



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

Recuperación de gases de combustión en chimenea del caldero
para reducir gasto de combustible en Empresa Austral Group

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

AUTOR:

Cruzate Benites, Carlos Oswaldo (orcid.org/0000-0002-4954-2455)

ASESOR:

Dr. Carranza Montenegro, Daniel (orcid.org/0000-0001-6743-6915)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución

LÍNEA DE RESPONSABILIDAD SOCIAL UNIVERSITARIA:

Desarrollo económico, empleo y emprendimiento

CHICLAYO – PERÚ

2022

DEDICATORIA

Dedico mi trabajo de tesis:

A mi Dios, por guiarme en los pasos correctos y brindarme la sabiduría para terminar mi presente trabajo.

A mi madre Eva y mi padre Carlos por su gran apoyo incondicional y sus grandes consejos para ser de mí una persona y profesional de valores y principios.

A mi hijo Fabrizio, el cual me inspira para seguir con mis estudios y me da fuerzas para seguir creciendo como profesional.

AGRADECIMIENTO

Expreso mi eterno agradecimiento a mis Padres por haberme dado sus consejos y todo su apoyo para conseguir mis objetivos.

Quiero también agradecer a mi hijo Fabrizio que es mi inspiración para seguir adelante y me da motivos para crecer de manera profesional y como padre.

Agradezco también a la Universidad Cesar Vallejo y a todos los Docentes de la universidad por haberme acogido, guiado y brindarme la oportunidad de titularme y superarme profesionalmente.

Y por último agradezco a la empresa Austral Group S.A.A. por haberme abierto sus puertas y brindarme toda la información posible para la culminación de mi trabajo.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	iv
ÍNDICE DE TABLAS	vi
ÍNDICE DE GRÁFICOS Y FIGURAS	vii
RESUMEN	viii
ABSTRACT	ix
I. INTRODUCCIÓN	1
II. MARCO TEÓRICO.....	3
III. METODOLOGÍA.....	10
3.1. Tipo y diseño de investigación.....	10
3.2. Variables y Operacionalización.....	10
3.3. Población, muestra y muestreo	10
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos	12
3.5. Procedimientos	12
3.6. Método de análisis de datos	12
3.7. Aspectos éticos.....	13
IV. RESULTADOS.....	14
4.1. Se elaboró una lista con todas las condiciones iniciales:	14
4.2. Se realizó un balance de energía y masa a los procesos del sistema y se cuantificó:	14
4.3. Se dimensionó y modeló el intercambiador de calor de coraza y tubos siguiendo las recomendaciones TEMA y el método de diferencia de temperatura media logarítmica LMTD:	18
4.4. Ahorro energético del consumo de combustible y emisiones de CO ₂ al medioambiente:	31
4.5. Se decretó el valor actual neto VAN y la tasa de retorno TIR para la construcción del sistema de recuperación de energía:.....	36
V. DISCUSIÓN.....	38
VI. CONCLUSIONES	41
VII. RECOMENDACIONES.....	42

REFERENCIAS.....	43
ANEXOS	48

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Información de caldera Piro tubular 05.....	14
Tabla 2. Información agua de alimentación.....	16
Tabla 3. Información gases de la combustión	20
Tabla 4. Datos iniciales para el desarrollo del intercambiador de calor (economizador)	20
Tabla 5. Resultados del cálculo térmico y mecánico.....	27
Tabla 6. Resumen del intercambiador de calor BEU.....	31
Tabla 7. Poder calorífico inferior del gas natural	32
Tabla 8. Información para hallar el flujo másico de vapor	33
Tabla 9. Beneficio de ahorro de combustible con y sin intercambiador de calor para la Temporada I-2021 y Temporada II-2021 de la empresa Austral Group.	34
Tabla 10. Evaluación del número de Kmol de cada hidrocarburo	35
Tabla 11. Flujo de dióxido de carbono con y sin intercambiador de calor para la Temporada I-2021 y Temporada II-2021 de la empresa Austral Group.	36
Tabla 12. Determinación del VAN y TIR.....	37

ÍNDICE DE GRÁFICOS Y FIGURAS

Figura 1. Elementos fundamentales en la caldera Pirotubular	4
Figura 2. Proceso de combustión.....	4
Figura 3. Influencia de la temperatura del agua de alimentación en el consumo de combustible	5
Figura 4. Instalación de un economizador.....	6
Figura 5. Diferentes regímenes de flujo en un intercambiador de calor	7
Figura 6. Diferentes configuraciones de flujo en un intercambiador de calor de flujo cruzado	7
Figura 7. Esquema de un intercambiador de calor de tubos y coraza (un paso por la coraza y un paso por los tubos).....	8
Figura 8. Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método Taborek	9
Figura 9. Sala de calderas.....	11
Figura 10. Caldera Pirotubular de 900 BHP - Distral.....	11
Figura 11. Método de análisis	12
Figura 12. Distribución de flujos en el intercambiador de calor (economizador) ..	15
Figura 13. Distribución de flujos en la caldera Pirotubular	17
Figura 14. Designaciones TEMA para intercambiadores de coraza y tubo.....	19

RESUMEN

El intercambiador de calor permitió el aprovechamiento de los gases de combustión generado por la caldera y ayudó en el aumento de temperatura del agua de alimentación desde 100°C hasta 110°C, reduciendo así el consumo de combustible que en este caso es gas natural en la empresa Austral Group S.A.A.

La presente tesis es aplicativa y experimental, la muestra es aleatoria, en este caso se seleccionó el caldero Pirotubular 05 de 900 BHP. El procedimiento incluye un balance de energía, cuantificación del calor suministrado por los gases de combustión, dimensionamiento del intercambiador de calor y análisis del ahorro energético.

La energía de los gases de combustión permite dimensionar un intercambiador de calor de flujo cruzado a instalar en la chimenea del caldero, que consta de 30 tubos de acero SCH 40 SC/A53/106/1" en 2 pasos, configuración cuadrada, por donde fluye el agua de alimentación, mientras que por la parte externa fluye los gases de combustión. Se cuantificó una reducción de combustible de 43470.5 Kg GNL/año, también se obtuvo una reducción de costos de 29125 s//año y una reducción de emisión de CO₂ de 117.37 TM CO₂/año. Calculé un VAN favorable de s/. 48164.31 y un TIR de 61.64%, mientras que el retorno de la inversión es de 1 año y 7 meses.

Palabras clave: Gases de combustión, agua de alimentación, intercambiador de calor, reducción de costos.

ABSTRACT

The heat exchanger allowed use of the flue gas generated by boiler and helped in the discharge water temperature rise from 100°C to 110°C, thus reducing the fuel consumption which in this case is natural gas in the Austral Group S.A.A Company.

This thesis is applicative and experimental, the sample is random, in this case was selected the Pyrotubular boiler 05 of 900 BHP. The procedure includes an energy balance, quantification of the heat supplied by flue gas, sizing of the heat exchanger and analysis of the energy saving.

The flue gas energy allows sizing a cross - flow heat exchanger to install in the chimney of boiler, consisting of 30 steel tubes SCH 40 SC/A53/106/1" in 2 passes, square pitch, for where the discharge water flows, whereas the flue gas flows on the outside. A fuel reduction of 43470.5 Kg GNL/year was quantified, also a cost reduction of 29125.24 s//year was obtained and a reduction in CO₂ emission of 117.37 TM CO₂/year. Computed a favourable Net present value of s/.48164.31 and an Internal rate of return of 61.64%, whereas the pay back is of 1 year and 7 months.

Keywords: Flue gas, discharge water, heat exchanger, costs reduction.

I. INTRODUCCIÓN

(Produce, 2021) indicó que para el año 2021 la cuota nacional que propone el estado aumentó a 5.17 millones de TM, dando a entender que desde el año 2019 y 2020 la cuota para el consumo humano indirecto aumento respectivamente 19.7% y 52.9%.

La empresa Austral Group S.A.A. es una empresa dedicada a la pesca industrial, en sus productos de consumo humano indirecto, producen harina y aceite de pescado, teniendo como materia prima la anchoveta (*engraulis ringens*), especie que tiene con una gran cantidad de aminoácidos y proteínas.

La parte principal de sus procesos está centrada en el vapor saturado para lograr la cocción y secado de la harina de pescado, es aquí donde juegan un papel fundamental las Calderas Piro tubulares de marca Distral, ubicadas en el área de CHI - Coishco, que cuenta con cinco Calderas Piro tubulares de 900 BHP y una de 2000 BHP. Con el aumento de la energía eléctrica, los combustibles y los problemas del medio ambiente requieren que las industrias se encuentren optimizando cada año sus procesos y/o equipos para minimizar el costo innecesario de esta.

Actualmente algunas empresas que utilizan vapor no aprovechan en su totalidad los gases de la combustión para sus calderas Piro tubulares, debido a esta situación es posible utilizar los gases calientes que salen de una caldera cuya temperatura de gases va desde 185°C a 235°C. Con cada avance tecnológico se ha podido aprovechar para mejorar la calidad de vida tanto social como académica, más aún para cualquier industria que desee invertir en tecnología, pues ayuda a reducir los costos de operación y producción de los productos elaborados. Por esta razón la presente Tesis busca proponer un sistema de recuperación de energía en la chimenea para aumentar la temperatura del agua de alimentación en la caldera Piro tubular de la empresa Austral Group S.A.A. y así generar una reducción en el consumo de combustible.

La justificación de la investigación se basa en el motivo tecnológico, el cual requiere de un sistema de recuperación de energía de los gases de combustión que permita extraer parte del calor y calentar el agua de alimentación para abastecer a la caldera Piro-tubular mediante el uso de tecnologías actuales, en la parte económica se requiere de un sistema de recuperación de energía para calentar el agua de alimentación de las calderas Piro-tubulares que reducirá el consumo de combustible así obteniendo disminución de costos para el beneficio de la empresa Austral Group S.A.A. y por último el motivo ambiental al reducir el consumo de combustible por parte de la caldera en la producción de vapor, genera una disminución en la combustión en el hogar, lo que a su vez emitirá menos gases contaminantes al medio ambiente.

El objetivo general fue la recuperación de gases de combustión en chimenea del caldero para reducir gasto de combustible en Empresa Austral Group S.A.A., y se estableció los siguientes objetivos específicos:

- Elaborar una lista con todas las condiciones iniciales.
- Realizar un balance de energía y masa a los procesos del sistema y cuantificar.
- Dimensionar y modelar el intercambiador de calor de coraza y tubos siguiendo las recomendaciones TEMA y el método de diferencia de temperatura media logarítmica LMTD.
- Ahorro energético del consumo de combustible y emisiones de CO₂ al medioambiente.
- Decretar el valor actual neto VAN, la tasa de retorno TIR y el retorno de la inversión para la construcción del sistema de recuperación de energía.

II. MARCO TEÓRICO

Según (Pacheco, y otros, 2021) en su Tesis instaló un intercambiador de calor de flujo cruzado en toda la chimenea del caldero para así poder aprovechar los gases de la combustión y calentar el agua para la máquina removedora de piel de pescado. Para dimensionar el intercambiador de calor se realizó un balance de energía y masa, lo cual obtuvo las principales dimensiones del intercambiador de flujo cruzado que consta de 12 tubos de acero ASTM SCH 30 de 1 in en 17 pasos con una configuración en tresbolillo por donde fluye el agua de alimentación y exteriormente fluye los gases de la combustión, también obtuvo una reducción en costos de 2246.40 s//mes y una reducción de dióxido de carbono de 34.48 TMCO_2/mes . Por último, consiguió un valor actual neto de 35942.04 USD, la tasa de retorno de 47.93% y con un retorno de la inversión de 1 año y 11 meses.

Según (Custodio, y otros, 2017) en su Tesis aprovechó el vapor flash emitido por las purgas de la caldera Piro-tubular, donde se almacenó en un tanque flash para así poder calentar el agua de alimentación. Se seleccionó un tanque flash y un intercambiador de calor de placas, dando así un ahorro de 17632.4 gal R-500/año. Por último, obteniendo una tasa de retorno de 52.5% y un retorno de la inversión de 23 meses.

Según (Redhead, 2019) en su Tesis propuso diferentes estrategias energéticas como la implementación del cambio de combustible de petróleo a gas natural, calentamiento del aire gracias a las purgas y calentamiento del agua de alimentación debido a la chimenea. Con estas propuestas y la implementación de diferentes equipos la caldera Piro-tubular mejoró su rendimiento a un 93.34%. Por último, obteniendo un valor actual neto de 2713489.71 s//año y con un retorno de la inversión de 2 meses.

(Sanz, y otros, 2018) en su libro, "Manual práctico del operador de calderas industriales", definió a la caldera Piro-tubular de una manera muy sencilla de forma cilíndrica donde en su interior hay tubos en cierta disposición para poder evaporar el agua a cierta presión de trabajo.

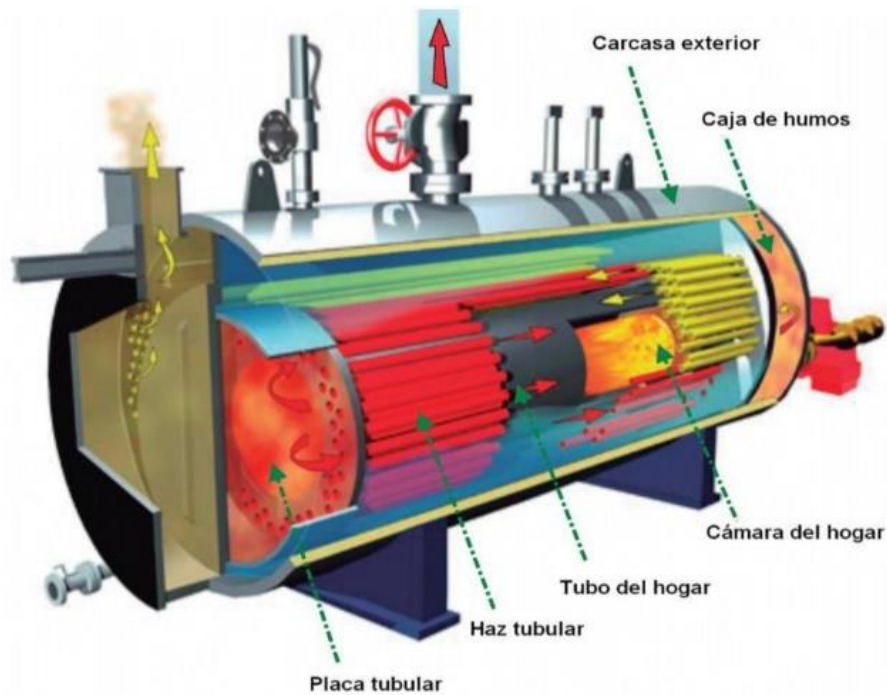


Figura 1. Elementos fundamentales en la caldera Piro-tubular

Fuente: (Sanz, y otros, 2018), pág. 85

(Sanz, y otros, 2018) en su libro definió que la combustión es una reacción de oxidación que tiene lugar entre un combustible y el oxígeno del aire (comburente), con liberación de calor.

Combustible	Comburente		Humos	Calor	Cantidad de calor
C	+ O ₂	⇒	CO ₂	+ Q ₁	= 33 MJ/kg
H ₂	+ ½ O ₂	⇒	H ₂ O	+ Q ₂	= 142 MJ/kg
S	+ O ₂	⇒	SO ₂	+ Q ₃	= 165 MJ/kg
Otros	+ O ₂	⇒	N ₂ + NO _x + ...	-	-

Figura 2. Proceso de combustión

Fuente: (Sanz, y otros, 2018), pág. 60

(Sanz, y otros, 2018) en su libro definió que los combustibles están formados por carbono, hidrógeno, azufre y otros elementos, y que al producirse una reacción de oxidación con exceso de aire se obtiene una combustión completa, trayendo como consecuencia una reducción de transmisión de energía y aumentando las pérdidas de calor por la chimenea, por esto el autor sugiere que se debe trabajar con el menor exceso de aire y así poder obtener un mejor rendimiento en la

combustión. También habla sobre la chimenea del caldero Piro-tubular que es un tubo de escape de los gases de la combustión y no el único. Está hecha de mampostería o de metal y que su altura depende de normas y características de la caldera.

(Chucuya, 2017) en la revista científica publicó que el consumo de combustible depende principalmente de la temperatura del agua de alimentación, con esto es posible aumentar el rendimiento de la caldera Piro-tubular porque al aumentar la temperatura del agua de alimentación se necesita menos energía para poder evaporar a una presión de trabajo. Por lo que al aumentar 5°C la temperatura del agua de alimentación esto afectará en el aumento de la eficiencia de la caldera Piro-tubular en 1%.

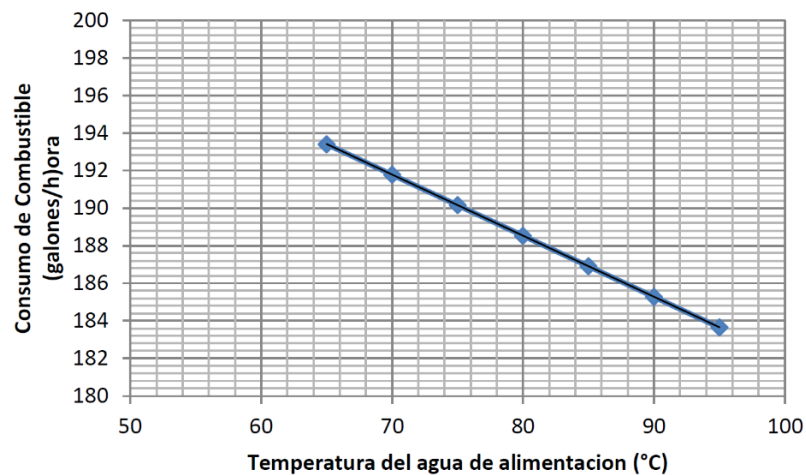


Figura 3. Influencia de la temperatura del agua de alimentación en el consumo de combustible

Fuente: (Chucuya, 2017), pág. 373

(Sanz, y otros, 2018) en su libro dio a entender que el economizador no es algo tan primordial en la caldera Piro-tubular pero que mejora su eficiencia. Describe como está compuesto un economizador y se puede apreciar en la siguiente imagen, donde la parte externa es la coraza y por ahí circula los gases de la combustión y por la parte interna está la sección de tubos que hace circular el agua de alimentación. También describe que se clasifican según el tipo de material y su localización con este último se refiere que hay diferentes maneras de instalar un economizador, cada una con su ventaja e inconveniente.

