

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

“Diseño de Supercalentador de la Planta de Vapor ubicada en el
Laboratorio de Termofluidos para Prácticas Experimentales”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Victor Fabricio Encarnación Iñiguez

Kevin Andrés Tobar Andrade

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

DEDICATORIA

En el presente trabajo agradezco a mis padres que siempre estuvieron presentes, amigos y compañeros que siempre me dieron su ayuda y el esfuerzo de los profesores para impartir su conocimiento.

Victor Fabricio Encarnación Iñiguez

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedico a mis padres, por su apoyo incondicional en los momentos más importantes de mi vida. A mis hermanos por sus consejos para cumplir mis metas. A mi novia por inspirarme a mejorar día a día y brindarme su apoyo en los momentos más importantes. Y a mi mascota por su fiel compañía en las noches de trabajo.

Kevin Andres Tobar Andrade

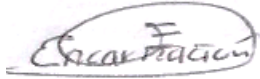
Agradecimiento

Mi más sincero agradecimiento al doctor Freddy Jervis por sus consejos y apoyo en mejorar en la realización del proyecto. Al Ing. Daniel Moreira por impartir sus conocimientos en el funcionamiento de planta de vapor.

Victor Encarnación y Kevin Tobar

DECLARACION EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Victor Fabricio Encarnación Iñiguez y Kevin Andrés Tobar Andrade y damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con fin de promover la consulta, difusión y uso público de producción intelectual”



Victor Fabricio Encarnación Iñiguez



Kevin Andres Tobar Andrade

EVALUADORES

M.Sc. Andrea Boero Vera

PROFESOR DE LA MATERIA

Freddy Jervis Calle, Ph. D

PROFERSOR TUTOR

RESUMEN

La planta de vapor ubicada en el laboratorio de termofluidos de ESPOL presenta un mal funcionamiento del supercalentador, el cual no entrega vapor en condiciones de funcionamiento aceptables, el cual podría causar graves daños en la turbina. Mediante una evaluación de la planta se determinó que existe un exceso de consumo de diésel; por tal motivo, se realizó un diseño de un supercalentador que cumpla con las condiciones de funcionamiento. La planta de vapor es utilizada para realizar prácticas experimentales en el área de termofluidos y transferencia de calor. Para la realización del proceso de diseño se consultó con normas internacionales como son TEMA y el código ASME que permiten que el diseño cumpla con los requerimientos de la planta. Por medio del análisis termodinámico se determinó la temperatura de entrada y salida, así mismo, los respectivos flujos másicos de cada uno de los fluidos respectivamente. Se determinó una eficiencia del supercalentador del 94% y una potencia máxima de funcionamiento de 34 [KW], lo cual permite que el vapor sobrecalentado este en los parámetros correspondientes para el funcionamiento de la turbina y, consecuentemente, la generación de la energía eléctrica. En resumen, el supercalentador logra que la transferencia de calor se realice de forma eficaz de los gases de combustión hacia el vapor saturado.

Palabras claves: Transferencia de calor, Supercalentador, Combustión, Temperatura.

ABSTRACT

The steam plant located in the thermofluids laboratory in ESPOL University presents malfunction of its superheater and does not deliver the steam in acceptable operating conditions, therefore, it might cause damage in the turbine. Through a thermodynamic evaluation of the plant, it has been determined that there is an excess of diesel consumption; for this reason, a design for a new superheater that delivers the desired operating conditions was carried out. The steam plant is used to carry out experimental practices in thermofluids and heat transfer applications. For the execution of the design process, international standards such as TEMA and ASME code are followed, which allow the design to comply with the requirements of the plant. By means of thermodynamic analysis, the inlet and outlet temperature were determined, as well as the respective mass flows of each of the fluids respectively. An efficiency of the superheater was determined to be 94% and a maximum operating power of 34 [KW], which allows the superheater to work in the corresponding parameters for the operation of the turbine and, consequently, the generation of electrical energy. In summary, the superheater ensures that heat transfer is carried out efficiently from the flue gases to the saturated steam.

Key words: Heat transfer, Superheater, Combustion, Temperature.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
ABREVIATURAS	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
INDICE DE FIGURAS	VIII
INDICE DE TABLAS	IX
INDICE DE PLANOS.....	X
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Definición del problema.....	1
1.2. Justificación del Proyecto.....	1
1.3. Objetivos.....	2
1.4. Marco Teórico	2
CAPÍTULO 2	8
2. METODOLOGÍA.....	8
2.1. Estado actual de la Planta (Línea base).....	8
2.2. Elaboración de diagrama PID.	10
2.3. Alternativas de Solución.....	12
2.4. Diseño térmico de supercalentador.....	14
2.5. Diseño de forma del Supercalentador.	23
2.6. Prediseño de supercalentador	27
2.7. Diseño mecánico del Supercalentador.....	32
2.8. Eficacia de Supercalentador.	36
CAPÍTULO 3	37
3. RESULTADOS	37

3.1. Resultados obtenidos del proceso de combustión.	37
3.2. Resultados obtenidos en proceso de optimización de supercalentador.	39
3.3. Resultados de diseño del supercalentador bajo normas técnicas.	42
3.4. Análisis de Resultados Obtenidos.....	44
3.5. Análisis Comparativo entre Supercalentador actual y Supercalentador diseñado.....	47
3.6. Análisis del total de los costos del supercalentador.	49
CAPÍTULO 4.....	54
4. Conclusiones y Recomendaciones.....	54
4.1. Conclusiones.....	54
4.2. Recomendaciones.....	55
Bibliografía.....	56

ABREVIATURAS

ESPOL:	Escuela Superior Politécnica del Litoral.
ASTM:	American Society of Testing and Materials.
NPFA:	National Fire Protection Association.
PID:	Program and Instrument Diagram.
LMTD:	Long mean Temperature difference.

SIMBOLOGÍA

GhW:	Gigavatio hora.
M:	Masa.
Y:	Fracción molar.
Cp:	Calor específico.
μ:	Viscosidad dinámica.
ρ:	Densidad.
k:	Conductividad térmica.
Pr:	Número de prandtl.
N:	Número de moles.
\dot{m}:	Gasto másico.
\dot{V}:	Gasto volumétrico.
v_{vapor}:	Velocidad de vapor.
A/C:	Relación aire combustible.
%EA:	Porcentaje de excedo de aire.
Φ:	Razón equivalente.
Tp:	Temperatura de la llama.
Tr:	Temperatura del combustible.
h:	Coefficiente de convección.
Tvs:	Temperatura de sobrecalentamiento.
\dot{Q}:	Flujo calorífico.
x:	Calidad de vapor.
ΔT_{tm}:	Long mean temperature difference.
Nt:	Número de tubos.
A:	Área.
Lt:	Longitud de la tubería.
d:	Diámetro

N_{pt} :	Número de pases de tubos.
\dot{E} :	Tasas de energía.
ΔT :	Diferencia de temperatura.
F :	Factor de corrección.
R :	Factor R.
S :	Factor S.
S_L :	Espacio horizontal entre centro y centro de tubería.
S_T :	Espacio vertical entre centro y centro de tubería.
U :	Coefficiente global de transferencia de calor.
D_s :	Diámetro de la coraza.
C_L :	Constante de arreglo de tubos.
C_{TP} :	Constante de acuerdo con el paso de tubos.
P_T :	Paso transversal.
\dot{m} :	Gasto másico.
Pr :	Número de Prandtl.
Nu :	Nusselt.
f :	Factor de fricción.
h_{fg} :	Entalpía de vaporización.
k :	Conductividad térmica.
R_f :	Factor de ensuciamiento.
Δp :	Caída de presión.
ε :	Eficacia.
e :	Espesor.
P :	Presión.
SE :	Resistencia permisible.

