

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

RECUPERACIÓN DE GASES DE CALDERA 500 BHP PARA
CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MÁQUINA
REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA
CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C

AUTORES :

Bach. Pacheco Monzón Ricardo Arturo
Bach. Vargas Santiago Diego Glenn

ASESOR :

Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro

NUEVO CHIMBOTE, JUNIO DEL 2021

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis para Título ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D: N°492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA

**RECUPERACIÓN DE GASES DE CALDERA 500 BHP PARA
CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MÁQUINA REMOVEDORA DE PIEL
DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C**

AUTORES :

Bach. Pacheco Monzón Ricardo Arturo
Bach. Vargas Santiago Diego Glenn

Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro
ASESOR

"Año del Bicentenario del Perú: 200 años de Independencia"

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los cinco días del mes de marzo del año dos mil veintiuno, siendo las once horas de la mañana, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N°012-2021-UNS-CFI, integrado por los siguientes docentes:

- > Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN : PRESIDENTE
- > M.Sc. JULIO HIPOLITO NESTOR ESCATE RAVELLO : SECRETARIO
- > Ing. CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO : INTEGRANTE
- > Dr. DENIS JAVIER ARANGURI CAYETANO : ACCESITARIO

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "RECUPERACIÓN DE GASES DE CALDERA 500 BHP PARA CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MAQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C", elaborada por el Bachiller de Ingeniería en Energía: RICARDO ARTURO PACHECO MONZON, con código de matrícula N° 0200711018, teniendo como asesor al docente Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro designado mediante Resolución Decanal N° 753-2019-UNS-FL.

Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
RICARDO ARTURO PACHECO MONZON	<i>Diecisiete (17)</i>	<i>Muy Bueno</i>

Siendo las doce del mediodía, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Mg. Robert F. Guevara Chinchayan
PRESIDENTE


M.Sc. Julio H. N. Escate Ravello
SECRETARIO


Ing. Carlos M. Montañez Montenegro
INTEGRANTE

"Año del Bicentenario del Perú: 200 años de Independencia"

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los cinco días del mes de marzo del año dos mil veintiuno, siendo las once horas de la mañana, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N°012-2021-UNS-CFI, integrado por los siguientes docentes:

- > Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN : PRESIDENTE
- > M.Sc. JULIO HIPOLITO NESTOR ESCATE RAVELLO : SECRETARIO
- > Ing. CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO : INTEGRANTE
- > Dr. DENIS JAVIER ARANGURI CAYETANO : ACCESITARIO

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "RECUPERACIÓN DE GASES DE CALDERA 500 BHP PARA CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MAQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C", elaborada por el Bachiller de Ingeniería en Energía: DIEGO GLENN VARGAS SANTIAGO, con código de matrícula N° 0200911045, teniendo como asesor al docente Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro designado mediante Resolución Decanal N° 753-2019-UNS-FI.

Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
DIEGO GLENN VARGAS SANTIAGO	Dieciséis (17)	Muy Bien

Siendo las doce del mediodía, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.

Mg. Robert F. Guevara Chinchayan
PRESIDENTE

M.Sc. Julio H. N. Escate Ravello
SECRETARIO

Ing. Carlos M. Montañez Montenegro
INTEGRANTE

DEDICATORIA

A mis queridos Padres Andrés y María
Por su incomparable amor y enseñanzas
y por enseñarme la ruta de
del trabajo y perseverancia.

A Dios por su apoyo infinito y por ser nuestro guía
en nuestra carrera y por ser la luz en nuestra vida.

D.G.V.S

DEDICATORIA

A mis queridos Padres

Arturo Pacheco Barbaran y Carmen Monzón Casas

A mi abuelita, la señora Emilia Casas Salirrosas

A mis hermanos Romely Pacheco Monzón y Elizabeth Cerna Monzón

A mi enamorada Katty Vásquez Villena.

A Dios por que siempre está conmigo
en los momentos buenos y malos.

R.A.P.M

RECONOCIMIENTO

Al Ing. Carlos Montañez
Por sus consejos y enseñanzas
y su apoyo incondicional en la realización de esta tesis.

A todos los Profesores de la
EAP de Ingeniería en Energía
Por el apoyo desinteresado
Y sus enseñanzas durante
Nuestra vida universitaria.

Y para todos nuestros amigos
y colegas, por su amistad de toda la vida.

Atentamente,

.

D.G.V.S

RECONOCIMIENTO

Al Ing. Carlos Montañez
Por sus sabios consejos
y apoyo académico en la realización de esta tesis.

A todos los Profesores de la
EAP de Ingeniería en Energía
Por sus enseñanzas
en nuestro paso por la UNS.

Para nuestros colegas profesionales
y compañeros de trabajo.

Atentamente,

.

R.A.P.M

INDICE

INDICE

RESUMEN

CAPITULO I: INTRODUCCION	1
1.1 Realidad Problemática	2
1.2 Antecedentes	2
1.3 Justificación	6
1.4 Hipótesis	7
1.5 Objetivos	7
CAPITULO II: MARCO TEORICO	8
2.1 Calderos Piro tubulares	9
2.2 Ahorro de energía en calderos piro tubulares	14
2.3 Diseño de recuperadores de calor	20
2.4 Indicadores de desempeño energético	34
2.5 Rentabilidad	36
CAPITULO III: MATERIALES Y METODO	39
3.1 Materiales	40
3.2 Método de Investigación	43
CAPITULO IV: CALCULOS Y RESULTADOS	44
4.1 Balance de energía en Caldero 1	45
4.2 Cuantificación del flujo de energía para la generación de agua caliente	46
4.3 Dimensionamiento del recuperador de calor	48
4.4 Desempeño energético y ahorros obtenidos	55
4.5 Evaluación económica	58
4.6 Discusión de resultados	60
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	62
Conclusiones	63
Recomendaciones	65
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	66
ANEXOS	72

FIGURAS

Figura N° 1 Diagrama T vs s para la generación de vapor satura	10
Figura N° 2 Vista frontal planta de calderos	11
Figura N° 3 Comportamiento de gases de combustión en función a su temperatura	16
Figura N° 4 Influencia de la temperatura del agua de alimentación en el consumo de combustible	17
Figura N° 5 Esquema de ubicación de un economizador	18
Figura N° 6 Disposición de flujos en paralelo y en serie	21
Figura N° 7 Disposición de flujos de intercambiadores de calor compactos	22
Figura N° 8 Disposición de flujos de intercambiadores de calor casco y tubos	22
Figura N° 9 Características geométricas del tubo con aletas anulares de perfil circular	24
Figura N°10 Paso entre tubos para arreglo cuadrado	24
Figura N°11 Paso entre tubos para arreglo triangular	25
Figura N°12 Distribución de flujos en un recuperador de calor	26
Figura N°13 Disposición de temperaturas entre dos fluidos	28
Figura N°14 Balance de energía en maquina removedora de piel de pescado	33
Figura N°15 Caldera de 500 BHP Marca Distral	40
Figura N°16 Vista frontal de Maquina Removedora de piel	42
Figura N°17 Vista posterior de Maquina Removedora de piel	42
Figura N°18 Balance de masas en caldero distral de 500 BHP	47
Figura N°19 Comportamiento de temperaturas para el proceso de recuperación de calor	48
Figura N° 20 Disposición del Banco de Tubos	49
Figura N° 21 Resistencias dispuestas para la transferencia de calor en recuperador de calor	53
Figura N° 22 Recuperador de calor a instalar en Caldero N° 1	54

TABLAS

Tabla N° 1: Constantes c y m para flujo cruzado	29
Tabla N° 2 Información de Calderas DISTRAL	41
Tabla N° 3 Información de Maquina removedora de piel de pescado	41
Tabla N° 4 Información para balance de energía en Caldera 1	45
Tabla N° 5 Determinación del Valor actual neto	58
Tabla N° 6 Determinación del TIR	59

RESUMEN

El recuperador de calor permite el aprovechamiento del calor sensible de los gases de la combustión para reemplazar al vapor saturado generado en el Caldero 1 de 500 BHP para el calentamiento del agua de proceso desde 20 a 90 °C para la máquina removedora de piel de pescado de la Empresa de Conservas La Chimbotana SAC. En este caso el caldero consume GLP y tiene una eficiencia del 85%,

La presente investigación es del tipo descriptiva y aplicada, la muestra de es única seleccionada por interés, en este caso es el Caldero 1 de 500 BHP. El procedimiento incluye un balance de energía, cuantificación del calor necesario para la máquina removedora de piel de pescado, cuantificación del calor suministrado por los gases de la combustión, dimensionamiento del recuperador de calor y análisis del desempeño energético.

La recuperación de calor de los gases de la combustión permite dimensionar un recuperador de calor de flujo cruzado a instalar en la chimenea de la Caldera 1, este último consta de 12 tubos de acero ASTM SCH 30 de 1" en 17 pazos en configuración en tresbolillo por donde fluye el agua , mientras que por la parte externa fluyen los gases de la combustión. Se cuantifico una reducción de combustible en el orden de 1177 kg GLP/mes con una reducción del consumo de energía primaria de 4.23 %, del mismo modo se obtuvo una reducción de costos de 2246.40 S./mes y una reducción emisión de CO₂ de 34.48 Ton.CO₂/mensual. La rentabilidad del proyecto determinando un valor del valor Actual neto favorable del orden de U\$ 35942.04 y una Tasa interna de retorno de 47.93 %, mientras que el pay back es igual 1 año y 11 meses.

PALABRA CLAVE: Recuperador de calor, caldero, desempeño energético.

ABSTRACT

The heat recovery unit allows the use of the sensible heat of the combustion gases to replace the saturated steam generated in Boiler 1 of 500 BHP for heating the process water from 20 to 90 ° C for the fish skin remover machine of the Conservas La Chimbotana SAC Company. In this case, the boiler consumes LPG and has an efficiency of 85%,

The present investigation is descriptive and applied, the sample of is unique selected by interest, in this case it is Cauldron 1 of 500 BHP. The procedure includes an energy balance, quantification of the heat required for the fish skin removing machine, quantification of the heat supplied by the combustion gases, sizing of the heat recovery unit and analysis of the energy performance.

The recovery of heat from the combustion gases allows the dimensioning of a cross-flow heat recovery unit to be installed in the chimney of Boiler 1, the latter consists of 12 1"ASTM SCH 30 steel tubes in 17 staggered rooms. where the water flows, while the combustion gases flow on the outside. A fuel reduction in the order of 1177 kg LPG / month was quantified with a reduction in primary energy consumption of 4.23%, in the same way a cost reduction of 2246.40 S / . / month was obtained and a reduction in CO₂ emission of 34.48 Ton CO₂ / month. The profitability of the project determining a favorable net Present value value of the order of US \$ 35,942.04 and an internal rate of return of 47.93%, while the pay back is equal to 1 year and 11 months.

KEY WORD: Energy baseline, performance indicators and energy supply. Heat recovery, boiler, energy performance.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

Actualmente los procesos térmicos realizados en las empresas conserveras de pescado presentan oportunidades de mejoras específicamente centrado en equipos de uso de vapor para calentamiento directo en mezcla con agua como se genera en una máquina removedora de piel de pescado, siendo esta a su vez máquina escaldadora.

El proceso térmico de una máquina peladora requiere de vapor saturado que proviene de una línea de tubería de caldera específicamente del manifold, para calentar agua a una temperatura promedio entre 45 y 60° C con el fin de desprender la piel del pescado y removerla mediante el giro de un cilindro de configuración tipo malla y una bandeja donde se aloja el agua caliente mezclado con vapor saturado.

En esta situación es posible aprovechar los gases calientes que salen de una caldera pirotubular de 500 BHP, cuya temperatura de gases va desde 185°C a 235°C , Según los estudios de balance de energía y análisis de combustión realizados en los últimos 3 años anteriores y en condiciones operativas de la unidad de generación de vapor, siendo una oportunidad muy importante para el sistema , diseñar un recuperador de calor de gases de combustión para extraer parte del calor y calentar con ella agua para abastecer a la máquina removedora de piel de pescado ,consiguiéndose un ahorro importante de vapor saturado que se orienta también a la mejora de los indicadores energéticos y de productividad para los procesos de la planta de conserva de pescado

Teniendo en cuenta lo enunciado se plantea la siguiente pregunta:

¿CUÁL SERÁ LA TEMPERATURA ÓPTIMA APROVECHADA A PARTIR DE LA RECUPERACIÓN DE FLUJO MÁSSICO GASES DE UNA CALDERA 500 BHP PARA CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MÁQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C?

1.2 ANTECEDENTES:

Se tienen los siguientes estudios que sirven como antecedente al presente informe de tesis:

En la tesis de Meléndez (2005) para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa en Perú concluye lo siguiente: Se demuestra que con la instalación del Economizador se puede reducir mejorar el consumo de Petróleo

Industrial N.º 6 en 2.5 % y asegurar una producción continua de vapor, evitando además las paradas intempestivas, que son muy comunes en este ingenio azucarero. Par este caso los gases de la combustión circulan por la parte exterior de un intercambiador de flujo cruzado, mientras que el aire de la combustión circula por la parte exterior a ellos.

Así mismo Suarez (2013) en su tesis para optar el título de Ingeniero Químico en la Escuela politécnico Nacional de Quito, Ecuador, obtuvo los siguientes resultados durante las pruebas de gases de la combustión en chimenea, con valores de 113 °C con un exceso de aire de 113 % y 108.5 °C a 115 % de exceso de aire durante la operación de un horno. Concluye que mediante el aprovechamiento de los gases de la combustión del GLP se pudo obtener un ahorro considerable de combustible de 18,410 U\$/mes, así mismo la concentración de los componentes de los gases de la combustión como es el caso del CO cuya concentración es de 77 ppm bajo a 61 ppm.

Del mismo modo Paredes (2009) en su tesis para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa de Chimbote, concluye lo siguiente: Se demuestra la factibilidad técnica y económica en la realización del estudio de un sistema precalentador de aire al utilizar los gases de combustión de 03 calderas en la planta pesquera AUSTRAL S.A.A, con la finalidad de obtener ahorro en el consumo de petróleo residual R-6 en un secador de aire caliente, determinando la temperatura de los gases de combustión en 217 °C y cuantificando el flujo másico de gases de combustión en 62409 kg. Gases/hr. Con el cual se consiguió una temperatura de salida del aire de la combustión a la salida del economizador instalado de 53.3 °C, con una reducción del consumo de combustible desde de 135 Gal. R-6/hr a 124.7 Gal. R-6/hr. Se realizaron los cálculos para el precalentador de aire donde se determinó el diámetro de la coraza en 23 ¼" , el diámetro de los tubos en 1", el número de tubos del precalentador de aire en 188 y se determinaron diferentes parámetros para efecto de comparación. Se efectuaron los cálculos necesarios cuantificando el ahorro de petróleo residual con el sistema precalentador de aire en \$/.37080 /año equivalente a 14738.40 Gal. R-6/año.

También Paredes (2015) en su tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Cesar Vallejo en Perú, tuvo por objetivo determinar el dimensionamiento del sistema de Recuperación de Calor a partir del condensado de las purgas de calderas para obtener beneficios energéticos y económicos. Determinó que después de la instalación del sistema de recuperación la eficiencia aumentaba entre 72.7 a 78.4 % por caldera y que el combustible disminuía en 0.84% por caldera produciendo un ahorro anual de S/ 224924.37. El cual representa el 52.3% del dinero perdido por causa del purgado en calderas. Con los resultados obtenidos se logró el dimensionamiento de detalle de todos los equipos y accesorios que se requieren para la instalación y obteniendo una fuerte repercusión energética, ya que se recupera más de la mitad de la energía de las purgas y el retorno de la inversión en menos de 3 meses. Finalmente, con la finalidad de aumentar la seguridad económica del proyecto los resultados del VAN y el TIR fueron bastantes altos por lo que la propuesta de mejora es rentable y aceptable.

Del mismo modo Purizaca (2015), en su tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Cesar Vallejo en Perú, tuvo por objetivo diseñar técnica y económicamente un sistema que recupere el calor desperdiciado de purgas continuas de cinco calderas pirotubulares mediante el calentamiento del agua de alimentación. El rendimiento actual de los calderos pirotubulares de 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP, 700BHP y 800BHP son: 79.61%, 79.23%, 76.92%, 77.10% y 75.82% respectivamente. Para las calderas se seleccionó un tanque de revaporizado modelo FV18. Con el vapor flash recuperado se logró calentar el agua de alimentación incrementado la temperatura de 60 °C a 80°C, ahorrando 35.1 gal. de combustible/h. Se dimensiono el intercambiador de calor con 144 tubos de ¼ " de diámetro nominal ASTM A-53 cédula 40, con longitud de 2.075m y diámetro de carcasa de 408.85 mm. Este proyecto obtiene un beneficio de S/ 1152572 al año con un pay back de 2 meses.

Por lo consiguiente Díaz (2018), en su tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Cesar Vallejo en Perú, tuvo por objetivo diseñar un sistema de recuperación de calor de los gases de la combustión provenientes de los gases de escape de un grupo electrógeno. Para la recuperación de calor se diseñó un intercambiador tubular de agua por gases residuales, basado en su factibilidad técnica

económica. Consiste en realizar un balance de energía y masa del grupo electrógeno, estableciendo la potencia térmica recuperada y aprovechada. También se determinó el flujo másico de agua a calentar en el tanque de alimentación a la caldera. Se realizó el dimensionando de superficie del intercambiador de calor, asimismo, se logró calcular los costos de implementación del equipo, beneficios económicos por reducción de consumo de combustible, y a la vez se realizó un análisis financiero, determinado por los indicadores de valor actual neto, tasa interna de retorno, y periodo de retorno de la inversión. Finalmente se realizó un análisis de impacto ambiental, logrando reducir las emisiones de gases residuales. El agua se logró calentar 20°C adicionales. En el combustible se tiene un beneficio neto de más de 86,000 soles al año. Se observa que la reducción porcentual de gases residuales a la atmosfera es cerca del 4% debido a la reutilización de gases residuales del motor de combustión interna.

De igual forma Chucuya (2017), en su trabajo de investigación para la revista INGNOSIS de la Universidad Cesar Vallejo, tuvo por objetivo determinar el ahorro de energía primaria mediante precalentamiento del aire y agua en una unidad de generación de vapor. Como resultado del precalentamiento del agua de alimentación ante la implementación de un economizador, se determina que esta técnica permite que disminuya el calor sensible desde 65 °C a 95 °C obteniéndose un ahorro de combustible de 9.75 galones/hora que representan un 5 %del ahorro de energía primaria, con un ahorro económico de S/ 18655.65 mensuales.

Del mismo modo López (2018) , en su tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Centro en Perú, tuvo por objetivo captar la mayor cantidad de energía contenida en los gases de escape mediante un economizador con fines de mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP del Hospital Nacional "Ramiro Priale Priale". Se diseñó un economizador de tipo helicoidal con tubos bimetálicos de aletas tipo L (el tubo fue de acero al carbono y las aletas fue de aluminio), de flujo cruzado, en contracorriente y con arreglo cuadrado, evaluada a partir de su resistencia térmica, aerodinámica, hidráulica y mecánica, con el que se consiguió disminuir la temperatura de los gases de escape a 130 °C para las condiciones de funcionamiento actual de la caldera. El funcionamiento de la caldera pirotubular de

200 BHP en sus condiciones dadas sin economizador tiene una eficiencia de 76.97% en promedio, y que mediante la propuesta de un economizador de tipo helicoidal este valor puede incrementarse en 6.64%, al disminuir la temperatura de los gases de combustión a 130 °C. El economizador de tipo helicoidal estudiado arroja un valor promedio de 0.06% de incremento en la eficiencia de la caldera por cada unidad de temperatura en grados centígrados aprovechado de la energía residual de los gases de escape, siendo un poco más eficientes que los economizadores de tubos rectos propuestos para calderas de baja potencia (0.05% por cada unidad de temperatura en grados centígrados).