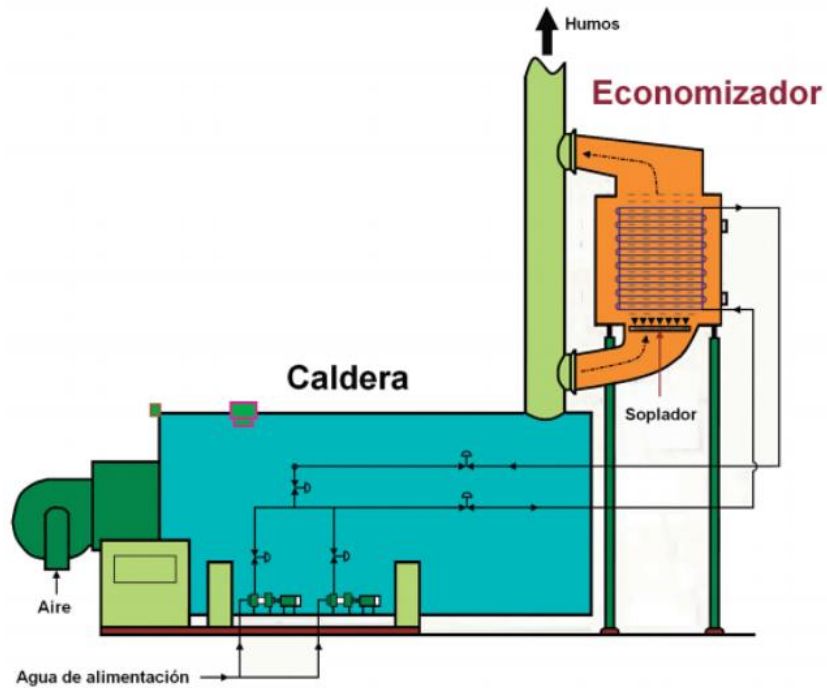


Figura 4. Instalación de un economizador
 Fuente: (Sanz, y otros, 2018), pág. 100

(Cengel, y otros, 2020) en su libro “Transferencia de calor y masa” definió que los intercambiadores de calor intercambian energía entre dos fluidos a diferentes temperaturas sin mezclarse, donde los intercambiadores tienen diferentes aplicaciones desde un sistema de calefacción hasta una planta de producción de energía eléctrica. También describió los diferentes tipos de intercambiadores de calor como el compacto, de circuito impreso, de coraza y tubos y por último de placa y marco, cada una con diferentes tipos de aplicaciones, pero con un mismo principio.

(Cengel, y otros, 2020) en su libro describió uno de los tipos de intercambiadores, llamado intercambiador de calor de doble tubo que es uno de los más simples, y que tiene dos tipos de disposición como se muestra en la imagen, en flujo paralelo y en contraflujo.

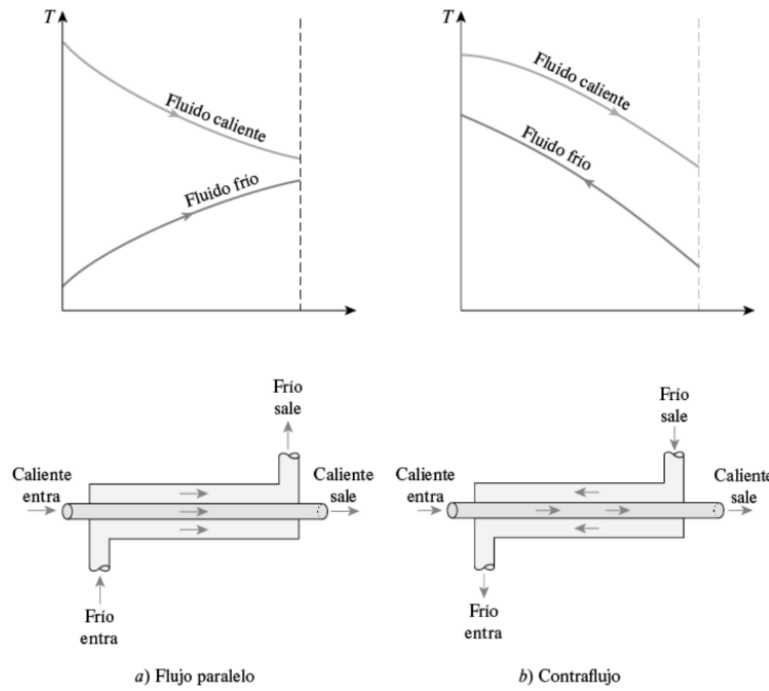


Figura 5. Diferentes regímenes de flujo en un intercambiador de calor

Fuente: (Cengel, y otros, 2020), pág. 674

(Cengel, y otros, 2020) en su libro describió a los intercambiadores de calor compactos, que son más eficientes en volúmenes pequeños. Se aprovecha mejor los intercambiadores de calor cuando los fluidos son de gas hacia gas y de gas hacia líquido, también intercambian energía de manera perpendicular y que ha eso se le conoce como flujo cruzado y que puede ser mezclado y sin mezclar.

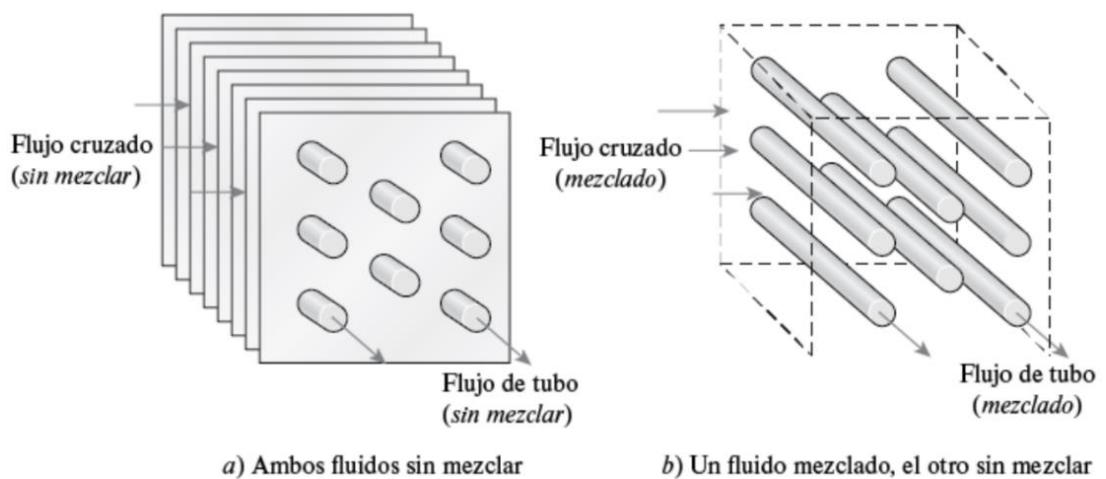


Figura 6. Diferentes configuraciones de flujo en un intercambiador de calor de flujo cruzado

Fuente: (Cengel, y otros, 2020), pág. 675

(Cengel, y otros, 2020) en su libro también describió a los intercambiadores de calor de coraza y tubos que son los más comunes en la industria, y que está compuesto por varios tubos dentro de una coraza e interiormente unos deflectores que sirven para guiar el fluido caliente a través de toda la coraza y así tener una mejor transferencia de energía, donde los tubos pueden ser de 1, 2, 4, 6, 8 pasos sucesivamente.

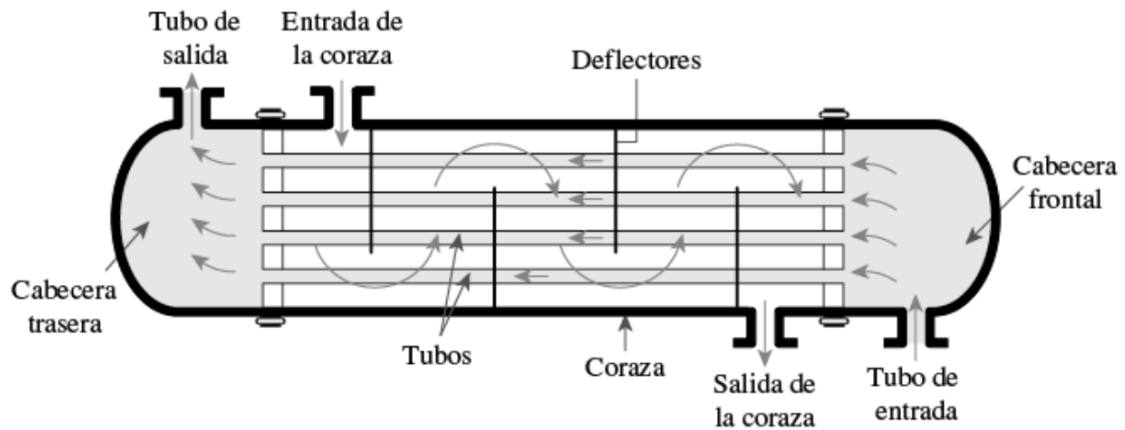


Figura 7. Esquema de un intercambiador de calor de tubos y coraza (un paso por la coraza y un paso por los tubos)

Fuente: (Cengel, y otros, 2020), pág. 676

(Colmenares, y otros, 2019) en su Tesis concluyó que para poder dimensionar el intercambiador de calor de coraza y tubos aplicó el método de Kern que implica hacerlo a través de iteraciones y teniendo en cuenta ciertas restricciones.

En esta imagen se aprecia el procedimiento para poder dimensionar el intercambiador de calor, como se aprecia requieren de muchas propiedades de los fluidos que van a intercambiar energía.

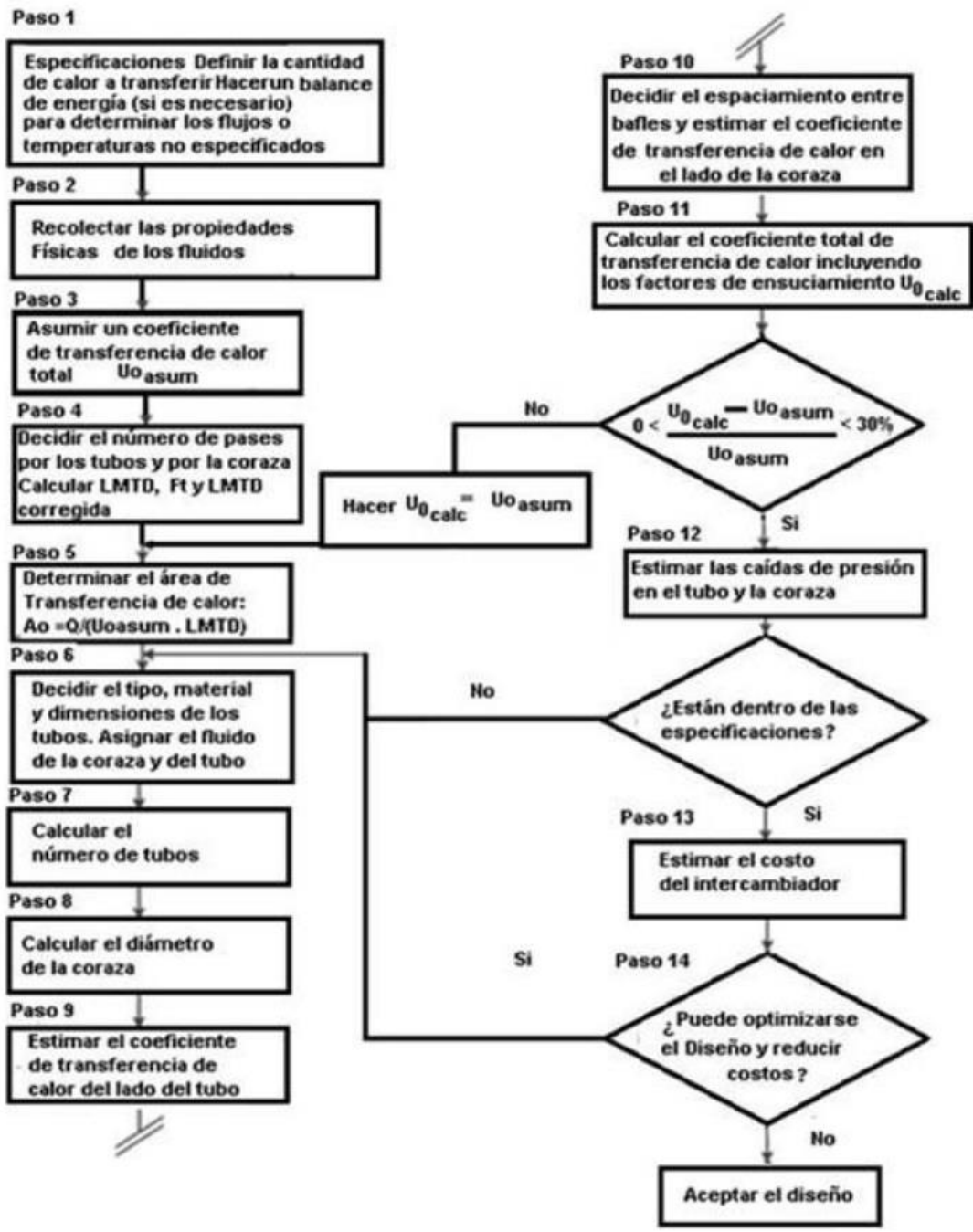


Figura 8. Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método Taborek

Fuente: (Colmenares, y otros, 2019), pág. 78

III. METODOLOGÍA

3.1. Tipo y diseño de investigación

Tipo de investigación: Aplicativa

La investigación aplicada busca resolver un problema determinado de carácter científico, con aplicación directa a los problemas de la sociedad o la industria, basada principalmente en el desarrollo tecnológico.

Diseño de investigación: Experimental

(Hernández , y otros, 2018) en su libro definió que la investigación de tipo experimental es “Una aceptación particular de experimento, más armónica con un sentido científico del término”. Con esto se refiere que las variables independientes se cambian para poder observar las consecuencias de esta.

3.2. Variables y Operacionalización

- Definición conceptual:

Variable independiente: Recuperación de los gases de combustión en la chimenea del caldero Piro-tubular.

Variable dependiente: Reducir el gasto de combustible.

- Definición operacional:

En el Anexo 1 del presente trabajo, se encuentra la matriz de Operacionalización de variables.

3.3. Población, muestra y muestreo

Población: Las seis calderas Piro-tubulares ubicadas en la planta de harina (CHI) de la empresa Austral Group S.A.A. - Coishco.



Figura 9. Sala de calderas
Fuente: Elaboración propia

Muestra: La caldera 05 de 900 BHP - Distral



Figura 10. Caldera Piro-tubular de 900 BHP - Distral
Fuente: Elaboración propia

Muestreo: El muestreo fue Aleatorio Simple.

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Técnicas de recolección de datos:

- Observación directa de los hechos
- Entrevista
- Datos técnicos de la Caldera Pirotubular
- Cálculo termodinámico
- Calculo hidráulico
- Cálculo energético

Instrumentos de recolección de datos:

- Flujómetro
- Termómetros
- Manómetros
- Tablas termodinámicas

3.5. Procedimientos

Para obtener la información de la caldera Pirotubular, elaboré un balance de masa y energía para los diferentes sistemas (volumen de control) de la planta, el cual se evaluó y dimensionó el recuperador de calor para suplir las necesidades del sistema y determinar la reducción de combustible.

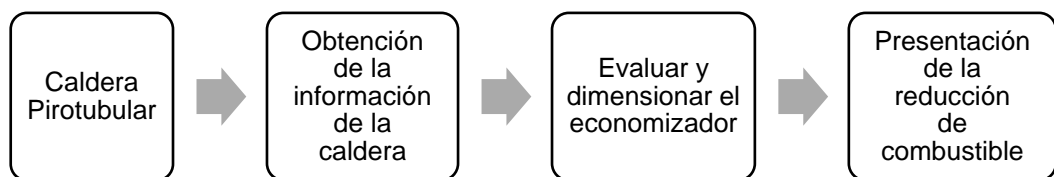


Figura 11. Método de análisis

Fuente: Elaboración propia

3.6. Método de análisis de datos

Para el dimensionamiento de intercambiador de calor se utilizó el método de Kern que es un método iterativo y para el consumo de combustible se

elaboró una tabla que permite comparar los resultados iniciales y finales del ahorro energético.

3.7. Aspectos éticos

En esta Tesis, se informó al Superintendente de planta sobre la recolección de datos para poder hacer el análisis de la situación actual del área mencionada.

Además, Austral cuenta con un portal de línea ética, un medio imparcial, transparente y seguro, que permite reportar hechos o potenciales situaciones de fraude, delitos de corrupción o cualquier incumplimiento de leyes y regulaciones.

El proyecto ha sido referenciado bajo el modelo ISO 690 respetando el derecho de auditoría de cada autor, mediante citados y bibliografía.

IV. RESULTADOS

4.1. Se elaboró una lista con todas las condiciones iniciales:

La empresa Austral Group S.A.A. en el área CHI - Coishco en su sala de calderas cuenta con seis calderas Piro tubulares, pero la muestra se hizo en una caldera Piro tubular de 900 BHP, continuación se presentó la información de la caldera obtenida por los equipos de medición en el Anexo 2 y la empresa presente.

Tabla 1. Información de caldera Piro tubular 05

CALDERA PIROTUBULAR		UNIDADES
Potencia	900	BHP
Marca	Distral	
Modelo	D3B-900-150	
Número de pazos	03	
Eficiencia	85%	
Presión de operación	120	psi
Temperatura de operación	176.7	°C
Presión máxima de trabajo	1.03	MPa
Temperatura máxima de trabajo	185.4	°C
Temperatura del agua de alimentación	100	°C
Combustible	Gas natural	
Flujo másico de combustible	0.2217	Kg/seg
Flujo másico de agua alimentación	3.915	Kg/seg
Relación aire-combustible	18.42	
Temperatura gases de la combustión	210	°C

Fuente: Empresa Austral Group S.A.A.

4.2. Se realizó un balance de energía y masa a los procesos del sistema y se cuantificó:

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, se presenta el siguiente esquema de intercambio de calor entre los gases de la combustión provenientes de la caldera de 900 BHP antes de ser expulsado 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 a la caldera.

Balance de energía en el intercambiador de calor:

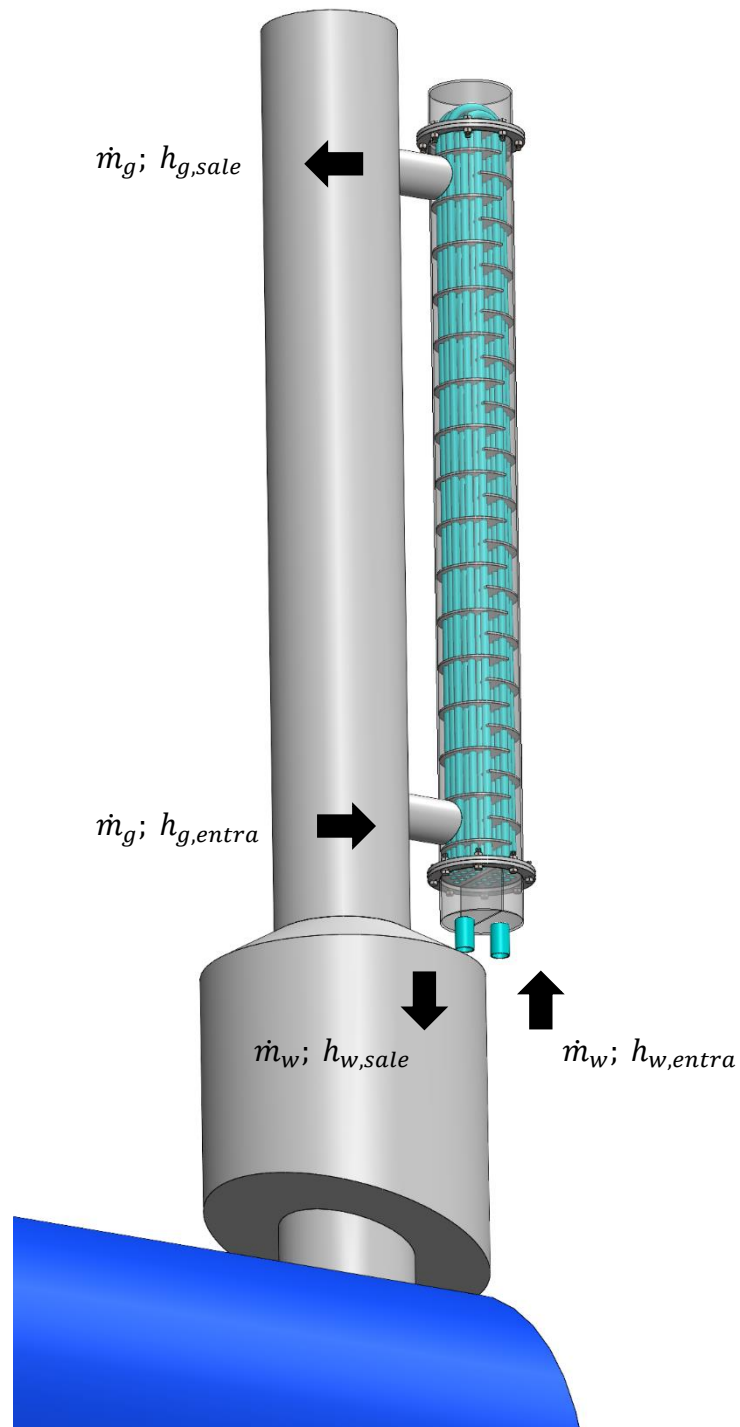


Figura 12. Distribución de flujos en el intercambiador de calor (economizador)

Fuente: Elaboración propia

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_w * (h_{w,sale} - h_{w,entra})$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_g * (h_{g,entra} - h_{g,sale})$$

Dónde:

$\dot{Q}_{\text{útil}}$: Flujo de calor absorbido por agua de alimentación (KW)

$\dot{Q}_{\text{útil}}$: Flujo de calor suministrado por gases de combustión (KW)

\dot{m}_w : Flujo másico del agua de alimentación (Kg/seg)

\dot{m}_g : Flujo másico de los gases de combustión (Kg/seg)

$h_{w,sale}$: Entalpía agua de alimentación final (KJ/Kg)

$h_{w,entra}$: Entalpía agua de alimentación inicial (KJ/Kg)

$h_{g,entra}$: Entalpía gases de combustión inicial (KJ/Kg)

$h_{g,sale}$: Entalpía gases de combustión final (KJ/Kg)

Para cuantificar el balance de energía, es necesario establecer unos parámetros iniciales, teniendo en cuenta la Tabla 2 y el Anexo 2.