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Producción bruta energética porcentual nacional en el 2020.....	3
Figura 1.2. Producción de energía eléctrica en GWh Nacional en 2020.	4
Figura 1.3. Vista del quemador de combustible y bomba para la entrada de agua a la caldera, Lab. Termofluidos-ESPOL.	5
Figura 1.4. Vista de la Caldera, Lab- Termofluidos-ESPOL.....	5
Figura 1.5. Vista de la salida de vapor y gases de combustión.	6
Figura 1.6. Vista de la Turbina de Vapor y Generador.....	6
Figura 2.1. PID de la Planta de Vapor.	11
Figura 2.2. Diagrama de volúmenes de control en el supercalentador.	20
Figura 2.3. Diagrama T-S del proceso termodinámico e intercambio de calor.	22
Figura 2.4. Arreglo de tubos.	25
Figura 2.5. Configuración de intercambiador de calor de acuerdo con TEMA [7].	26
Figura 2.6. Diseño preliminar del Supercalentador.....	32
Figura 3.1. Gráfica de No. de tubos vs longitud de tubería.....	45
Figura 3.2. Gráfica de longitud de tubería vs Caída de Presión.....	46
Figura 3.3. Gráfico de No. de tubos vs área de transferencia de calor.	46
Figura 3.4. Gráfico porcentual de flujo calorífico requerido.....	47
Figura 3.5. Gráfica comparativa de Potencia Operacional.....	48
Figura 3.6. Gráfica Comparativa de eficacia de Supercalentadores.	49
Figura 3.7. Gráfica de Costo de fabricación número de tubos.	53

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Estado actual de Caldera.	8
Tabla 2.2. Estado Actual de Planta de Tratamiento de Agua.....	9
Tabla 2.3. Estado actual de Turbina.	9
Tabla 2.4. Estado actual de Supercalentador.	9
Tabla 2.5. Listado de equipos de planta de vapor.	11
Tabla 2.6. Matriz de selección.	13
Tabla 2.7. Propiedades físicas del combustible [2].	17
Tabla 2.8. Características de tubería.....	24
Tabla 2.9. Factores de ensuciamiento.....	31
Tabla 3.1. Resultados obtenidos en iteración.	40
Tabla 3.2. Caídas de Presión.	41
Tabla 3.3. Resultados del supercalentador.	43
Tabla 3.4. Resultados obtenidos del Supercalentador Actual.....	48
Tabla 3.5. Costos por partes y elementos.	49
Tabla 3.6. Costos fijos.	50
Tabla 3.7. Costos variables.	51
Tabla 3.8. Costo del supercalentador.	51
Tabla 3.9. Tabla de costos de operación de Planta de Vapor.....	51
Tabla 3.10. Tabla de mantenimiento Preventivo.....	52
Tabla 3.11. Tabla de mantenimiento Correctivo	52
Tabla 4.1. Factores de ensuciamiento.....	76

INDICE DE PLANOS

PLANO 1	Supercalentador.
PLANO 2	Arreglo de tubos.
PLANO 3	Coraza.
PLANO 4	Cabezales.
PLANO 5	Cabezales.
PLANO 6	Baffles y Compuertas

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Definición del problema

La planta de vapor que se encuentra ubicada en el laboratorio de termofluidos de la ESPOL está conformada por 10 equipos de uso didáctico para su funcionamiento, de los cuales cinco de ellos trabajan con vapor saturado y uno de ellos trabaja con vapor sobrecalentado, el vapor saturado es generado por la caldera que trabaja a 10 bar de presión y el vapor sobrecalentado es generado por medio del uso de un supercalentador.

El supercalentador actual presenta problemas de exceso de consumo de combustible representado un incremento de 0.5 [l] de diésel adicionales para la combustión, esto genera que aumente presión al interior del supercalentador debido al exceso de gases, provocando el levantamiento de la tapa que cubre la salida de los gases de combustión.

Debido a esta razón la turbina no se puede utilizar debido a la baja temperatura del vapor, dado a que si la turbina trabaja con vapor saturado podría provocar daños causado por el exceso de humedad en el vapor.

En la actualidad, no se puede hacer uso de planta debido a esta serie de problemas que presenta perjudicando al aprendizaje de los estudiantes politécnicos que no logran complementar las enseñanzas impartidas en las aulas con lo que sucede en el campo real, afectando sus conocimientos en las áreas de termodinámica y transferencia de calor.

1.2. Justificación del Proyecto

El proyecto busca beneficiar a los estudiantes politécnicos que hagan uso del laboratorio de termofluidos debido a las practicas que necesitan realizar para complementar sus conocimientos del componente práctico impartidos en las aulas de clase. Esto beneficiara a estudiantes de distintas carreras de la ESPOL como son: mecánica, mecatrónica, alimentos y materiales. Lo que nos da un promedio alrededor de 250 estudiantes por semestre, los cuales serán los

principales beneficiarios, mejorando sus conocimientos y habilidades como futuros ingenieros de ESPOL.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Diseñar el supercalentador del laboratorio de termofluidos para la realización de prácticas experimentales en las áreas de termodinámica y transferencia de calor.

1.3.2. Objetivos Específicos

1. Evaluar la línea base de la planta de vapor y sus componentes con el fin de revisar el estado de la planta de vapor.
2. Seleccionar y detallar instrumentación necesaria para mejorar equipos e infraestructura existente.
3. Diseñar el supercalentador de la planta de vapor en base al estudio previo de los requerimientos necesarios para el correcto funcionamiento del sistema.
4. Evaluar los costos de implementación de mejoras.

1.4. Marco Teórico

1.4.1. Importancia de la generación de Energía en el Ecuador.

La principal función de una central de vapor es la generación de energía, con la máxima eficiencia posible, de acuerdo con las características de cada equipo que conforma la planta. En la actualidad existe la tendencia de aprovechar las energías renovables, sin embargo, el uso de combustible fósil como fuente de energía es de total importancia en la actualidad debido al consumo energético que presenta nuestro país en la actualidad.

La energía eléctrica es de vital importancia para la vida diaria de los seres humanos, debido a que hace funcionar las fábricas y hogares permitiendo el funcionamiento de sus equipos electrónicos. La energía también brinda confort debido a que permite hacer uso de calefacción para épocas frías o aire acondicionado para épocas cálidas, lo cual ayuda a las personas a sobrellevar los distintos cambios del clima.