Por lo consiguiente Guiot (2018), en su tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad de América en Colombia, manifiesta que el diseño de un economizador se inicia con la determinación del valor de variación de temperaturas del lado frío y caliente, sujeto a restricciones de operación, técnicas, económicas y ambientales. Después de haber realizado el análisis de temperaturas de salida de gas vs temperatura de salida de agua del economizador se concluye que el ahorro de combustible producido por el equipo es del 8.77%. Al usar la energía calorífica de los gases de combustión que salen por la chimenea para precalentar el agua, se observa una disminución del 25,47% de temperatura de los gases después de pasar por el economizador haciendo que el sistema sea sostenible ambientalmente.

1.3 IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN

La importancia de la investigación se sostiene en la mejora de la técnica en el uso de los recursos energéticos que emplean los procesos al hacer uso de una fuente de calor como la que se da en una empresa de elaboración de conserva de pescado, en ese contexto el vapor saturado que se extrae de un manifold para abastecer en el calentamiento de una maquina removedora de piel de pescado, se puede reemplazar por el aporte calórico de gases de escape de una caldera de 500 BHP.

La investigación se justifica en tres aspectos, una de ellas en el técnico, ya que representa una solución eficiente de ingeniería al proponer la recuperación de calor mediante el diseño de un equipo de intercambio de calor denominado recuperador, con este aspecto se cumple la justificación técnica de ingeniería en el proceso. Desde

el punto de vista económico se justifica la investigación debido a que la sustitución de vapor directo que proviene del manifold de vapor se pueda reemplazar por el calor de aporte de gases de combustión que se eliminan, este procedimiento permite un ahorro energético y económico en el proceso. La justificación ambiental se orienta a que los gases al ser circulados en una nueva etapa de recuperación de calor, reduce su efecto contaminante ya que los componentes propios de la combustión se reducen y la temperatura de gases desciende a un valor aceptable para su eliminación al medio ambiente.

1.4 HIPÓTESIS

Se plantea la siguiente hipótesis:

AL RECUPERAR FLUJO EL MÁSCO DE GASES DE UNA CALDERA 500 BHP SE APROVECHARÁ UN GRADIENTE TÉRMICO DE HASTA 70° C PARA CALENTAR AGUA EN UNA MÁQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C

1.5 OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL

Recuperar gases de caldera 500 BHP para calentamiento de agua en una máquina removedora de piel de pescado-Empresa conservera la Chimbotana S.A.C

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- Caracterizar el flujo de energía útil empleada por la máquina removedora de piel.
- Cuantificar el flujo de calor útil suministrada por los gases de la combustión del Caldero 1.
- Dimensionar un sistema de recuperación de calor aprovechando el calor sensible de los gases de la combustión para calentar agua.
- Identificar el potencial de ahorro de energía mediante la reducción de consumo de combustible, reducción de costos y emisiones de dióxido de carbono.
- Determinar los indicadores de rentabilidad del sistema de recuperación de calor.

CAPITULO II
MARCO TEORICO

2.1 CALDEROS PIROTUBULARES:

2.1.1 GENERALIDADES:

Una caldera puede definirse como un aparato térmico isobárico, metálico, hermético, en el que se transfiere la energía calorífica de un combustible a partir de una reacción de oxidación exotérmica a un líquido sometido a un cambio de estado o sobrecalentamiento. En el caso de vapor saturado, la caldera proporciona también energía calorífica para producir un cambio de la fase de líquido a vapor. La caldera es la parte fundamental dentro de un sistema de suministro de energía térmica en una planta consumidora de energía. En la práctica una caldera se conoce también como generador de vapor. (Guevara,2019)

En una caldera de vapor pirotubular, (llamado caldera de tubos de humo), los humos pasan por dentro de los tubos, y el agua baña a éstos por fuera, es decir, los gases muy calientes procedentes de un quemador, son conducidos a través de múltiples tubos embebidos en el agua contenida en el cuerpo de la caldera, hasta la salida por la chimenea. Por tanto, durante el paso por los tubos, ceden el calor al agua circundante, calentándola y haciéndola hervir, los vapores resultantes, burbujan en el resto del agua para concentrarse en el domo de donde se extraen para el proceso. (López, 2018)

En la figura 1 se ilustra el diagrama T-h, el cual muestra los puntos h_f y h_g en una curva a presión constante; estas, son las entalpías específicas a temperaturas de saturación del líquido y vapor correspondiente. La diferencia marcada entre las dos entalpías muestra el calor latente necesario que necesita ser inyectado en el caldero para poder producir el cambio de estado $Q=(h_g-h_f)$. Este calor será producido por un combustible seleccionado previo al diseño del equipo, que dependerá de su poder calorífico. En las calderas pirotubulares la transmisión de calor se da por medio del paquete multitubular haciendo que por este circulen los gases de combustión, calentando así, el fluido líquido. Este paquete cubre el acumulador del líquido que por medio de la transferencia de calor produce el cambio de estado. Después de que los gases circulan por la caldera, salen por medio de una chimenea hacia el sumidero. (Guiot, 2018)

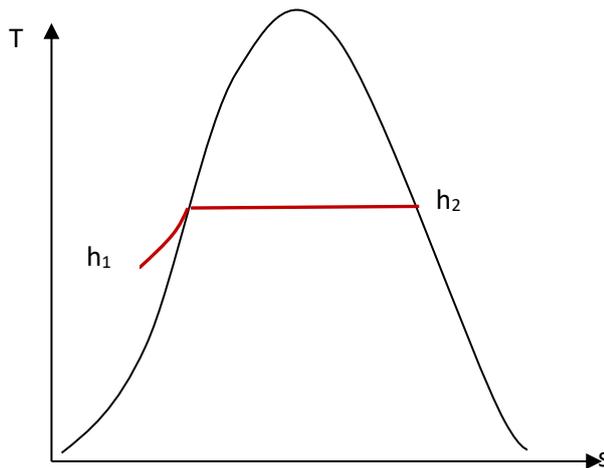


Figura Nº 1 Diagrama T vs s para la generación de vapor saturado
Fuente: Elaboración propia

2.1.2 CONDICIONES DE OPERACIONES:

FUNCIONAMIENTO:

- El fluido (generalmente agua tratada químicamente, blanda) se inyecta al caldero mediante una bomba o conjunto de bombas a una presión superior al contenido en el caldero.
 - El calor o energía térmica es suministrada a través de una fuente de energía primaria, mediante una reacción de oxidación entre un combustible (en función a su poder calorífico) y el oxígeno del aire comburente, a un determinado exceso de aire generándose gases de la combustión a alta temperatura.
 - La eficiencia de la combustión depende del exceso de aire, en este caso es recomendable un 15 a 20% de exceso de aire para combustibles gaseosos y entre 20 a 30% para combustibles líquidos, para poder alcanzar un alto valor de temperatura de llama adiabática.
 - La eficiencia de la combustión dependerá en su medida de la temperatura y de la presión del combustible, así como de la temperatura del aire comburente, así como de las condiciones de hermeticidad del hogar y de las condiciones de limpieza del quemador.
- (López y Corpus, 2015)



Figura Nº 2 Vista frontal planta de calderos
Fuente: Colquimaquinas.S.A

- El calor se transfiere desde los gases de la combustión hacia el agua o fluido a calentar o a evaporar, mediante una fracción de aprovechamiento del calor suministrado en calor útil. Luego los gases de la combustión abandonan el caldero en función a las características del equipo (tiro forzado con ventilador cerca al quemador o tiro inducido con ventilador cerca a la chimenea o tiro balanceado) mediante la chimenea (diseñada a una determinada altura).
- El agua calentada o en estado de vapor saturado o sobrecalentado fluye a través de una válvula de globo hacia el sistema de distribución de vapor. En un proceso intermedio parte del fluido es retirado mediante las purgas de fondo del equipo, esta operación se realiza en función a los requerimientos de control de calidad del agua.
- Es indispensable así mismo un adecuado control del nivel de agua y la presión de trabajo del equipo para una seguridad de la operación. El control de la presión juega un papel muy importante como parámetro de operación, seguridad, con lo cual el diseño de sus componentes y sistemas auxiliares son función de la presión de diseño. (López y Corpus,2015)
- El exceso de aire se debe a que el tamaño de las partículas del combustible impide una mezcla perfecta entre el combustible y el comburente y a que el tiempo que permanece

la mezcla dentro del hogar es muy corta, saliendo por la chimenea una parte de aire que no ha reaccionado. Al introducir mayor comburente, aparecen reacciones secundarias. Esto obliga a emplear una cantidad real de aire comburente mayor del aire mínimo de combustión; por tanto, el exceso de aire es la diferencia entre el aire realmente introducido y el aire mínimo calculado. Se queman las sustancias combustibles del combustible, hasta el máximo grado de oxidación, esto quiere decir que no tendremos sustancias combustibles en los humos.

- Un punto crítico la posible formación de ácido sulfúrico generado por el azufre que contienen los combustibles provoca corrosiones en los conductos y chimeneas cuando se condensa por debajo de 150°C; si se producen estos ácidos, tendremos que evacuar los humos a temperaturas superiores por la chimenea, con lo que se producen pérdidas de calor importantes (Pérdidas por el calor sensible de los humos). (Huamancayo,2017)

2.1.3 CONDICIONES DE DESEMPEÑO:

a. BOILER HOURSE 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/cm² (70psi) 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/cm²), dentro un Área de transferencia de calor de 0.929 m². Existen calderos desde 1 BHP hasta 2,500 BHP. Es un parámetro de comparación solo entre calderos pirotubulares. (Guevara, 2019)

$$1 \text{ BHP} = 15.65 \text{ kg/h} * 538.9 \text{ kcal/kg} = 8,437 \text{ Kcal/h} = 9.81 \text{ kW}.$$

b. EFICIENCIA TERMICA:

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, o sea, la parte de esa energía que ha sido transferida al agente de trabajo. El objetivo de una caldera, además de generar vapor, es realizar con la máxima eficiencia posible la transferencia de calor, definiendo esta de una manera sencilla como la porción de calor

liberado en el horno que es absorbido por los fluidos en los elementos de la caldera.

Cuando se selecciona una caldera se deben considerar los siguientes parámetros:

Cantidad de vapor requerida.

Presión, temperatura, calidad del vapor requerido.

Futuros requerimientos.

Localización de la unidad.

Características de la carga.

Tipos de combustibles disponibles.

Diseño de quemadores.

Calidad del agua de alimentación.

Variaciones previstas de la carga. (López y Corpus, 2015)

El rendimiento o eficiencia de una caldera relaciona su habilidad para transferir calor del combustible al agua satisfaciendo ciertas especificaciones de operación. El rendimiento de la caldera incluye todos los aspectos de la operación. Las especificaciones de rendimiento incluyen la capacidad operativa y los factores para ajustar esa capacidad, la presión del vapor, la calidad del agua de la caldera, las temperaturas de la caldera, el análisis de los gases de combustión, el análisis del combustible y de los residuos de combustión. El resultado de un cálculo que involucra la especificación de rendimiento es una eficiencia calculada. La eficiencia de la caldera se presenta como un porcentaje entre del calor suministrado a la caldera y el calor absorbido por el agua de la caldera. (López y Corpus, 2015)

La mayor pérdida energética de diversas calderas depende de la masa de los gases de combustión y su temperatura cuando salen de la caldera. Para obtener la pérdida neta de energía de los gases de combustión, la temperatura del aire de entrada al quemador y del combustible debe considerarse. Cuando el hidrógeno de los combustibles reacciona con el oxígeno del aire, forma agua, la cual sale de la caldera en forma de vapor sobrecalentado. El calor latente de este vapor es una pérdida energética, la cual es aproximadamente del 5 al 6 % para combustibles líquidos como el Diesel. El porcentaje de hidrógeno y humedad en el combustible afecta esta pérdida. a energía útil a la salida de las calderas es el calor transportado por el vapor. Esto se mide usualmente como un flujo de vapor en la caldera y se ajusta para obtener el contenido

energético utilizando mediciones adicionales de presión o de temperatura, o ambas. Aunque estos procedimientos proveen información acerca de la salida de energía útil, no proveen información acerca de la contribución de la caldera a esta energía útil. Para determinar la contribución de la caldera, el calor del agua entrante debe sustraerse del calor transportado a la salida de la caldera. (López y Corpus, 2015)

Esta eficiencia es evaluada usando la fórmula:

$$\eta = \frac{\text{Energía o Potencia Calorífica Util}}{\text{Energía o Potencia Calorífica suministrada}} * 100\% \dots \dots (1)$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c * Pci} * 100\%$$

Dónde:

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

$(h_2 - h_1)$ =Variación de entalpía de vapor.

\dot{m}_c =Flujo másico del combustible,

Pci: Poder calorífico inferior.

2.2 AHORRO DE ENERGIA EN CALDERAS PIROTUBULARES:

2.2.1 RECUPERACION DE CALOR DE GASES DE LA COMBUSTION:

La temperatura de los gases que salen por la chimenea representa uno de los mayores porcentajes de pérdidas generados en la caldera, estas pérdidas de calor asociada a los productos (gases) de la combustión (en chimenea) representa un alrededor de un 18% para el caso de las calderas que utilizan gas y 12% para el caso de las calderas que utilizan carbón y petróleo. En la mayoría de los casos, dado que la temperatura de salida de los gases de la combustión es de 230° C como mínimo, es posible recuperar el calor sensible de estos gases, incluso hasta 180°C (caso petróleo biodiesel o residual 500) , instalando un economizador al final del recorrido de los gases por la caldera, que calienta el agua de alimentación de la misma. (Chucuya, 2017)

Los gases licuados de petróleo (GLP), como el butano y el propano, suponen una importantísima fuente de energía, y tienen enormes posibilidades de desarrollo futuro. Entre sus ventajas están que son limpios, eficientes, económicos, versátiles, accesibles y

muy fáciles de transportar. Sus bajas emisiones de gases con efecto invernadero y a las características de su llama en combustión, los GLP constituyen una energía muy limpia. Gran parte de la energía del butano y propano se transforma en calor cuando se consume, lo que hace que puedan ser hasta cinco veces más eficientes que otras fuentes de energía, como la electricidad. Al mismo tiempo, son mucho más baratos, y gracias a su alto rendimiento, proporcionan una excelente relación calidad-precio (Repsol, 2014a).

Los combustibles gaseosos poseen una mayor ventaja sobre los combustibles líquidos o sólidos debido a la cantidad de carbono e hidrógeno que forman parte de sus cadenas y por lo tanto a la mínima presencia de cenizas, material particulado y cenizas, con lo cual se puede tener un menor porcentaje de emisiones nocivas al medio ambiente y además le permite un mejor control de la combustión, además de que no requiere atomizarse antes de ser parte de la reacción, lo que permite mantener la temperatura de combustión relativamente constante aun con demandas variables de aire y combustible. (Munson, 2002)

Para que se produzca la condensación del agua de los humos, deben darse unas condiciones determinadas de temperatura; la temperatura a partir de la cual empieza a formarse condensación se denomina temperatura de rocío. Es fundamental conocer a qué temperatura se condensa el vapor de agua contenido en los humos, tanto cuando no se desea este proceso (los condensados pueden producir corrosión en la propia caldera o en la chimenea) como cuando es un fenómeno deseado para aprovechar su desprendimiento de energía (calderas de condensación). La condensación empieza a la temperatura de rocío de los humos, que depende de la presión parcial del vapor de agua (es decir, de la cantidad de agua que hay en los humos); a continuación se muestran las temperaturas de rocío para los combustibles más utilizados en la climatización de edificios y equipamiento industrial, así tenemos para el gas natural con valores de 55.8 a 55.3 °C para valores de O_2 de 3 a 3 % presentes en los gases de la combustión, mientras que para el propano los valores oscilan entre 52.1 a 51.6 °C para valores de O_2 de 3 a 3 % presentes en los gases de la combustión. (López, 2015)

Es importante reconocer mediciones realizadas en un horno industrial, que utiliza como combustible GLP, en el cual se puede observar la temperatura de los gases de la

combustión medidos en función al comportamiento del CO₂ y O₂ para un rango de temperatura entre 113.8 °C y 107.9 °C , en el cual se puede observar que el porcentaje de O₂ se mantiene constante en 3 % , mientras que el valor del CO₂ varía entre 16 a 14 % , debido al exceso de aire utilizado, sin que en estos valores se produzcan la condensación del agua contenido en los gases de la combustión.(Suarez, 2013)

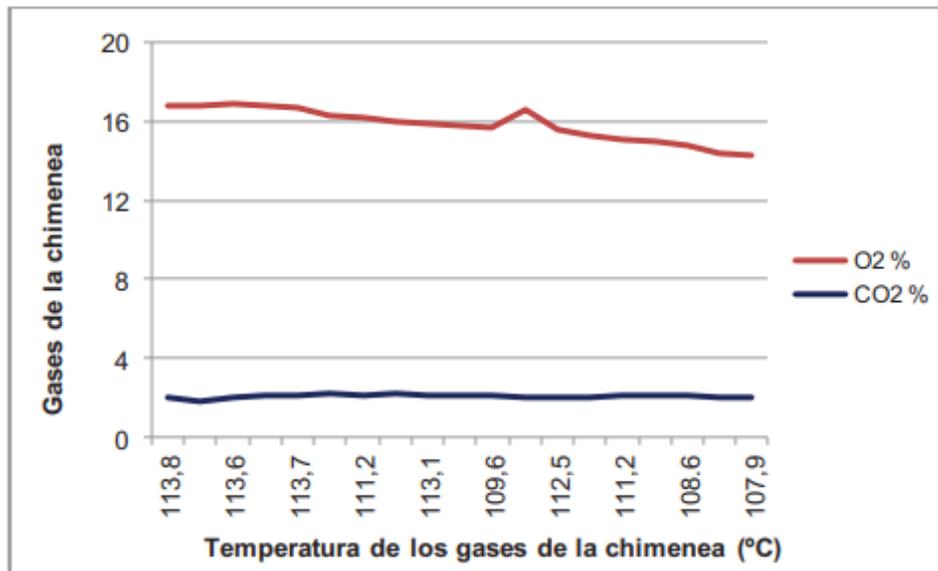


Figura Nº 3 Comportamiento de gases de combustión en función a su temperatura
Fuente: Suarez (2013).