Tabla 2. Información agua de alimentación

AGUA DE ALIMENTACIÓN (FLUIDO FRÍO)		UNIDADES
Flujo másico agua de alimentación	3.915	Kg/seg
Temperatura agua de alimentación inicial	100	°C
Temperatura agua de alimentación final	110	°C
Entalpía agua de alimentación inicial	419.17	KJ/Kg
Entalpía agua de alimentación final	461.42	KJ/Kg

Fuente: Elaboración propia

A partir de los datos de la Tabla 2, se desarrolló el flujo de calor absorbido por el agua de alimentación.

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_w * (h_{w,sale} - h_{w,entra})$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 3.915 * (461.42 - 419.17)$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 165.409 \text{ KW}$$

Balance de masa en la caldera:

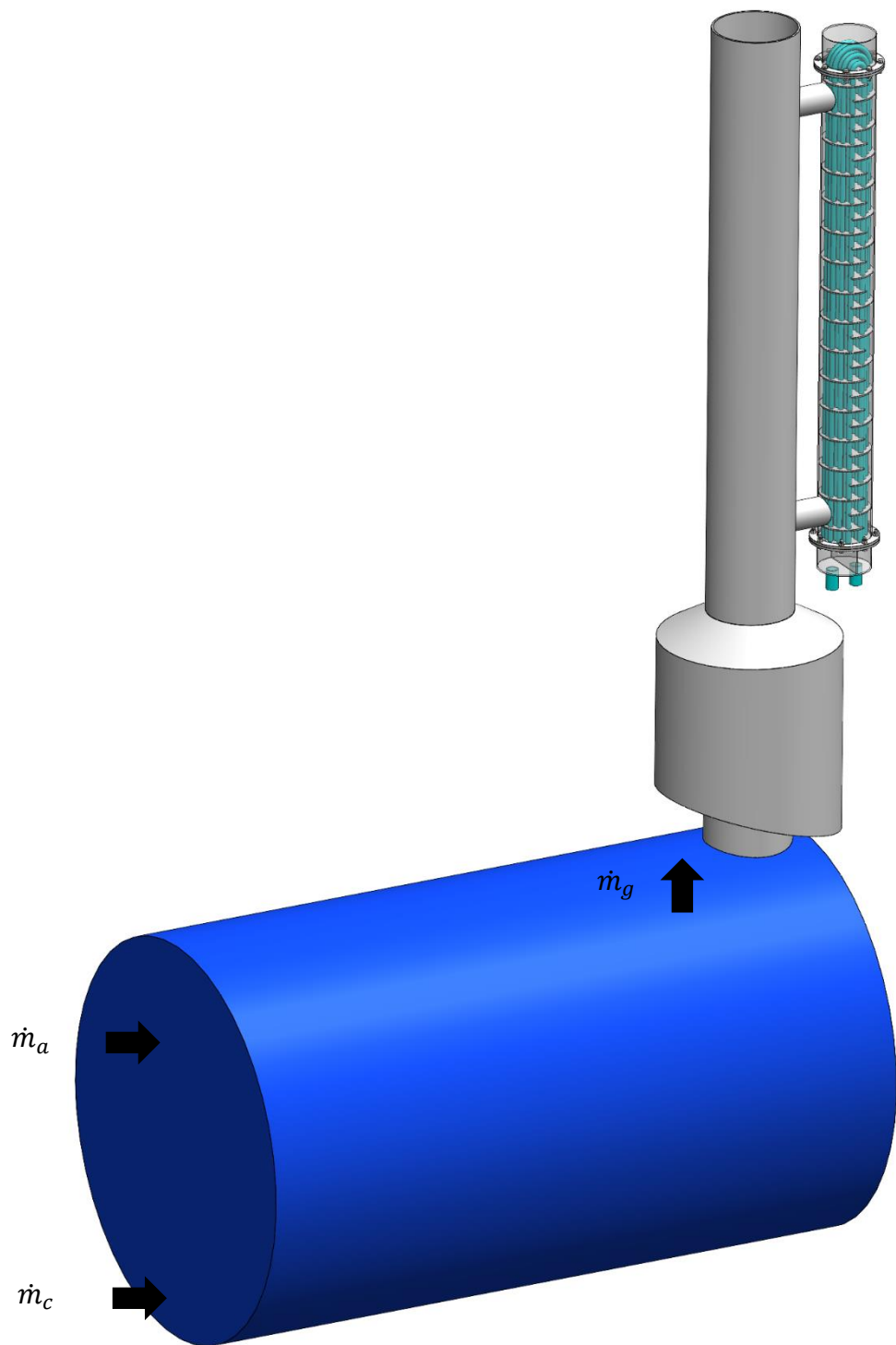


Figura 13. Distribución de flujos en la caldera Piro-tubular

Fuente: Elaboración propia

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

$$\dot{m}_a = r_{a/c} * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_g = (r_{a/c} + 1) * \dot{m}_c$$

Dónde:

\dot{m}_g : Flujo másico de los gases de combustión (Kg/seg)

\dot{m}_a : Flujo másico del aire (Kg/seg)

\dot{m}_c : Flujo másico del combustible (Kg/seg)

$r_{a/c}$: Relación aire/combustible (Kg de aire/Kg de gas natural)

Teniendo en cuenta la Tabla 1, se desarrolló el flujo másico de los gases de la combustión.

$$\dot{m}_g = (r_{a/c} + 1) * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_g = 4.305 \text{ Kg/seg}$$

4.3. Se dimensionó y modeló el intercambiador de calor de coraza y tubos siguiendo las recomendaciones TEMA y el método de diferencia de temperatura media logarítmica LMTD:

(Colmenares, y otros, 2019) en su Tesis describió que las recomendaciones TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) no es de uso obligatorio pero que estas recomendaciones ayudan a mejorar y optimizar la construcción de los intercambiadores de calor de tubo y coraza debido a la experiencia.

La asociación de fabricantes de intercambiadores tubulares (TEMA) emplea un código de tres letras para especificar los cabezales de extremo frontal, coraza y cabezales de extremo posterior.

- Cabezal extremo frontal: tipo A, B, C, N, D
- Coraza: tipo E, F, G, H, J, K, X
- Cabezal extremo posterior: tipo L, M, N, P, S, T, U, W

Por lo que el intercambiador de calor tendrá un arreglo de coraza y tubo del tipo BEU, mostrado en la siguiente figura.

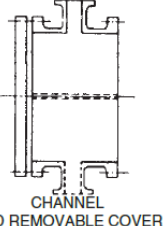
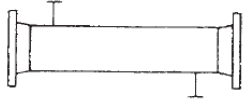

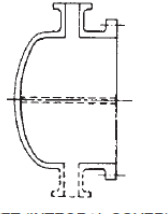
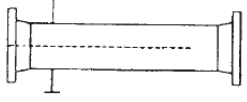

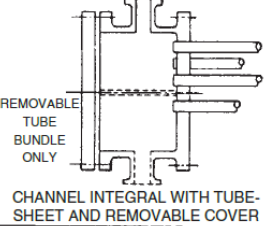

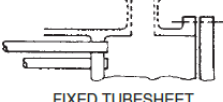
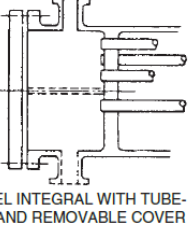

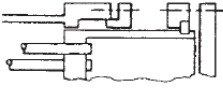
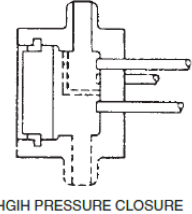
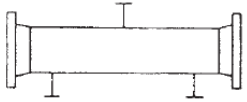
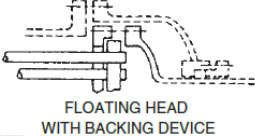
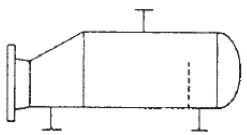
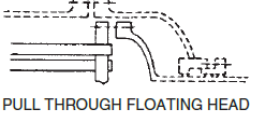

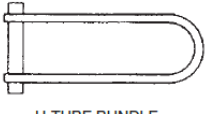

	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBE SHEET

Figura 14. Designaciones TEMA para intercambiadores de coraza y tubo

Fuente: (Serth, y otros, 2014), pág. 88

Para dimensionar el intercambiador de calor de coraza y tubos, se necesitó establecer algunos parámetros iniciales, teniendo en cuenta la Tabla 1 y el Anexo 4.

Tabla 3. Información gases de la combustión

GASES DE COMBUSTIÓN (FLUIDO CALIENTE)		UNIDADES
Flujo másico gases de combustión	4.305	Kg/seg
Temperatura gases de combustión inicial	210	°C
Calor específico gases de combustión a temperatura inicial (210°C)	1.0969	KJ/Kg°C

Fuente: Elaboración propia

Se requirió 165.409 KW para aumentar la temperatura de agua de alimentación de 100°C a 110°C, por tanto, se despejó la temperatura que sale de los gases de combustión en la siguiente ecuación que se hizo al intercambiador de calor.

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_g * (h_{g,\text{entra}} - h_{g,\text{sale}})$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_g * C_{p,g} * (T_{g,\text{entra}} - T_{g,\text{sale}})$$

$$T_{g,\text{sale}} = T_{g,\text{entra}} - \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{m}_g * C_{p,g}}$$

$$T_{g,\text{sale}} = 175.055^{\circ}\text{C}$$

Se presentó una tabla con las propiedades intensivas y extensivas de los fluidos a trabajar, con los cuales se hará las iteraciones para el desarrollo del intercambiador de calor, teniendo en cuenta la Tabla 2 y 3 y los Anexos 3, 4, 5, 6 y 7.

Tabla 4. Datos iniciales para el desarrollo del intercambiador de calor (economizador)

AGUA DE ALIMENTACIÓN (FLUIDO FRÍO)		UNIDADES
Flujo másico agua de alimentación	3.915	Kg/seg
Temperatura agua de alimentación inicial	100	°C
Temperatura agua de alimentación final	110	°C
Entalpía agua de alimentación inicial	419.17	KJ/Kg
Entalpía agua de alimentación final	461.42	KJ/Kg
Calor específico agua de alimentación a temperatura promedio (105°C)	4.223	KJ/Kg°C
Viscosidad dinámica agua de alimentación a temperatura promedio (105°C)	0.000269	Kg/mseg
Densidad agua de alimentación a temperatura promedio (105°C)	954.25	Kg/m ³
Gravedad específica agua de alimentación a temperatura promedio (105°C)	0.954	

Conductividad térmica agua de alimentación a temperatura promedio (105°C)	0.681	W/m°C
Número de pasos por los tubos	>1	
Factor de incrustación por los tubos	0.0002	m ² °C/W
GASES DE COMBUSTIÓN (FLUIDO CALIENTE)		
		UNIDADES
Flujo másico gases de combustión	4.305	Kg/seg
Temperatura gases de combustión inicial	210	°C
Temperatura gases de combustión final	175.055	°C
Calor específico gases de combustión a temperatura inicial (210°C)	1.0994	KJ/Kg°C
Viscosidad dinámica gases de combustión a temperatura promedio (192.528°C)	24.19*10 ⁻⁶	Kg/mseg
Gravedad específica gases de combustión a temperatura promedio (192.528°C)	0.000763	
Conductividad térmica gases de combustión a temperatura promedio (192.528°C)	3.946*10 ⁻²	W/m°C
Número de pasos por la coraza	1	
Factor de incrustación por la coraza	0.0002	m ² °C/W

Fuente: Elaboración propia

Con los datos iniciales procedimos al desarrollo térmico del intercambiador de calor usando el método LMTD, teniendo en cuenta que esta relación se calcula como si el flujo fuera a contracorriente, la temperatura media logarítmica se calculó analíticamente para cualquier número de pasos por la carcasa y cualquier número par de pasos por el tubo, de la siguiente manera.

Desarrollo del cálculo térmico

$$\Delta T_1 = T_{g,entra} - T_{w,sale} = 100^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{g,sale} - T_{w,entra} = 75.055^\circ C$$

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

$$\Delta T_{LMTD} = 86.932^\circ C$$

Estos parámetros permitieron el cálculo del factor de corrección para el intercambiador de calor.

$$R = \frac{T_{g,entra} - T_{g,sale}}{T_{w,sale} - T_{w,entra}} = 3.494 \text{ (adimensional)}$$

$$P = \frac{T_{w,sale} - T_{w,entra}}{T_{g,entra} - T_{w,entra}} = 0.091 \text{ (adimensional)}$$

Para $R \neq 1$ y número de pasos por la coraza es 1

$$n_s = 1 \text{ coraza}$$

$$\alpha = \left(\frac{1 - R * P}{1 - P} \right)^{1/n_s} = 0.751 \text{ (adimensional)}$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} = 0.091 \text{ (adimensional)}$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} * \ln\left(\frac{1 - S}{1 - R * S}\right)}{(R - 1) * \ln\left(\frac{2 - S * (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S * (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right)} > 0.8$$

$$F = 0.992 \text{ (adimensional)}$$

Se procedió a estimar un valor típico del coeficiente global de transferencia de calor para intercambiadores de calor sin cambio de estado, se tomó el menor valor del Anexo 8.

$$U_s = 300 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Determinando el área de transferencia requerida con los valores ya calculados.

$$A = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{U_s * F * \Delta T_{LMTD}}$$

$$A = 6.392 \text{ m}^2$$

Se procedió a seleccionar la dimensión de los tubos la longitud y el arreglo de la tubería.

(Serth, y otros, 2014) en su libro “Process heat transfer” recomendó usar diferentes tamaños de tubos según ciertas consideraciones, más económicos de 3/8 in y 3/4 in, para fluidos limpios de 1/4 in y 3/4 in, de 1 in para fluidos con factor de incrustación y de 1 ½ in y 2 in para evaporadores y condensadores. Por tanto, se seleccionó 14 BWG y 1 in.

$$d_{int} = 14 \text{ BWG}$$

$$d_{ext} = 1 \text{ in} = 0.0254 \text{ m}$$

Teniendo en cuenta el Anexo 9, seleccionamos el diámetro interior de los tubos que fue de 0.834 in.

$$d_{int} = 0.0211836 \text{ m}$$

(Serth, y otros, 2014) en su libro recomendó diferentes tipos de arreglos para los tubos como los arreglos triangulares que están más apretados y mejora la transferencia de calor, pero acostaba de que es más difícil hacer una limpieza a los tubos cuando existe factor de incrustación. También tenemos el arreglo cuadrado que mejora el coeficiente de transferencia de calor y ayuda a tener una mejor limpieza. Por tanto, se seleccionó un arreglo cuadrangular.

Teniendo un arreglo cuadrado y diámetro exterior de 1 in se recomienda el siguiente valor pitch.

$$P_t = 1.25 \text{ in} = 0.03175 \text{ m}$$

Los tubos para intercambiadores de calor común mente usados según TEMA están entre 8 y 20ft.

$$L = 8 \text{ ft} = 2.4384 \text{ m}$$

Calculé el número de tubos estimado mediante la siguiente ecuación

$$n_{t,estimado} = \frac{A}{\pi * d_{ext} * L}$$

$$n_{t,estimado} = \frac{6.392}{\pi * 0.0254 * 2.4384}$$

$$n_{t,estimado} = 32.85 \approx 33 \text{ tubos}$$

Para calcular el número de pasos se hace diferentes iteraciones con las siguientes ecuaciones que deben cumplir las siguientes condiciones $Re > 10^4$ y $0.9 \text{ m/seg} < V < 2.4 \text{ m/seg}$.

$$Re = \frac{4 * \dot{m}_w * n_p}{\pi * n_{t,estimado} * d_{int} * \mu_w}; \text{ para } n_p = 4$$

$$Re = 106229.192 \text{ (cumple)}$$

$$V = \frac{4 * \dot{m}_w * n_p}{\pi * \rho_w * n_{t,estimado} * d_{int}^2}; \text{ para } n_p = 4$$

$$V = 1.411 \text{ m/seg (cumple)}$$

Por lo tanto, el número de pasos es 4

$$n_p = 4$$

Para la selección del diámetro de la coraza y el número de tubos del intercambiador de calor, se realizó mediante el uso del Anexo 10 y TEMA U.

$$d_s = 12 \text{ in} = 0.3048 \text{ m}$$

$$n_t = 40 \text{ tubos}$$

Se calculó el coeficiente global de transferencia de calor requerido, aplicando la siguiente ecuación.

$$U_{req} = \frac{\dot{Q}_{\acute{u}til}}{n_t * \pi * d_{ext} * L * F * \Delta T_{LMTD}}$$

$$U_{req} = 246.391 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Procedemos a calcular el coeficiente individual de transferencia de calor por convección dentro del tubo.

Número de Reynolds

$$Re_w = \frac{4 * \dot{m}_w * n_p}{\mu_w * d_{int} * n_t * \pi}$$

$$Re_w = 87639.08 \text{ (adimensional)}$$

Número de Prandtl

$$Pr_w = \frac{C_{p,w} * \mu_w}{k_w}$$

$$Pr_w = 1.67 \text{ (adimensional)}$$

Número de Nusselt, para $Re \geq 10^4$

$$Nu_w = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$$Nu_w = 245.357 \text{ (adimensional)}$$

Coefficiente individual de transferencia de calor por convección dentro del tubo

$$h_i = \frac{Nu_w * k_w}{d_{int}}$$

$$h_i = 7881.83 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Calculando el coeficiente individual de transferencia de calor por convección fuera del tubo.