Existen datos científicos, de acuerdo con el programa de naciones unidas para el desarrollo, UNDP, el cual mide a través del índice de Desarrollo Humano, que los países con una mejor calidad de vida tienen un mayor consumo de energía eléctrica, por tanto, si se requiere el progreso y el desarrollo de nuestro país es importante que se desarrolle plantas de generación de energía eléctrica, como es el caso de las centrales térmicas, las cuales pueden abastecer de energía eléctrica a las grandes ciudades de nuestro país.

En el grafico 1.1, nos muestra que las centrales térmicas son la segunda fuente de energía del país, por tanto, tiene un papel de suma importancia y es necesario que se promueva su uso para abastecer de energía a las ciudades donde este recurso sea escaso.

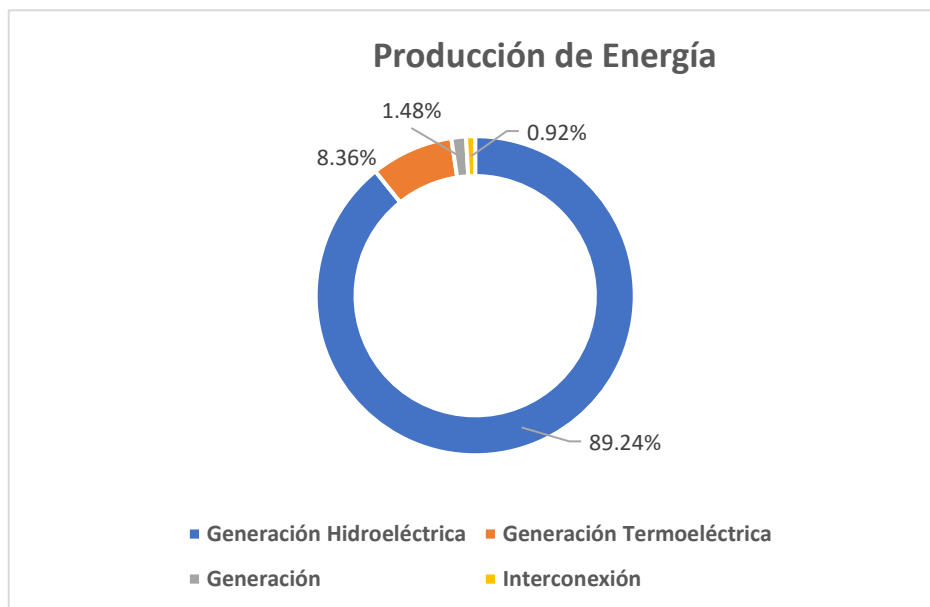


Figura 1.1. Producción bruta energética porcentual nacional en el 2020.

El grafico 1.2 muestra la producción de la energía en las principales centrales eléctricas del Ecuador, se puede apreciar que el aprovechamiento de los recursos hídricos para la producción de energía eléctrica es fundamental para el desarrollo del país, sin embargo, existen zonas rurales del país en donde la falta de recursos abunda por lo que las centrales termoeléctricas cumplen con abastecer las necesidades de las poblaciones más alejadas de nuestro país.

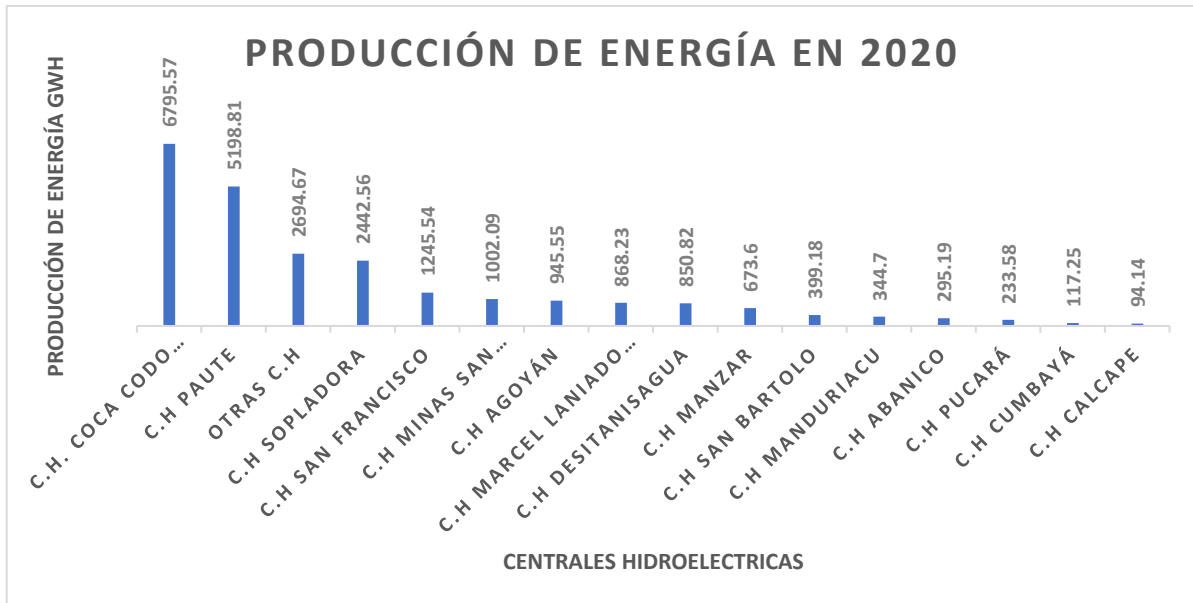


Figura 1.2. Producción de energía eléctrica en GWh Nacional en 2020.

El consumo de energía eléctrica seguirá en aumento a medida que el país se desarrolle, por tanto, las centrales termoeléctricas toman un papel fundamental ayudando al abastecimiento de las grandes ciudades, donde las centrales hidroeléctricas no logran cumplir con la energía necesaria del consumo de los habitantes.

1.4.2. Principales componentes de una planta de vapor.

Caldera.

Las calderas cumplen la función de calentar un fluido en estado líquido que se encuentra en contacto con una fuente de calor, que por lo general es la llama que se forma por la combustión de, por ejemplo, diésel. Esto se logra introduciendo los gases de combustión en el interior de las tuberías de la caldera (caldera acuotubular), por lo general, el combustible se combustiona por el quemador y los gases ingresan por los tubos los cuales se encuentran en el interior de la caldera. El vapor que se forma por la evaporación del fluido sale por una tubería ubicada en la parte superior de la caldera, continuando su recorrido hacia el supercalentador y posteriormente a la turbina.

A continuación, se muestra una vista de la caldera del laboratorio de termofluidos de ESPOL. Se logra ver el quemador de diésel (Figura 1.3) el

cual es suministrado desde un pequeño almacenamiento y llega por tubería al quemador. Se logra ver también la bomba a la entrada del fluido en la caldera que es la que se encarga de llevar el fluido a la presión deseada y posteriormente completar el ciclo por los demás equipos.

En la Figura 1.4 se logra ver la caldera y el arreglo de tuberías que es por donde pasan los gases de combustión llegando a la temperatura deseada para proveer energía al fluido que pasa por la turbina acoplada en serie al generador que produce energía eléctrica.

En la figura 1.5 se puede apreciar la chimenea por donde se liberan al ambiente los gases de combustión. Se logra ver el recorrido que hacen las tuberías con su respectivo aislamiento.