2.2.2 CALENTAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACION:

Temperatura de agua de alimentación. La temperatura del agua de alimentación es muy importante en la caldera, teóricamente está relacionado con la cantidad de calor requerido para el calentamiento del agua (sensible) y el cambio de fase (latente). Según la Corporación Interamericana Internacional (CII) la eficiencia de la caldera aumenta con la elevación de la temperatura del agua de alimentación al necesitarse menos energía para producir el vapor. Además, añade que como “regla de dedo”, al aumentar 5°C la temperatura de alimentación de agua a la caldera implicará un aumento del 1% en la eficiencia de la caldera. (Chucuya, 2017)

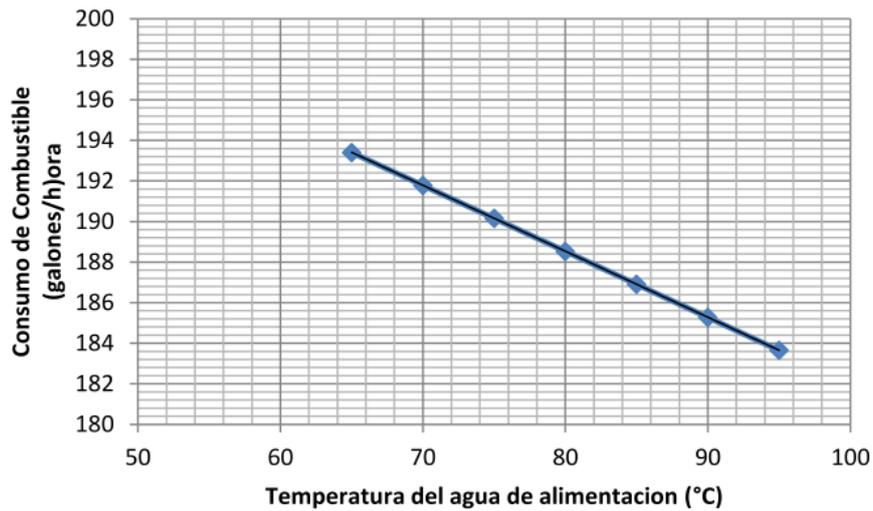


Figura N° 4 Influencia de la temperatura del agua de alimentación en el consumo de combustible

Fuente: Chucuya, R. (2017)

Aumentar la temperatura del agua de alimentación a la caldera reduce el consumo de combustible necesario para calentar esta corriente hasta la temperatura de ebullición. Si se utilizan economizadores el potencial de ahorro de energía depende del tipo de caldera instalada y el combustible usado. Para una instalación estándar que reduzca la temperatura de salida de gas de combustión a 200 °C permitiría aumentar de la temperatura del agua de alimentación en 15 °C, con un aumento de la eficiencia térmica global del orden de 3%. Un economizador en una caldera de 3 pasos utilizando gas natural podría reducir la temperatura de salida de gas de combustión a 140 °C. Un economizador de condensación reduciría la temperatura de salida a 65 °C y aumentaría la eficiencia térmica un 5%. (Guevara,2019)

Se debe instalar un intercambiador de calor en la línea agua de alimentación a calderas. En el intercambiador aprovechamos el calor residual de una corriente de proceso caliente, con suficiente temperatura para precalentar el agua de alimentación a la temperatura requerida. La corriente caliente debe ser una corriente de calor residual, una corriente que se desee enfriar. Podemos utilizar la más adecuada por proximidad o por otros criterios que abaraten la instalación. Vamos a utilizar el intercambiador para enfriar esta corriente y utilizar el agua de alimentación para enfriarla. Una instalación muy extendida es instalar economizadores, que aprovechan el calor residual de los gases de combustión

de la caldera para calentar el agua de alimentación. Se pueden utilizar uno o varios intercambiadores que aprovechen el calor de otras corrientes con calor residual. El orden de instalación depende de las temperaturas de estas corrientes. Si las corrientes calientes que vamos a utilizar la estábamos enfriando con agua de refrigeración, reduciremos también el consumo del agua, obteniendo un doble ahorro. (Guevara,2019)

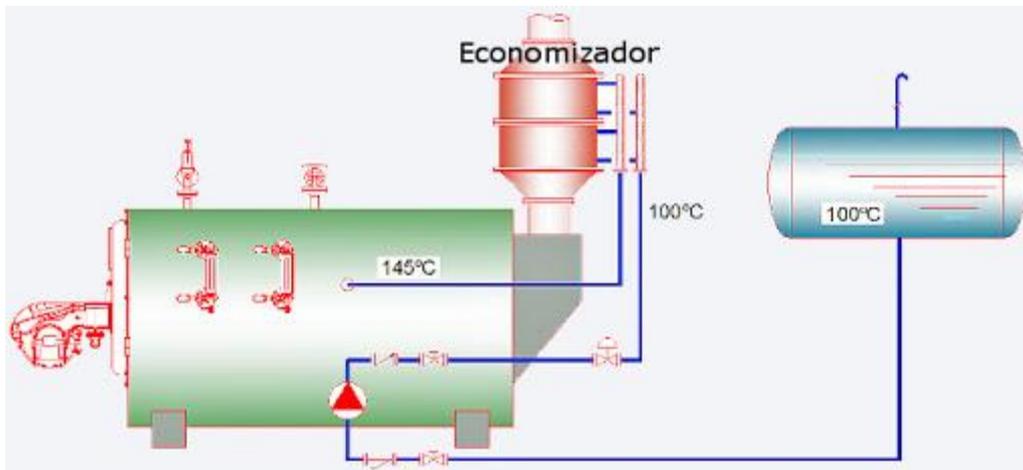


Figura N° 5 Esquema de ubicación de un economizador

Fuente: PRODINCO S.A

Los calentadores de agua de alimentación a caldera, se utilizan en las centrales térmicas o plantas consumidoras de energía para aumentar la temperatura del agua proveniente del desaireador, antes de que el agua entre en la caldera. El propósito o la ventaja de utilizar calentadores de agua en el ciclo térmico, es aumentar o incrementar la eficiencia térmica de dicho ciclo, es decir, aumentar el rendimiento global de la planta. Los calentadores de agua de alimentación evitan el “shock térmico” a la caldera y reducen el consumo de combustible necesario para convertir el agua a vapor. El resultado es una ganancia neta de energía (debido esencialmente a la gran cantidad de calor latente recuperado en el calentador. (Barboza, 2017)

2.2.3 RECUPERADORES DE CALOR:

Los sistemas de recuperadores de calor están compuestos por equipos que aprovechan los gases de salida de la cámara de combustión y son evacuados por la chimenea de las calderas, como estos gases salen con una gran cantidad energía calórica, se comienzan a

diseñar estos equipos en busca del aumento de la eficiencia de la caldera. La justificación de la implementación de estos equipos está dada por el costo de producción de vapor, dado que, si este disminuye con la adquisición de este sistema, el costo de la inversión será rentable tanto para el usuario como para el productor. Gracias a la temperatura con la que salen los gases de combustión, se puede recuperar el calor con dos equipos diferentes. El primer equipo es un economizador y el segundo es un calentador de aire; ambos equipos trabajan bajo los principios de convección y radiación. Algunas veces estos equipos trabajan de manera conjunta, pero esto depende de la capacidad que tenga la caldera. Para calderas de menor capacidad con baja presión, se considera más eficiente el uso de un economizador, mientras que para calderas con mayor capacidad (> 50.000 lb/h de vapor) se recomienda la implementación de un calentador de aire. (Guiot, 2018)

Al momento que el agua comienza a ser impulsada por una bomba para que circule por el sistema, ya se encuentran gases quemados que están saliendo por la chimenea de la caldera, así el agua de alimentación empieza a ser precalentada por el economizador para poder llegar a la caldera. Pasará un tiempo mientras que la combustión pueda llegar a generar la mayor cantidad de calor y así poder llevar el agua a la mayor temperatura posible por el paso en el economizador. La eficiencia de la caldera comenzará a aumentar a medida que la temperatura del agua de alimentación llegue a temperatura de operación óptima ya que las diferencias de temperaturas entre el agua de entrada y el agua de salida va a ser mucho menor a que si se estuviera trabajando con agua de alimentación a temperatura ambiente. (Guiot, 2018)

Algunas de las ventajas de la instalación de estos equipos son:

La cantidad de calor que puede ser absorbida y la reducción de temperatura de los gases de salida al medio ambiente.

Mayor temperatura del agua de alimentación o del aire de combustión.

La reducción de costos en la combustión.

La diferencia de temperatura de entrada con la de salida. ∞ La mejora de la calidad de la mezcla en la combustión. (Guiot, 2018)

2.3 DISEÑO DE RECUPERADORES DE CALOR:

2.3.1 FUNDAMENTOS:

Un recuperador de calor es un intercambiador de calor de tubos aletados o lisos, que permite recuperar parte del calor sensible de los productos de la combustión que emite una caldera, transfiriéndolo al agua de alimentación, y aumentando de esta manera su eficiencia térmica. Además, la cantidad de calor que los economizadores pueden recuperar está limitada por el punto rocío ácido de los productos de la combustión generados por el combustible utilizado en el caldero. La principal ventaja o beneficio de un economizador es la importante reducción de los gastos en combustible, resultante del mejoramiento de la eficiencia de las calderas, lo que permite quemar una menor cantidad de combustible para aportar el calor requerido para generar vapor saturado. (Lopez,2018)

2.3.2 CONFIGURACIONES:

a. CONFIGURACION SEGÚN LA GEOMETRIA Y DIRECCION DEL FLUJO:

TUBO DOBLE:

Es el tipo más sencillo de intercambiador de calor. Está constituido por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. Uno de los fluidos fluye por el tubo de menor diámetro y el otro fluido fluye por el espacio anular entre los dos tubos. En este tipo de intercambiador son posibles dos configuraciones en cuanto a la dirección del flujo de los fluidos: contraflujo y flujo paralelo. En la configuración en flujo paralelo los dos fluidos entran por el mismo extremo y fluyen en el mismo sentido. En la configuración en contraflujo los fluidos entran por los extremos opuestos y fluyen en sentidos opuestos. En un intercambiador de calor en flujo paralelo la temperatura de salida del fluido frío nunca puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente. En un intercambiador de calor en contraflujo la temperatura de salida del fluido frío puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente. El caso límite se tiene cuando la temperatura de salida del fluido frío es igual a la temperatura de entrada del fluido caliente. La temperatura de salida del fluido frío nunca puede ser superior a la temperatura de entrada del fluido caliente. (Cano y Cueva,2012)

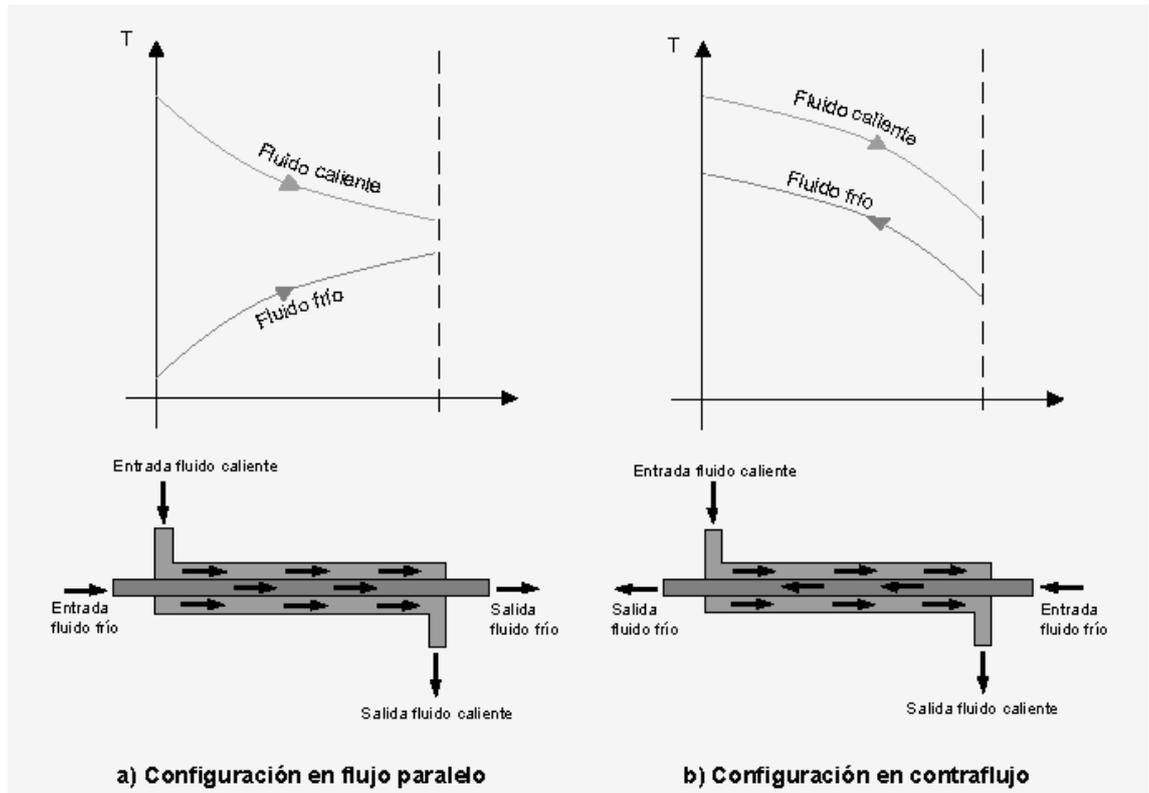


Figura N° 6 Disposición de flujos en paralelo y en serie

Fuente: Termotecnia

COMPACTOS:

Son intercambiadores diseñados para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen. La razón entre el área superficial de transferencia de calor y su volumen es la densidad de área b . Un intercambiador con $b > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ se clasifica como compacto. Ejemplos de intercambiadores de calor compactos son los radiadores de automóviles, los intercambiadores de calor de cerámica de vidrio de las turbinas de gas, el regenerador del motor Stirling y el pulmón humano. En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse en direcciones ortogonales entre sí. Esta configuración de flujo recibe el nombre de flujo cruzado. El flujo cruzado se clasifica a su vez en mezclado (uno de los fluidos fluye libremente en dirección ortogonal al otro sin restricciones) y no mezclado (se disponen unas placas para guiar el flujo de uno de los fluidos). (Cano y Cueva, 2012)

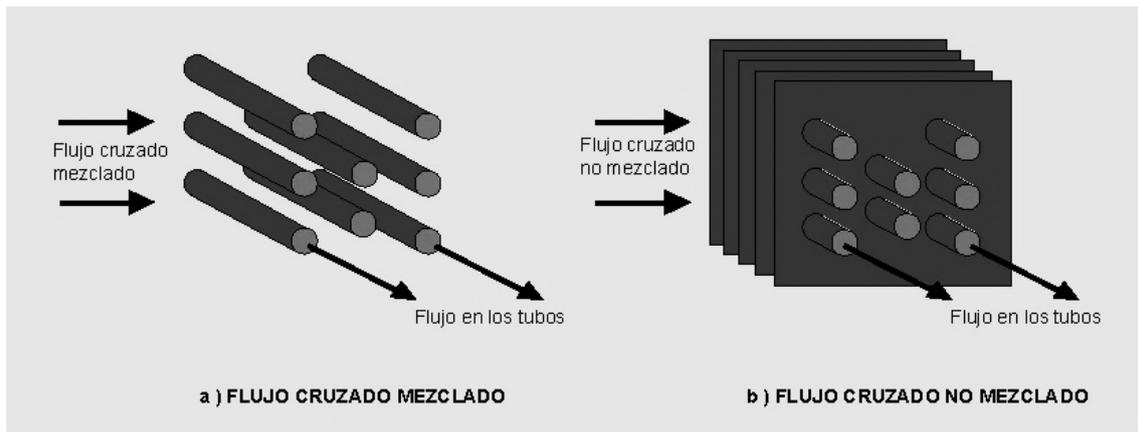


Figura N° 7 Disposición de flujos de intercambiadores de calor compactos

Fuente: Termotecnia

CASCO Y TUBOS:

Es el tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales. Este tipo de intercambiadores están compuestos por gran cantidad de tubos (a veces varios cientos) contenidos en un casco. Los tubos se disponen con sus ejes paralelos al eje del casco. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por el interior de los tubos mientras que el otro se mueve por fuera de éstos, por el casco. Este tipo de intercambiadores se clasifican por el número de pasos por el casco y por el número de pasos por los tubos. (Cano y Cueva, 2012)

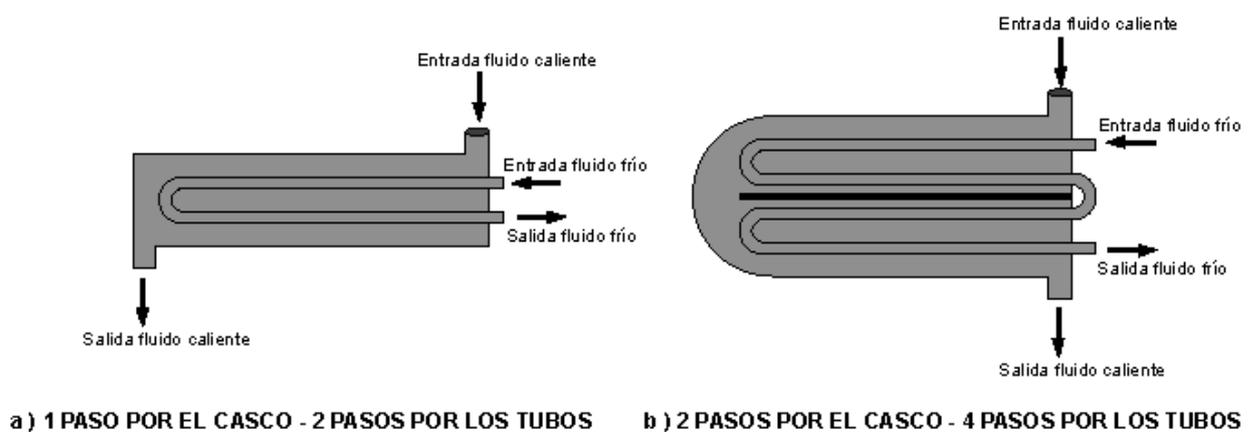


Figura N° 8 Disposición de flujos de intercambiadores de calor casco y tubos

Fuente: Termotecnia

b. CONFIGURACION SEGÚN EL TIPO DE SUPERFICIE ABSORVENTE DE CALOR:

De tubos desnudos o lisos: En un economizador, el diseño más común y fiable es el incorpora tubos desnudos (superficie exterior lisa), en alineación regular y al tresbolillo, con flujos cruzados. Los tubos desnudos y alineación regular minimizan las posibilidades de erosión y obturación provocadas por la ceniza en polvo, en comparación con la disposición al tresbolillo cuando se quema carbón, la ceniza en polvo de los humos crea siempre un ambiente sucio y erosivo, por lo que el banco de tubos que constituye el economizador debe ofrecer la máxima facilidad para su limpieza con sopladores (Ruiz Labourdette, 2012).

De tubos con superficies extendidas: Llamados también tubos aleteados que son elementos principales de cualquier intercambiador de calor del tipo gas-líquido. Las aletas son baratas, de precio inferior al de la superficie tubular propiamente dicha, que permiten reducir el tamaño y el coste del economizador. No siempre se pueden recomendar economizadores con aletas, ya que éstas pueden crear complicaciones operativas; en las calderas que funcionan con combustibles sólidos, los economizadores con aletas no son recomendables, debido a las características de alta concentración y erosividad de la ceniza en polvo presente en los humos (Pysmenny, 2007).

Aletas longitudinales: Una disposición de tubos aleteados longitudinalmente dispuestos al tresbolillo y formando parte de un intercambiador de calor de flujos cruzados. Este tipo de aleta presenta mejor resistencia hidráulica, pero son bien caras. Se usa principalmente en el calentamiento de líquidos viscosos y en casos en que los líquidos tienen propiedades de intercambio de calor y de ensuciamiento diferentes, y cuando la temperatura del fluido a calentar no puede exceder un máximo (Tirado, 2014).