Empleando el Anexo 11 para valores de diámetro exterior de 1 in, pitch de 1.25 in y un arreglo cuadrado tenemos los siguientes valores.

$$C' = 0.25 \text{ in} = 0.00635 \text{ m}$$

$$d_e = 0.99 \text{ in} = 0.025146 \text{ m}$$

Asimismo, empleando un porcentaje de corte del 30%, se calculó el espacio entre baffles.

$$\frac{B}{d_s} = 0.3$$

$$B = 0.3 * 0.3048$$

$$B = 0.09144 \text{ m}$$

$$a_s = \frac{d_s * C' * B}{P_t}$$

$$a_s = 5.574 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$G = \frac{\dot{m}_g}{a_s}$$

$$G = 772.385 \text{ Kg/m}^2\text{seg}$$

Número de Reynolds

$$Re_g = \frac{d_e * G}{\mu_g}$$

$$Re_g = 802940.019 \text{ (adimensional)}$$

$$J_H = 0.5 * \left(1 + \frac{B}{d_s}\right) * (0.08 * Re_g^{0.6821} + 0.7 * Re_g^{0.1772})$$

$$J_H = 559.161 \text{ (adimensional)}$$

Número de Prandtl

$$Pr_g = \frac{C_{p,g} * \mu_g}{k_g}$$

$$Pr_g = 0.67 \text{ (adimensional)}$$

Coeficiente individual de transferencia de calor por convección fuera del tubo

$$h_o = J_H * \left(\frac{k_g}{d_e}\right) * Pr^{1/3} * \left(\frac{\mu_g}{\mu}\right)^{0.14}$$

$$h_o = 769.34 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Calculé el coeficiente global de transferencia de calor limpio, teniendo en cuenta la conductividad térmica del material del tubo (ASTM A53) y para una temperatura de 210°C, el valor se tomó del Anexo 12.

$$k_{tubo} = 47.7 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$U_c = \left(\frac{d_{ext}}{h_i * d_{int}} + \frac{d_{ext} * \ln(d_{ext}/d_{int})}{2 * k_{tubo}} + \frac{1}{h_o}\right)^{-1}$$

$$U_c = 666.547 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

(Cengel, y otros, 2020) en su libro describió como afecta el factor de incrustación a los intercambiadores de calor de coraza y tubos, haciendo que disminuya la transferencia de energía debido a la incrustación de suciedad dentro de los tubos y fuera de ellos. Por lo que se procede a seleccionar por medio de tablas el valor del factor de incrustación según la circunstancia.

$$R_d = \frac{R_{f,int} * d_{ext}}{d_{int}} + R_{f,ext}$$

$$R_d = 0.00044 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$U_d = \left(\frac{1}{U_c} + R_d \right)^{-1}$$

$$U_d = 515.44 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Comprobé si el intercambiador de calor está sobredimensionado

$$\frac{U_d}{U_{req}} - 1 < 30\%$$

$$109.197\% < 30\% \text{ (no cumple)}$$

Por lo tanto, nuestro intercambiador de calor está sobredimensionado, entonces volví hacer otra iteración tomando en cuenta que nuestro coeficiente global de transferencia de calor requerido vendría hacer nuestro coeficiente global de transferencia de calor sucio.

$$U_{req} = 515.44 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Se volvió a calcular las ecuaciones térmicas y mecánicas, a continuación, se presenta el resumen de los cálculos realizados en esta segunda iteración para dimensionar el intercambiador de calor.

Tabla 5. Resultados del cálculo térmico y mecánico

CÁLCULO TÉRMICO	
$\dot{Q}_{\text{útil}}$	165.409 KW
ΔT_{LMTD}	86.93°C
n_c	1 coraza
P	0.091
α	0.751
S	0.091
F	0.992
A	3.72 m ²
TUBERÍA	
d_{ext}	1 in (0.0254 m)
d_{int}	14 BWG (0.021 m)
L	8 ft (2.438 m)
P_t	1.25 in (0.03175 m)
<i>Material</i>	ASTM A53
k_{tubo}	47.7 W/m°C
$n_{t,estimado}$	20 tubos
n_p	2 pasos

Re	$87639.084 > 10^4$
V	$0.9 < 1.164 \text{ m/seg} < 2.4$
d_s	10 in (0.254 m)
n_t	30 tubos
CÁLCULO DE h_i	
Pr_w	1.666
Re_w	58426.06
Nu_w	177.389
h_i	5698.41 W/m ² °C
CÁLCULO DE h_o	
C'	0.25 in (0.00635 m)
d_e	0.99 in (0.0251 m)
B/d_s	0.3
B	0.0762 m
a_s	0.00387 m ²
G	1112.234 Kg/m ² seg
Re_g	1156233.627
J_H	715.97
Pr_g	0.6739
h_o	985.09 W/m ² °C
CÁLCULO DE U_c Y U_d	
U_c	785 W/m ² °C
R_d	0.00044 m ² °C/W
U_d	583.54 W/m ² °C
<i>Sobredimensionado</i>	13.21%

Fuente: Elaboración propia

Desarrollo del cálculo hidráulico

Caída de presión lado tubo, primero por pérdidas de fricción hallando el factor de fricción de Darcy, para un flujo turbulento.

$$f = 0.4137 * Re^{-0.2585}; \text{ para } Re \geq 3000$$

$$f = 0.024 \text{ (adimensional)}$$

$$G_w = \frac{4 * n_p * \dot{m}_w}{\pi * n_t * d_{int}^2}$$

$$G_w = 740.544 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg}$$

$$\Delta P_f = \frac{f * n_p * L * G_w^2}{75 * 10^{11} * d_{int} * \gamma_w * \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14}}$$

$$\Delta P_f = 0.0016 \text{ MPa}$$

Caída de presión a lo largo del tubo

$$\Delta P_r = \frac{1.334 * 10^{-13} * (2 * n_p - 1.5) * G_w^2}{\gamma_w}$$

$$\Delta P_r = 0.000718 \text{ MPa}$$

Caída de presión en las boquillas, para realizar este cálculo se necesitó del Anexo 13 para seleccionar el diámetro de las boquillas y del Anexo 14 para seleccionar la cédula.

$$d_{n,w} = 2 \text{ in}$$

$$d_{n,w,int} = 2.067 \text{ in} = 0.0525 \text{ m}$$

$$G_{n,w} = \frac{4 * \dot{m}_w}{\pi * d_{n,w,int}^2}$$

$$G_{n,w} = 1808.396 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg}$$

$$\Delta P_n = \frac{2 * 10^{-13} * n_s * G_{n,w}^2}{\gamma_w}$$

$$\Delta P_n = 0.00257 \text{ MPa}$$

Las pérdidas totales de la caída de presión dentro del tubo tienen que ser menor a 15 psi o convertidos a SI que son 0.1 MPa.

$$\Delta P_i = \Delta P_f + \Delta P_r + \Delta P_n$$

$$\Delta P_i = 0.0049 \text{ MPa (cumple)}$$

Caída de presión lado coraza, primero las caídas de presión por fricción

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166 * d_s) * Re_g^{-0.125}; \text{ Para } Re \geq 1000$$

$$f_1 = 0.00162 \text{ (adimensional)}$$

$$f_2 = (0.0016 + 5.8 * 10^{-5} * d_s) * Re_g^{-0.157}; \text{ Para } Re \geq 1000$$

$$f_2 = 0.00024 \text{ (adimensional)}$$

$$f = 144 * \left\{ f_1 - 1.25 * \left(1 - \frac{B}{d_s} \right) * (f_1 - f_2) \right\}$$

$$f = 0.0598 \text{ (adimensional)}$$

Se halló el número de baffles a lo largo de los tubos

$$n_b = \frac{L}{B}$$

$$n_b = 32 \text{ baffles}$$

$$\Delta P_f = \frac{f * G^2 * d_s * n_b}{7.5 * 10^{12} * d_e * \gamma_g * \left(\frac{\mu_g}{\mu}\right)^{0.14}}$$

$$\Delta P_f = 0.0157 \text{ MPa}$$

Caída de presión en las boquillas, se seleccionó una boquilla de 5 in para que no afecte la caída de presión en el lado coraza y del Anexo 15 para seleccionar la cédula.

$$d_{n,g} = 5 \text{ in}$$

$$d_{n,g,int} = 5.0470 \text{ in} = 0.1282 \text{ m}$$

$$G_{n,g} = \frac{4 * \dot{m}_g}{\pi * d_{n,g,int}^2}$$

$$G_{n,g} = 333.573 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg}$$

$$\Delta P_n = \frac{2 * 10^{-13} * n_c * G_{n,g}^2}{\gamma_g}$$

$$\Delta P_n = 0.000109 \text{ MPa}$$

Las pérdidas totales de la caída de presión fuera del tubo tienen que ser menor a 15 psi o 0.1 MPa.

$$\Delta P_o = \Delta P_f + \Delta P_n$$

$$\Delta P_o = 0.0158 \text{ MPa (cumple)}$$

Luego de haber calculado las dimensiones del intercambiador de calor y las caídas de presión, procedí a realizar un resumen de los componentes y sus dimensiones.

Tabla 6. Resumen del intercambiador de calor BEU

ACOMODO DE FLUIDOS	
Lado tubo	Agua de alimentación
Lado coraza	Gases de combustión
TUBOS	
Diámetro exterior	0.0254 m (1 in)
Diámetro interior	0.0212 m (14 BWG)
Longitud	2.4384 m (8 ft)
Número de tubos	30
Numero de pasos	2
Pitch	0.03175 m (1.25 in)
Arreglo	Cuadrado
Área de transferencia de calor	3.72 m ²
CORAZA	
Diámetro interior	0.254 m (10 in)
Tipo de intercambiador de calor	BEU
BAFFLES	
Corte de baffles	30%
Numero de baffles	32 baffles
Distancia entre baffles	0.0762 m
BOQUILLAS LADO TUBO	
Diámetro nominal	2 in
Diámetro interior	0.0525 m (2.067 in)
Diámetro exterior	0.060325 m (2.375 in)
Cédula	40S
Número de boquillas	2 boquillas
BOQUILLAS LADO CORAZA	
Diámetro nominal	5 in
Diámetro interior	0.1282 m (5.047 in)
Diámetro exterior	0.1413 m (5.563 in)
Cédula	40S
Número de boquillas	2 boquillas

Fuente: Elaboración propia

4.4. Ahorro energético del consumo de combustible y emisiones de CO₂ al medioambiente:

Se cuantificó el gasto de combustible con la instalación del intercambiador de calor, primero es necesario establecer algunos parámetros, como el poder calorífico inferior, a través de la ecuación de Dulong para combustibles gaseosos, que depende de la masa molar de cada hidrocarburo y utilizando el Anexo 16.

$$PCI_{C_nH_m} = \frac{M_{C_n} * PCI_{carb.} + M_{H_m} * PCI_{hid.}}{M_{C_nH_m}}$$

$$PCI_{carb} = 32714.7 \text{ KJ/Kg}$$

$$PCI_{hid} = 119838.13 \text{ KJ/Kg}$$

Dónde:

M_{C_n} : Peso atómico del compuesto del carbono (Kg/Kmol)

PCI_{carb} : Poder calorífico inferior del carbono (KJ/Kg)

M_{H_m} : Peso atómico del compuesto de hidrogeno (Kg/Kmol)

PCI_{hid} : Poder calorífico inferior del hidrógeno (KJ/Kg)

$M_{C_nH_m}$: Peso atómico del compuesto (Kg/Kmol)

$g_{C_nH_m}$: Porcentaje másico de cada compuesto o hidrocarburo (%)

Tabla 7. Poder calorífico inferior del gas natural

HC	M_{C_n} (Kg/Kmol)	M_{H_m} (Kg/Kmol)	$M_{C_nH_m}$ (Kg/Kmol)	$PCI_{C_nH_m}$ (KJ/Kg)	$g_{C_nH_m}$ (%)	$PCI_{G.N.}$ (KJ/Kg)
CH_4	12	4	16	54495.6	0.9508	51814.3
C_2H_6	24	6	30	50139.4	0.0214	1072.98
C_3H_8	36	8	44	48555.3	0.0029	140.81
C_4H_{10}	48	10	58	47736.0	0.0011	52.51
C_5H_{12}	60	12	72	47235.3	0.0004	18.89
C_6H_{14}	72	14	86	46897.6	0.0001	4.69
N_2	-	-	-	-	0.0194	-
CO_2	12	-	12	32714.7	0.0039	127.59

Fuente: Organismo supervisor de la Inversión en Energía y Minas

$$PCI = 51814.376 + 1072.983 + 140.81 + 52.51 + 18.894 + 4.69 + 127.587$$

$$PCI = 53231.85 \text{ KJ/Kg}$$

Se presentó los resultados del balance de energía en la caldera Piro-tubular, para lo cual se hace uso de la Tabla 1 y el Anexo 3, para hallar el flujo másico de vapor, utilizando la siguiente ecuación.

Tabla 8. Información para hallar el flujo másico de vapor

CALDERA PIROTUBULAR	
Potencia	900 BHP
Eficiencia	85%
Entalpía de vapor saturado evaluado a temperatura de operación (176.7°C)	2774.23 KJ/Kg
Entalpía de líquido saturado evaluado a temperatura de agua de alimentación sin pasar por el intercambiador de calor (100°C)	419.17 KJ/Kg
Entalpía de líquido saturado evaluado a temperatura de agua de alimentación pasando por el intercambiador de calor (110°C)	461.42 KJ/Kg
Flujo másico de combustible sin intercambiador de calor	798.12 Kg/h

Fuente: Elaboración propia

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_o - h_i)}{\dot{m}_{c,(sin I.C.)} * PCI}$$

Dónde:

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor saturado (Kg/h)

η : Eficiencia de la caldera Piro tubular

$\dot{m}_{c,(sin I.C.)}$: Flujo másico de combustible sin intercambiador (Kg/h)

PCI: Poder calorífico inferior (KJ/Kg)

h_o : Entalpía de vapor saturado de la caldera Piro tubular (KJ/KJ)

h_i : Entalpía del agua de alimentación de la Caldera Piro tubular (KJ/Kg)

$$\dot{m}_v = \frac{\eta * \dot{m}_{c,(sin I.C.)} * PCI}{(h_o - h_i)}$$

$$\dot{m}_v = 15334.04 \text{ Kg/h}$$

La entalpía del agua de alimentación a reemplazar es igual a 461.42 KJ/Kg de líquido saturado a una temperatura de 110°C, por lo tanto, el consumo de combustible luego de instalar el intercambiador de calor (economizador) es igual a:

$$\dot{m}_{c,(con I.C.)} = \frac{\dot{m}_v * (h_o - h_i)}{\eta * PCI}$$

$$\dot{m}_{c,(con I.C.)} = 783.802 \text{ Kg/h}$$

Por lo tanto, el flujo en ahorro de combustible por la aplicación del intercambiador de calor es:

$$\dot{m}_{c,ahorrado} = \dot{m}_{c,(sin I.C.)} - \dot{m}_{c,(con I.C.)}$$

$$\dot{m}_{c,ahorrado} = 14.318 \text{ Kg/h}$$

El beneficio de ahorro de combustible por la aplicación del intercambiador de calor es, con un precio unitario de 0.67 s//Kg y 22 horas promedio por día.

Tabla 9. Beneficio de ahorro de combustible con y sin intercambiador de calor para la Temporada I-2021 y Temporada II-2021 de la empresa Austral Group.

MESES	DÍAS (días/año)	BENEFICIO DE AHORRO SIN I.C. (s//año)	BENEFICIO DE AHORRO CON I.C. (s//año)
Abril	5	58821.44	57766.18
Mayo	31	364692.95	358150.33
Junio	30	352928.66	346597.09
Julio	24	282342.93	277277.67
Noviembre	16	188228.62	184851.78
Diciembre	31	364992.95	358150.32
Enero	1	11764.29	11553.23
TOTAL	138	1623471.85	1594346.62

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, el beneficio de ahorro de combustible con la instalación del intercambiador de calor (economizador) fue de:

$$B_c = 1623471.85 - 1594346.62$$

$$B_c = 29125.24 \text{ s/. /año}$$

Para el análisis ecológico del impacto ambiental primero fue necesario determinar el número de Kmol de cada hidrocarburo con la siguiente ecuación, en base a 100 Kg de gas natural y utilizando el Anexo 16 y la Tabla 7.

$$n = \frac{g_{C_nH_m} * m}{M_{C_nH_m}}$$

Dónde:

n : Número de Kmol de cada compuesto o hidrocarburo (Kmol)

m : Participación másica de cada compuesto o hidrocarburo (Kg)

Tabla 10. Evaluación del número de Kmol de cada hidrocarburo

HC	$M_{C_nH_m}$ (Kg/Kmol)	$g_{C_nH_m}$ (%)	$g_{C_nH_m} * m$ (Kg)	n (Kmol)
CH_4	16	0.9508	95.08	5.9425
C_2H_6	30	0.0214	2.14	0.0713
C_3H_8	44	0.0029	0.29	0.0066
C_4H_{10}	58	0.0011	0.11	0.0019
C_5H_{12}	72	0.0004	0.04	0.0006
C_6H_{14}	86	0.0001	0.01	0.0001
N_2	28	0.0194	1.94	0.0693
CO_2	44	0.0039	0.39	0.0089
		100%	100 Kg	

Fuente: Elaboración propia

Se determinó el número de Kmol del carbono, haciendo un balance de masas para una combustión completa en función de sus números de moles y peso molecular.

$$m_c = 5.9425CH_4 + 0.0713C_2H_6 + 0.0066C_3H_8 + 0.0019C_4H_{10} \\ + 0.0006C_5H_{12} + 0.0001C_6H_{14} + 0.0693N_2 + 0.0089CO_2$$

$$m_{aire} = \alpha * (O_2 + 3.76N_2)$$

$$m_g = \beta * CO_2 + \gamma * H_2O + \varphi * N_2$$

Dónde:

m_c : Masa del gas natural

m_{aire} : Masa del aire

m_g : Masa de los gases de la combustión

Determinando el número de Kmol, del carbono (balance de carbonos).

$$5.942 + 0.071 * 2 + 0.006 * 3 + 0.001 * 4 + 0.0006 * 5 + 0.0001 * 6 \\ + 0.0089 = \beta$$

$$\beta = 6.125 \text{ Kmol}$$

Del análisis de combustión realizado con gas natural se determinó la relación CO₂-combustible.

$$r_{CO_2/c} = \frac{Kg_{CO_2}}{Kg_c} = \frac{6.125 * 44}{100} = 2.7$$

Tabla 11. Flujo de dióxido de carbono con y sin intercambiador de calor para la Temporada I-2021 y Temporada II-2021 de la empresa Austral Group.

MESES	DÍAS (días/año)	FLUJO DE CO2 SIN I.C. (TM/año)	FLUJO DE CO2 CON I.C. (TM/año)
Abril	5	237.04	232.79
Mayo	31	1469.66	1443.29
Junio	30	1422.25	1396.73
Julio	24	1137.80	1117.39
Noviembre	16	758.53	744.93
Diciembre	31	1469.66	1443.29
Enero	1	47.41	46.56
TOTAL	138	6542.35	6424.98

Fuente: Elaboración propia

Por consiguiente, el flujo de dióxido de carbono reducido fue de:

$$\dot{m}_{CO_2, reducido} = 117.37 \text{ TM/año}$$

- 4.5. Se decretó el valor actual neto VAN, la tasa de retorno TIR y el retorno de la inversión para la construcción del sistema de recuperación de energía: Para determinar el valor actual neto (VAN) y la tasa de retorno (TIR) se debe definir lo siguiente.

Los ingresos generados por la recuperación de los gases de la combustión, están reflejados en la cantidad de calor ganado por el agua blanda de alimentación de calderas, con un monto de 29125.24 s//año.

La inversión inicial consideré los materiales necesarios tanto como mano de obra y supervisión, donde los materiales fueron cotizados en la empresa 3AAMSEQ y dieron un monto de s/.22727, los detalles están en el Anexo 17 y 18.