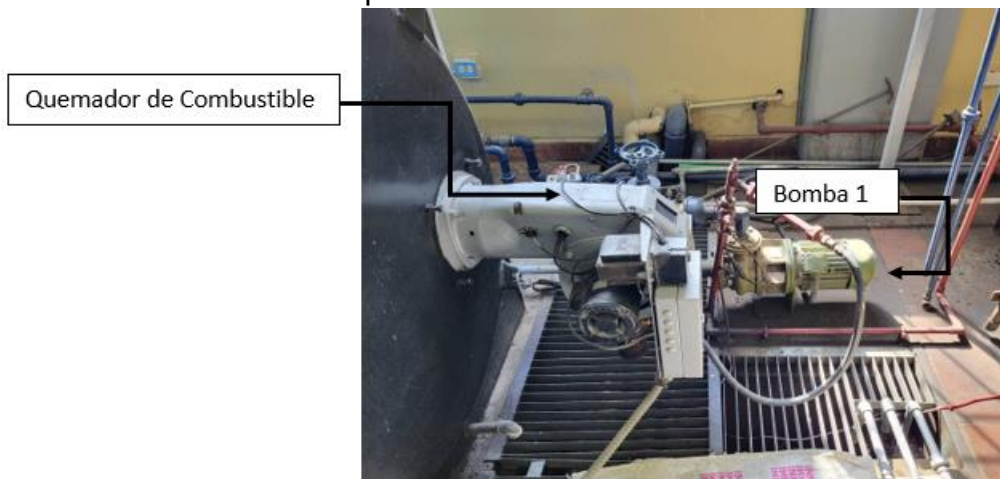


Figura 1.3. Vista del quemador de combustible y bomba para la entrada de agua a la caldera, Lab. Termofluidos-ESPOL.



Figura 1.4. Vista de la Caldera, Lab- Termofluidos-ESPOL.

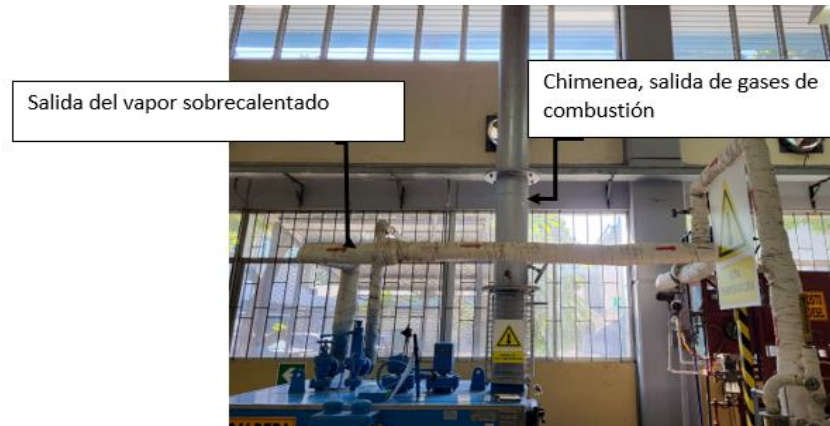


Figura 1.5. Vista de la salida de vapor y gases de combustión.

Turbina de Vapor.

Es una máquina que convierte la energía del fluido en trabajo de flecha a través de sus aspas. Este tipo de intercambios de energía se analizan por medio de diferentes ciclos térmicos como es el ciclo de Rankine, en el que se analizan todos los cambios de estado del fluido de trabajo (agua) para garantizar la energía mecánica necesaria que es transmitida a un generador para producir potencia, lo que es energía eléctrica.



Figura 1.6. Vista de la Turbina de Vapor y Generador.

1.4.3. Normas empleadas

El diseño que se realizará en este proyecto toma como referencias las normas del manual TEMA [1], dicho manual reglamenta los criterios que se

deben emplear para el diseño de los intercambiadores de calor de tubo y coraza.

El manual emplea tres letras para identificar el tipo de intercambiador de calor tubular que se requiere diseñar, las cuales describen los siguiente [1]:

- El cabezal de entrada es representa por la primera letra.
- El tipo de coraza se representa por medio de la segunda letra.
- El cabezal de retorno es representado por la tercera letra.

El código ASME [2], (American Society of Mechanical Engineers) también se empleará debido a que se diseñará un recipiente a presión, lo cual esta normado en la sección VII del código ASME [2].

Para este proyecto se utilizará la división 1 de la sección VII debido a que se trata de un recipiente a presión menor a 3000 psi.

Por medidas de seguridad debido al manejo de combustibles inflamables como el diésel, también se considera la norma 30 de la NFPA (National Fire Protection Association) la cual regula el manejo de los combustibles y líquidos inflamables, como se muestra en [3].

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1. Estado actual de la Planta (Línea base).

La planta de vapor forma parte del laboratorio de termofluidos de la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción de ESPOL cuya locación es en el Campus Gustavo Galindo (Km 30.5 vía a la costa).

La planta de vapor está conformada principalmente por un tanque de almacenamiento de agua, una pequeña planta de tratamiento de agua, una caldera, un supercalentador, una turbina, un generador y un condensador.

La caldera, el intercambiador de calor de tubo y coraza, la turbina, la torre de enfriamiento, las bombas de agua, tubería e instrumentación de la planta se encuentran en buen estado y trabajan bajo los parámetros nominales de funcionamiento. Los cuales son:

Caldera:

Tabla 2.1. Estado actual de Caldera.

Marca	Thompson Cochran MINIPAC 3 (Recomendada por fabricante)	Thompson Cochran MINIPAC 3 (Prueba medible realizada en laboratorio)
Flujo másico máximo [lb/hr]	1000	300
Temperatura de entrada de fluido[°C]	45	40
Temperatura de salida del fluido[°C]	180	180
Presión máxima [bar]	10	10
Calidad de vapor saturado	0.9	0.9

Planta de tratamiento de agua:

Tabla 2.2. Estado Actual de Planta de Tratamiento de Agua.

Equipo	Suavizador de agua XL3 (Recomendada por fabricante)	Suavizador de agua XL3 (Prueba medible realizada en laboratorio)
Presión máxima de agua [psi]	200	180
Presión mínima de agua [psi]	15	25
Temperatura máxima [°C]	50	40
Flujo máximo [$\frac{l}{hr}$]	1362	310

Turbina:

Tabla 2.3. Estado actual de Turbina.

Tipo de turbina	C/D 3000 Dynamometer Unit (Recomendada por fabricante)	C/D 3000 Dynamometer Unit (Prueba medible realizada en laboratorio)
Presión de operación [bar]	9.66	9.50
Temperatura de vapor entrada [°C]	225	210
Potencia [KW]	10	8.5
Velocidad de rotor [rpm]	3000	2500

Supercalentador:

El supercalentador actual, presenta problemas de exceso de consumo de combustible y no entrega el vapor en las condiciones de operación adecuadas.

Tabla 2.4. Estado actual de Supercalentador.