Aletas anulares de perfil rectangular: Cada aleta se compone de dos mitades idénticas que se sueldan por la parte exterior del tubo, este tipo de aleta se monta en alineación regular en bancos de tubos dispuestos horizontalmente, siendo el flujo cruzado de humos vertical descendente. Este tipo de aletas en economizadores se utiliza en unidades viejas que se han actualizado mediante la modernización de algunos de sus componentes (Tirado, 2014).

Aletas anulares de perfil circular. Este es un tubo aleteado que ha probado su eficacia por muchos años. Su alta eficiencia en transferencia de calor, baja caída de presión y su tamaño compacto son sus principales características (Pysmenny, 2007).

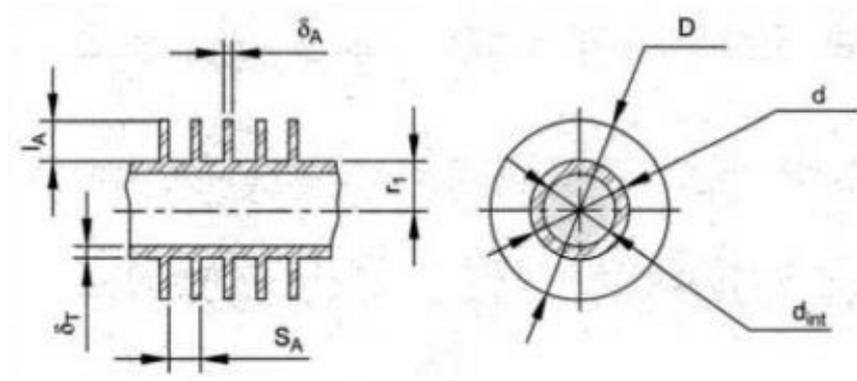


Figura N° 9 Características geométricas del tubo con aletas anulares de perfil circular

Fuente: Pysmenny (2007)

c. CONFIGURACION SEGÚN EL ESPACIO ENTRE TUBOS:

Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares (también llamadas tresbolillo) o cuadrados. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de $\frac{3}{4}$ " diámetro exterior en un espaciado cuadrado de 1" y de 1" diámetro exterior en un espaciado en cuadro de $1\frac{1}{4}$ ". Para arreglos triangulares éstos son, de $\frac{3}{4}$ " diámetro exterior en espaciado triangular de $\frac{15}{16}$ ", $\frac{3}{4}$ " diámetro exterior en un arreglo triangular de 1", y 1" diámetro exterior en un arreglo triangular de 1" (Kern, 1999).

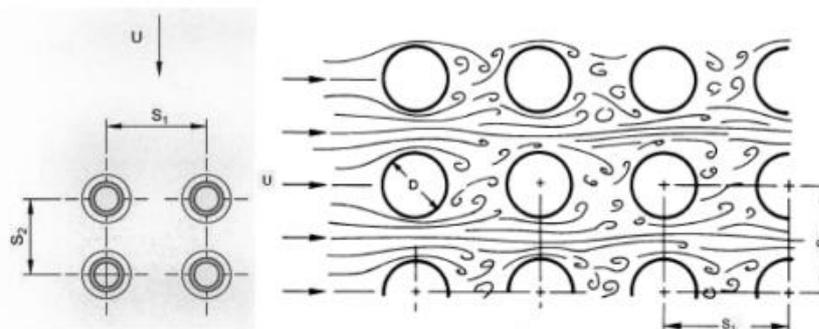


Figura N°10 Paso entre tubos para arreglo cuadrado

Fuente: López y Corpus (2018)

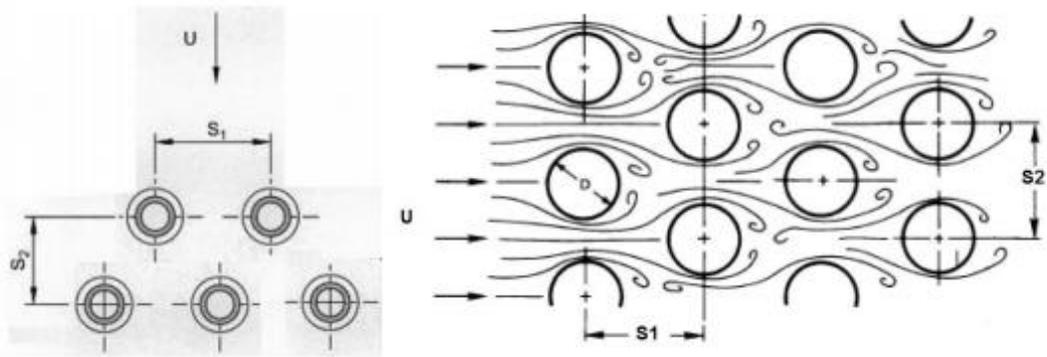


Figura N°11 Paso entre tubos para arreglo triangular

Fuente: López y Corpus (2018)

d. SERPENTINES HELICOIDALES:

El serpentín de tubos proporciona uno de los medios más baratos de obtener superficie para transferencia de calor. Generalmente, se construyen doblando longitudes variables de tubería de cobre, acero o aleaciones, para darle forma de hélices, o serpentines helicoidales dobles en los que la entrada y salida están convenientemente localizadas lado a lado. Los serpentines helicoidales de cualquier tipo se instalan frecuentemente en recipientes cilíndricos verticales, ya sea con agitador o sin él, y siempre se provee de espacio entre el serpentín y la pared del recipiente para circulación. Cuando estos serpentines se usan con agitación mecánica, el eje vertical del agitador corresponde usualmente al eje vertical del cilindro. Los serpentines de doble espiral pueden instalarse dentro de corazas con sus conexiones pasando a través de la coraza o sobre su tapa. Tales aparatos son similares a un intercambiador tubular, aunque limitados a pequeñas superficies (Kern, 1999)

2.3.3 ANALISIS ENERGETICO:

Un Balance de Energía nos permite cuantificar como se reparte como energía de salida, la energía entrante. En este caso referente a la recuperación de gases de la combustión, la energía entrante es función del calor de sensible de los gases de la combustión provenientes de la reacción de oxidación del combustible. En todo balance de energía es fundamental que las condiciones al final del periodo en que se realizan las mediciones sean las mismas que al comienzo. (Cano y Cueva, 2012)

Se presenta el siguiente esquema de intercambio de calor entre los gases de la combustión provenientes del caldero de 500 BHP antes de ser expulsados a la atmosfera a través de la chimenea y el agua de alimentación proveniente de la planta de tratamiento de agua en camino al desaireador, antes de ser suministrado al caldero.

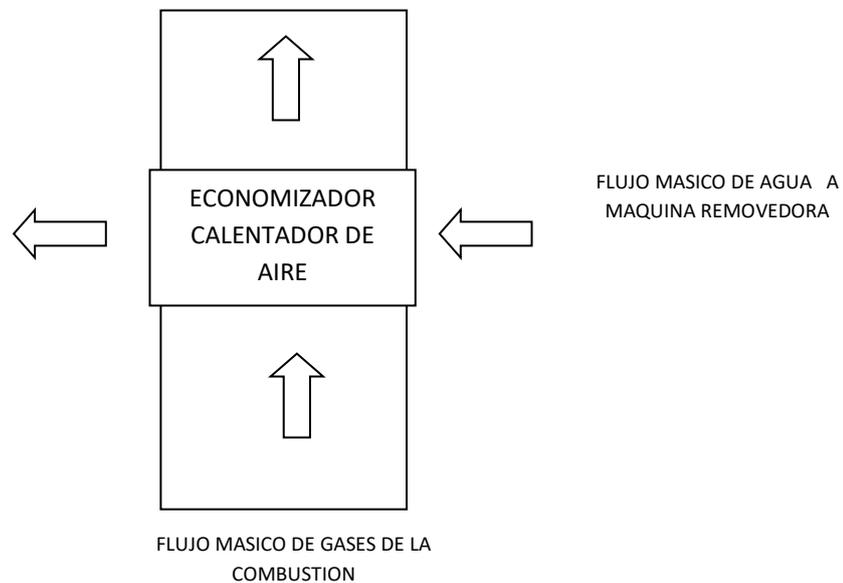


Figura N°12 Distribución de flujos en un recuperador de calor

Fuente: Elaboración propia

FLUJO DE CALOR SUMINISTRADO POR EL FLUJO MASICO DE GASES DE LA COMBUSTION (\dot{Q}_1): Es el flujo de calor suministrado por los gases de la combustión salientes del caldero y es función de su temperatura antes de su emisión a la atmosfera o de su potencial de calor sensible, restringido por los valores mínimos de temperatura con el cual se puede emitir los gases de la combustión a la atmosfera.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_g * C_{p_{cg}} * (T_{gi} - T_{gf}) \dots \dots \dots (2)$$

Dónde:

\dot{Q}_1 = Flujo de calor suministrado por los gases de la combustion. $\left(\frac{kJ}{s}\right)$

\dot{m}_c = Flujo masico de gases de la combustion $\left(\frac{kg}{sg}\right)$

C_{p_g} = Calor especifico a presion constante de los gases de la combustion $\left(\frac{kJ}{kg^\circ C}\right)$

T_{gf} = Temperatura final de los gases de la combustión (°C)

T_{gi} = Temperatura inicial de los gases de la combustión (°C)

FLUJO DE CALOR ABSORVIDO POR EL AGUA DE ALIMENTACION A MAQUINA REMOVEDORA DE PESCADO (\dot{Q}_2): Es el flujo de calor absorbida por el agua de alimentación antes de su ingreso a la maquina removedora. Se evalúa en función a la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_w * C_{p_w} * (T_{f_w} - T_{i_w}) \dots \dots \dots (3)$$

Dónde:

\dot{Q}_w = Flujo de calor absorbido por el agua de alimentacion a maquina removedora de pescado ($\frac{kJ}{s}$)

\dot{m}_c = Flujo masico del agua de alimentacion a maquina removedora de pescado ($\frac{kg}{sg}$)

T_{f_w} = Temperatura final del agua de alimentacion(°C)

T_{i_w} = Temperatura inicial del agua de alimentacion(°C)

C_{p_w} = Calor especifico a presion constante del agua ($\frac{kcal}{kg \text{ } ^\circ C}$)

Teniendo en cuenta que el flujo de calor sensible suministrado por los gases de la combustión es igual también al calor absorbido por el agua de alimentación de la maquina removedora de piel de pescado. Se tiene la siguiente ecuación de equilibrio en transferencia de calor:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_w \dots \dots \dots (4)$$

2.3.4 ESTADO DEL ARTE:

a. CONSIDERACIONES TERMICAS PARA EL DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AIRE:

CONSIDERACIONES: Se toma en cuenta el desarrollo de los cálculos para el diseño de un intercambiador de calor gas-gas del texto PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR de Donald Kern. Donde se define que la transferencia de calor global en un intercambiador de calor es:

$$Q_T = A_T * MLDT * U_T * Ft \dots \dots \dots (5)$$

Dónde:

A_T = Area total de transferencia de calor

MLDT = Es la Temperatura Media Logaritmica

U_T = Coeficiente Global de transferencia de calor

F_t = Es el factor de corrección del MLDT

TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA: Es un factor de corrección que se presenta debido a que la temperatura de uno de los dos fluidos en estudio varía de acuerdo con su recorrido en la dirección del flujo y se utiliza para determinar la temperatura del motor de la transferencia de calor en sistemas de flujo, especialmente en los intercambiadores de calor. Cuanto mayor sea el MLDT, más calor se transfiere. El uso de la LMTD directa surge del análisis de un intercambiador de calor con el constante flujo de fluidos y propiedades térmicas. Para el caso de que las cuatro temperaturas utilizadas para calcular el LMTD no están disponibles, entonces se debe aplicar el Método NUT. (Cano y Cueva, 2013)

La diferencia media de temperatura en una fase de transferencia de calor está en función de la dirección de la corriente de los fluidos implicados en el proceso. Los fluidos primarios y secundarios en un proceso tienen dependencia con el tipo de flujo que se tiene en el intercambio de calor. (Cengel, 2007).

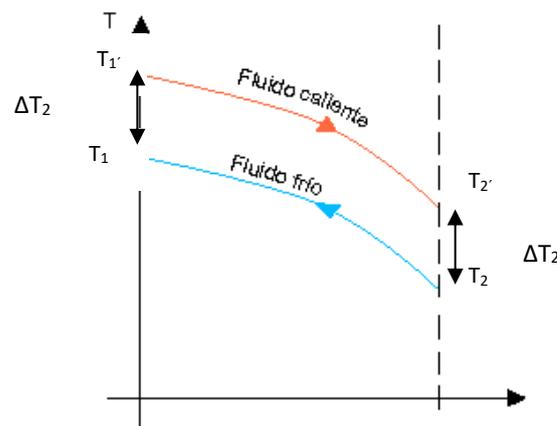


Figura N°13 Disposición de temperaturas entre dos fluidos

Fuente: Elaboración Propia

Por lo tanto

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots \dots \dots (6)$$

Así mismo en función al tipo de configuración existente se aplica un factor de corrección (F_t) el cual afecta al MLDT.

NUMERO DE REYNOLDS DE LADO DE LA CORAZA: El Numero de Reynolds es un Numero Adimensional que permite comparar las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas y se define como:

$$N_{RE} = \frac{v * D * \rho}{\mu} = \frac{4 * \dot{m}_{ac}}{D_i * \pi * \mu} \dots \dots \dots (7)$$

Donde en función al Número de Reynolds el flujo es de régimen laminar o de régimen turbulento.

COEFICIENTE CONVECTIVO DEL LADO DE LA CORAZA: El valor del coeficiente convectivo (h_o) es en función del Número de Nusselt que a la vez depende de los Números adimensionales Prandtl y Reynolds, según la siguiente relación:

$$N_{NU} = C * N_{RE}^m * N_{PR}^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (8)$$

Tomando como referencia el texto de Fundamentos de Transferencia de calor de Frank Incropera.

Tabla N° 1: Constantes C y m para flujo cruzado

Numero de Reynolds	C	m
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40000	0.193	0.618
40000-400000	0.027	0.805

Fuente: Incropera, Frank (Capítulo 8)

Además

$$N_{NU} = \frac{h_o * D_{ext}}{k} \dots \dots \dots (9)$$

De donde:

h_o = Coeficiente convectivo de transferencia de calor lado de la coraza

N_{NU} = es el Numero de Nusselt

N_{PR} = es el Numero de Prandtl

k = es la conductividad del fluido

D_{ext} = es el diametro exterior de la tubería

NUMERO DE REYNOLDS DEL LADO DE LOS TUBOS: La determinación del Numero de Reynolds se realiza en función a la ecuación N°7 , siendo la longitud característica el diámetro interior de la tubería.

COEFICIENTE CONVECTIVO DEL LADO DE LOS TUBOS: El comportamiento del flujo es característico del flujo interno, de donde:

Para flujo turbulento:

$$N_{NU} = \frac{h_i * D_i}{k} = 0.023 * N_{RE}^{0.8} * N_{PR}^{0.4} \dots \dots \dots (10)$$

Para flujo laminar: Para un tubo circular uniforme y condiciones laminares completamente desarrollados, el Numero de Nusselt es una constante.

$$N_{NU} = \frac{h_i * D_i}{k} = 4.36 \dots \dots \dots (11)$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

El coeficiente global de transferencia de calor se evalúa en función a la resistencia que ofrecen la película interna dentro del tubo a través del coeficiente de convección por el lado del tubo, la conductividad del material de la tubería y la resistencia de la película externa a través del coeficiente convectivo por el lado de la coraza.

$$U_T = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x}{K_m} + \frac{1}{h_i}} \dots \dots \dots (12)$$

K_m = Es la conductividad de la tubería

AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR: El Área de transferencia de Calor es función a la siguiente ecuación:

$$A_T = D_i * \pi * L * n \dots \dots \dots (13)$$

Dónde:

L = es la longitud de la tubería

n = numero de tubos del calentador

La longitud de la tubería se restringe en función del espacio disponible, disponiéndose el número de pasos para poder reducir la longitud de la tubería.

b. CONSIDERACIONES MECANICAS DEL CALENTADOR DE AIRE.

La estimación de los efectos de fricción que sufren los fluidos al pasar a través del intercambiador de calor es tan importante, así como la estimación del tamaño del intercambiador a la hora de su dimensionamiento, y es que el transporte y movimiento del fluido hasta los equipos mediante bombas representa un alto porcentaje del costo final, por lo que a la hora de la elección de un equipo de intercambio de calor, una parte importante de la decisión final recae en el efectivo uso de la caída permisible de presión (Pysmenny , 2007). Para el cálculo hidráulico del intercambiador de calor está basado en las ecuaciones expuesta por Pysmenny, en el libro titulado Manual para el cálculo de intercambiador de calor y bancos de tubos.

La caída de presión total del tubo se describe por la ecuación:

$$\Delta P_{el} = \Delta P_{fr} + \sum \Delta P_{loc} + \Delta P_{cab} \dots \dots \dots (14)$$

Donde:

ΔP_{el} = Es igual a la caída de presión total en el recuperador de calor.

ΔP_{fr} = Es igual a la caída de presión en el recuperador de calor debido a la fricción. Sin el valor principal de la caída de presión interna.

$\sum \Delta P_{loc}$ = Es la perdida de presión debido a las resistencias locales.

ΔP_{cab} = Es la pérdida de presión total en los cabezales.

Las pérdidas debidas a la fricción que ocurren cuando un flujo monofásico circula en el interior de tubos, se calculan de la ecuación:

$$\Delta P_{fr} = f * \frac{L_{total} * \rho_f * v_f^2}{D_{int.} * 2} \dots \dots \dots (15)$$

Donde:

f = Factor de fricción.

L_{total} = Longitud total de la tubería del recuperador de calor.

v_f^2 = Es el valor de la velocidad interna del fluido.

ρ_f = Densidad del fluido.

$D_{int.}$ = Diámetro interior de la tubería.

Las pérdidas locales en los elementos tubulares por lo general se suman de las pérdidas de entrada a los tubos desde los cabezales, de salida de los tubos hacia los cabezales, así como de las pérdidas locales debidas al cambio de dirección del flujo (codos, uniones, tees, etc.) Las pérdidas locales cuando circula un flujo monofásico en el interior de tubos se determinan usando la ecuación. (Pysmenny et al., 2007, p. 62).

$$\Delta P_{loc} = K * \frac{\rho_f * v_f^2}{2} \dots \dots \dots (16)$$

Dónde:

K = Es el coeficiente característico del accesorio, que depende del tipo de accesorio, diámetro y longitud.

La variación máxima de la presión estática a lo largo del cabezal ubicado horizontalmente se determina de la ecuación:

$$\Delta P_{cab} = B * \frac{\rho_f * v_{f max}^2}{2} \dots \dots \dots (17)$$

Donde, $v_{f max}$ es la máxima velocidad del flujo en el cabezal, $v_{f max} = D_f \cdot v_f / D_{cab}$;

B es el coeficiente que considera la pérdida de presión en el cabezal y D_{cab} es el diámetro del cabezal [m].