Los egresos por operación y mantenimiento del intercambiador de calor fueron de 15000 s//año que forma parte del mantenimiento preventivo que desarrolla el operador de calderas.

Con una tasa de interés del 15% y para un horizonte de 10 años.

Tabla 12. Determinación del VAN y TIR

PERIODO	INVERSIÓN	EGRESOS	INGRESOS	SALDO
0	22727.00			-22727.00
1		15000.00	29125.24	14125.24
2		15000.00	29125.24	14125.24
3		15000.00	29125.24	14125.24
4		15000.00	29125.24	14125.24
5		15000.00	29125.24	14125.24
6		15000.00	29125.24	14125.24
7		15000.00	29125.24	14125.24
8		15000.00	29125.24	14125.24
9		15000.00	29125.24	14125.24
10		15000.00	29125.24	14125.24

Fuente: Elaboración propia

$$VAN = s/.48164.31$$

$$TIR = 61.64\%$$

Una vez obtenidos el valor actual neto y la tasa de retorno, podemos cuantificar el tiempo de retorno de la inversión PRI, es decir.

$$PRI = \frac{22727.00}{14125} = 1 \text{ año y } 7 \text{ meses}$$

Con los resultados obtenidos se obtuvieron indicadores de rentabilidad positivos tal es el caso del VAN con un valor de s/.48164.31 que es positivo y la TIR con un valor de 61.64% mayor a la tasa de interés, por lo tanto, estos indicadores económicos nos indican que el proyecto es rentable.

V. DISCUSIÓN

En el estudio de (Pacheco, y otros, 2021) donde utilizó los gases de la combustión para calentar agua y con eso enviar a una máquina removedora de piel de pescado y que para la recuperación de los gases de la combustión se dimensionó un recuperador 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 in en 17 pazos en configuración en tresbolillo, con una reducción de combustible en el orden de 1177 Kg GLP/mes, del mismo modo se obtuvo una reducción de costos de 2246.40 s//mes. La rentabilidad del proyecto determinando un valor actual neto del orden de 35942 USD y una tasa interna de retorno de 47.93%, mientras que el pay back es igual a 1 año y 11 meses. En comparación con el presente trabajo que consta de 15 tubos SCH 40 SC/A53/106 de 1 in por paso, que consta de 2 pazos con una configuración cuadrada para facilitar la limpieza de las incrustaciones en los tubos y la coraza, con una reducción de combustible de 29125.24 s//año (evaluados en 138 días/año), con una rentabilidad del presente trabajo del valor actual neto de s/.48164.31, una tasa de retorno de 61.64% y el tiempo de retorno de la inversión PRI fue de 1 año y 7 meses.

En el estudio de (Custodio, y otros, 2017) utilizó las purgas de la caldera para poder elevar la temperatura del agua de alimentación y que con este sistema determinó una tasa interna de retorno de 52.5%, en consecuencia, el sistema recuperador de calor mixto ha permitido ahorrar 17632.40 gal R-500/año. En comparación con el presente trabajo que se determinó con una tasa interna de retorno de 61.64% y el intercambiador de calor de coraza y tubos permitió ahorrar 14.31 Kg GNL/h que convertidos a año fue de 43470.51 Kg GNL/año (evaluados en 138 días/año).

En el estudio de (Chero, 2014) dimensionó y seleccionó un sistema para calentar el aire como comburente que va a entrar a la caldera Pirotubular para lo cual el intercambiador de calor constó de 144 tubos, con tubos de 2 ½ in, con una carcasa de 68 in y longitud de 3.3 m, soportado por una viga W310x21". En comparación con el presente trabajo que se logró dimensionar el intercambiador de calor y que constó de 30 tubos de 1 in con un arreglo cuadrado de 1.25 in de

distancia pitch, de 2 pasos (1 paso cada 15 tubos), un diámetro de coraza de 10 in, con una longitud de tubos y coraza de 8 ft, 32 baffles a lo largo del intercambiador de calor, con una distancia entre baffles de 76.2 mm y con un sobredimensionamiento de 13.54% del área de transferencia de calor.

En el estudio de (Oviedo, y otros, 2014) dimensionó y seleccionó un sistema de colectores solares para calentar el agua de alimentación que van a las calderas Pirotubulares y así poder generar vapor de 1250 litros de agua diarios, con una temperatura de ingreso del agua de alimentación de 70°C, el proceso consume 13 galones de Diesel B5 por hora diarios en una jornada laboral de 10 horas para generar vapor la cual posee una temperatura de 164°C, para reducir el consumo de combustible del sistema se hace un estudio para seleccionar la mejor alternativa del empleo de colectores solares de placa plana y tubo al vacío, obteniéndose como la mejor opción el uso de colectores en total, disponiéndolos en 2 grupos de 8 colectores en paralelo. Con ello se logró un ahorro económico de s/.15584.51 al año y la inversión inicial del proyecto es de s/.69552.19 con un tiempo de recuperación de 6 años. En comparación con el presente trabajo que para generar vapor de 14094 Kg/h en un promedio de 22 h/días y 138 días/año, con una temperatura de ingreso del agua de alimentación de 100°C, lo cual la caldera consume 798.12 Kg/h de GNL para generar vapor la cual posee una temperatura de operación de 176.7°C, para reducir el consumo de GNL se seleccionó un intercambiador de calor de tubos y coraza, instalándolo a lo largo de la chimenea de la caldera, con lo cual se logró un ahorro económico de 29125 s./año, una inversión de s/.22727 y con un tiempo de recuperación de 1 año y 7 meses.

En el estudio de (Castillo, 2018) dimensionó un intercambiador de calor de flujo cruzado con el que aprovechó los gases de la combustión de la caldera, teniendo esto en cuenta comenzó con el cálculo del flujo de masa y la temperatura de los gases de combustión emitidos por la caldera diariamente, siendo como mínimo 685.26 Kg/h a 150°C. Se estimó que la eficiencia energética de la caldera aumentó en un 2.89%, este aumento en la eficiencia conduce a un ahorro

económico al usar menos combustible para generar vapor y en su reemplazo usar el calor residual de los gases de combustión para calentar agua, se calculó que el ahorro anual de combustible requerido para el proceso resultó en s/.3480.00. En comparación con el presente trabajo que para dimensionar el intercambiador de calor (coraza y tubos) se cuantificó el flujo másico del agua de alimentación y el combustible, siendo respectivamente 14094 Kg/h y 798.12 Kg/h. Con la implementación del intercambiador de calor aumentó en 10°C el agua de alimentación (agua blanda) y esto condujo a un ahorro económico al usar menos combustible para generar vapor, lo cual el beneficio económico de combustible fue de s/.29125.24.

En el estudio de (Cahuasquí, y otros, 2021) dimensionó turbuladores para poder mejorar la eficiencia de la caldera Piro-tubular, por lo tanto, la instalación fue de 176 turbuladores que fueron colocados en cada uno de los tubos de fuego, fabricación con la selección del acero al carbono SAE – AISI 1010 y cuyas dimensiones son de 1.2 mm de espesor, longitud de 1200 mm y ancho de 52 mm, la instalación de turbuladores incrementó la eficiencia de la caldera en 82.78%. En comparación con el presente trabajo que se logró dimensionar el intercambiador de calor y que constó de 30 tubos de 1 in con un arreglo cuadrado de 1.25 in de distancia pitch, de 2 pasos (1 paso cada 15 tubos), un diámetro de coraza de 10 in, con una longitud de tubos y coraza de 8 ft, 32 baffles a lo largo del intercambiador de calor, con una distancia entre baffles de 76.2 mm y con un sobredimensionamiento de 13.54% del área de transferencia de calor.

El estudio de (Horna, 2019) dimensionó un sistema que generó y distribuyó vapor a las distintas áreas del hospital Eleazar Guzman Barrón, y que con este sistema realizó un análisis económico que se estima una inversión de s/. 200046.60 para el conjunto de mejoras, con un VAN de s/.32812.56, TIR de 15% y pay back de 4.47 años. En comparación con el presente trabajo se logró un ahorro económico de 29125 s//año, una inversión de s/.22727, un VAN de s/.48164.31, un TIR de 61.64% y con un tiempo de recuperación de 1 año y 7 meses.

VI. CONCLUSIONES

- 6.1. Para elevar la temperatura del agua de alimentación de 100°C a 110°C se necesitó 165.41 KW a un flujo másico de 14094 Kg/h, para poder elevar esa temperatura del agua de alimentación se necesitó de los gases de la combustión que salen desde 210°C a 175.06°C a un flujo másico de 15499.49 Kg/h.
- 6.2. Para aprovechar la energía de los gases de la combustión se dimensionó un intercambiador de calor de coraza y tubos instalado en la chimenea del caldero Piro-tubular, donde el agua de alimentación (fluido frío) pasa por los tubos y los gases de la combustión (fluido caliente) pasan por la coraza a contracorriente.
- 6.3. El intercambiador de calor (economizador) se caracteriza por tener 30 tubos SCH 40 SC/A53 de 1 in de 2 pasos por donde fluye el agua de alimentación y con un arreglo cuadrado para facilitar la limpieza de las incrustaciones, y la parte externa una coraza de plancha LAC (3/16) de 10 in de diámetro y de largo 8 ft por donde fluye los gases de la combustión.
- 6.4. Dentro de los principales parámetros del dimensionamiento del recuperador de calor se tiene una LMTD de 86.93°C, un coeficiente global de transferencia de calor sucio de 583.54 W/m²°C, un área de transferencia de calor igual a 3.72 m² y con un sobredimensionamiento de 13.21%.
- 6.5. Se cuantificó una reducción de combustible de 43470.51 Kg/año de GNL, del mismo modo se obtuvo una reducción de costos en combustible de 29125 s//año y una reducción de emisión de CO₂ de 117.37 TM/año.
- 6.6. Se determinó la rentabilidad del proyecto determinando un valor actual neto (VAN) favorable de s/.48164.31 y una tasa de retorno (TIR) superior a la del mercado financiero de 61.64% mientras que el tiempo de retorno de la inversión es de 1 año y 7 meses.

VII. RECOMENDACIONES

Implementar un plan de mantenimiento correctivo y preventivo para el intercambiador de calor, para lo cual dicho mantenimiento debe estar en paralelo al mantenimiento realizado a la caldera Piro tubular de 900 BHP.

Del mismo modo es necesario cuantificar el potencial del calor sensible de los gases de combustión de la caldera de 900 BHP, ya que puede destinarse para elevar nuevamente la temperatura del agua de alimentación o para algún proceso auxiliar de la planta de 160 TM/h.

Se recomienda realizar un análisis de gases para realizar un trabajo de optimización de la combustión de la caldera, de tal manera que puede incrementarse aún más el valor de su eficiencia.

Se recomienda elaborar un diagrama de Gantt para exponer las diferentes actividades o tareas para la ejecución del proyecto en un tiempo determinado.

Implementar un teclé eléctrico en la sala de calderas para el montaje y desmontaje del intercambiador de calor u otros equipos, y así facilitar la limpieza de las incrustaciones en el intercambiador de calor.

REFERENCIAS

- Achyut, Paudel. 2018.** *A techno - economic study on the waste heat recovery options for wet cooled natural gas combined cycle power plants.* Colorado State University, Colorado : 2018.
- Arroyo, Juan José y Ybañez , Carlos Andrés. 2020.** *Programa de gestión energética en sistema de generación de vapor del hospital Auld de Chocope para aumento de eficiencia térmica.* Universidad Cesar Vallejo, Trujillo : 2020.
- Barón, Andrés David y Barragán, Edwin Ricardo. 2021.** *Diseño y construcción de un banco de pruebas termodinámico con un sistema intercambiador de calor de tubos y coraza.* Universidad Antonio Nariño, Bogotá : 2021.
- Barrios, Aldo Martín. 2021.** *Evaluación financiera en la instalación de un emulsificador de búnker y un lavador de gases en un sistema de calentamiento.* Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala : 2021.
- Bartuli, Erik. 2019.** *Optimization of heat transfer surfaces of heat exchangers.* BRNO University of Technology, Chequia : 2019.
- Bautista, Miguel Angel y Soto, Guillermo Alejandro. 2018.** *Termoeconomía del reemplazo de combustible diésel-2 por GLP en la caldera menor del hospital Regional Docente las Mercedes - Chiclayo.* Universidad Señor de Sipán, Pimentel : 2018.
- Bocanegra, Willy Ebert. 2017.** *Influencia de los parámetros de operación en el rendimiento de la caldera Pirocubular en una planta de harina .* Universidad San Pedro, Chimbote : 2017.
- Cabanzón, Jacobo. 2018.** *Diseño y cálculo de un intercambiador de calor.* Universidad de Cantabria, Cantabria : 2018.
- Cahuasquí, Juan Carlos y Monta, Jonathan Bernabé. 2021.** *Evaluación de la influencia del uso de turbuladores en la eficiencia térmica de la caldera pirotubular ABCO de 350 BHP en la empresa Reylacteos C.L.* Escuela Politécnica Nacional, Quito : 2021.
- Casado, Karla Yoselyn. 2020.** *Evaluación del consumo energético en la generación de vapor de agua en una planta de producción de jabones y detergentes de lavandería.* Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala : 2020.

Castillo, Alvaro Michel. 2018. *Diseño de un intercambiador de calor de banco de tubos en flujo cruzado para la recuperación del calor de los gases de combustión de una caldera.* Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, Cusco : 2018.

Caushi, Yurdhi Wilfredo. 2019. *Conversión e instalación de un quemador riello de 17 MMBTU/HORA a un sistema Honeywell de automatización y regulación de aire y gas natural para una caldera Pirotubular de 400 BHP.* Laive - Ate. Universidad Nacional del Callao, Callao : 2019.

Cengel, Yunus y Ghajar, Afshin. 2020. *Transferencia de Calor y Masa.* New York : McGraw Hill, 2020. 9786071514615.

Cengel, Yunus, Boles, Michael y Kanoglu, Mehmet. 2019. *Termodinámica.* New York : McGraw-Hill, 2019. 9781456269784.

Chhabra, Raj y Shankar, V. 2018. *Coulson and Richardson's Chemical Engineering.* United Kingdom : Elsevier, 2018. 9780081010990.

Chucuya, Roberto Carlos. 2017. *Ahorro de energía primaria mediante precalentamiento del aire y agua en una unidad de generación de vapor.* Nuevo Chimbote : Ingnosis, 2017. Vol. 3. 2414-8199.

Colmenares, Diana Patricia, Delgado, Linda Valeri y Colmenares, Livy Elizabeth. 2019. *Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubo y coraza siguiendo la norma TEMA, ASME y el método LMTD, implementando en un banco didáctico para pruebas de transferencia de calor en las unidades tecnológicas de Santander, regional Barranca.* Unidades Tecnológicas de Santander, Barrancabermeja : 2019.

Cordero, Cancio Mavilo y Silva, Mike Jason. 2019. *Evaluación de la capa límite termocinética para obtener la eficiencia térmica del caldero a vapor de 800 BHP de la empresa TASA.* Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote : 2019.

Custodio, Juan Carlos y Solíz, Enzo Paulino. 2017. *Evaluación del Sistema de Recuperación de Purgas de Fondo y de Nivel de las Calderas Pirotubulares en la Empresa Pesquera Austral Group S.A.A.-Coishco.* Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote : 2017.

Díaz, Daniel Elvis. 2018. *Modificación del sistema de combustión de calderas Pirotubulares de 300 y 600 BHP de quemar petróleo residual a gas licuado de .* Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, Callao : 2018.

- Figueroa, Humberto Luis. 2020.** *Análisis de la eficiencia energética en los procesos de generación y consumo de vapor y propuesta de mejoras en la empresa Plásticos Ecuatorianos S.A.* Universidad de Guayaquil, Guayaquil : 2020.
- Guevara, Marvin Ricardo y Valverde, Leonell. 2020.** *Propuesta de mejora de caldera NR.20 en base a auditoría energética para reducir el costo en la generación de vapor en Agroindustrial Cartavio SAA.* Universidad Cesar Vallejo, Trujillo : 2020.
- Guevara, Robert Favian. 2019.** *Curso Diagnosticos y Racionalización de la Energía.* Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote : 2019.
- Hernández , Roberto, Fernández, Carlos y Baptista, Pilar. 2018.** *Metodología de la investigación.* Mexico D.F. : McGraw Hill, 2018. 978-1-4562-2396-0.
- Horna, Luis David. 2019.** *Evaluación del sistema de generación, distribución y consumo del vapor en el hospital Regional Eleazar Guzman Barrón - Nuevo Chimbote.* Universidad Nacional del Santa, Chimbote : 2019.
- Jakub, Daniel. 2021.** *Experimental testing of CO2 separation from flue gas by gas membrane processes.* Czech Technical University in Prague, Prague : 2021.
- John, Joracin. 2020.** *Underhood thermal simulation.* Chalmers University of Technology, Goteborg : 2020.
- Jorg, Hans y Scholl, Stephan. 2018.** *Innovative Heat Exchangers.* Germany : Springer, 2018. 9783319716398.
- Kmoníček, Jirí. 2021.** *Reactors and heat exchangers using liquid metals.* BRNO University of Technology, Chequia : 2021.
- Koprivová, Anna. 2020.** *Design of heat exchanger.* BRNO University of Technology, Chequia : 2020.
- Leyva, Jenns Derick. 2020.** *Estudio del aprovechamiento del Vapor Flash de purgas de superficie para incrementar la temperatura del agua de alimentación de las calderas pirotubulares de la empresa Sociedad Agrícola Virú S.A.* Universidad César Vallejo, Trujillo : 2020.
- Lopez, Hugo Alberto. 2017.** *Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una Caldera Pirotubular de 200 BHP.* Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo : 2017.
- Mandizadeh, Marzieh. 2018.** *Heat recovery at wastewater treatment plants using heat pipe heat exchangers.* University of California, Los Angeles : 2018.

- Mariño, Oscar. 2018.** *Diseño de un intercambiador de calor de tubos y carcasa (1-2) para una planta química asociada a una fundición pirometalúrgica.* Universidad Politécnica de Madrid, Madrid : 2018.
- Matthee, Francois. 2019.** *Membrane module development for water recovery from humid gas.* University of the western cape, South Africa : 2019.
- Mendoza, Hector Daniel. 2018.** *Diseño de Sistema de calentamiento de agua de alimentación de Caldera mediante intercambiador de calor aprovechando el agua de purga de fondo de la Caldera en la empresa Ajemaya S.A.* Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala : 2018.
- Orbegoso, José Miguel. 2020.** *Gestión energética al caldero Pirotubular de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte E.I.R.L., para mejorar su eficiencia energética.* Universidad Cesar Vallejo, Trujillo : 2020.
- Osejo, David Ernesto. 2017.** *Diseño de una caldera de generación de vapor Pirotubular de 10 BHP expandible a 25 BHP mediante módulos.* Fundación Universidad de América, Bogotá : 2017.
- Pacheco, Ricardo Arturo y Vargas, Diego Glenn. 2021.** *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.* Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote : 2021.
- Paredes, Traian Vasile. 2017.** *Propuesta de mejora en caldera APIN Pirotubular de 400 BHP en base al análisis energético indirecto para aumentar el rendimiento en la fábrica Vltapro S.A.* Trujillo : Digital, 2017. Vol. 3. 25182196.
- Pérez, Amaury, Fernández, Yenney y González, Raúl. 2017.** *Evaluación de la generación de vapor de la fábrica de refrescos 23 de agosto, en Camaguey.* Camaguey : FLUTADEO, 2017. Vol. 7. 2256-1498.
- Primes, Alois. 2021.** *Modular horizontal heat recovery steam generator.* BRNO University of Technology, Chequia : 2021.
- Raj, Ayush. 2019.** *Application of cation exchange and nanofiltracion to treat flue gas desulfurization.* University of New Mexico, New Mexico : 2019.
- Redhead, Joseph Anthony. 2019.** *Propuesta estratégica de gestión para reducir el consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP de la empresa CNC S.A.C.* Universidad César Vallejo, Trujillo : 2019.