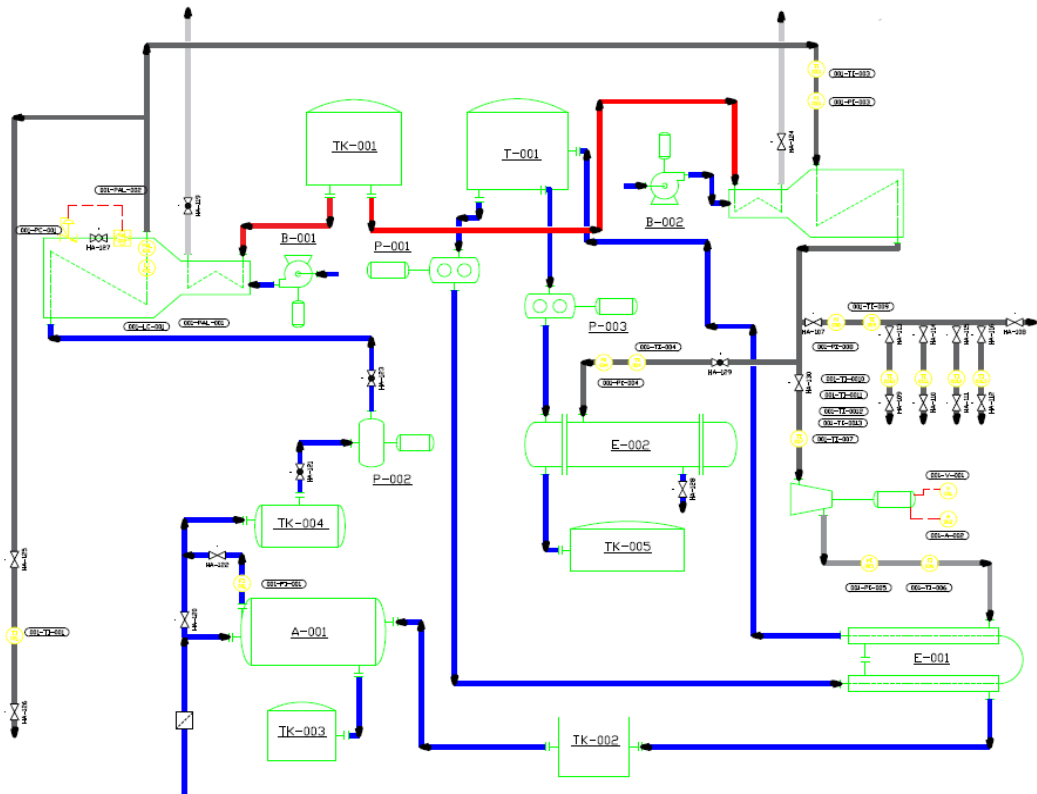
Marca	Numay (Recomendada por fabricante)	Numay (Prueba medible realizada en laboratorio)
Modelo	CIT	CIT
Temperatura de salida de vapor [°C]	225	210
Consumo de Combustible [l/hr]	4.5	4.75
Calidad de vapor sobrecalentado	1	0.95

2.2. Elaboración de diagrama PID.

Para empezar con la evaluación de la planta de vapor se detalló los elementos que la conforman, tanto como los equipos y su respectiva instrumentación. Por tanto, es necesario la realización del diagrama PID de la planta para su respectiva identificación, como se muestra en la figura 2.1. La planta de vapor sigue el funcionamiento del ciclo de Rankine. Es un proceso donde el agua es purgada por medio de la planta de tratamiento y continua su paso hacia la caldera, impulsada por medio de bombas. El agua ingresa a la caldera con una temperatura de 45 °C, posteriormente, se aumenta la temperatura y presión al interior de la caldera provocando el cambio de fase de líquido a vapor saturado, luego, al ingresar al supercalentador el vapor saturado posee una temperatura de 180 °C, presión de 10 bar y calidad de 0.9. El supercalentador aumenta la calidad del fluido a 1 e incrementa la temperatura a 225 °C, debido a que el fluido se encuentra en una red de tubería continua, la caída de presión es mínima, por tanto, se considera una presión de 10 bar. El vapor sobrecalentado se transporta hacia la turbina impulsado por sus alabes, y estos a su vez generan electricidad. Finalmente, el vapor ingresa al condensador para convertirse en agua líquida y es retroalimenta a la torre de enfriamiento para volver a seguir el ciclo. Durante el proceso existe instrumentación que permiten realizar las siguientes lecturas experimentales:

- A la salida de la caldera se puede transportar el vapor saturado hacia un calorímetro que permite la lectura de la calidad de vapor que entrega la caldera.
- A la salida del supercalentador el vapor sobrecalentado se puede transportar hacia 4 tuberías de distinto material donde se mide cuál de ellos permite un mejor condensado del vapor, adicionalmente, existen termocuplas que miden la temperatura del vapor.

Figura 2.1. PID de la Planta de Vapor.



A continuación, en la tabla 2.1, se detalla los equipos que conforman la planta de vapor, de acuerdo con la respectiva etiqueta registrada en el diagrama:

Tabla 2.5. Listado de equipos de planta de vapor.

Etiqueta	Tipo	Descripción
TK-001	TK	Depósito de Combustible
T-001	T	Torre de Enfriamiento
F-001	F	Caldera
M-001	M	Turbina
M-002	M	Motor
F-002	F	Supercalentador
E-001	E	Condensador de tubo y coraza
TK-002	TK	Depósito de agua condensada
P-001	P	Bomba centrífuga 1
A-001	A	Suavizador de agua
TK-003	TK	Tanque de almacenamiento de sal
TK-004	TK	Botella almacenadora de liquido
P-002	P	Bomba centrífuga 2
B-001	B	Ventilador 1

B-002	B	Ventilador 2
E-002	E	Intercambiador de calor con medidores de flujo
TK-005	TK	Tanque de almacenamiento de agua
P-003	P	Bomba centrífuga 3

2.3. Alternativas de Solución.

En la industria existen diferentes tipos de intercambiadores de calor, por lo que podemos considerar diferentes alternativas para resolver un problema de transferencia de calor, en nuestro proyecto se considera los intercambiadores tubulares que son usados en las plantas de vapor. Los cuales son:

- Intercambiador de calor tubo y coraza.
- Intercambiador calor de tubo en espiral.

Los intercambiadores de calor tubo y coraza permiten diferentes configuraciones que ayudan a mejorar la superficie de transferencia de calor sin tener grandes caídas de presión, este tipo de intercambiador permite un fácil mantenimiento y limpieza de los tubos y la carcasa, son aplicables para trabajar con fluidos como vapor y gases debido a que permiten la expansión térmica como es requerimiento en el proyecto. Dependiendo de su configuración se puede reducir su costo.

Los intercambiadores de calor de tubo en forma de espiral poseen un coeficiente de transferencia de calor mayor a diferencia de los intercambiadores de calor de tubo recto, además, son adecuados para la expansión térmica. Por otro lado, este tipo de intercambiador de calor posee una gran desventaja debido a que la geometría de su tubería dificulta la limpieza de su tubería.

La tabla 2.2 muestra la matriz de selección donde se considera las alternativas de solución, parámetros de evaluación y puntuación. La alternativa con mayor puntaje será escogida para el diseño: en este caso los puntajes varían entre 0 a 10, siendo 10 el mayor puntaje posible.