Para la determinación de la caída de presión se toma en cuenta la ecuación siguiente:

$$\Delta P = \frac{\rho * Vmax^2 * Nf * f}{2} * N \dots \dots \dots (18)$$

De donde:

Nf = Número de filas

f = factor de fricción

N = Número de pazos

c. CONSIDERACIONES DE ENERGIA REQUERIDA POR MÁQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO:

Una máquina peladora tiene la función de remover la piel del pescado, la remoción o proceso de escalado tiene por finalidad remover la piel según el siguiente proceso:

El proceso se inicia con un proceso de lavado cuyo propósito es eliminar restos de sal, escamas y otros. Comprende desde el término del pasado hasta sumergir la canastilla en agua caliente (escaldado), cuya Temperatura es entre 35 a 70 °C. (Conislla, 2016)

Después del proceso de lavado el pescado se sumerge nuevamente en la escaladora, considerado como segundo lavado; esta contiene 200 litro de agua caliente aproximadamente. La temperatura es controlada con un termómetro manual y oscila entre 35 °C a 70 °C; la temperatura aplicada dependerá del tiempo de maduración de la materia prima y se sumergirá aproximadamente por un período de 4 a 5 segundos. El agua caliente se obtiene a partir de un precalentamiento indirecto con vapor saturado a baja presión proveniente del manifold de vapor.

En un balance de energía en la máquina removedora de piel de pescado, se tiene la siguiente distribución de flujos:

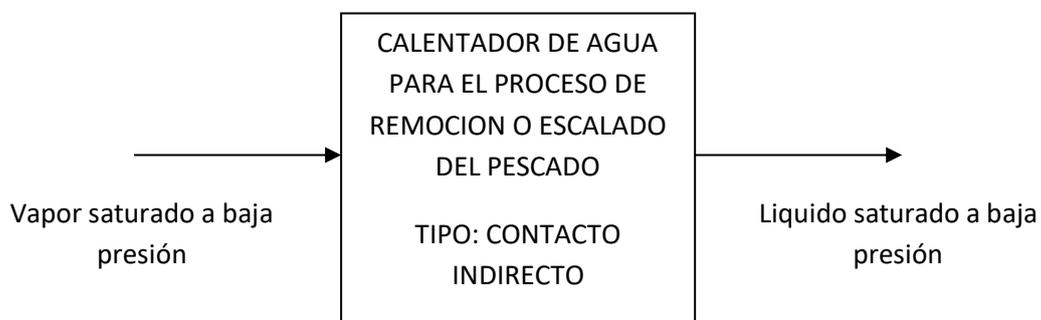


Figura N°14 Balance de energía en máquina removedora de piel de pescado

Fuente: Elaboración Propia

$$\dot{m}_v * (h_g - h_f) = \dot{m}_w * C_{p_w} * (T_f - T_i) \dots \dots \dots (18)$$

Dónde:

\dot{m}_v = Flujo másico de vapor necesario para calentamiento del agua del removedor de piel de pescado.

$h_g - h_f$ = Variación de entalpia de vaporización a la presión se suministró para calentamiento del agua del removedor de piel de pescado.

\dot{m}_w = Flujo másico de agua necesaria para el proceso de remoción de piel de pescado.

$T_f - T_i$ = Variación de temperatura del agua de remoción de piel de pescado.

El proceso de escalado o remoción de piel requiere de un proceso de absorción de calor por parte del pescado a procesar, según el siguiente balance de energía:

$$\dot{m}_w * C_{p_w} * (T_f - T_i) = \dot{m}_p * C_{p_p} * (T_{fp} - T_{ip}) \dots \dots \dots (19)$$

Dónde:

\dot{m}_p = Flujo másico de pescado a procesar.

$T_{fp} - T_{ip}$ = Variación de temperatura en el pescado a procesar.

C_{p_p} = Calor específico a presión constante del pescado.

2.4 INDICADORES DE DESEMPEÑO ENERGÉTICO:

El Desempeño Energético está referido a los resultados medibles relacionados con la eficiencia energética, el uso de la energía y el consumo de la energía". Por tanto, el concepto de desempeño energético incluye el uso de la energía, la eficiencia energética y el consumo energético, por lo que la organización puede elegir entre un amplio rango de actividades de desempeño energético. Cuando se menciona al concepto de desempeño energético, se está expresando la necesidad de identificar e inventariar todas las instalaciones consumidoras, almacenadoras o generadoras de energía, los equipos que las constituyen y todos los tipos de formas de energía consumidas en ellas. (Quezada, 2020)

Un indicador de desempeño energético (IDEn) es también un indicador clave de desempeño (KPI), pero en este caso, en relación al uso, consumo y eficiencia energéticos. Es decir, un IDEn es un parámetro cuantitativo que mide y aporta información referente al desempeño energético de una organización. Se caracteriza por ser cuantificable y objetivo, tal que permita realizarle un seguimiento o medición de las diferentes variables y el benchmarking entre indicadores. Por lo general, son parámetros medidos, ratios o números específicos. Los indicadores de desempeño se emplean tanto en el sector productivo o de servicios, en el sector privado o público. Podemos encontrar indicadores financieros, energéticos, ambientales, poblacionales, etc. Son un instrumento útil y, en ocasiones, imprescindible para conocer la situación en un momento concreto. (Guevara, 2019)

Mencionamos los siguientes indicadores de desempeño energéticos relevantes para el sector industrial pesquero:

INDICADOR DE DESEMPEÑO ENERGÉTICO TÉCNICO: Están referidos al cociente entre el consumo de energía térmica en relación al combustible y la energía eléctrica con la unidad de producción, dentro de los Indicadores Energéticos técnicos tenemos los siguientes:

- Indicador Energético Técnico: Compara las unidades de consumo de combustible consumidos por unidad de producción.

$$IDET = \frac{\text{Unidades de consumo de combustible /mes}}{\text{Toneladas de Harina producida/mes}} \dots \dots \dots (20)$$

INDICADOR DE DESEMPEÑO ENERGÉTICO ECONÓMICO: Este tipo de indicadores energéticos están asociados a la facturación mensual que se realiza debido al consumo combustibles o energía eléctrica (según las características técnicas de cada tarifa eléctrica) durante la actividad de producción o del servicio brindado por la empresa. Se tienen los siguientes ejemplos:

- Indicador Energético Económico 1: Compara la facturación por consumo de combustible consumido por unidad de producción.

$$IDEE = \frac{\text{S/ Facturacion de combustibleconsumido /mes}}{\text{Toneladas de Harina producida/mes}} \dots \dots (21)$$

INDICADOR DE DESEMPEÑO ENERGETICO AMBIENTAL: Permiten comparar las emisiones de gases de efecto invernadero emitidos a la atmosfera, en este caso las toneladas de dióxido de carbono equivalente por el consumo de combustible como fuente de energía primaria por cada tonelada de harina de pescado producida.

$$IDEA = \frac{\text{Toneladas de CO2 emitidas/mes}}{\text{Toneladas de Harina producida/mes}} \dots \dots \dots (22)$$

2.5 RENTABILIDAD:

Se tienen diversos métodos para poder evaluar la rentabilidad de una inversión, de los cuales los principales o significativos son los siguientes:

2.5.1 VALOR ACTUAL NETO:

El método de valor presente es uno de los criterios económicos más ampliamente utilizados en la evaluación de proyectos de inversión. Consiste en determinar la equivalencia en el tiempo 0 de los flujos de efectivo futuros que genera un proyecto y comparar esta equivalencia con el desembolso inicial. Cuando dicha equivalencia es mayor que el desembolso inicial, entonces, es recomendable que el proyecto sea aceptado. Es decir, calcular el VAN sirve para traer los flujos de caja futuros al valor presente, descontados a una tasa de descuento específica, para así poder compararlos con el importe inicial (capital) de la inversión. (Guerrero y Margarito, 2013)

Como regla general se tiene en cuenta las siguientes decisiones:

Si el VAN es positivo (es decir, mayor a 0) el proyecto es rentable y se recomienda realizar la inversión.

Por el contrario, si el VAN es negativo (menor a 0), el proyecto no es rentable y debería rechazarse. En caso de tener dos proyectos con VAN positivo, conviene elegir aquel con el VAN más alto.

La fórmula para calcular el Valor Actual Neto (VAN):

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{FN_t}{(1+i)^t} - I \dots \dots \dots (23)$$

Dónde:

- La Inversión Inicial (I): Corresponde al Valor Inicial o desembolso que la empresa hará en el momento de contraer la inversión. En este monto se incluyen el valor de los activos fijos, la inversión diferida y el capital de trabajo.
- Los Flujos de Caja FN_t : Corresponde a los flujos de caja futuro en la que la empresa incurre anualmente u en otro periodo de tiempo.
- La tasa de descuento: Es la tasa de retorno requerida sobre una inversión. La tasa de descuento refleja la oportunidad perdida de gastar o invertir en el presente por lo que también se le conoce como tasa de oportunidad.
- Numero de periodos de duración del proyecto.

Para la determinación del FNT se tiene la siguiente ecuación:

$$FN_t = A_t - CO_t \dots (24)$$

Dónde:

A_t = Ingresos, ahorro o ganancia obtenida en cada periodo de tiempo analizado. (Para cada año)

CO_t = Egresos por Costos de Operación y Mantenimiento anual.

2.5.3 TASA INTERNA DE RETORNO:

La tasa interna de retorno o tasa interna de rentabilidad (TIR) de una inversión es el promedio geométrico de los rendimientos futuros esperados de dicha inversión, y que implica por cierto el supuesto de una oportunidad para "reinvertir". En términos simples, diversos autores la conceptualizan como la tasa de descuento con la que el valor actual neto o valor presente neto (VAN o VPN) es igual a cero. La TIR puede utilizarse como indicador de la rentabilidad de un proyecto: a mayor TIR, mayor rentabilidad; así, se utiliza como uno de los criterios para decidir sobre la aceptación o rechazo de un proyecto de inversión. Para ello, la TIR se compara con una tasa mínima o tasa de corte, el coste de oportunidad de la inversión (si la inversión no tiene riesgo, el coste de oportunidad utilizado para comparar la TIR será la tasa de rentabilidad libre de riesgo). Si la tasa de rendimiento del proyecto - expresada por la TIR- supera la tasa de corte, se acepta la inversión; en caso contrario, se rechaza. (Guerrero y Margarito,2013)

Matemáticamente se evalúa a través de la siguiente ecuación:

$$0 = -I + \sum_{t=1}^n \frac{FN_t}{(1+i)^t} \dots \dots \dots (24)$$

2.5.4 PAY BACK:

El 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 determinar el tiempo que tardarán en recuperar el desembolso inicial en una inversión. Esta herramienta es útil para tomar la decisión de aceptar sólo los proyectos e inversiones que devuelvan dicho desembolso inicial en el plazo de tiempo que se estime adecuado, en un periodo máximo de 3 años. Sin embargo, el pay-back (plazo de recuperación), como los demás métodos de selección estáticos, no tiene en cuenta ni el valor actual de los flujos de caja futuros ni el flujo de caja de los últimos periodos. (Guerrero y Margarito, 2013)

El pay back se determina según la siguiente ecuación:

$$PR = \frac{I}{FN_t} \text{ años } \dots \dots \dots (25)$$

CAPÍTULO III
MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 MATERIAL:

3.1.1 SUSTANCIAS:

GAS LICUADO DE PETROLEO (GLP):

Es un combustible formado por una mezcla de gases licuados presentes en el gas natural o disuelto en el petróleo. Los componentes del GLP, aunque a temperatura y presión ambientales son gases, son fáciles de licuar, de ahí su nombre. En la práctica, se puede decir que el GLP es una mezcla de propano (60 %) y butano (40 %). El GLP es un combustible limpio. No es tóxico, pero puede provocar asfixia. Puede ocasionar irritaciones en contacto con la piel y con los ojos. Es altamente inflamable, su combustión es muy rápida generando altas temperaturas. Dentro sus propiedades termodinámicas tenemos las siguientes:

Poder calorífico inferior: 23,072 (kcal/m³) (Fuente: Repsol)

Densidad: 584 (kg/m³) (Fuente: Repsol)

Relación estequiométrica para el GLP: 6.9 kg aire/kg GLP (Fuente: Tesis de Lucia Suarez Bastidas, 2013)

3.1.2 EQUIPOS:

- La Empresa Conservera La CHIMBOTANA SAC ,en su planta de producción cuenta con 02 Calderos del tipo Piro-tubular, donde el caldero de 500 BHP es utilizado para los procesos de calentamiento, cocción y esterilizado en la planta de conservas.



Figura N°15 Caldera de 500 BHP Marca Distral

Fuente: Elaboración Propia

Se presenta la información de los calderos de la empresa:

Tabla N° 2 Información de Calderas DISTRAL

	Caldero 1	Caldero 2
Potencia (BHP)	500	250
Marca	Distral	Distral
Numero de pazos	03	03
Presión de Diseño (Bar)	10	10
Presión de Operación (Bar)	6	6
Eficiencia de Diseño (%)	85	85
Eficiencia Real (%)	84	84.5
Temperatura del Agua de alimentación(°C)	90	90
Combustible	Gas licuado de petróleo	Gas licuado de petróleo
Flujo real de combustible(kg/h)	290	180
Exceso de aire (%)	25	27
Temperatura final de gases de la combustión(°C)	182	185

Fuente: Elaboración Propia

Fuente: Empresa La Chimbotana SAC.

- Se presenta la máquina removedora de piel de pescado la cual opera con agua caliente a 90 °C por contacto directo.

Tabla N° 3 Información de Máquina removedora de piel de pescado

	Detalle
Marca	FIMA
Capacidad (Tonelada de pescado/hora)	8
Consumo de agua (m ³ /h)	1.5
Temperatura (°C)	90
Potencia de motor eléctrico (kW)	4

Fuente: Elaboración propia.

El agua caliente ingresa por una tubería de 1" por la parte posterior de la máquina, la cual es rociada sobre la materia prima que ingresa de forma manual por la parte frontal a través de una entrada sobre el sistema de accionamiento motriz del transportador de acero inoxidable sobre el cual se traslada la materia prima hasta la parte posterior. El agua caliente luego es colecta por la parte inferior de la máquina y expulsada al colector de aguas de proceso de la empresa.



Figura N°16 Vista frontal de Máquina Removedora de piel

Fuente: Empresa la Chimbotana SAC



Figura N°17 Vista posterior de máquina Removedora de piel

Fuente: Empresa la Chimbotana SAC

3.2 MÉTODO DE INVESTIGACIÓN:

3.2.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN:

La Investigación es del tipo descriptiva y aplicada:

- Descriptiva: La Investigación es descriptiva ya que se empleará la información real referente al consumo de agua caliente en la maquina removedora de piel de pescado, producción de vapor saturado y flujo de gases de la combustión del Caldero N° 1 asociado a la planta de conservas operando con gas licuado de petróleo. Con los cuales se determinará la energía calorífica requerida en forma de agua caliente por la maquina removedora de piel y así mismo se determinará el flujo de energía útil en forma de calor sensible por aprovechar por parte de los gases de la combustión que permitan calentar el agua necesaria hasta 90 °C, reemplazando los gases de la combustión al vapor saturado en el proceso de la generación de agua caliente.
- Aplicada: La Investigación es aplicada porque permitirá dimensionar óptimamente el sistema de calentamiento de agua para la maquina removedora de piel de pescado, a través de un cálculo energético, con el cual se puedan mejorar los indicadores de desempeño energético de la empresa.,

3.2.2 PROCEDIMIENTO:

Se tiene la siguiente secuencia de cálculo para los resultados del informe:

- Realizar un balance de energía y determinar los indicadores de desempeño de la Caldera N° 1 en condiciones actuales de operación.
- Cuantificación del flujo de calor necesario para el calentamiento de agua con vapor y gases de la combustión.
- Dimensionamiento del recuperador de calor para generación de agua caliente para la maquina removedora de piel de pescado.
- Realizar un benchmarking energético para determinar la mejora de los indicadores de desempeño energético.
- Realizar una evaluación económica referente a la viabilidad de la instalación del recuperador de calor.

CAPITULO IV

RESULTADOS

4.1 BALANCE DE ENERGÍA EN CALDERA DISTRAL N°1:

Se presenta los resultados del balance de energía en la caldera Distral N°1, para lo cual se hace uso de la tabla N° 2 y la ecuación 1, con lo cual se halla el flujo másico de vapor.

Tabla N° 4 Información para balance de energía en Caldera 1

Detalle	Valor
Potencia (BHP)	500
Eficiencia Real (%)	85.0
Entalpia de vapor saturado (h_2) kJ/kg evaluado a 7 Bar (Presión absoluta)	2762.0
Entalpia de líquido comprimido (h_1) kJ/kg evaluado a 7 Bar (Presión absoluta) y 90 °C	377.4
Flujo real de combustible(kg/h)	290

Fuente: Elaboración Propia

$$85 = \frac{\dot{m}_v * (2762 - 377.4)kJ/kg}{290 \frac{kg}{h} * 46400kJ/kg} * 100\%$$

Dónde:

$$\dot{m}_v = 4796.4 \text{ kg/h}$$

Así mismo se determinan los indicadores de desempeño energéticos del Caldero 2.

Para el Indicador de desempeño energético técnico.

$$IDET = \frac{\text{Flujo masico de vapor}}{\text{Flujo masico de Combustible}} = \frac{4796.4 \text{ kg de vapor}}{290 \text{ kg de GLP}}$$

$$IDE1 = 16.5393 \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de GLP}}$$

Para el Indicador de desempeño energético económico 2. (precio del GLP 4.2 S/. /Galón)

$$IDEE = \text{Precio unitario GLP} / IDET$$

$$IDEE = \frac{4.2 \frac{S/}{Galon\ GLP} * 264 \frac{Galon\ GLP}{m^3}}{16.5393 \frac{Kg\ vapor}{kg\ GLP} * 584.1 \frac{kg\ GLP}{m^3\ GLP}} = 0.1148 \frac{S/}{kg\ vapor}$$

Para el Indicador de desempeño energético ambiental. (Factor de emisiones 63.1 Ton. CO₂/TJ valor obtenido de la página de Huella de Carbono-Perú)

$$IDEA = 290 \frac{kg\ GLP}{h} * 46400 \frac{kJ}{kg\ GLP} * \frac{1\ TJ}{10^9 kJ} * 63.1 \frac{Ton\ CO_2}{TJ} * \frac{h}{4.796\ Ton\ vapor}$$

$$IDEA = 0.177 \frac{Ton\ CO_2}{Ton\ vapor}$$

4.2 CUANTIFICACION DEL FLUJO DE ENERGIA PARA LA GENERACION DE AGUA CALIENTE:

4.2.1 VAPOR SATURADO NECESARIO PARA MAQUINA REMOVEDORA DE PESCADO.

Teniendo en cuenta la información de la Tabla N° 3 se determina el flujo de vapor a 2 bar de presión utilizado para el calentamiento de 1.5 m³/h de agua desde 20 a 90 °C.

$$\dot{Q}_2 = 1.5 \frac{m^3}{h} * 10^3 \frac{kg}{m^3} * 4.18 \frac{kJ}{kg\ ^\circ C} * (90 - 20)^\circ C = 438900 \frac{kJ}{h}$$

El flujo de vapor necesario es igual a:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_v * (h_g - h_f)$$

Evaluando a la presión absoluta de 3 bar se obtiene los siguientes valores de entalpia.

$$h_g = 2724.7\ kJ/kg$$

$$h_f = 561.4\ kJ/kg$$

$$438900 = \dot{m}_v * (2737.6 - 604.7)$$

$$\dot{m}_v = 203.0\ kg/h$$

4.2.2 CALOR SENSIBLE APROVECHADO DE LOS GASES DE LA COMBUSTIÓN.

Seguidamente se determina el flujo de calor aportado por los gases de la combustión.

