados recuperados de proceso en la empresa COPEINCA – HUARMEY”, consigue una Tasa interna de retorno (TIR) para su proyecto de inversión de 205%, esta discrepancia se da debido a que las horas de operación anual consideradas es de 900, dando así un mayor margen de rentabilidad para su proyecto.
- El análisis económico mediante el indicador del Periodo de Repago (PAY BACK), teniendo como referencia la inversión, ingresos y egresos anuales respectivos, se determinó que el Periodo de repago del proyecto es 1.876 Años que representa un periodo aproximado de 23 meses, que nos indica que la inversión realizada por la Empresa AUSTRAL GROUP S.A.A. será recuperada en un periodo de tiempo corto, siendo esto factible para la economía de la empresa.
- El análisis económico mediante el indicador del Beneficio-Costo (B/C), teniendo como referencia la inversión, ingresos y egresos anuales respectivos a una tasa de rendimiento mínima atractiva del 15%, se determinó que el Beneficio-Costo es 2.68, esto nos indica que por cada dólar invertido en la implementación del sistema, se

obtendrá un beneficio de 1.68 Dolares. Lo que indica que el proyecto de inversión a implementar es económicamente rentable para la empresa.

- Finalmente los resultados del análisis por los diferentes indicadores económicos, nos determinan que el proyecto a implementar es económicamente rentable para la empresa AUSTRAL GROUP S.A.A., pero debemos tener en cuenta que los resultados antes mencionados de los indicadores económicos, han sido evaluados para un total de horas trabajadas al año de 450 Horas, que es margen proyectado mínimo, ya que en los últimos 5 años se han trabajado un promedio de 900 Horas anuales. Por tal razón si para los próximos 10 años que es el horizonte del proyecto, las horas trabajadas son mayores a 450, la rentabilidad para la empresa por la implementación del sistema será mayor.

# **CAPÍTULO VI**

## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

## 6.1 CONCLUSIONES

- La evaluación del sistema de recuperación de calor mixto conserva el principio básico que corresponde a los cálculos de balance de masa y balance de energía, obteniendo una eficiencia de los calderos N°01, 02, 03, 04, 05, 06 y 07 de 900 BHP eficiencias de 85%, 85.38%, 84.99%, 84.79%, 84.94%, 85.06% y 84.86% respectivamente, lográndose cuantificar el flujo de condensado de las purgas de nivel y de fondo emitidas por las 07 calderas pirotubulares de la planta de vapor, el cual es 9617.33 Kg de condensado/hora a una presión de 120 PSI.
- El flujo de vapor flash generado de la recuperación de las purgas de nivel y de fondo de las 07 calderas pirotubulares a una presión de 7.5 PSI es de 1206.01 Kg de vapor flash/hora. El vapor flash generado a 7.5 PSI, para un margen mínimo de operación de 450 horas por año, genera un ahorro de 9521.6 Gal de petróleo R-500/año, que equivale a \$ 12568.51 USD/año.
- El flujo de condensado restante emitido por el tanque flash a una presión de 7.5 PSI es de 8411.23 Kg de condensado/hora, cediendo un calor de 634 KW al agua blanda de alimentación de las 07 calderas mediante un intercambiador de placas, generando así aumentar en 9.11°C la temperatura de ingreso del agua blanda a las calderas. El calor aprovechado del condensado para un margen mínimo de operación de 450 horas por año, genera un ahorro de 8110.8 Gal de petróleo R-500/año, que equivalen a \$ 10706.26 USD/año.
- Para el diseño del sistema de recuperación de calor mixto, se ha seleccionado un Tanque flash Modelo: FV18 de Spirax Sarco y sus accesorios complementarios para generar vapor flash a 7.5 PSI y un Intercambiador de calor de Placas Modelo: M10-BFM, Marca: Alfa Laval, con un total de 46 placas de (375mmx64mm) con espesor de 0.5mm y con arreglo de un paso, que cumplen con los parámetros de operación del sistema de recuperación de purgas de calderas.
- El análisis económico para un horizonte de 10 años de duración del proyecto, determina un Valor Actual Neto (VAN) de \$ 72384.05 USD, una tasa interna de retorno (TIR) de 52.5% superior a la tasa de mercado que es de 15%, un periodo de repago de la inversión (PAY BACK) de 23 meses y una relación de Beneficio-Costo

del proyecto de 2.68, con lo que se concluye que el sistema de recuperación de calor mixto de las purgas de fondo y nivel es económicamente rentable.