Para la selección de la mejor alternativa de solución se considera los siguientes parámetros:

- Facilidad de mantenimiento: para mantener en buen estado los equipos es necesario realizar mantenimientos periódicamente, de esta forma se evita

posibles daños a futuro. Dependiendo del tipo de intercambiador, esta actividad se dificulta provocando un aumento de costos de mantenimiento. Por esta razón, se considera un factor de 0.2 para la selección del equipo.

- Costo: este parámetro hace referencia al costo de fabricación que requiere cada una de las alternativas. Para nuestro diseño consideramos un de 0.1 debido a que para este tipo de equipos se requiere buena calidad en los materiales de construcción para evitar posibles daños.
- Eficiencia de transferencia de calor: este parámetro se considera el más importante debido a que es el objetivo principal del supercalentador, por tanto, se considera una ponderación de 0.4.
- Seguridad: este parámetro se refiere a la fiabilidad del supercalentador hacia los usuarios, por tanto, se considera una ponderación de 0.2.
- Flexibilidad de diseño: este parámetro se refiere a la facilidad de cambio de configuración para cada tipo de intercambiador de intercambiador de calor. En este parámetro se considera una ponderación de 0.1.

Tabla 2.6. Matriz de selección.

Consideraciones de diseño	Ponderación	Intercambiador de calor de tubo y coraza	Calificación	Intercambiador de calor de tubo espiral	Calificación
		Puntaje		Puntaje	
Facilidad de mantenimiento	0.2	8	1.6	5	1
Costo	0.1	5.5	0.55	6	0.6
Eficiencia de transferencia de calor	0.4	8	3.2	8.2	3.28
Seguridad	0.2	8.5	1.7	7.5	1.5
Flexibilidad de diseño	0.1	5.5	0.55	4	0.4
Total	1		7.6		6.78

De acuerdo con la tabla 2.2 la mejor alternativa es el intercambiador de calor de tubo y coraza, por tanto, el diseño se realizó en base a este tipo de intercambiador. El intercambiador de tubo espiral es mucho más costoso y su mantenimiento es más complicado por su configuración. Con el intercambiador de tubo y corza se puede obtener una buena eficacia y debido a su fácil mantenimiento y menor costo fue la alternativa ganadora.

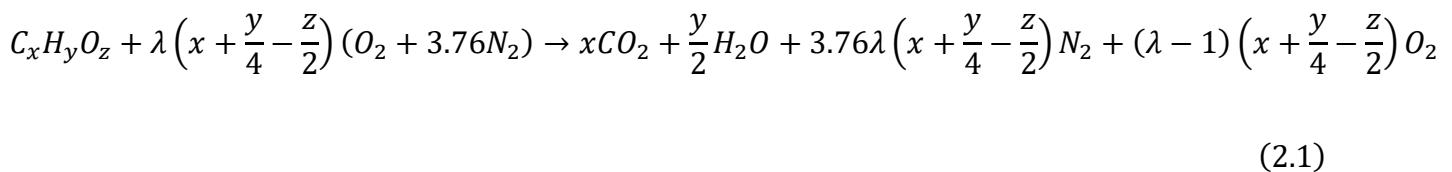
2.4. Diseño térmico de supercalentador

2.4.1. Análisis de propiedades termodinámicas de los productos en la combustión

Las propiedades de los productos de combustión son determinadas de acuerdo con la composición química del carburante el cual puede ser expresado de la siguiente forma $C_xH_yO_z$, el exceso de aire en la combustión es representado por λ . Se plantea las siguientes suposiciones [4]:

- El carburante está compuesto por Carbono e Hidrogeno.
- El exceso de aire es necesario para que exista la combustión completa en el quemador.

Se utilizó la ecuación de combustión completa y de acuerdo con [5] es la siguiente:



Número total masa de mezcla de gases de combustión.

Para la masa total del compuesto se suma la masa de cada compuesto de la mezcla, en este caso el dióxido de carbono, agua, nitrógeno y oxígeno. Se utiliza la siguiente ecuación [5]:

$$M_{total} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} \quad (2.2)$$

Donde:

M_{total} representa la masa molar total de la mezcla de los gases de combustión.

M_{CO_2} representa la masa molar de CO_2 .

M_{H_2O} representa la masa molar de H_2O .

M_{N_2} representa la masa molar de N_2 .

M_{O_2} representa la masa molar de O_2 .

Fracción molar por producto.

La relación que existe entre la masa de un componente y la masa total que conforma la mezcla del compuesto es conocida como fracción de masa. Se calcula mediante las siguientes ecuaciones [5]:

$$Y_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_{total}} \quad (2.3)$$

$$Y_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{total}} \quad (2.4)$$

$$Y_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_{total}} \quad (2.5)$$

$$Y_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_{total}} \quad (2.6)$$

Propiedades de los productos de combustión.

Las propiedades de los productos de combustión se obtienen multiplicando cada fracción molar por la propiedad y sumando la contribución de cada uno. Se utiliza el valor promedio para las propiedades termodinámicas de los componentes de la mezcla, como lo establece [6]. Las tablas se muestran en el Apéndice B.

$$c_{pmezcla} = Y_{CO_2} * c_{pCO_2} + Y_{H_2O} * c_{pH_2O} + Y_{N_2} * c_{pN_2} + Y_{O_2} * c_{pO_2} \quad (2.7)$$

$$\mu_{mezcla} = Y_{CO_2} * \mu_{pCO_2} + Y_{H_2O} * \mu_{H_2O} + Y_{N_2} * \mu_{N_2} + Y_{O_2} * \mu_{O_2}$$

(2.8)

$$\rho_{mezcla} = Y_{CO_2} * \rho_{pCO_2} + Y_{H_2O} * \rho_{H_2O} + Y_{N_2} * \rho_{N_2} + Y_{O_2} * \rho_{O_2}$$

(2.9)

$$k_{mezcla} = Y_{CO_2} * k_{CO_2} + Y_{H_2O} * k_{H_2O} + Y_{N_2} * k_{N_2} + Y_{O_2} * k_{O_2}$$

(2.10)

$$Pr_{mezcla} = Y_{CO_2} * Pr_{CO_2} + Y_{H_2O} * Pr_{H_2O} + Y_{N_2} * Pr_{N_2} + Y_{O_2} * Pr_{O_2}$$

(2.11)

Donde:

c_p representa la capacidad calorífica.

μ representa la viscosidad dinámica.

ρ representa la densidad.

k representa la conductividad térmica.

Pr representa el número de Prandtl.

2.4.2. Análisis de flujo masico de gases de combustión generados en el quemador.

Cálculo de relación de aire/combustible.

En este análisis se consideró un combustible diésel con la siguiente composición molecular $C_{12}H_{23}$, con 20% de exceso de aire, dicha relación se la obtiene de la siguiente ecuación [5]:

$$A/C = \frac{N_{aire} M_{aire}}{M_{C_{12}H_{23}}}$$

(2.12)

En donde:

N_{aire} es el número de moles de aire en la ecuación.

M_{aire} es la masa molar del aire seco.

$M_{C_{12}H_{23}}$ es la masa molar del diésel.

Flujo másico de combustible.