En un balance de masas en el Caldero N° 1 se tiene lo siguiente:



Figura N°18 Balance de masas en caldero distral de 500 BHP

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_a = Relacion \frac{a}{c} * exceso\ de\ aire * \dot{m}_c$$

Donde la Relación aire/combustible para el GLP = 16.5 kg aire/kg de GLP (Fuente: Libro de combustión industrial de Castillo Neyra)

Exceso de aire 25 % (Tabla N° 1)

$$\dot{m}_g = 16.5 * 1.25 * 280 + 280 = 6055\ kg/h$$

Por lo tanto, el flujo de calor útil por calor sensible de gases de la combustión desde 180 °C a 110 °C (punto de salida de los gases de la combustión del GLP), con un calor específico a presión constante de los gases de la combustión de 0.256 kcal/kg°C.

$$\dot{Q}_1 = 6055 * 0.256 * 4.18 * (180 - 110) = 453553.4\ kJ/h$$

Se requieren 438900 kJ/h para el calentamiento de agua para la máquina removedora de piel de pescado. Por lo tanto realizando una corrección de temperaturas para la temperatura final de los gases de la combustión, tenemos el siguiente calculo:

$$6055 * 0.256 * 4.18 * (180 - T_i) = 438900\ kJ/h$$

$$T_i = 112.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto, diagrama de flujos entre los gases de la combustión y el agua caliente es la siguiente:

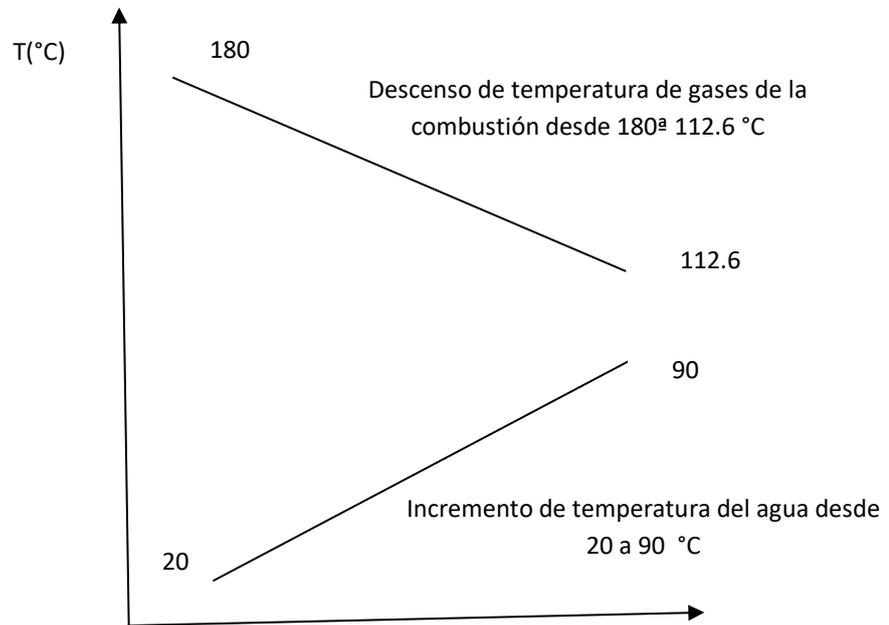


Figura N°19 Comportamiento de temperaturas para el proceso de recuperación de calor

Fuente: Elaboración propia

4.3 DIMENSIONAMIENTO DEL RECUPERADOR DE CALOR:

4.3.1 CONSIDERACIONES DEL DIMENSIONAMIENTO:

Se tienen en cuenta las siguientes consideraciones para el cálculo del diseño del recuperador de calor para el precalentamiento del agua de procesos de la máquina removedora de piel de pescado con gases de la combustión:

- El recuperador de calor se instalará en la chimenea del Caldero N°1, el cual tiene un diámetro de 900 mm y una altura de 5.60 metros.
- El recuperador de calor es flujo cruzado, donde los gases de la combustión fluyen de forma ascendente por la chimenea por la parte exterior del banco de tubos, mientras que el agua fluye por medio de las tuberías.

- Los cálculos se realizan para tuberías de acero SCH 30 (baja presión) de acero al carbono según norma ASME B 36.19 de 1" NPS de diámetro nominal, 2.99 mm de espesor y diámetro exterior 33.4 mm.
- La disposición de las tuberías se realizará en arreglo tresbolillo en 17 pazos, para una mejor eficacia de la transferencia de calor de los gases de la combustión al agua.

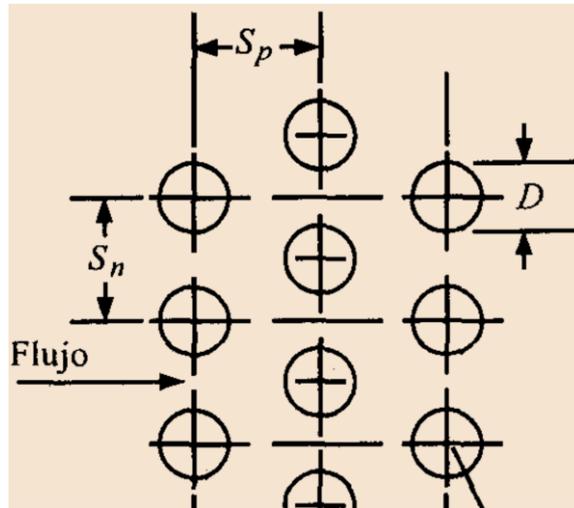


Figura N° 20 Disposición del Banco de Tubos

Fuente: Cano y Cueva Morachimo (Tesis de Ingeniería)

Se tiene que:

S_n = Es la distancia vertical entre los centros de los diámetros de las tuberías.

S_p = Es la distancia horizontal entre los centros de los diámetros de las tuberías.

De es el diámetro exterior de cada tubería.

$$S_n = 2 * D_e \quad \text{y} \quad S_p = S_n$$

$$E = D_e$$

Se selecciona 12 tubos a lo largo, con 1 metro de longitud y un total de 17 pazos.

4.3.2 CALCULO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS:

Se tienen los valores de temperatura par los flujos intervinientes:

Temperatura inicial del agua $T_{1w} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura final del agua $T_{2w} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura inicial de gases de la combustión $T_{1g} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura final de gases de la combustión $T_{2g} = 112.6 \text{ } ^\circ\text{C}$

Aplicando la ecuación N° 6 tenemos el siguiente resultado:

$$\Delta T_2 = 112.6 - 20 = 92.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 180 - 90 = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{MLDT} = \frac{92.6 - 90}{\ln \frac{92.6}{90}} = 91.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se determina el factor de corrección para la temperatura media logarítmica del proceso.

$$S = 0.43$$

$$R = 0.96$$

$$F = 1 \text{ (Anexo: Factor de Incrustación)}$$

4.3.3 CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

a. Cálculo del coeficiente convectivo interno (Dentro de los tubos):

Las propiedades del agua se obtienen en función de la temperatura promedio, obtenidos del texto Procesos de transferencia de calor de Holmann.

$$T_{m \text{ agua}} = \frac{20 + 90}{2} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Conductividad Térmica (k) : $0.677 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{K}$

Numero de PRANDTL (N_{PR}): 4.04

Viscosidad Absoluta (μ): $6.16 \times 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{sg}$

- El Flujo másico de agua que fluye por cada tubo se determina según el siguiente procedimiento;

Se tiene N° de Tubos = $12 \cdot 1 = \text{Tubos}$

El flujo de agua es = $1.5 \text{ m}^3/\text{h} = 0.416 \text{ kg/sg}$

$$\text{Flujo masico por tubo } \dot{M} = \frac{\dot{m}_{ac}}{N^\circ \text{ de Tubos}} = \frac{0.416}{12} = 0.0346 \text{ kg/sg}$$

Seguidamente se calcula el valor del Numero de Reynolds interno.

$$N_{RE} = \frac{4 * \dot{m}_{ac}}{D_i * \pi * \mu} = \frac{4 * 0.0346}{0.02742 * 3.1416 * 6.16 * 10^{-4}} = 2608 \text{ (Flujo laminar)}$$

El Numero de NUSSELT laminar, es igual al valor de una constante 4.36

Según la ecuación N° 11 se determina el coeficiente convectivo interno de transferencia de calor:

$$N_{NU} = \frac{h_i * D_i}{k} \quad 4.36 = \frac{h_i * 0.02742}{0.677} \quad h_i = 107.64 \frac{W}{m^2 * ^\circ K}$$

b. Cálculo del coeficiente convectivo externo (lado de la coraza):

Propiedades de los gases de la combustión: son evaluados a la temperatura media de los gases de la combustión, según el Texto de TERMOTRANSFERENCIA de Kranoshiokov.

$$T_{m \ g} = \frac{180 + 112.6}{2} = 146.3 \text{ } ^\circ C$$

Conductividad Térmica (k): 0.0509 W/m-°K

Numero de PRANDTL (N_{PR}) : 0.7353

Viscosidad Cinemática (ν): 27.15 * 10⁻⁶ m²/sg

Densidad (ρ) :0.6057 kg/m³

Se determina la relación entre distancias al flujo (St)

$$St = 2 * De = 2 * 0.0334 = 0.0668$$

Determinación de la velocidad media del flujo de gases de la combustión que inciden sobre el área de contacto.

Flujo de gases de la combustión: 6055 kg/h = 1.68 kg/sg

Área de paso gases de combustión = (13*0.0334)*1 = 0.434 m²

La velocidad media se halla según la expresión:

$$v = \frac{\dot{m}_g}{\rho * Area \ frontal \ de \ paso} = \frac{1.68}{0.6057 * 0.434} = 6.39 \ m/sg$$

Seguidamente determinamos la velocidad máxima del flujo:

$$V_{max} = \frac{St}{St - De} * v$$

Reemplazando cada termino tenemos el siguiente resultado:

$$V_{max} = \frac{0.0668}{0.0668 - 0.0334} * 6.39 = 12.78 \text{ m/sg}$$

Determinación del Numero de Reynolds para la parte externa:

$$N_{RE} = \frac{v * D * \rho}{\mu} = \frac{V_{max} * De}{\nu} = \frac{12.78 * 0.0334}{27.15 * 10^{-6}} = 15724 \text{ (Flujo turbulento)}$$

Si la razón $S_n/S_p = 1$, es menor que 2, se trabaja con la ecuación siguiente :

$$N_{NU} = C_2 * C * N_{RE}^m * N_{PR}^{0.36} * \left(\frac{N_{PR}}{N_{PR_{AMB}}}\right)^{0.25}$$

De las Tablas 7.7 y 7.8 del Texto Procesos de Transferencia de Calor de Frank Incropera se tiene que:

$$C = 0.35 * \left(\frac{S_n}{S_p}\right)^{0.2} = 0.35 * (1)^{0.2} = 0.35$$

$$C_2 = 0.98 \quad m = 0.6$$

$$N_{NU} = 0.98 * 0.35 * 15724^{0.6} * 0.7353^{0.36} * \left(\frac{0.7353}{0.707}\right)^{0.25} = 102.2$$

El coeficiente convectivo para la parte externa es igual a:

$$102.2 = \frac{h_o * 0.0334}{0.0509} \quad h_o = 155.74 \frac{W}{m^2 - ^\circ K}$$

c. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor:

Circuito de resistencias:

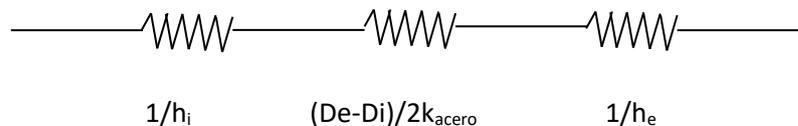


Figura N° 21 Resistencias dispuestas para la transferencia de calor en recuperador de calor

Fuente: Elaboración propia

Se utiliza la ecuación 12, en función al valor de los coeficientes convectivos interno y externo hallados en los ítems anteriores y se tiene en cuenta el valor de la Conductividad del material, en este caso el acero:

k del acero (tubo) = 58 W/m-°K

$$U_T = \frac{1}{\frac{1}{107.64} + \frac{0.00299}{2 * 58} + \frac{1}{155.74}} = 63.54 \frac{W}{m^2 - ^\circ K}$$

4.3.4 DETERMINACION DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y NUMERO DE TUBOS REAL:

- Determinación del calor útil aprovechable:

El calor aprovechable estará dado por el calor que ceden los gases de la combustión al ceder energía térmica desde 80 °C a 112,6 °C. Según el siguiente procedimiento y según la ecuación N° 18:

$$Q_{gc} = 438900 \frac{kJ}{h} = 121916 W$$

Utilizando la ecuación 5, se determina el área total de transferencia de calor:

$$121916 = A_T * 91.3 * 63.54 * 1 \quad A_T = 21.03 m^2$$

Se determina Determinación del número de tubos : Se tiene en cuenta que se tienen 2 pazos los que realiza el aire dentro de los tubos , lo que representa una longitud efectiva de 2*1.2 = 2.4 m.

$$A_T = \pi * D_e * L * NUMERO DE TUBOS$$

$$21.03 = \pi * 0.0334 * L * 12$$

$$L = 16.7m = 17 m = 17 m * 1 pazo/m = 17 pazos$$

El valor final del numero de pazos, numero de tubos igual a 12 de 1" SCH 30 con longitud de pazos igual a 1 metro. Se observa en la parte inferior los detalles constructivos del recuperador de calor.



Figura N° 22 Recuperador de calor a instalar en Caldero N° 1

Fuente: Elaboración propia

4.3.5 VERIFICACION DE LA CAIDA DE PRESION:

Para la determinación de la caída de presión tanto para el lado de los tubos como para el lado de la coraza se tiene en cuenta que el límite máximo permisible de la caída de presión es $10 \text{ psi} = 0.68 \text{ Bar} = 0.68 \text{ kgf/cm}^2$.

a. CAIDA DE PRESIÓN DEL LADO DE LA CORAZA:

Para la determinación de la caída de presión se toma en cuenta la ecuación 18.

$$\Delta P = \frac{\rho * V_{max}^2 * Nf * f}{2} * N$$

De donde:

$$Nf = 12$$

$$f = 0.35$$

$$N = 17$$

Por lo tanto:

$$\Delta P = \frac{0.6057 * 12.78^2 * 12 * 0.35}{2} * 17 = 3531 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P = 3531 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0.04 \text{ Bar}$$

La caída de presión es permitida, por ser menor a 0.68 Bar.

- b. CAIDA DE PRESIÓN DEL LADO DE LOS TUBOS: Se tiene un flujo másico de agua igual a:

$$\dot{m}_a = 0.416 \text{ kg/sg}$$

Además, se tiene un total de 12 tubos, por lo tanto, el flujo unitario de gases es de 0.0347 kg/sg.

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = f * \frac{\rho * l_{\text{paso}} * v^2}{2 * D_i}$$

Dónde:

l_{tubo} : Longitud de los tubos es de 17 m

f: Factor de fricción, 0.017

D_i diámetro interno es 0.02742 m

v: Velocidad del agua se determina según el siguiente procedimiento:

$$\frac{1.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = \text{velocidad} * 3.1416 * \frac{0.0274^2}{4}$$

$$\text{velocidad} = 0.7 \text{ m/s}$$

ρ , la densidad del agua es 1000 kg/m³

$$\Delta P_{\text{pasos}} = 0.017 * \frac{1000 * 17 * 0.7^2}{2 * 0.0274} = 2584 \text{ Pa} = 2.58 \text{ kPa} = 0.0258 \text{ Bar}$$

La caída de presión es permitida, por ser menor a 0.68 Bar.

4.4 DESEMPEÑO ENERGÉTICO Y AHORROS OBTENIDOS:

El flujo de vapor a reemplazar es igual a 203.0 kg/h de vapor saturado a una presión absoluta de 3 bar. Por lo tanto, se determina el flujo de combustible equivalente a la generación de vapor saturado en las condiciones actuales de operación del Caldero N° 1.

$$85 = \frac{203 * (2762 - 377.4) \text{ kJ/kg}}{m_c \frac{\text{kg}}{\text{h}} (\text{asociado}) * 46400 \text{ kJ/kg}} * 100\%$$

Dónde:

$$\dot{m}_c (\text{asociado}) = 12.27 \text{ kg/h}$$

El ahorro de combustible es de 12.27 kg/g de GLP. Por lo tanto, el consumo de combustible luego de instalar el recuperador de calor es igual a:

$$m_c (\text{con recuperador}) = 290 - 12.27 = 277.73 \text{ kg/h}$$

Así mismo se determinan los indicadores de desempeño energéticos del Caldero 1, luego de realizarse la implementación del recuperador de calor para la máquina removedora de piel,

Para el Indicador de desempeño energético técnico.

$$IDET \text{ mejorado} = \frac{\text{Flujo masico de vapor}}{\text{Flujo masico de Combustible}} = \frac{(4796.4 - 203) \text{ kg de vapor}}{277.73 \text{ kg de GLP}}$$

$$IDE1 \text{ mejorado} = 16.539 \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de GLP}}$$

Para el Indicador de desempeño energético económico 2 mejorado. (precio del GLP 4.2 S/. /Galón)

$$IDEE \text{ mejorado} = \text{Precio unitario GLP} / IDET \text{ mejorado}$$

$$IDEE \text{ mejorado} = \frac{4.2 \frac{\text{S/}}{\text{Galon GLP}} * 264 \frac{\text{Galon GLP}}{\text{m}^3}}{16.539 \frac{\text{Kg vapor}}{\text{kg GLP}} * 584.1 \frac{\text{kg GLP}}{\text{m}^3 \text{ GLP}}} = 0.1147 \frac{\text{S/}}{\text{kg vapor}}$$

Para el Indicador de desempeño energético ambiental. (Factor de emisiones 63.1 Ton. CO₂/TJ valor obtenido de la página de Huella de Carbono-Perú)

$$IDEA \text{ mejorado} = 277.73 \frac{\text{kg GLP}}{\text{h}} * 46400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg GLP}} * \frac{1 \text{ TJ}}{10^9 \text{ kJ}} * 63.1 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{TJ}}$$

$$* \frac{\text{h}}{4.796 - 0.203 \text{ Ton vapor}}$$

$$IDEA \text{ mejorado} = 0.177 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{Ton vapor}}$$

Con los resultados obtenidos se puede visualizar que los indicadores de desempeño energético permanecen inalterables debido a que la eficiencia permanece constante.

Seguidamente para una operación diaria de 4 horas y 24 días/mes de la máquina removedora de piel de pescado se cuantifican las mejoras obtenidas.,

$$\text{Horas mes de operacion} = 4 * 24 = 96 \text{ horas/mes}$$

Reducción de consumo de combustible mensual:

$$\text{Reduccion mensual de consumo de GLP} = 12.27 * 96 = 1177.9 \text{ kg de GLP/mes}$$

Se determina el porcentaje de ahorro de combustible como resultado de implementar un recuperador de calor para calentar agua hasta 90 °C mediante el calor sensible de los gases de la combustión:

$$\% \text{ de Ahorro de combustible} = \frac{12.27 \text{ kg GLP}}{290 \text{ kg GLP}} * 100\% = 4.23 \%$$

Ahorro económico mensual:

$$\text{Ahorro economico mensual} = \frac{1177.9 \frac{\text{kg GLP}}{\text{mes}}}{584.1 \frac{\text{kg GLP}}{\text{m}^3 \text{ GLP}}} * 264 \frac{\text{Galon GLP}}{\text{m}^3} * 4.2 \frac{\text{S/}}{\text{Galon GLP}}$$

$$\text{Ahorro economico mensual} = \text{S/ } 2246.40$$

Reducción de emisiones de CO₂ asociadas a la reducción de consumo de GLP.

$$\text{Reduccion de emisiones CO}_2 = 1177.9 \frac{\text{kg GLP}}{\text{mes}} * 46400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg GLP}} * \frac{1 \text{ TJ}}{10^9 \text{ kJ}} * 63.1 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{TJ}}$$

$$\text{Reduccion de emisiones CO}_2 = 34.48 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{mes}}$$

4.5 EVALUACIÓN ECONÓMICA:

Seguidamente se realiza la evaluación económica de la implementación del recuperador de calor para calentar agua para la máquina removedora de piel de pescado.