- Restrepo, Neysser Antonio. 2021.** *Diseño de un intercambiador de calor (economizador) para una caldera Piro tubular de 300 BHP.* Universidad de Antioquia, Medellín : 2021.
- Risco, Raul. 2019.** *Análisis energético a la caldera Piro tubular a carbon para reducir costos de producción de vapor e impactos medioambientales en la empresa Piel Trujillo SAC.* Universidad Cesar Vallejo, Trujillo : 2019.
- Samaniego, Gabriela Fernanda. 2020.** *Diseño de un Sistema de recuperación de energía y agua de purgas de los Calderos de una empresa Textil.* Universidad Internacional SEK, Quito : 2020.
- Sanz, Manuel y Patiño, Rosario. 2018.** *Manual práctico del Operador de Calderas Industriales.* España : Paraninfo, 2018. 9788428340830.
- Serth, Robert W. y Lestina, Thomas G. 2014.** *Process Heat Transfer.* Texas : Elsevier, 2014. 9780123971951.
- Shadeon, Hansen. 2020.** *Economic analysis of water recovery from flue gas: A South African case study.* University of the Western Cape, South African : 2020.
- Slovák, Rostislav. 2018.** *Technical and economic evaluation of the gas microturbine with the waste heat recovery system.* BRNO University of Technology, Chequia : 2018.
- Wickramasooriya, Sahan. 2019.** *A coupled finite - volume & discrete - element method to investigate particle - laden gas flows and particle deposition in metal foam heat exchangers.* Queensland University of Technology, Queensland : 2019.
- Yauri, Daniel Gustavo. 2018.** *Evaluación de la red de distribución de vapor en el hospital regional Ramiro Prialé de Huancayo.* Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo : 2018.
- Yepes, Julian David. 2018.** *Evaluación de la recuperación de condensados en una planta dual de producción para la empresa Hojalata y Laminados S.A. Holasa.* Instituto Tecnológico Metropolitano, Medellín : 2018.

ANEXOS

Anexo 1. Matriz de operacionalización de variables

VARIABLES DE ESTUDIO	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	DIMENSIÓN	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
Variable Independiente: Recuperación de los gases de combustión en la chimenea del caldero Piro tubular	Es la capacidad que tienen los gases de escape de realizar trabajo.	Es el flujo másico de la chimenea que suministra calor a un intercambiador de calor (economizador).	Transferencia de calor	Flujo másico Temperatura Presión	<i>Kg/seg</i> <i>°C</i> <i>MPa</i>
Variable Dependiente: Reducir el gasto de combustible	Egresos captados por la mejora en el sistema.	Es el beneficio económico en ahorro de combustible.	Costos de operación	Beneficio económico	<i>s/./año</i>

Anexo 2. Tomas de los equipos de medición



Flujómetro para el combustible (gas natural)



Flujómetro para el agua de alimentación (agua blanda)



Termómetro y sensor de temperatura para agua de alimentación



Termómetro para los gases de combustión

Anexo 3. Propiedades del agua saturada para entalpía

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Anexo 4. Propiedades del agua saturada para calor específico

Temperatura T, °C	Presión de saturación P_{sat} , kPa	Densidad ρ , kg/m ³		Entalpía de vaporización h_{fg} , kJ/kg	Calor específico c_p , J/kg · K		Conductividad térmica k , W/m · K		Viscosidad dinámica μ , kg/m · s		Número de Prandtl Pr		Coeficiente de expansión de volumen β 1/K Líquido
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4.217	1854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4.205	1857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4.194	1862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4.185	1863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4.182	1867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4.180	1870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4.178	1875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4.178	1880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4.179	1885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4.180	1892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4.181	1900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4.183	1908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4.185	1916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4.187	1926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4.190	1936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4.193	1948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4.197	1962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4.201	1977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4.206	1993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4.212	2010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4.217	2029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4.229	2071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2203	4.244	2120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2174	4.263	2177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2145	4.286	2244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2114	4.311	2314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2083	4.340	2420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2050	4.370	2490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1002.1	887.3	5.153	2015	4.410	2590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}
190	1254.4	876.4	6.388	1979	4.460	2710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-3}
200	1533.8	864.3	7.852	1941	4.500	2840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-3}
220	2318	840.3	11.60	1859	4.610	3110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-3}
240	3344	813.7	16.73	1767	4.760	3520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-3}
260	4688	783.7	23.69	1663	4.970	4070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-3}
280	6412	750.8	33.15	1544	5.280	4835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-3}
300	8581	713.8	46.15	1405	5.750	5980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-3}
320	11274	667.1	64.57	1239	6.540	7900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	
340	14586	610.5	92.62	1028	8.240	11870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	
360	18651	528.3	144.0	720	14.690	25800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	
374.14	22090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}			

Anexo 5. Propiedades de los gases de combustión

T[°C]	ρ [$\frac{Kg}{m^3}$]	Cp [$\frac{KJ}{Kg^\circ K}$]	$K * 10^2$ [$\frac{W}{m^\circ K}$]	$a * 10^2$ [$\frac{m^2}{h}$]	$\mu * 10^6$ [$\frac{N.s}{m^2}$]	$\nu * 10^6$ [$\frac{m^2}{seg}$]	Pr -
0	1,295	1,045	2,2794	6,08	15,7842	12,2	0,72
100	0,95	1,0676	3,1284	11,10	20,3949	21,54	0,69
200	0,748	1,0969	4,0123	17,60	24,4955	32,80	0,67
300	0,617	1,1221	4,8380	25,16	28,2331	45,81	0,65
400	0,525	1,1514	5,6987	35,04	31,6863	60,38	0,64
500	0,457	1,1849	6,5593	43,61	43,8549	76,30	0,63
600	0,405	1,2142	7,4199	54,32	37,8666	93,61	0,62
700	0,363	1,2393	8,2689	66,17	40,6918	112,10	0,61
800	0,329	1,2644	9,1528	79,09	43,3798	131,80	0,60
900	0,301	1,2895	10,0134	92,87	45,9108	152,50	0,59
1000	0,275	1,3063	10,8973	109,21	48,3633	174,30	0,58
1110	0,257	1,3230	11,7463	124,37	50,7078	197,10	0,57
1200	0,24	1,3398	12,6185	141,27	52,9936	221,0	0,56

Nota: Son equivalentes, $\frac{KJ}{Kg K} = \frac{KJ}{Kg^\circ C}$; $\frac{W}{m K} = \frac{W}{m^\circ C}$ y $\frac{N.s}{m^2} = \frac{Kg}{m.seg}$

Anexo 6. Criterio para la disposición de los fluidos, en orden de prioridad

Tube-side fluid	Shell-side fluid
Corrosive fluid	Condensing vapor (unless corrosive)
Cooling water	Fluid with large ΔT (>100°F)
Fouling fluid	
Less viscous fluid	
Higher-pressure stream	
Hotter fluid	

Anexo 7. Factores de incrustación representativos

Fluido	$R_f, m^2 \cdot K/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación de calderas:	
Por debajo 50 °C	0.0001
Por arriba 50 °C	0.0002
Gasolina	0.0009
Aceite de transformador, lubricante o hidráulico	0.0002
Aceite de enfriamiento	0.0007
Aceite vegetal	0.0005
Vapor (sin aceite)	0.0001
Vapor (con trazas de aceite)	0.0002
Vapores orgánicos solventes, gas natural	0.0002
Escape de motor y gases combustibles	0.0018
Refrigerantes (líquidos)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Etileno y metil-glicol (anticongelante) y soluciones de amina	0.00035
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

Nota: Son equivalentes, $\frac{m^2 K}{W} = \frac{m^2 \text{°C}}{W}$

Anexo 8. Valor estimado del coeficiente global de transferencia de calor para carcasa y tubos

Hot Side	Cold Side	Overall <i>U</i>	
		W/m ² K	Btu/h ft ² °F
<i>Condensers</i>			
Steam (pressure)	Water	2000–4000	350–750
Steam (vacuum)	Water	1700–3400	300–600
Saturated organic solvents (atmospheric)	Water	600–1200	100–200
Saturated organic solvents (vacuum some noncondensable)	Water-brine	300–700	50–120
Organic solvents (atmospheric and high noncondensable)	Water-brine	100–500	20–80
Organic solvents (vacuum and high noncondensable)	Water-brine	60–300	10–50
Low boiling hydrocarbons (atmospheric)	Water	400–1200	80–200
High boiling hydrocarbons (vacuum)	Water	60–200	10–30
<i>Heaters</i>			
Steam	Water	1500–4000	250–750
Steam	Light oils	300–900	50–150
Steam	Heavy oils	60–400	10–80
Steam	Organic solvents	600–1200	100–200
Steam	Gases	30–300	5–50
Dowtherm	Gases	20–200	4–40
Dowtherm	Heavy oils	50–400	8–60
<i>Evaporators</i>			
Steam	Water	2000–4000	350–750
Steam	Organic solvents	600–1200	100–200
Steam	Light oils	400–1000	80–180
Steam	Heavy oils (vacuum)	150–400	25–75
Water	Refrigerants	400–900	75–150
Organic solvents	Refrigerants	200–600	30–100
<i>Heat exchangers (no change of state)</i>			
Water	Water	900–1700	150–300
Organic solvents	Water	300–900	50–150
Gases	Water	20–300	3–50
Light oils	Water	400–900	60–160
Heavy oils	Water	60–300	10–50
Organic solvents	Light oil	100–400	20–70
Water	Brine	600–1200	100–200
Organic solvents	Brine	200–500	30–90
Gases	Brine	20–300	3–50
Organic solvents	Organic solvents	100–400	20–60
Heavy oils	Heavy oils	50–300	8–50

Nota: Son equivalentes, $\frac{W}{m^2 K} = \frac{W}{m^2 ^\circ C}$

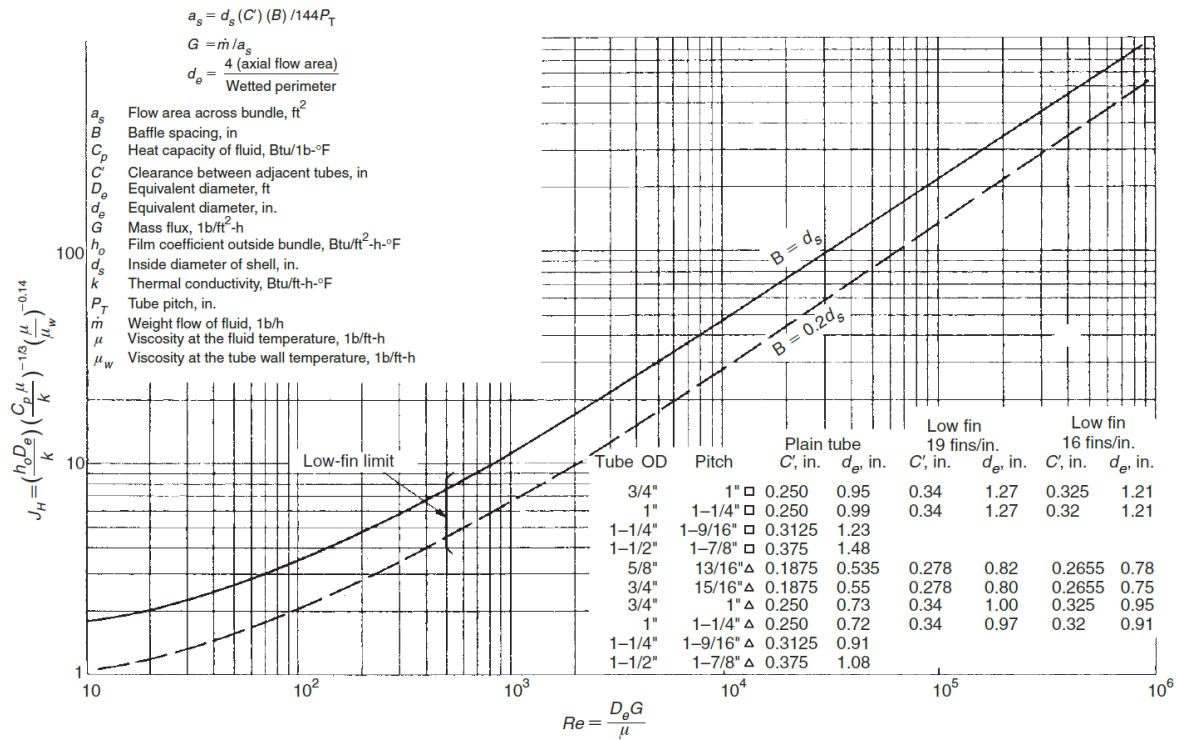
Anexo 9. Dimensiones de tubería para intercambiador de calor y condensador

Tube OD (in.)	BWG	Tube ID ^a (in.)	Internal area ^b (in. ²)	External surface per foot length ^c (ft ² /ft)	OD ID
1/2	16	0.370	0.1075	0.1309	1.351
	18	0.402	0.1269	0.1309	1.244
	20	0.430	0.1452	0.1309	1.163
	22	0.444	0.1548	0.1309	1.126
5/8	12	0.407	0.1301	0.1636	1.536
	13	0.435	0.1486	0.1636	1.437
	14	0.459	0.1655	0.1636	1.362
	15	0.481	0.1817	0.1636	1.299
	16	0.495	0.1924	0.1636	1.263
	17	0.509	0.2035	0.1636	1.228
	18	0.527	0.2181	0.1636	1.186
	19	0.541	0.2299	0.1636	1.155
	20	0.555	0.2419	0.1636	1.126
	3/4	10	0.482	0.1825	0.1963
11		0.510	0.2043	0.1963	1.471
12		0.532	0.2223	0.1963	1.410
13		0.560	0.2463	0.1963	1.339
14		0.584	0.2679	0.1963	1.284
15		0.606	0.2884	0.1963	1.238
16		0.620	0.3019	0.1963	1.210
17		0.634	0.3157	0.1963	1.183
18		0.652	0.3339	0.1963	1.150
20		0.680	0.3632	0.1963	1.103
7/8	10	0.607	0.2894	0.2291	1.442
	11	0.635	0.3167	0.2291	1.378
	12	0.657	0.3390	0.2291	1.332
	13	0.685	0.3685	0.2291	1.277
	14	0.709	0.3948	0.2291	1.234
	15	0.731	0.4197	0.2291	1.197
	16	0.745	0.4359	0.2291	1.174
	17	0.759	0.4525	0.2291	1.153
	18	0.777	0.4742	0.2291	1.126
	20	0.805	0.5090	0.2291	1.087
1.0	8	0.670	0.3526	0.2618	1.493
	10	0.732	0.4208	0.2618	1.366
	11	0.760	0.4536	0.2618	1.316
	12	0.782	0.4803	0.2618	1.279
	13	0.810	0.5153	0.2618	1.235
	14	0.834	0.5463	0.2618	1.199
	15	0.856	0.5755	0.2618	1.168
	16	0.870	0.5945	0.2618	1.149
	18	0.902	0.6390	0.2618	1.109
	20	0.930	0.6793	0.2618	1.075

Anexo 10. Número de tubos para d_{ext} de 1 in, Pt de 1.25 in y arreglo cuadrado

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	17	12	8	12	14	8	6
10	30	30	16	18	30	24	12
12	52	48	42	24	44	40	32
13¼	61	56	52	50	60	48	44
15¼	85	78	62	64	80	72	74
17¼	108	108	104	96	104	100	100
19¼	144	136	130	114	132	132	120
21¼	173	166	154	156	172	168	148
23¼	217	208	194	192	212	204	198
25	252	240	230	212	244	240	230
27	296	280	270	260	290	284	274
29	345	336	310	314	340	336	328
31	402	390	366	368	400	384	372
33	461	452	432	420	456	444	440
35	520	514	494	484	518	504	502
37	588	572	562	548	584	576	566
39	661	640	624	620	664	644	640
42	776	756	738	724	764	748	750
45	900	882	862	844	902	880	862
48	1029	1016	984	972	1028	1008	1004
54	1310	1296	1268	1256	1320	1296	1284
60	1641	1624	1598	1576	1634	1616	1614

Anexo 11. Correlación para el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa



Anexo 12. Propiedades de los metales sólidos

Propiedades a 20°C		Densidad	Calor	Conduct.	Difusividad	Conductividad térmica en (W/m°C) a la temperatura en °C:								
Aleaciones	Composición	ρ	especif	k	α × 10 ⁵	-100	0°C	100	200	300	400	600	800	1000
		Kg/m ³	J/kg°C	W/m°C	m ² /seg									
Duraluminio	94-96% Al; 3-5% Cu	2787	833	164	6,680	126	159	182	194					
Siluminio	87% Al; 1,33% Si	2659	871	164	7,100	119	137	144	152	161				
Alusil	80% Al; 20% Si	2627	854	161	7,172	144	157	168	175	178				
Al-Mg-Si	97% Al; 1% Mg; 1% Si	2707	8922	177	7,311		175	189	204					
Bronce de aluminio	95% Cu; 5% Al	8666	410	83	2,330									
Bronce	75% Cu; 25% Sn	8666	343	26	0,860									
Latón rojo	85% Cu; 9% Sn; 6% Zn	8714	385	61	1,804		59	71						
Latón	70% Cu; 30% Zn	8522	385	111	3,412	88		128	144	147	147			
Plata alemana	62% Cu; 15% Ni; 22% Zn	8618	394	24,9	0,733	19,2		31	40	45	48			
Constantán	60% Cu; 40% Ni	8922	410	22,7	0,612	21		22	26					
Fundición	4% C	7272	420	52	1,702									
Acero al carbono	0,5% C	7833	465	54	1,474		55	52	48	45	42	35	31	29
	1% C	7801	473	43	1,172		43	43	42	40	36	33	29	28
	1,5% C	7753	486	36	0,970		36	36	36	35	33	31	28	28
Acero al cromo	1% Cr	7865	460	61	1,665		62	55	52	47	42	36	33	33
	5% Cr	7833	460	40	1,110		40	38	36	36	33	29	29	29
	20% Cr	7689	460	40	1,11		22	22	22	22	24	24	26	29

Anexo 13. Dimensión para las boquillas

Shell size, inches	Nominal nozzle diameter, inches
4–10	2
12–17.25	3
19.25–21.25	4
23–29	6
31–37	8
39–42	10