Se conoce, por medio de pruebas realizadas en la planta de vapor, que el supercalentador consume $1.3617 \times 10^{-3} \frac{L}{s}$ de combustible diésel para elevar la temperatura del vapor saturado a 225 °C con un flujo másico de $0.097 \frac{Kg}{s}$. Conociendo las siguientes propiedades del combustible:

Tabla 2.7. Propiedades físicas del combustible [2].

Propiedades	Diesel B5 S 50-11
Estado	Liquido
Densidad [Kg/m ³]	850
Conductividad térmica [W/m K]	0.13
Poder calorífico [MJ/Kg]	44.8

Se calcula el flujo másico del combustible, de acuerdo la siguiente ecuación [6]:

$$\dot{m}_{combustible} = \dot{V}_{combustible} \rho_{combustible} \quad (2.13)$$

En la ecuación $\dot{V}_{combustible}$ representa el flujo volumétrico del combustible diésel, él se determinó por medio de pruebas un valor de:

$$\dot{V}_{combustible} = 1.3617 \times 10^{-3} \left[\frac{L}{s} \right]$$

El flujo másico del aire se determina de acuerdo con la siguiente ecuación [5]:

$$\dot{m}_{aire} = A/C * \dot{m}_{combustible} \quad (2.14)$$

Por tanto, el flujo másico de mezcla es la suma de ambos flujos másicos.

$$\dot{m}_{mezcla} = \dot{m}_{combustible} + \dot{m}_{aire} \quad (2.15)$$

2.4.3. Temperatura de llama adiabática.

. La temperatura de llama adiabática se calcula para una mezcla pobre cuando $1 \leq \phi$, en este caso se emplea lo siguiente:

$$\phi = \frac{100}{100 + \%EA} \quad (2.16)$$

Donde %EA representa el porcentaje de exceso de aire en la reacción, el exceso adecuado de aire para que se genere la combustión completa es del 20% [7]:

$$\phi = \frac{100}{100 + 20}$$

$$\phi = 0.83 \leq 1$$

Por tanto, se emplea la siguiente ecuación [5]:

$$T_p = T_R + \frac{\phi \frac{1}{A/C} LHV}{\left(1 + \phi \frac{1}{A/C}\right) c_{p,gases}} \quad (2.17)$$

De la ecuación 2.7, se obtiene la capacidad calorífica de los gases de combustión, la cual es $c_{p_{mezcla}} = 1321.31 \left[\frac{J}{KgK}\right]$; T_R representa la temperatura ambiente en que se encuentra el combustible, la cual es: $T_R = 300$ [K], LHV es el poder calorífico del diésel el cual se encuentra en la tabla 2.8.

Por tanto, la temperatura de llama es:

$$T_p = 300 + \frac{0.83 * \frac{1}{17.5} * 44.8 * 10^6}{\left(1 + 0.83 * \frac{1}{17.5}\right) * 1321.31}$$

$$T_p = 1829.05 [K]$$

$$T_p = 1646.147[K]$$

Considerando una eficiencia del combustor de 90%, la temperatura de impacto en los es los tubos del intercambiador de calor es de:

$$T_p = 1373.147 [^{\circ}C]$$

2.4.4. Flujo calorífico suministrado al vapor saturado.

Se determinó por medio de pruebas de laboratorio que la caldera suministra un flujo másico de vapor saturado de 0.097 [Kg/s] a una presión de 10 [bar] y temperatura de 180 [°C], con una calidad $x=0.90$, el vapor saturado ingresa al supercalentador y por medio de este la temperatura aumenta a 225 [°C] de esta forma se obtiene vapor sobrecalentado [8].

Por medio de tablas termodinámicas se obtiene los siguientes datos [9]:

- Presión 10 bar.
 - Entalpia de Evaporación $h_{fg} = 2014.2 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$.
- Temperatura de sobrecalentamiento $T_{v,s} = 225 [^{\circ}C]$.
 - Capacidad calorífica $c_{p,s} = 3.130 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$.

Se usa la siguiente ecuación para la determinación del flujo calorífico [6]:

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{m}_{vapor}((1 - x)h_{fg} + c_{p,s}(T_{vapor,out} - T_{vapor,in})) \quad (2.18)$$

Dando como resultado:

$$\dot{Q}_{vapor} = 0.097((1 - 0.90)2014.2 + 3.130(225 - 180))$$

$$\dot{Q}_{vapor} = 31.716 [KW]$$

2.4.5. Balance de energía.

El balance de energía relaciona la energía de entrada y salida del sistema. Se plantea el siguiente esquema para realizar el balance energético del sistema, considerando las siguientes suposiciones:

- El intercambiador de calor trabaja en un proceso de flujo estable.
- No existe un trabajo hacia el exterior.
- Los cambios de la energía potencial y de la energía cinética que se producen en el intercambiador no se toman en consideración.
- La carcasa del intercambiador no permite el intercambio de calor hacia el ambiente (Térmicamente aislada al exterior).

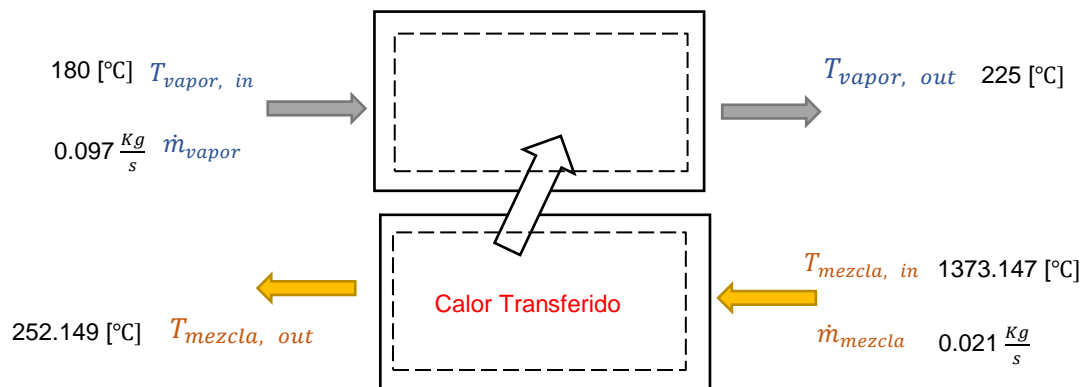


Figura 2.2. Diagrama de volúmenes de control en el supercalentador.

El balance de energía es [10]:

$$\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{salida} = \dot{E}_{sistema} \quad (2.19)$$

Siendo \dot{E}_{entra} el flujo de calor del vapor saturado y \dot{E}_{salida} el flujo de calor de la mezcla de gases.

Por tanto:

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{Q}_{mezcla}$$

$$\dot{Q}_{mezcla} = 31.716\text{ [KW]}$$

La temperatura de salida de los gases es un dato necesario para el diseño del supercalentador. Dicho parámetro es determinado de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$\dot{Q}_{mezcla} = \dot{m}_{mezcla} c_{p,mezcla} (T_{mezcla,in} - T_{mezcla,out}) \quad (2.20)$$

Se establece $c_{p,mezcla} = 1321.311 \left[\frac{J}{Kg^{\circ}C} \right]$, obtenido por medio de la ecuación 2.7.