Se tienen los siguientes valores para la determinación de los indicadores de rentabilidad:

Inversión = U\$ 15,000.00 (Incluido instalaciones de derivación hasta la maquina removedora, Ver presupuesto en Anexos)

Costo de operación y mantenimiento = U\$ 500.00 forma parte del mantenimiento autónomo y preventivo que desarrolla el operador de calderos.

Tasa de interés = 12 %

Vida útil = 10 años.

Tabla N° 5 Determinación del Valor actual neto

ANALISIS ECONOMICO				
	Ingresos			
	Ahorro de Combustible(U\$)	7385.42		
	Egresos			
	OM(U\$)	500.00		
	Inversión Total			
	Inversión Recuperador(U\$)	15000.00		
Periodo	INVERSION	EGRESOS	INGRESOS	SALDO
0	15000.00			-15000.00
1		500.00	7385.42	6885.42
2		500.00	7385.42	6885.42
3		500.00	7385.42	6885.42
4		500.00	7385.42	6885.42
5		500.00	7385.42	6885.42
6		500.00	7385.42	6885.42
7		500.00	7385.42	6885.42
8		500.00	7385.42	6885.42
9		500.00	7385.42	6885.42
10		500.00	7385.42	6885.42
VAN (U\$)	34,592.04			

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 6 Determinación del TIR

ANALISIS ECONOMICO			
	Ingresos		
	Ahorro de Combustible	7835.42	
	Egresos		
	OM	500.00	
	Inversión Total		

Periodo	INVERSION	EGRESOS	INGRESOS	SALDO
0	15000.00			-15000.00
1		500.00	7835.42	7335.42
2		500.00	7835.42	7335.42
3		500.00	7835.42	7335.42
4		500.00	7835.42	7335.42
5		500.00	7835.42	7335.42
6		500.00	7835.42	7335.42
7		500.00	7835.42	7335.42
8		500.00	7835.42	7335.42
9		500.00	7835.42	7335.42
10		500.00	7835.42	7335.42
TIR	47.93%			

Fuente: Elaboración propia.

Determinación del Pay back o retorno de la inversión con los ahorros obtenidos:

$$PAY\ BACK = \frac{15000\ U\$}{7835.42\ U\$/año} = 1.9\ años = 1\ año\ 11\ meses$$

Con los resultados obtenidos se obtuvieron indicadores de rentabilidad positivos tal es el caso del VAN con un valor de U\$ 35942.04 (valor positivo) y la TIR con un valor 47.93 % (valor superior a la tasa comercial del mercado financiero)

4.5 DISCUSIÓN DE RESULTADOS:

REFERENTE A LOS ANTECEDENTES:

En la presente investigación se demuestra que la instalación de un recuperador de calor para generar agua caliente con el calor sensible remanente de los gases de la combustión permite una reducción de 4.23 % del consumo de GLP, el cual res destinado para la operación promedio diaria de 4 días de la maquina removedora de piel de la Empresa La Chimbote SAC en la Planta de Conservas, superando este resultado a lo obtenido Meléndez (2005) en su tesis de ingeniería quien alcanzo un ahorro de petróleo Industrial N.º 6 en 2.5 % mediante la implementación de un economizador en la salida de un caldero pero de tipo acuotubular. En ambos casos los sistemas térmicos operan en flujo cruzado.

Se obtuvo un ahorro mensual de U\$ 652.92 al implementar el recuperador de calor en la chimenea del caldero N° 1 aprovechando los gases de la combustión del GLP que se emiten una temperatura de 180 °C con un exceso de aire del 25 %, coincidiendo con lo implementado por Suarez (2013) en su tesis para optar el título de Ingeniero Químico quien obtuvo como resultado un valor superior del orden 18,410 U\$/mes , básicamente por implementar el sistema de recuperación en un equipo térmico de mayores dimensiones.

En la presente investigación se demuestra la factibilidad técnica económica de la implementación de un recuperador de calor en un caldero Piro-tubular de 500 BHP aprovechando los gases calientes de la combustión desde una temperatura de 180 °C hasta una temperatura de 112.5 °C (punto mínimo para emisiones de gases de la combustión del GLP) en este caso el calentamiento del agua con gases de la combustión permite dejar de producir 203 kg/h de vapor saturado y ahorrar 12.45 kg/h de GLP , coincidiendo con lo obtenido por Paredes (2009) quien instalo un precalentador de aire al utilizar los gases de combustión de 03 calderas en la planta pesquera AUSTRAL S.A.A, aprovechando los gases de la combustión pero del Petróleo R-6 aprovechando un a diferencia de temperaturas de 53.3°C ,antes de emitirse los gases calientes a 180 °C a la atmosfera, con ahorros mucho mayores en el orden de U\$/.37080 /año equivalente a 14738.40 Gal. R-6/año. Se coincide de igual modo con el trabajo de investigación de Chucuya (2017), quien determino el ahorro de energía primaria mediante precalentamiento del aire y agua en una unidad de generación de vapor con una

reducción del calor sensible desde 65 °C a 95 °C obteniéndose un ahorro de combustible de 9.75 galones/hora que representan un 5 % del ahorro de energía primaria, con un ahorro económico de S/ 18655.65 mensuales.

Al implementar el sistema de recuperación de los gases calientes de la combustión de obtuvo beneficios económicos, reducción del consumo mensual de combustible y una reducción de emisiones de dióxido de carbono a la atmosfera, pero no significo que el caldero distral 1 incremente su eficiencia, más bien esta permaneció inalterable en 85 %, a diferencia de Paredes (2015) quien dimensiono un sistema de Recuperación de Calor a partir del condensado de las purgas de calderas para obtener beneficios energéticos y económico logrando incrementar la eficiencia desde 72.7 a 78.4 %. La diferencia radica en que nuestra investigación la reducción de combustible involucra el reemplazo del vapor saturado empleado inicialmente por los gases de la combustión, mientras que Paredes mejora la eficiencia optimizando las purgas continuas.

En la implementación del recuperador de calor se obtiene un pay back de 1 año 11 meses dimensionándose con un conjunto de 12 tubos de 1" SCH 30 en 17 pazos en arreglo tresbolillo, a diferencia Purizaca (2015), instalo un recuperador de calor aprovechando las purgas continuas de cinco calderas pirotubulares para el calentamiento del agua de alimentación con un pay back de 2 meses , El rendimiento actual de los calderos pirotubulares de 400BHP-0 además su intercambiador de calor consta de 144 tubos de ¼ " de diámetro nominal ASTM A-53 cédula 40, con longitud de 2.075m y diámetro de carcasa de 408.85 mm.

En la presente investigación se precalienta el agua desde 20°C a 90 °C el cual es utilizado para la máquina removedora de piel de pescado obteniendo valores de rentabilidad de VAN igual a U\$ 35942.04 (valor positivo) y la TIR con un valor 47.93 % (valor superior a la tasa comercial del mercado financiero) a diferencia Díaz (2018), obtuvo valores de VAN y TIR mucho menores en su trabajo de investigación , el cual se caracterizó por diseñar un sistema de recuperación de calor de los gases de la combustión provenientes de los gases de escape de un grupo electrógeno.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.0 CONCLUSIONES

- Se determinó que se necesitan 203 kg/de vapor saturado a baja presión para poder calentar agua desde 20 a 90 °C para la maquina removedora de piel de pescado, lo cual involucra un consumo de 12.27 kg GLP/hora en la caldera Distral 1. Para o cual la caldera 1 tiene una eficiencia de 85 % y emite gases de la combustión a la atmosfera a una temperatura de 180 °C. Siendo el flujo de calor aprovechable igual a 438900 kJ/h.
- Se cuantifico el calor disponible de los gases de la combustión desde 180 °C a 110 °C y con un flujo másico de 6055 kg/ de gases de la combustión el cual es igual a 453553.4 kJ/h, el cual es un valor superior al flujo de calor útil de la máquina removedora de piel de pescado en el cual se calienta 1.5 m³/h de agua. Con el la recuperación de calor se realizará hasta una temperatura final de los gases de la combustión de 112.6 °C.
- Se dimensiono un recuperador de calor instalado en la chimenea del caldero 1 , caracterizándose por ser de flujo cruzado , en donde el sistema térmico de caracteriza por tener 12 tubos de acero ASTM SCH 30 de 1” en 17 pazos en configuración en tresbolillo, mientras que por la parte externa fluyen los gases de la combustión.
- Dentro de los principales parámetros del dimensionamiento del recuperador de calor es que tiene una DMLT igual a 91.3 °C, un Coeficiente global de transferencia de calor de 63.54 W/m² °K y un área global de transferencia de calor igual a 21.03 m².
- Se cuantifico una reducción de combustible en el orden de 1177 kg GLP/mes con una reducción del consumo de energía primaria de 4.23 %, del mismo modo se obtuvo una reducción de costos de 2246.40 S./mes y una reducción emisión de CO₂ de 34.48 Ton.CO₂/mensual.
- Se determinó la rentabilidad del proyecto determinando un valor del valor Actual neto favorable del orden de U\$ 35942.04 y < una Tasa interna de retorno superior a la del mercado financiero de 47.93 %, mientras que el pay back es igual 1 año y 11 meses

6.0 RECOMENDACIONES

- Es necesario cuantificar el potencial del calor sensible de la Caldero 2 de 250 BHP para poder utilizar en algún proceso de la planta de conserva. Del mismo durante las horas de operación de la maquina removedora de piel de pescado, se puede destinar el agua caliente hacia las marmitas o al exhausting o puede almacenarse como agua caliente para un proceso auxiliar para el personal de planta y para limpieza.
- Si es bien cierto el GLP es un combustible de menor costo, se presenta la oportunidad de reemplazarlo por Gas Natural provenientes de las redes de distribución a baja presión ubicadas en la zona industrial del 27 de octubre.
- Se recomienda realizar un análisis de gases para un realizar un trabajo de optimización de la combustión en la caldera, de tal manera que puede incrementarse aun mas el valor de su eficiencia.
- La formación de un comité de gestión energética permitiría una mejor administración y control de los flujos de energía.

**REFERENCIAS
BIBLIOGRAFICAS**

TESIS.

Barboza E. (2017). Diseño de un calentador de agua de alimentación a la caldera n°6 en la empresa agroindustrial Tumán para mejorar su eficiencia de generación de vapor. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista en la Universidad Pedro Ruiz Gallo de Chiclayo, Perú.

Díaz. (2018). Diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en planta Hayduk Puerto Malabrigo. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Cesar Vallejo en Perú.

Huamancayo. (20.17). Análisis de un caldero pirotubular de 300 BHP, usando combustibles Diesel y GLP, para mejorar la eficiencia, en la empresa AGROMANTARO S.A.C. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Centro en Perú.

López, (2018). Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Centro en Perú.

López y Corpus. (2015). Influencia de la presión de operación en las características de diseño de un caldero pirotubular de 2 ton/hora de vapor saturado. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.

Margarito y Guerrero. (2013). Incremento de la eficiencia de planta de la central termoeléctrica malacas 2 de 99.3 MW mediante la instalación de un regenerador. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.

Meléndez (2005). Cálculo, diseño e instalación de un economizador para una caldera acuotubular de 2900 BHP. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.

Paredes (2009). Estudio de un sistema precalentador de aire utilizando los gases de escape de las calderas N°1, N° 2, N° 3 en la planta pesquera Austral S.A.A en el distrito de Malabrigo. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.

Paredes (2015). Dimensionamiento de un sistema de recuperación de calor a partir del condensado de purgas de caldera Piro-tubular de 1000 BHP en planta pesquera. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Cesar Vallejo en Perú.

Purizaca. (2015). Diseño Técnico-Económico De Un Sistema De Recuperación De Vapor Flash De Purgas Continúas Para Calentar El Agua De Alimentación De Las Calderas De La Empresa Pesquera Ribaud S.A. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Cesar Vallejo en Perú.

Quezada. (2020). "Arreglo del suministro de energía para optimizar la línea base energética en la empresa Isadora S.A.C .Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa en Perú.

TEXTOS.

Cengel. (2007). Transferencia de calor y Masa. Editorial Mc Graw Hill. India. 879 p. ISBN 9780070634534

Chucuya R. (2017). Ahorro de energía primaria mediante precalentamiento del aire y agua en una unidad de generación de vapor. Artículo Científico publicado en la Revista INGNOSIS. Universidad Cesar Vallejo.

Kern D. (1999) Procesos de transferencia de calor. Editorial CECSA. México. 981 p. ISBN 96826- 1040-0

Guevara. (2019). Manual de Auditorías Energéticas. Universidad Nacional del Santa. Perú. 85 p.

Holman. (1999). Procesos de transferencia de calor. Compañía editorial de México. México. 625 p. ISBN N 968-26-0649-7

Pysmenny, Y., Polupan, G., Carvajal Mariscal, I., & Sánchez Silva, F. (2007). Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados. Río Pánuco, México: Reverte Ediciones, S.A.

Ruiz Labourdette, C. M. (2012). Análisis energético de caldera bagacera marca Babcock & Wilcox: Propuesta de instalación de economizador. Veracruzana: Universidad Veracruzana.

Samaniego, Álvarez y Maldonado. (2016). Emisiones provocadas por combustión de GLP a partir de calefones en la ciudad de Loja y su posible relación con enfermedades respiratorias agudas (ERAs). Universidad Nacional de Loja.

Tirado, M. (2014). Obtenido de Pequeño ensayo sobre generadores de vapor: <https://es.scribd.com/doc/53903277/Generadores-de-vapor-notas>

LINKOGRAFIA.

Agencia Chilena de Eficiencia Energetica. (2018). Guia para la calificacion de consultores energeticos. Ministerio de Energía de Chile y Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH. [Consulta: 10 de octubre del 2020]. Disponible en: http://old.acee.cl/577/articles-62222_recurso_3.pdf

Castrillon, Gonzales y Quispe. (2012). Mejoramiento de la eficiencia energética en la industria del cemento por proceso húmedo a través de la implementación del sistema de gestión integral de la energía. Revista Scielo, Edición 177, pp. 115-

123, Medellín, febrero, 2013. ISSN 0012-7353. [Consulta: 10 de diciembre del 2020]. Disponible en:

<http://www.scielo.org.co/pdf/dyna/v80n177/v80n177a14.pdf>

Delgado. (2020). Calderas Piro-tubulares Distral. Colmaquinas. [Consulta: 02 de diciembre del 2020]. Disponible en:

<http://www.delgadoysociados.net/images/Distral%202019.pdf>

Incropera. (2002). Fundamentos de Transferencia de calor. Editorial Jhon Wiley Sons. [Consulta: 14 de octubre del 2020]. Disponible en:

https://www.academia.edu/37028342/Fundamentos_de_transferencia_de_calor_Frank_Incropera

Krasnoschiokov y Sukomiel. (1987). Problemas de Termotransferencia. Editorial MIR. [Consulta: 22 de octubre del 2020]. Disponible en:

<https://es.scribd.com/document/407055319/Problemas-de-Termotransferencia-e-a-Krasnoschiokov-A-s-Sukomiel-Editorial-Mir>

Ministerio del Medio Ambiente. Huella de Carbono. Gobierno del Peru. [Consulta: 20 de noviembre del 2020]. Disponible en:

<https://huellacarbonoperu.minam.gob.pe/huellaperu/#/inicio>

Peninsular steel tubes. (2019). Tubos para calderas e intercambiadores de calor. Pagina electronica de peninsular steel tubes. [Consulta: 10 de noviembre del 2020]. Disponible en:

<https://www.peninsulardevastagos.es/productos-peninsular/tubos-para-calderas-e-intercambiadores-de-calor/>

Lopez Ilmen. (2019). Guia Basica de Calderas de condensacion. Consejeria de economia y hacienda de la comunidad de Madrid. [Consulta: 02 de octubre del 2020]. Disponible en:

TLV. (2018). Recuperacion de calor residual. TLV Internacional INC. [Consulta: 04 de diciembre del 2020]. Disponible en:

<https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/waste-heat-recovery.html>

Modelado en Ingenieria. (2020) Tablas y diagramas termodinamicos. Pagina web de MEI. 2020. [Consulta: 11 de diciembre del 2020]. Disponible en:

https://www.modeloingenieria.edu.ar/images/IntegracionIII/Material-ext/tablas_y_diagramas.pdf

Samaniego, Álvarez y Maldonado. (2016). Emisiones provocadas por combustión de GLP a partir de calefones en la ciudad de Loja y su posible relación con enfermedades respiratorias agudas (ERAs). Universidad Nacional de Loja.

[Consulta: 10 de octubre del 2020]. Disponible en:

https://www.researchgate.net/publication/314230458_Emisiones_provocadas_por_combustion_de_GLP_a_partir_de_calefones_en_la_ciudad_de_Loja_y_su_posible_relacion_con_enfermedades_respiratorias_agudas_ERAs

ANEXOS

Anexo 1: Tablas de tuberías para intercambiadores de calor.

Anexo 2: Tablas de propiedades del agua.

Anexo 3: Factores de corrección para flujo cruzado.

Anexo 4: Presupuesto de construcción de recuperador de calor.

Anexo 5: Layout de planta estado inicial.

Anexo 6: Layout de planta estado final.

Anexo 7: Fotos de recuperador de calor en construcción.

Anexo 1: Tablas de tuberías para intercambiadores de calor.