Anexo 14. Propiedades de las tuberías de acero

Nominal pipe size (in.)	Outside diameter (in.)	Schedule No.	Wall thickness (in.)	Inside diameter (in.)	Cross-sectional area		Circumference (ft) or surface (ft ² /ft of length)		Capacity at 1 ft/s velocity		Weight of plain-end pipe (lb/ft)
					Metal (in. ²)	Flow (ft ²)	Outside	Inside	US gal/min	lb/h water	
1/8	0.405	10S	0.049	0.307	0.055	0.00051	0.106	0.0804	0.231	115.5	0.19
		40ST, 40S	0.068	0.269	0.072	0.00040	0.106	0.0705	0.179	89.5	0.24
		80XS, 80S	0.095	0.215	0.093	0.00025	0.106	0.0563	0.113	56.5	0.31
1/4	0.540	10S	0.065	0.410	0.097	0.00092	0.141	0.107	0.412	206.5	0.33
		40ST, 40S	0.088	0.364	0.125	0.00072	0.141	0.095	0.323	161.5	0.42
		80XS, 80S	0.119	0.302	0.157	0.00050	0.141	0.079	0.224	112.0	0.54
3/8	0.675	10S	0.065	0.545	0.125	0.00162	0.177	0.143	0.727	363.5	0.42
		40ST, 40S	0.091	0.493	0.167	0.00133	0.177	0.129	0.596	298.0	0.57
		80XS, 80S	0.126	0.423	0.217	0.00098	0.177	0.111	0.440	220.0	0.74
1/2	0.840	5S	0.065	0.710	0.158	0.00275	0.220	0.186	1.234	617.0	0.54
		10S	0.083	0.674	0.197	0.00248	0.220	0.176	1.112	556.0	0.67
		40ST, 40S	0.109	0.622	0.250	0.00211	0.220	0.163	0.945	472.0	0.85
		80XS, 80S	0.147	0.546	0.320	0.00163	0.220	0.143	0.730	365.0	1.09
		160	0.188	0.464	0.385	0.00117	0.220	0.122	0.527	263.5	1.31
		XX	0.294	0.252	0.504	0.00035	0.220	0.066	0.155	77.5	1.71
3/4	1.050	5S	0.065	0.920	0.201	0.00461	0.275	0.241	2.072	1036.0	0.69
		10S	0.083	0.884	0.252	0.00426	0.275	0.231	1.903	951.5	0.86
		40ST, 40S	0.113	0.824	0.333	0.00371	0.275	0.216	1.665	832.5	1.13
		80XS, 80S	0.154	0.742	0.433	0.00300	0.275	0.194	1.345	672.5	1.47
		160	0.219	0.612	0.572	0.00204	0.275	0.160	0.917	458.5	1.94
		XX	0.308	0.434	0.718	0.00103	0.275	0.114	0.461	230.5	2.44
1	1.315	5S	0.065	1.185	0.255	0.00768	0.344	0.310	3.449	1725	0.87
		10S	0.109	1.097	0.413	0.00656	0.344	0.287	2.946	1473	1.40
		40ST, 40S	0.133	1.049	0.494	0.00600	0.344	0.275	2.690	1345	1.68
		80XS, 80S	0.179	0.957	0.639	0.00499	0.344	0.250	2.240	1120	2.17
		160	0.250	0.815	0.836	0.00362	0.344	0.213	1.625	812.5	2.84
		XX	0.358	0.599	1.076	0.00196	0.344	0.157	0.878	439.0	3.66
1 1/4	1.660	5S	0.065	1.530	0.326	0.01277	0.435	0.401	5.73	2865	1.11
		10S	0.109	1.442	0.531	0.01134	0.435	0.378	5.09	2545	1.81
		40ST, 40S	0.140	1.380	0.668	0.01040	0.435	0.361	4.57	2285	2.27
		80XS, 80S	0.191	1.278	0.881	0.00891	0.435	0.335	3.99	1995	3.00
		160	0.250	1.160	1.107	0.00734	0.435	0.304	3.29	1645	3.76
		XX	0.382	0.896	1.534	0.00438	0.435	0.235	1.97	985	5.21
1 1/2	1.900	5S	0.065	1.770	0.375	0.01709	0.497	0.463	7.67	3835	1.28
		10S	0.109	1.682	0.614	0.01543	0.497	0.440	6.94	3465	2.09
		40ST, 40S	0.145	1.610	0.800	0.01414	0.497	0.421	6.34	3170	2.72
		80XS, 80S	0.200	1.500	1.069	0.01225	0.497	0.393	5.49	2745	3.63
		160	0.281	1.338	1.429	0.00976	0.497	0.350	4.38	2190	4.86
		XX	0.400	1.100	1.885	0.00660	0.497	0.288	2.96	1480	6.41
2	2.375	5S	0.065	2.245	0.472	0.02749	0.622	0.588	12.34	6170	1.61
		10S	0.109	2.157	0.776	0.02538	0.622	0.565	11.39	5695	2.64
		40ST, 40S	0.154	2.067	1.075	0.02330	0.622	0.541	10.45	5225	3.65
		80ST, 80S	0.218	1.939	1.477	0.02050	0.622	0.508	9.20	4600	5.02
		160	0.344	1.687	2.195	0.01552	0.622	0.436	6.97	3485	7.46
		XX	0.436	1.503	2.656	0.01232	0.622	0.393	5.53	2765	9.03
2 1/2	2.875	5S	0.083	2.709	0.728	0.04003	0.753	0.709	17.97	8985	2.48
		10S	0.120	2.635	1.039	0.03787	0.753	0.690	17.00	8500	3.53
		40ST, 40S	0.203	2.469	1.704	0.03322	0.753	0.647	14.92	7460	5.79
		80XS, 80S	0.276	2.323	2.254	0.02942	0.753	0.608	13.20	6600	7.66
		160	0.375	2.125	2.945	0.02463	0.753	0.556	11.07	5535	10.01
		XX	0.552	1.771	4.028	0.01711	0.753	0.464	7.68	3840	13.70
3	3.500	5S	0.083	3.334	0.891	0.06063	0.916	0.873	27.21	13,605	3.03
		10S	0.120	3.260	1.274	0.05796	0.916	0.853	26.02	13,010	4.33
		40ST, 40S	0.216	3.068	2.228	0.05130	0.916	0.803	23.00	11,500	7.58
		80XS, 80S	0.300	2.900	3.016	0.04587	0.916	0.759	20.55	10,275	10.25
		160	0.438	2.624	4.213	0.03755	0.916	0.687	16.86	8430	14.31

Anexo 15. Continuación del Anexo 14

Nominal pipe size (in.)	Outside diameter (in.)	Schedule No.	Wall thickness (in.)	Inside diameter (in.)	Cross-sectional area		Circumference (ft) or surface (ft ² /ft of length)		Capacity at 1 ft/s velocity		Weight of plain-end pipe (lb/ft)
					Metal (in. ²)	Flow (ft ²)	Outside	Inside	US gal/min	lb/h water	
4	4.5	5S	0.083	4.334	1.152	0.10245	1.178	1.135	46.0	23,000	3.92
		10S	0.120	4.260	1.651	0.09898	1.178	1.115	44.4	22,200	5.61
		40ST, 40S	0.237	4.026	3.17	0.08840	1.178	1.054	39.6	19,800	10.79
		80XS, 80S	0.337	3.826	4.41	0.07986	1.178	1.002	35.8	17,900	14.98
		120	0.438	3.624	5.58	0.07170	1.178	0.949	32.2	16,100	18.98
		160	0.531	3.438	6.62	0.06647	1.178	0.900	28.9	14,450	22.52
		XX	0.674	3.152	8.10	0.05419	1.178	0.825	24.3	12,150	27.54
5	5.563	5S	0.109	5.345	1.87	0.1558	1.456	1.399	69.9	34,950	6.36
		10S	0.134	5.295	2.29	0.1529	1.456	1.386	68.6	34,300	7.77
		40ST, 40S	0.258	5.047	4.30	0.1390	1.456	1.321	62.3	31,150	14.62
		80XS, 80S	0.375	4.813	6.11	0.1263	1.456	1.260	57.7	28,850	20.78
		120	0.500	4.563	7.95	0.1136	1.456	1.195	51.0	25,500	27.04
		160	0.625	4.313	9.70	0.1015	1.456	1.129	45.5	22,750	32.96
		XX	0.750	4.063	11.34	0.0900	1.456	1.064	40.4	20,200	38.55
6	6.625	5S	0.109	6.407	2.23	0.2239	1.734	1.677	100.5	50,250	7.60
		10S	0.134	6.357	2.73	0.2204	1.734	1.664	98.9	49,450	9.29
		40ST, 40S	0.280	6.065	5.58	0.2006	1.734	1.588	90.0	45,000	18.97
		80XS, 80S	0.432	5.761	8.40	0.1810	1.734	1.508	81.1	40,550	28.57
		120	0.562	5.501	10.70	0.1650	1.734	1.440	73.9	36,950	36.42
		160	0.719	5.187	13.34	0.1467	1.734	1.358	65.9	32,950	45.34
		XX	0.864	4.897	15.64	0.1308	1.734	1.282	58.7	29,350	53.16
8	8.625	5S	0.109	8.407	2.915	0.3855	2.258	2.201	173.0	86,500	9.93
		10S	0.148	8.329	3.941	0.3784	2.258	2.180	169.8	84,900	13.40
		20	0.250	8.125	6.578	0.3601	2.258	2.127	161.5	80,750	22.36
		30	0.277	8.071	7.265	0.3553	2.258	2.113	159.4	79,700	24.70
		40ST, 40S	0.322	7.981	8.399	0.3474	2.258	2.089	155.7	77,850	28.55
		60	0.406	7.813	10.48	0.3329	2.258	2.045	149.4	74,700	35.66
		80XS, 80S	0.500	7.625	12.76	0.3171	2.258	1.996	142.3	71,150	43.39
		100	0.594	7.437	14.99	0.3017	2.258	1.947	135.4	67,700	50.93

Anexo 16. Composición del gas natural en el Perú

COMPONENTE	NOMENCLATURA	COMPOSICIÓN MÁSCICA (%)
Metano	CH ₄	95.08
Etano	C ₂ H ₆	2.14
Propano	C ₃ H ₈	0.29
Butano	C ₄ H ₁₀	0.11
Pentano	C ₅ H ₁₂	0.04
Hexano	C ₆ H ₁₄	0.01
Nitrógeno	N ₂	1.94
Gas carbónico	CO ₂	0.39

Anexo 17. Cotización de algunos materiales evaluados en la empresa 3AAMSEQ S.A.

R.U.C. : 20608931156
 SRES. : CLIENTES VARIOS CHIMBOTE
 RUC. : 99999999
 DIRECCIÓN : AV. VICTOR RAUL HAYA DE LA TORRE 2121 Chimbote -
 ATENCIÓN : Yulissa Cardoso - CHIM

FECHA : 03/05/2022
 HORA : 8:54

A continuación le presentamos el presupuesto solicitado por Uds. Te agradecemos por la confianza y elección de acompañarnos en la realización de tus proyectos. 3A AMSEQ

CODIGO	CANT.	UNIDAD	DESCRIPCION DE ARTICULO	P. UNIT.	IMPORTE
ABA032	2,00	PZA	PLANCHA LAC(3/16)4.4x1200x2400mm	540,00	1.080,00
ABA020	1,00	PZA	PLANCHA LAC(1/2)12.0x1200x2400mm	1.680,00	1.680,00
ABA026	2,00	PZA	PLANCHA LAC(1/4)5.9x1200x2400mm	770,00	1.540,00
ACG110	1,00	PZA	TUBO SCH 40 SC/A53/106/2"x6.0mt	210,00	210,00
ACG150	1,00	PZA	TUBO SCH 40 SC/A53/106/5"x6.0mt	795,00	795,00

220503399

Peso Total = 900,17 Kg

CINCO MIL TRESCIENTOS CINCO Y 00/100 Soles

VALOR VENTA S/ 4,495.76 I.G.V. = S/ 809.24 TOTAL = S/ 5,305.00

Anexo 18. Presupuesto de construcción del intercambiador de calor

MATERIAL RECUPERADOR DE CALOR	UNIDAD	P. UNITARIO (s/.)	PRECIO TOTAL (s/.)
Plancha LAC (3/16)4.4x1200x2400mm	2	540.00	1080.00
Plancha LAC (1/2)12x1200x2400mm	1	1680.00	1680.00
Plancha LAC (1/4)5.9x1200x2400mm	2	770.00	1540.00
TUBO SCH 40 SC/A53/106/1"x6.0m	15	110.00	1650.00
TUBO SCH 40 SC/A53/106/2"x6.0m	1	210.00	210.00
TUBO SCH 40 SC/A54/106/5"x6.0m	1	795.00	795.00
Perno 5/8"x2 1/4" más Tuerca 5/8" Grado 8	16	12.00	192.00
1Kg Electrodo 7011	5	20.00	100.00
1Kg Electrodo 7018	5	20.00	100.00
Sensor de Temperatura	1	200.00	200.00
Aislamiento térmico lana mineral de roca 3/8"x1200x3000mm	1	180.00	180.00
MANO DE OBRA (ÁREA DE MANTENIMIENTO)			
Costo mano de obra	3	3000.00	9000.00
SUPERVISIÓN (SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO)			
Costo supervisión	1	6000.00	6000.00
TOTAL			22727.00

Anexo 19. Plano explosionado del intercambiador de calor

Anexo 20. Plano PIEZA 01

Anexo 21. Plano PIEZA 02

Anexo 22. Plano PIEZA 03

Anexo 23. Plano PIEZA 04

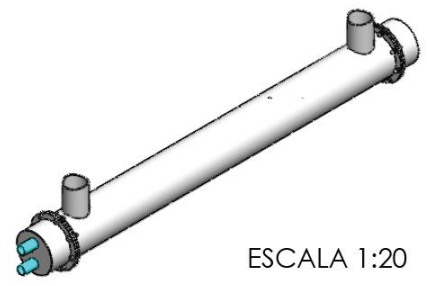
Anexo 24. Plano PIEZA 05

Anexo 25. Plano PIEZA 06

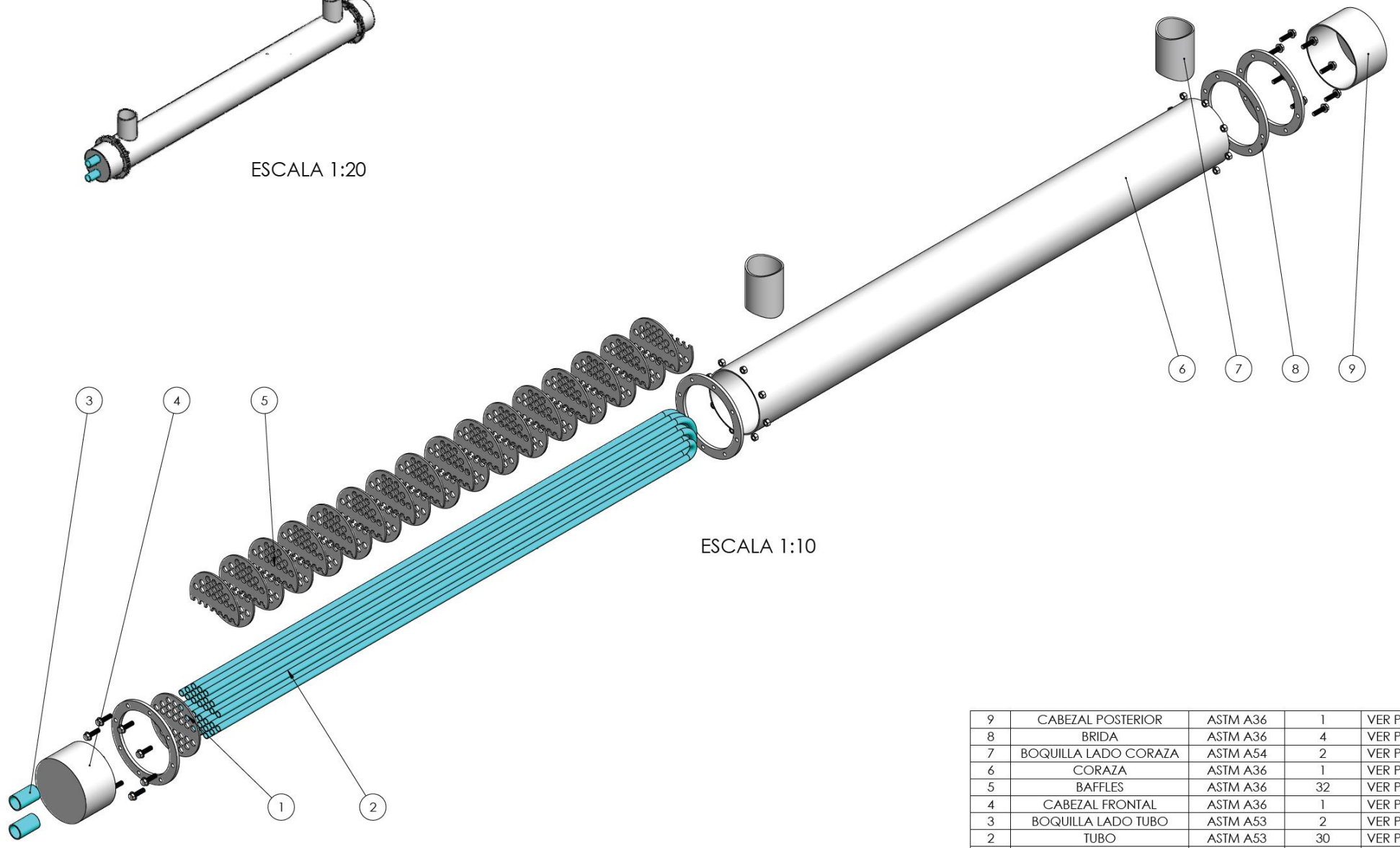
Anexo 26. Plano PIEZA 07

Anexo 27. Plano PIEZA 08

Anexo 28. Plano PIEZA 09



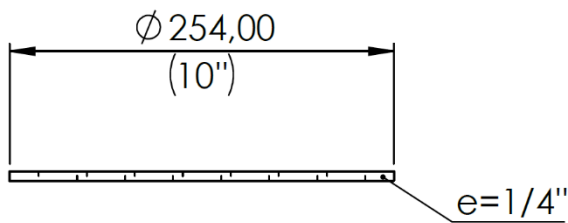
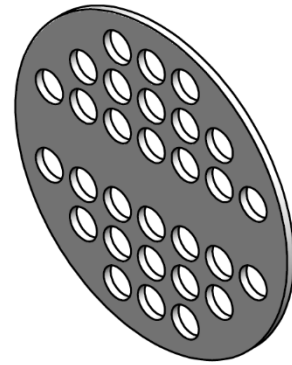
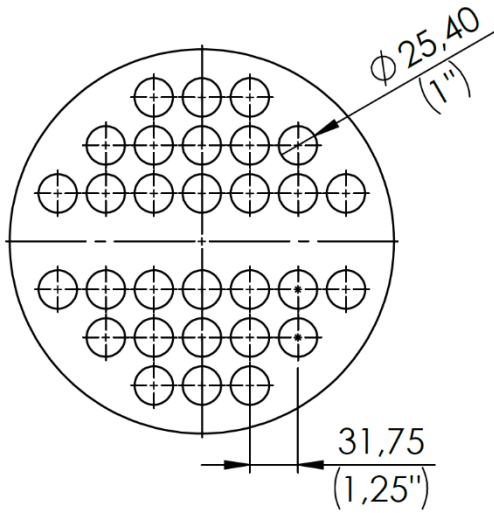
ESCALA 1:20