## **6.2 RECOMENDACIONES**

- Surge la necesidad de proveer un conocimiento más estricto del consumo y ahorro de energía, y análisis por indicadores económicos es una herramienta que se debe adoptar cuando se trata de optimizar procesos energéticos implementando una metodología adecuada.
- Se debe implementar la Gestión de la energía dentro de la empresa a todo el proceso de generación de vapor, para planificar, organizar, motivar e integrar al grupo humano que interviene en el proceso de producción para que tome conciencia del uso de la energía, así como las relaciones de la energía con la producción concluyendo para la reducción de costos.
- Difundir a través de charlas de capacitación acerca de las bondades del Uso eficiente y ahorro de energía.
- Se debe hacer operar las 07 calderas pirotubulares de la planta de vapor a valores cercanos a los nominales, de esta manera sean más eficientes y la generación de energía sea óptima.
- La empresa debe generar un presupuesto anual netamente para proyectos de mejora del uso eficiente y ahorro de energía, tal como el mostrado que permite ahorros económicos a la empresa, así como adicionalmente tiene su implicancia al cuidado del medio ambiente reduciendo las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera con un total de 129.525 TN de CO<sub>2</sub>/año, el cual representa un ahorro de \$ 3885.75 USD/año.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. MORAN M., SHAPIRO H. (1976). *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, Barcelona – España: REVERTÉ S.A., pp.86
2. BOHÓRQUEZ R., (2013). *Auditoría Energética al circuito de vapor y condensado de una planta de café liofilizado*. Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador, pp. 6
3. BURGHARDT D., (1984). *Ingeniería Termodinámica*, México, D.F.: Harla S.A., pp.63.
4. NTP.350.300.2008, *Procedimiento para la determinación de la eficiencia térmica de calderas industriales*.
5. Spirax Sarco (2011). *Recuperación de calor de purgas de caldera*. Recuperado de: [http://www.spiraxsarco.com/global/ar/Products/Documents/Recuperaci%C3%B3n\\_de\\_calor\\_de\\_purgas\\_de\\_caldera-Cat%C3%A1logos.pdf](http://www.spiraxsarco.com/global/ar/Products/Documents/Recuperaci%C3%B3n_de_calor_de_purgas_de_caldera-Cat%C3%A1logos.pdf)
6. Spirax Sarco (2011). *Purgas de caldera*. Recuperado de: <http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/SB/P403-56.pdf>
7. Spirax Sarco (2011). *Sistema de recuperación de calor de la purga de caldera*. Recuperado de: [http://www.spiraxsarco.com/global/cl/Products/Documents/Sistema\\_de\\_recuperaci%C3%B3n\\_de\\_calor\\_de\\_la\\_purga\\_de\\_ca-Hoja\\_T%C3%A9cnica.pdf](http://www.spiraxsarco.com/global/cl/Products/Documents/Sistema_de_recuperaci%C3%B3n_de_calor_de_la_purga_de_ca-Hoja_T%C3%A9cnica.pdf)
8. Spirax Sarco (2011). *Sistema de control de purga BCS3*. Recuperado de: [http://www.spiraxsarco.com/global/ar/Products/Documents/Sistema\\_de\\_control\\_de\\_purga\\_BCS3-Cat%C3%A1logos.pdf](http://www.spiraxsarco.com/global/ar/Products/Documents/Sistema_de_control_de_purga_BCS3-Cat%C3%A1logos.pdf)
9. Spirax Sarco (2011). *The steam and condensate loop book*. Recuperado de: <http://www.spiraxsarco.com/Resources/Pages/steam-book.aspx>
10. Spirax Sarco (2011). *Tanque de Revaporizado FV*. Recuperado de: [http://www.spiraxsarco.com/global/mx/Products/Documents/Tanque\\_de\\_revaporizado\\_tipo\\_FV-Hoja\\_T%C3%A9cnica.pdf](http://www.spiraxsarco.com/global/mx/Products/Documents/Tanque_de_revaporizado_tipo_FV-Hoja_T%C3%A9cnica.pdf)
11. CENGEL Y., GHAJAR A. (2006). *Transferencia de calor y masa*, México DF-México: Mc Graw-Hill Interamericana, pp. 612-614.
12. TÁBOAS F., (2006). *Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*. Universitat Rovira I Virgili, Cataluña-España.

13. Alfa Laval (2007). *Intercambiadores de placas*. Recuperado de:  
<http://www.alfalaval.mx/productos/heat-transfer/plate-heat-exchangers/intercambiadores-de-calor-de-placas-y-bastidor-con-juntas/>
14. INCROPERA F., DE WITT D., (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*, México DF - México: PRENTICE HALL HISPANO-AMERICANA, México. pp.587
15. CAO E. (1987). *Intercambiadores de calor*, Buenos Aires-Argentina. pp.131
16. BACA G. (2007). *Fundamentos de ingeniería económica*, México DF-México: Mc Graw-Hill Interamericana, pp.4.
17. BLANK L., TARQUIN A. (2006). *Ingeniería Económica*, México DF-México: Mc Graw-Hill Interamericana, pp.173-193