TABLA DE DIMENSIONES ASME. TUBO DE ACERO AL CARBONO SEGUN NORMA ASME B 36.10 / TUBO INOXIDABLE SEGUN NORMA ASME B 36.19.
ASME PIPE SCHEDULES. STEEL PIPES IN ACC. WITH ASME B 36.10 - CARBON STEEL / ASME B 36.19 - STAINLESS SEEL

NPS	DN	Diam. Ext. Ø mm	Espesor. Wall thickness (mm)																		
			SCH 5S	SCH 5	SCH 10S	SCH 10	SCH 20	SCH 30	SCH 40S	STD	SCH 40	SCH 60	SCH 80S	XS	SCH 80	SCH 100	SCH 120	SCH 140	SCH 160	XXS	
1/8	6	10,3			1,24		1,45		1,73				2,41								
1/4	8	13,7			1,65		1,85		2,24				3,02								
3/8	10	17,2			1,65		1,85		2,31				3,20								
1/2	15	21,3	1,65		2,11		2,41		2,77				3,73							4,78	7,47
3/4	20	26,7	1,65		2,11		2,41		2,87				3,91							5,56	7,82
1	25	33,4	1,65		2,77		2,90		3,38				4,55							6,35	9,09
1 1/4	32	42,2	1,65		2,77		2,97		3,56				4,85							6,35	9,70
1 1/2	40	48,3	1,65		2,77		3,18		3,68				5,08							7,14	10,16
2	50	60,3	1,65		2,77		3,18		3,91				5,54							8,74	11,07
2 1/2	65	73,0	2,11		3,05		4,78		5,16				7,01							9,53	14,02
3	80	88,9	2,11		3,05		4,78		5,49				7,62							11,13	15,24
3 1/2	90	101,6	2,11		3,05		4,78		5,74				8,08								16,15
4	100	114,3	2,11		3,05		4,78		6,02				8,56				11,13			13,49	17,12
5	125	141,3	2,77		3,40				6,55				9,53				12,70			15,88	19,05
6	150	168,3	2,77		3,40				7,11				10,97				14,27			18,26	21,95
8	200	219,1	2,77		3,76	6,35	7,04		8,18		10,31		12,70		15,09	18,26	20,62	23,01	22,23		
10	250	273,1	3,40		4,19	6,35	7,80		9,27				12,70	15,09	18,26	21,44	25,40	28,58	25,40		
12	300	323,9	3,96	4,57		6,35	8,38	9,53	10,31	14,27			12,70	17,48	21,44	25,40	28,58	33,32	25,40		
14	350	355,6	3,96	4,78	6,35	7,92	9,53	9,53	11,13	15,09			12,70	19,05	23,83	27,79	31,75	35,71			
16	400	406,4	4,19	4,78	6,35	7,92	9,53	9,53	12,70	16,66			12,70	21,44	26,19	30,96	36,53	40,49			
18	450	457,2	4,19	4,78	6,35	7,92	11,13	9,53	14,27	19,05			12,70	23,83	29,36	34,93	39,67	45,24			
20	500	508,0	4,78	5,54	6,35	9,53	12,70	9,53	15,09	20,62			12,70	26,19	32,54	38,10	44,45	50,01			
22	550	558,8	4,78	5,54	6,35	9,53	12,70	9,53	15,88	22,23			12,70	28,58	34,93	41,28	47,63	53,98			
24	600	609,6	5,54		6,35	9,53	14,27	9,53	17,48	24,61			12,70	30,96	38,89	46,02	52,37	59,54			
26	650	660,4			7,92	12,70			9,53				12,70								
28	700	711,2			7,92	12,70	15,88		9,53				12,70								
30	750	762,0	6,35		7,92	12,70	15,88		9,53				12,70								
32	800	812,8			7,92	12,70	15,88		9,53	17,48			12,70								
34	850	863,6			7,92	12,70	15,88		9,53	17,48			12,70								
36	900	914,4			7,92	12,70	15,88		9,53	19,05			12,70								
38	950	965,2							9,53				12,70								
40	1000	1016,0							9,53				12,70								
42	1050	1066,8							9,53				12,70								
44	1100	1117,6							9,53				12,70								
46	1150	1168,4							9,53				12,70								
48	1200	1219,2							9,53				12,70								

Fuente: Peninsular steel tubes

Anexo 2: Tablas de propiedades del agua.

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	$\beta \cdot 10^3$ (1/K)	Pr
0.001	1005	4.213	1766	1.757	567.2	0.1339	-0.08021	13.12
5	1004	4.201	1506	1.500	574.8	0.1363	0.01135	11.00
10	1003	4.191	1300	1.297	583.0	0.1387	0.08744	9.348
15	1001	4.184	1135	1.134	591.4	0.1412	0.15230	8.033
20	999.5	4.180	1001	1.001	599.8	0.1436	0.20900	6.975
25	997.9	4.176	890.1	0.8920	608.0	0.1459	0.25940	6.114
30	996.2	4.175	797.6	0.8007	616.0	0.1481	0.3051	5.406
35	994.3	4.174	719.6	0.7238	623.6	0.1503	0.3470	4.817
40	992.4	4.174	653.3	0.6583	630.7	0.1523	0.3859	4.323
45	990.3	4.175	596.3	0.6022	637.4	0.1542	0.4225	3.906
50	988.1	4.177	547.1	0.5537	643.6	0.1559	0.4572	3.551
55	985.7	4.179	504.2	0.5115	649.3	0.1576	0.4903	3.245
60	983.2	4.182	466.6	0.4746	654.4	0.1592	0.5221	2.981
65	980.6	4.184	433.5	0.4420	659.1	0.1606	0.5528	2.752
70	977.9	4.188	404.1	0.4132	663.2	0.1620	0.5827	2.551
75	975.0	4.191	378.0	0.3877	666.9	0.1632	0.6118	2.375
80	971.9	4.195	354.6	0.3648	670.2	0.1644	0.6402	2.219
85	968.8	4.199	333.6	0.3443	673.0	0.1654	0.6682	2.081
90	965.5	4.204	314.6	0.3259	675.5	0.1664	0.6958	1.958
95	962.1	4.209	297.5	0.3092	677.5	0.1673	0.7230	1.848
100	958.5	4.214	281.9	0.2941	679.3	0.1682	0.7501	1.749

Fuente: S.A. Klein y F.L. Alvarado, "Engineering Equation Solver Software (EES)", Academia Versión 6.271 (20-07-2001).

Fuente: S.A Klein y F.I Alvarado.

Anexo 3: Factores de corrección para flujo cruzado.

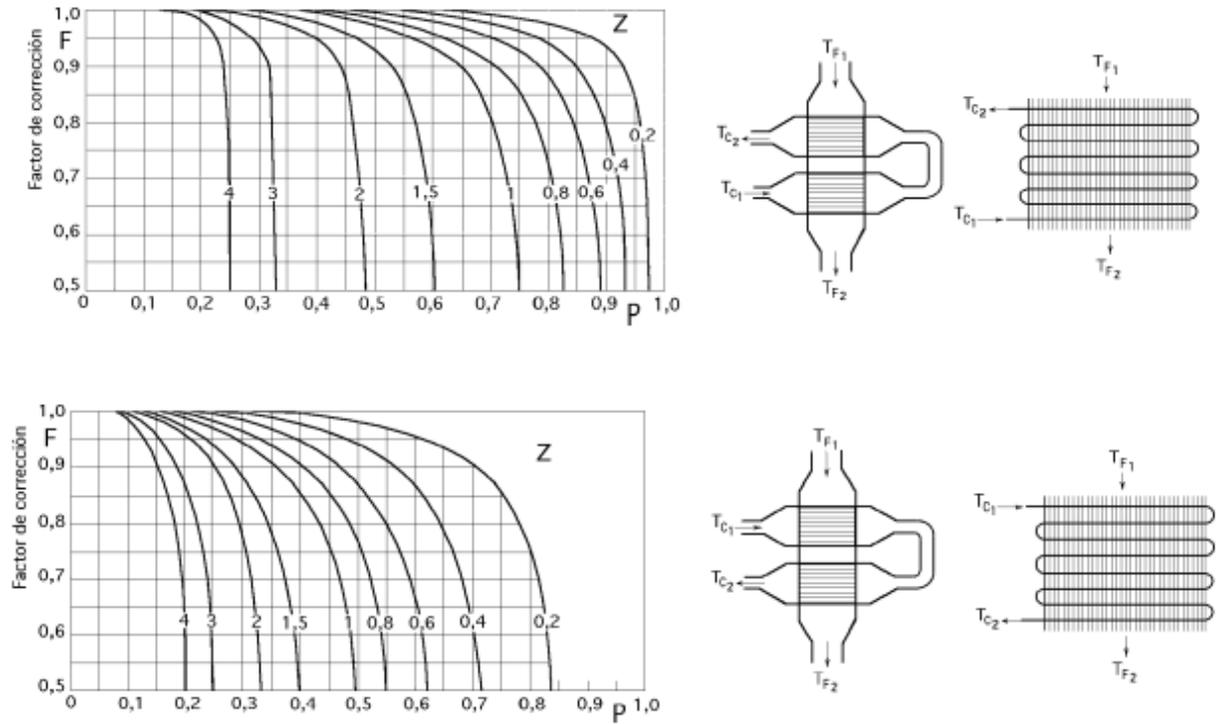


Fig XVII.13i.j.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido, y un múltiplo de 2 pasos de tubos

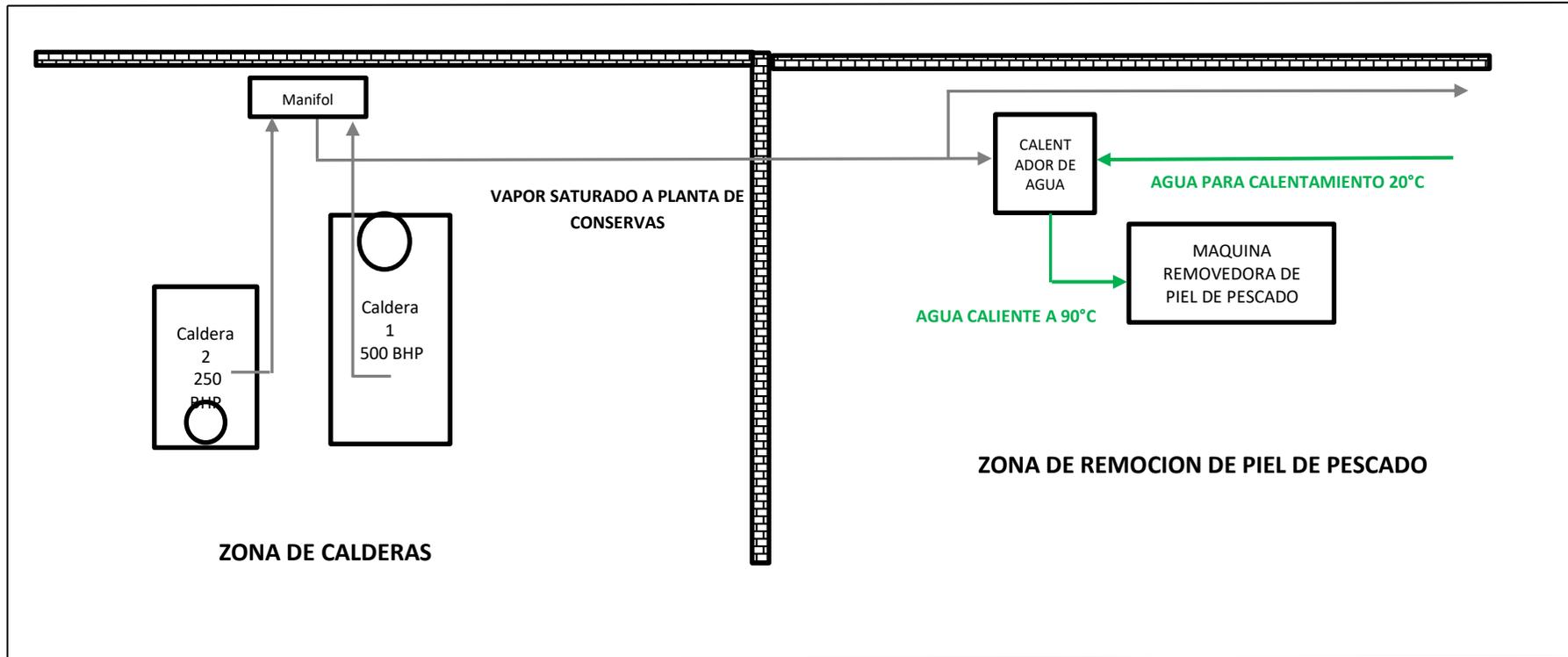
Fuente: <https://lopezva.files.wordpress.com/2011/10/intercambiadoreslmttd.pdf>

Anexo 4: Presupuesto de construcción de recuperador de calor.

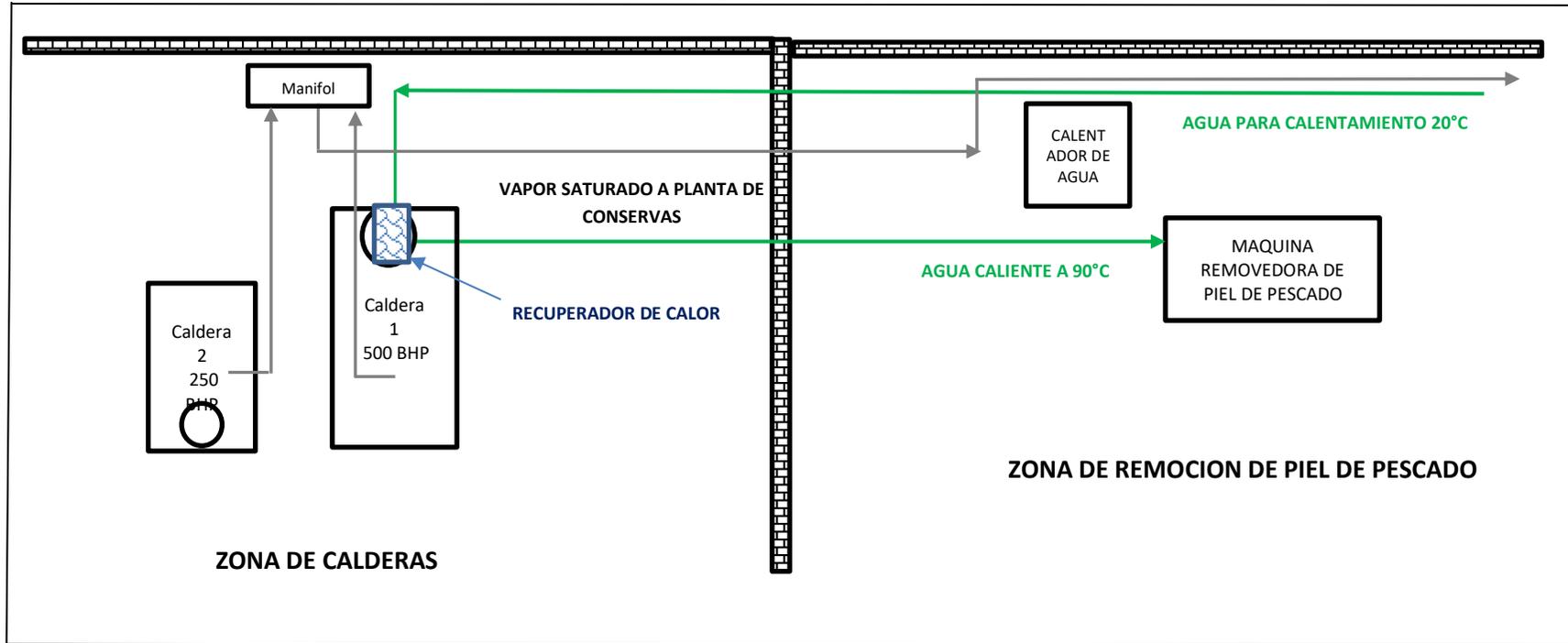
Item	DESCRIPCION	Unidades	Costo Unitario (U\$)	Costo Total(U\$)
1	MATERIAL RECUPERADOR DE CALOR			
	Tubos SCH 30 (baja presión) de acero al carbono según norma ASME B 36.19 de 1" NPS	48	100.00	4800.00
	Tubo de acero SCH 30 de 4" (distribuidores)	1	100.00	100.00
	Planchas de acero de 1/4" (carcaza y transformadores de acoplamiento achimenea)	7	100.00	700.00
	Soldadura(kg)	30	25.00	750.00
	Valvuleria y accesorios	1	800.00	800.00
	Pintura (galon)	6	40.00	240.00
	Sensores de temperatura	2	120.00	240.00
	Perfiles estructurales Angulo 2"*2"	5	12.38	61.90
	Tuberia de de 1/2" de agua hacia y desde recuperador de de calor a maquina removedora de piel de pescado	12	20.00	240.00
	Costo Material			7931.90
2	MANO DE OBRA(Equipo del Area de Montajes)			
	Costo M.O	1	3580.00	3580.00
3	SUPERVISION(Jefe de Area de Montajes)			
	Costo Supervision	1	1200.00	1200.00
	COSTO PARCIAL			12711.90
	IGV			2288.14
	COSTO TOTAL			15000.00

Fuente: Elaboración propia

Anexo 5: Layout de planta estado inicial.



Anexo 6: Layout de planta estado final.



Anexo 7: Fotos de recuperador de calor en construcción.

FOTO 1: Vista lateral



FOTO 2: Transformador para acoplamiento a chimenea





ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD

Yo, CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Departamento Académico	ENERGIA, FISICA Y MECANICA					
Título:	X	Maestría:		Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa. Asesor / Unidad de Investigación revisora de la tesis:

RECUPERACIÓN DE GASES DE CALDERA 500 BHP PARA CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MÁQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C

De los estudiantes: Ricardo Arturo Pacheco Monzón y Diego Glenn Vargas Santiago.

De la escuela / departamento académico: Ingeniería en Energía

Constato que la investigación presentada tiene un porcentaje de similitud aceptable el cual se verifica con el reporte de originalidad de la aplicación Turnitin a posterior.

Quién suscribe la presente, declaro el haber revisado y analizado y concluyo que las coincidencias detectadas no se conforman como plagio. A mi claro saber y entender, la investigación cumple con las normas de citas y referencias establecidas por la Universidad Nacional del Santa.

Nuevo Chimbote, diciembre de 2020

Firma:

Nombres y Apellidos del Asesor/Presidente UI: Carlos Macedonio Montañez Montenegro

DNI: 42451038



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, RICARDO ARTURO PACHECO MONZON estudiante de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:						
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un **trabajo inédito**, intitulado:

“RECUPERACIÓN DE GASES DE CALDERA 500 BHP PARA CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MÁQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C.”

presentado en ...93..... folios, para la obtención del Grado académico: ()

Título profesional: (X) Investigación anual: ()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Chimbote, 27 de diciembre de 2020

Firma:

Nombres y Apellidos: RICARDO ARTURO PACHECO MONZON

DNI: 43284370



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, DIEGO GLENN VARGAS SANTIAGO estudiante de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:						
Escuela de Posgrado	Maestría		Doctorado			
Programa:	De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un trabajo inédito , intitulado:					
"RECUPERACIÓN DE GASES DE CALDERA 500 BHP PARA CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MÁQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C."						
presentado en ...93..... folios, para la obtención del Grado académico:						()
Título profesional:	(X)	Investigación anual:			()	
<ul style="list-style-type: none">➤ He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.➤ Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.➤ Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.➤ De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.						
Chimbote, 27 de diciembre de 2020						
Firma:						
Nombres y Apellidos: DIEGO GLENN VARGAS SANTIAGO						
DNI: 45929738						

Facultad de Ingeniería
Escuela Profesional de Ingeniería en Energía

Informe del Asesor de Tesis para obtener el título profesional

- 1) Apellidos/Nombres: Pacheco Monzón Ricardo Arturo/Vargas Santiago, Diego Glenn

- 2) Título del Proyecto de Investigación:
RECUPERACIÓN DE GASES DE CALDERA 500 BHP PARA CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MÁQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C
- 3) Evaluación del Contenido
La presente tesis titulada " RECUPERACIÓN DE GASES DE CALDERA 500 BHP PARA CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA MÁQUINA REMOVEDORA DE PIEL DE PESCADO-EMPRESA CONSERVERA LA CHIMBOTANA S.A.C", se orientó a la determinación del gradiente térmico aprovechable de gases de combustión de una caldera de 500 BHP y el posterior diseño de un sistema de aprovechamiento térmico de la temperatura de gases aproximadamente un gradiente de 70°C para calentamiento de agua para remover piel de pescado mediante una máquina escaldadora en la empresa Conservera la Chimbotana S.A.C Por cuanto el informe ha sido revisado y cumple con las exigencias metodológicas y está dentro de las líneas de investigación que desarrolla la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía.
- 4) Observaciones: La tesis ha cumplido con el avance al 100%, luego de la revisión, se concluye que el informe está apto para la próxima etapa de evaluación a través del jurado evaluador experto.
- 5) Certificación de Aprobación: En calidad de asesor certifico la aprobación de la tesis para título el cual cumple con los requerimientos de forma y fondo por los estatutos de la Universidad.

Fecha 27/12/2020



Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro.
Asesor