ESCALA 1:10

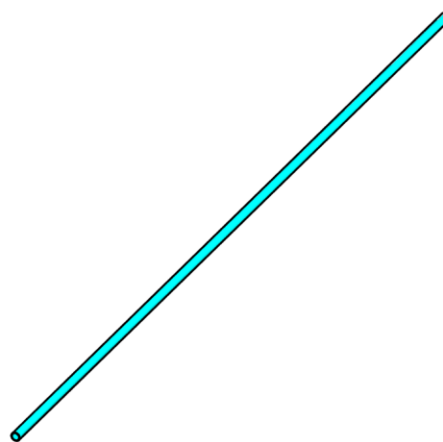
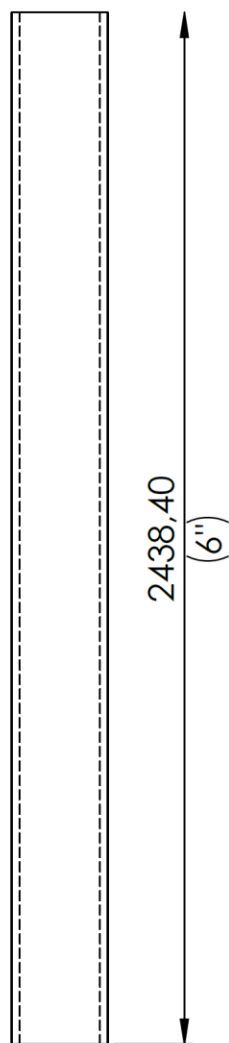
9	CABEZAL POSTERIOR	ASTM A36	1	VER PLANO 10
8	BRIDA	ASTM A36	4	VER PLANO 09
7	BOQUILLA LADO CORAZA	ASTM A54	2	VER PLANO 08
6	CORAZA	ASTM A36	1	VER PLANO 07
5	BAFFLES	ASTM A36	32	VER PLANO 06
4	CABEZAL FRONTAL	ASTM A36	1	VER PLANO 03
3	BOQUILLA LADO TUBO	ASTM A53	2	VER PLANO 02
2	TUBO	ASTM A53	30	VER PLANO 05
1	ESPEJO	ASTM A36	1	VER PLANO 04
PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	OBSERVACIÓN
	DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MÉCANICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
	REVISADO	11-05-2021	Oswaldo Cruzate	
ESCALA:	PROYECTO:	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS		Nº PLANO: 01

PIEZA 01

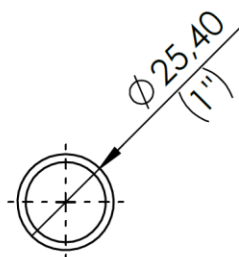


		FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MECÁNICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
	DIBUJADO	11-06-2021	Oswaldo Cruzate	
	REVISADO			
ESCALA: 1:5	PROYECTO: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS			Nº PLANO: 04

PIEZA 02



ESCALA 1:20



ESCALA 1:2

	FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MECÁNICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
DIBUJADO	11-06-2021	Oswaldo Cruzate	
REVISADO			

ESCALA:

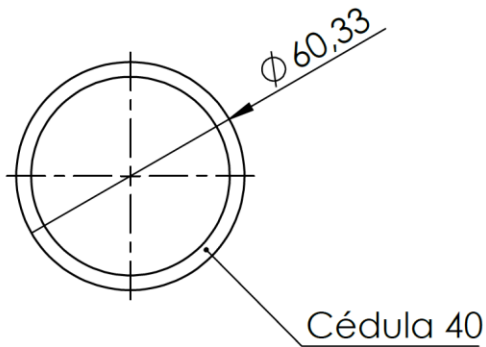
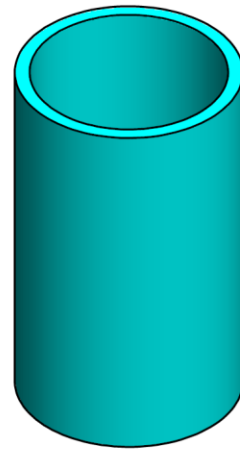
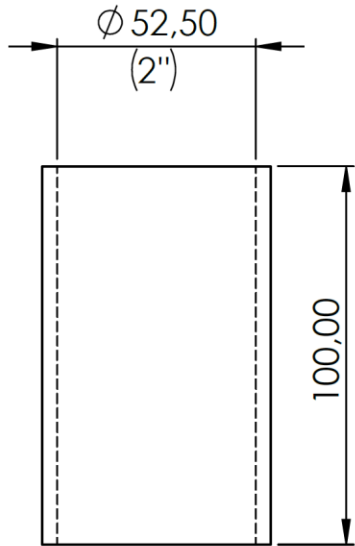
PROYECTO:

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

Nº PLANO:

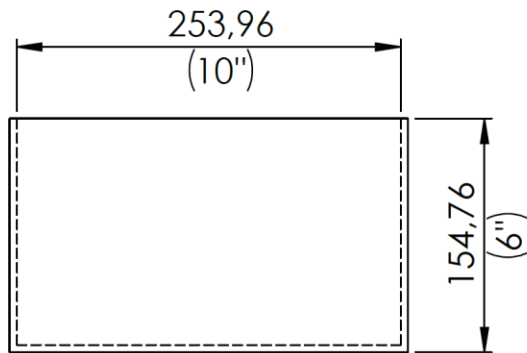
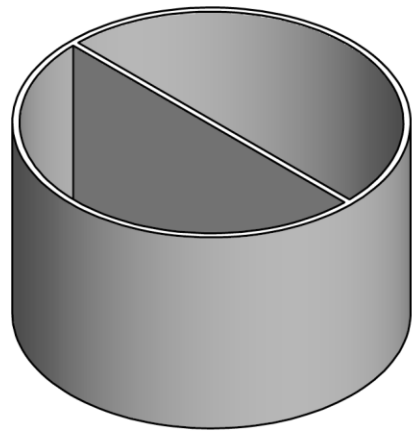
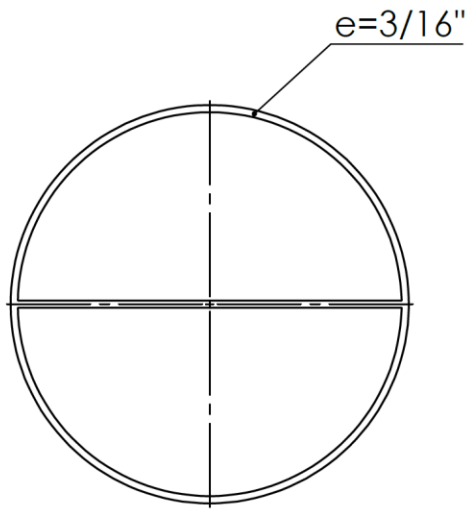
05

PIEZA 03



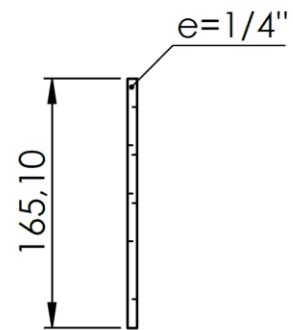
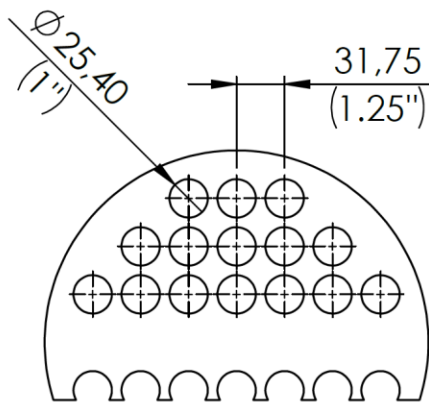
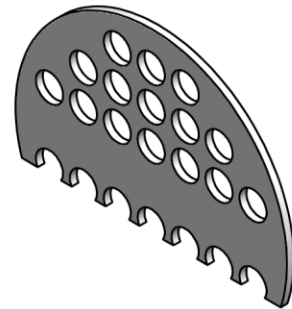
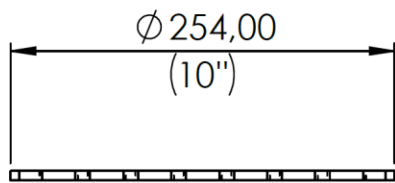
A		FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MECÁNICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
	DIBUJADO	11-06-2021	Oswaldo Cruzate	
	REVISADO			
	ESCALA: 1:2	PROYECTO: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS		Nº PLANO: 02

PIEZA 04



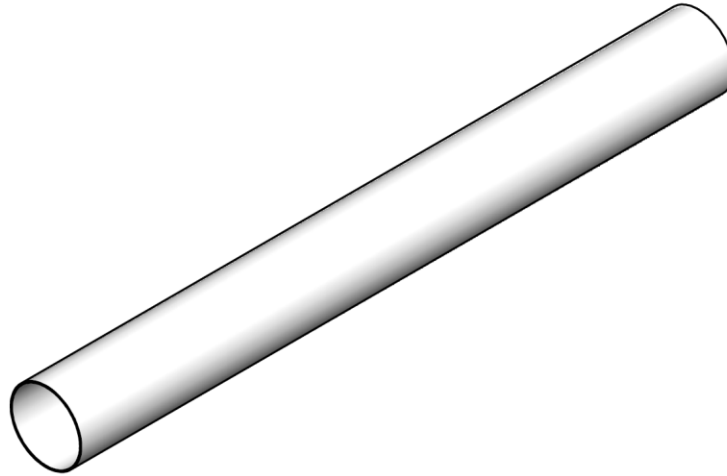
A		FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MECÁNICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
	DIBUJADO	11-06-2021	Oswaldo Cruzate	
	REVISADO			
ESCALA: 1:5	PROYECTO: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS			Nº PLANO: 03

PIEZA 05

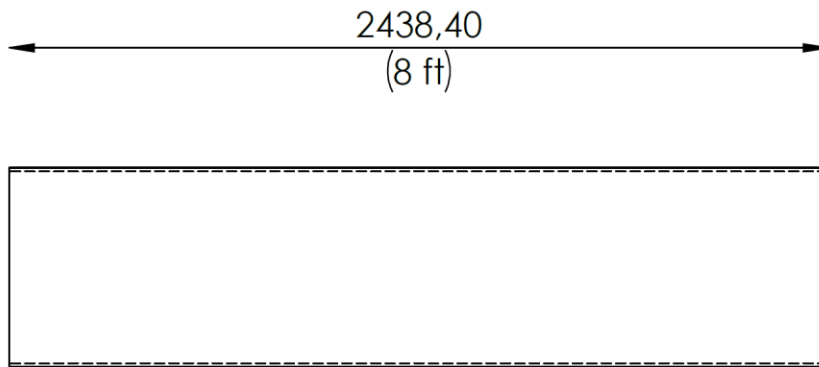


		FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MECÁNICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
	DIBUJADO	11-06-2021	Oswaldo Cruzate	
	REVISADO			
ESCALA: 1:5	PROYECTO: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS			Nº PLANO: 06

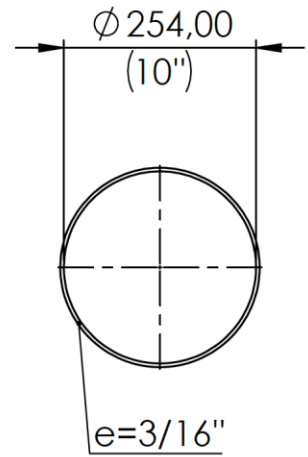
PIEZA 06



ESCALA 1:20

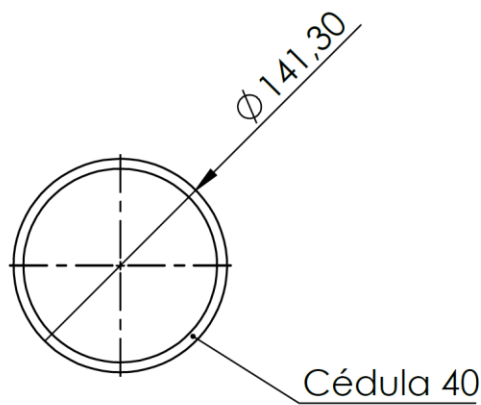
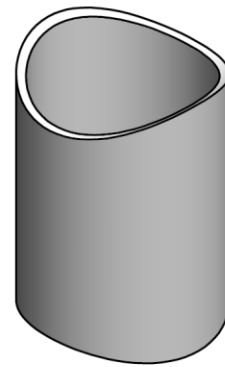
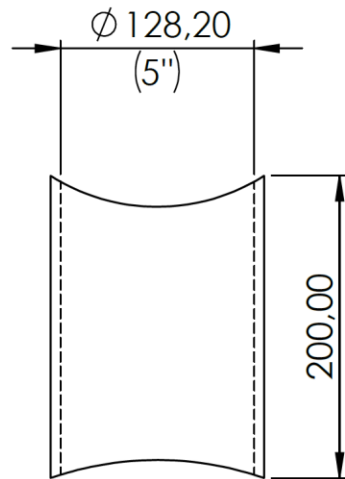


ESCALA 1:10



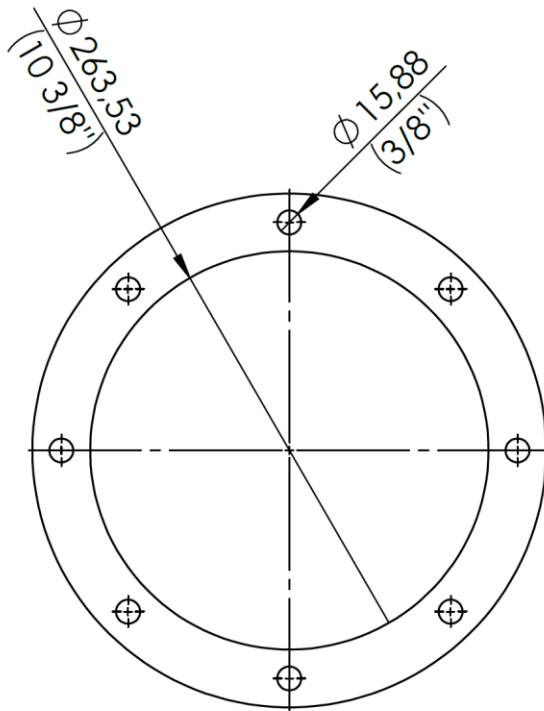
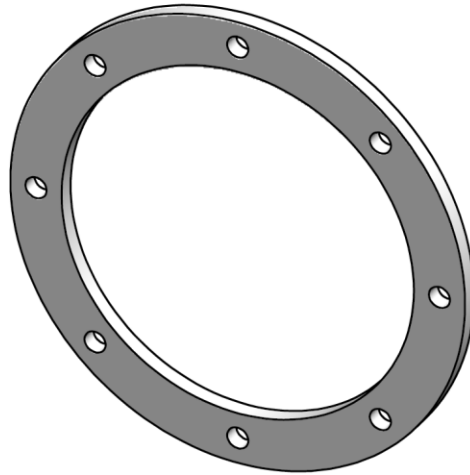
A		FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MECÁNICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
	DIBUJADO	11-06-2021	Oswaldo Cruzate	
	REVISADO			
	ESCALA:	PROYECTO: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS		Nº PLANO: 07

PIEZA 07



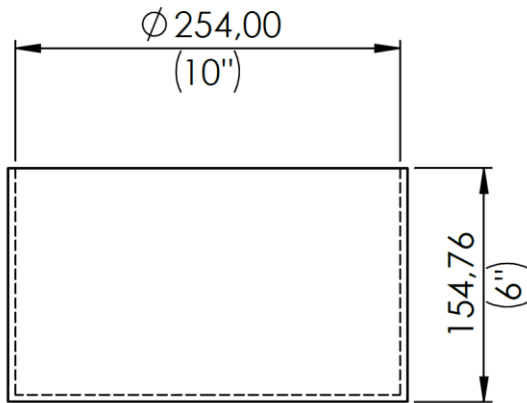
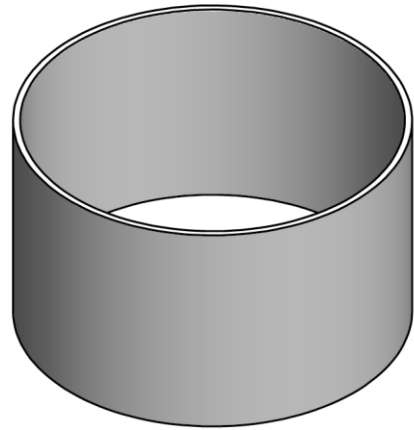
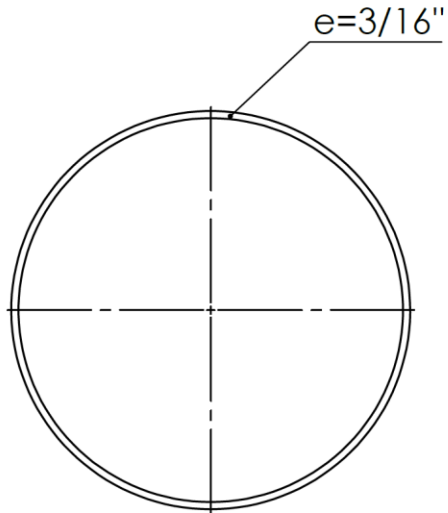
A		FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MECÁNICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
	DIBUJADO	11-06-2021	Oswaldo Cruzate	
	REVISADO			
	ESCALA: 1:5	PROYECTO: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS		Nº PLANO: 08

PIEZA 08



A		FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MECÁNICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
	DIBUJADO	11-06-2021	Oswaldo Cruzate	
	REVISADO			
	ESCALA: 1:5	PROYECTO: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS		Nº PLANO: 09

PIEZA 09



		FECHA	NOMBRE	ESCUELA: MECÁNICA ELÉCTRICA CHICLAYO - PERÚ
	DIBUJADO	11-06-2021	Oswaldo Cruzate	
	REVISADO			
ESCALA: 1:5	PROYECTO: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS			Nº PLANO: 10

Anexo 29. Carta de presentación



Universidad
César Vallejo

"AÑO DEL FORTALECIMIENTO DE LA SOBERANÍA NACIONAL"

Chiclayo, 10 de mayo de 2022

Señor(a)
MIGUEL TAPIA ALVARADO
SUPERVISOR CHI
AUSTRAL GROUP S.A.A.
Av. Villa del Mar 785 - Coishco

Asunto: Autorizar para la ejecución del Proyecto de Investigación de Ingeniería Mecánica Eléctrica

De mi mayor consideración:

Es muy grato dirigirme a usted, para saludarlo muy cordialmente en nombre de la Universidad Cesar Vallejo Filial Chiclayo y en el mío propio, desearle la continuidad y éxitos en la gestión que viene desempeñando.

A su vez, la presente tiene como objetivo solicitar su autorización, a fin de que el(la) Bach. Carlos Oswaldo Cruzate Benites, con DNI 47167655, del Programa de Titulación para universidades no licenciadas, Taller de Elaboración de Tesis de la Escuela Académica Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, pueda ejecutar su investigación titulada: **"RECUPERACIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN EN CHIMENEA DEL CALDERO PARA REDUCIR GASTO DE COMBUSTIBLE EN EMPRESA AUSTRAL GROUP"**, en la institución que pertenece a su digna Dirección; agradeceré se le brinden las facilidades correspondientes.

Sin otro particular, me despido de Usted, no sin antes expresar los sentimientos de mi especial consideración personal.

Atentamente,

.....
Dr. JORGE ANTONIO INCISO VÁSQUEZ
COORDINADOR PT.IME UCV

Austral Group S.A.A.
Ing. Miguel Tapia Alvarado
Supervisor de Producción UCV

cc: Archivo PTUN

www.ucv.edu.pe





UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

Declaratoria de Autenticidad del Asesor

Yo, DANIEL CARRANZA MONTENEGRO, docente de la FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA de la UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO SAC - CHICLAYO, asesor de Tesis Completa titulada: "Recuperación de Gases de Combustión en Chimenea del Caldero para reducir gasto de combustible en Empresa Austral Group", cuyo autor es CRUZATE BENITES CARLOS OSWALDO, constato que la investigación tiene un índice de similitud de 29.00%, verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin, el cual ha sido realizado sin filtros, ni exclusiones.

He revisado dicho reporte y concluyo que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la Tesis Completa cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

En tal sentido, asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada, por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas vigentes de la Universidad César Vallejo.

CHICLAYO, 13 de Julio del 2022

Apellidos y Nombres del Asesor:	Firma
DANIEL CARRANZA MONTENEGRO DNI: 16477153 ORCID: 0000-0001-6743-6915	Firmado electrónicamente por: CCARRANZAMO1758 el 13-07-2022 14:37:06

Código documento Trilce: TRI - 0341673