Por tanto, la temperatura de gases a la salida es:

$$T_{mezcla,out} = T_{mezcla,in} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{mezcla} c_{p,mezcla}}$$

$$T_{mezcla,out} = 1556.05 - \frac{31716}{0.0214126 * 1321.31 * 10^{-3}}$$

$$T_{mezcla,out} = 261.68 [^{\circ}C]$$

2.4.6. Análisis termodinámico del supercalentador.

El análisis termodinámico del diseño se caracteriza por establecer los factores que son independientes para la forma del intercambiador de calor, lo cuales son los siguientes:

- La temperatura de entrada y salida de los fluidos, y la diferencia de temperaturas medias logarítmicas.
- Flujo másico de los fluidos.
- Calor transferido.

La temperatura de entrada y salida en el supercalentador del vapor saturado son 180 °C con calidad $x= 0.9$ y 225 °C con calidad $x=1$ respectivamente.

En el caso de la temperatura de los gases de combustión a la entrada y salida del intercambiador de calor son 1281.34 °C y 261.68 °C.

El diagrama T-S que se genera del vapor muestra los cambios de estado por el que pasa el fluido durante los diferentes procesos de intercambio de calor, la imagen 2.2 muestra lo que ocurre en los diferentes procesos.

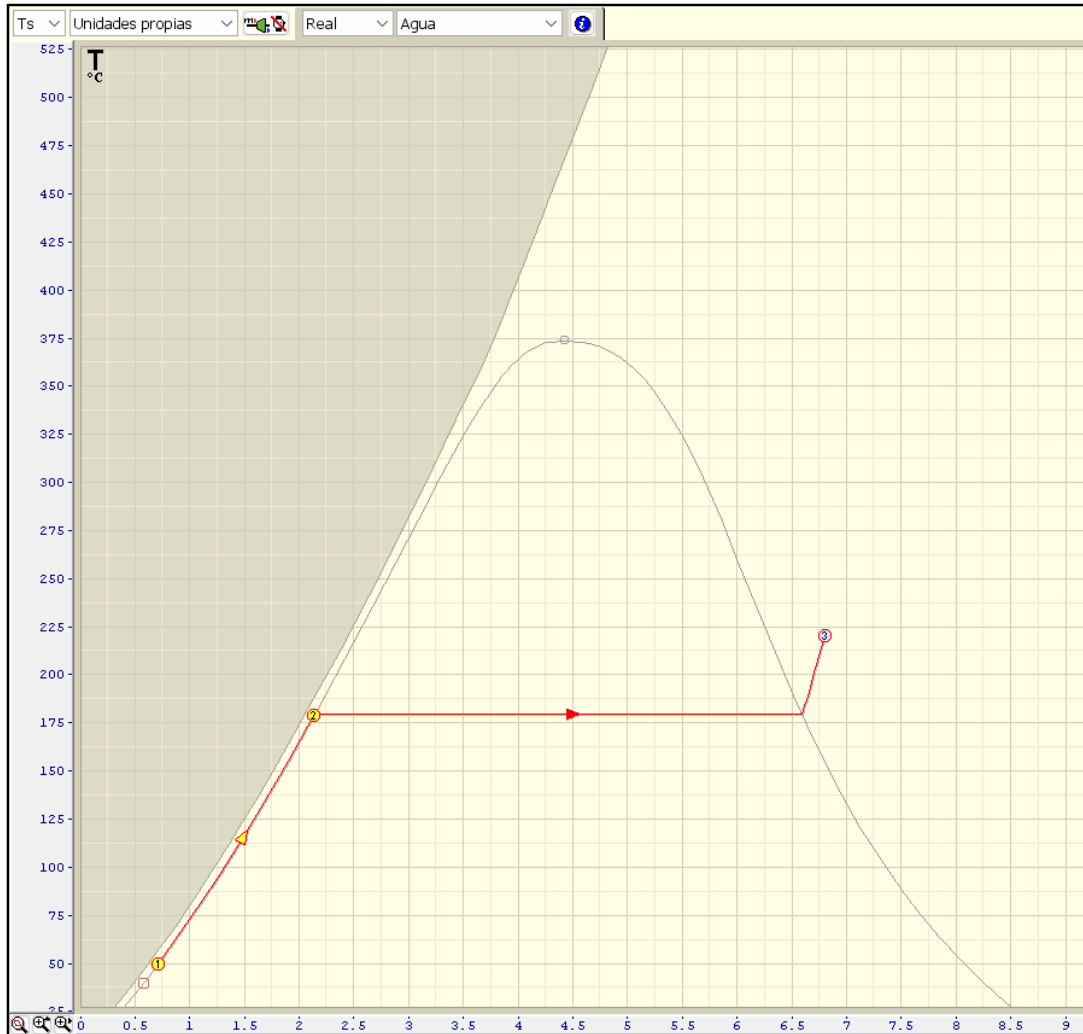


Figura 2.3. Diagrama T-S del proceso termodinámico e intercambio de calor.

La diferencia de temperatura media logarítmica se la obtiene de la siguiente forma [6]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (2.21)$$

ΔT_1 y ΔT_2 representa la diferencia de temperatura de los fluidos en el intercambiador de calor. Dado a que los fluidos están a contraflujo la diferencia de temperatura se representa de siguiente forma:

$$\Delta T_1 = T_{mezcla, in} - T_{vapor, out} \quad (2.22)$$

$$\Delta T_2 = T_{mezcla, out} - T_{vapor, in} \quad (2.23)$$

Al considerar una configuración a contraflujo, se calcula el factor de corrección por medio de la siguiente ecuación [11]:

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{(1 - S)}{1 - RS} \right]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (2.24)$$

Donde:

El factor R se calcula por la ecuación [11]:

$$R = \frac{T_{mezcla, in} - T_{mezcla, out}}{T_{vapor, out} - T_{vapor, in}} \quad (2.25)$$

El factor S se calcula por la ecuación [11]:

$$S = \frac{T_{vapor, out} - T_{vapor, in}}{T_{mezcla, in} - T_{mezcla, out}} \quad (2.26)$$

Si el factor de corrección $F > 0.75$, se considera un sistema eficiente de intercambio de calor. [11].

2.5. Diseño de forma del Supercalentador.

Diámetro de tubería.

Para la elección de tubo se consideró la norma BWG la cual estandariza la geometría de la tubería, para esta aplicación se eligió la tubería con las siguientes características:

Tabla 2.8. Características de tubería.

Diámetro exterior [in]	BWG	Diámetro interno[in]	Material	Conductividad térmica [W/mK]
1	14	0.93	Acero al carbono ASTM A501	60

Longitud de tubería.

El área disponible para la ubicación del supercalentador es 2 [m] x 2 [m], por tanto, se selecciono una longitud de tubería máxima de 1 [m], para no afectar con el espacio destinado para el equipo.

Número de pasos.

El número de pasos de la tubería se establece de acuerdo con la longitud requerida por la tubería y el espacio disponible para su instalación. Se eligió una configuración de doble paso dando una longitud total de tubería de L_t 2 [m], dejando el espacio necesario para que el fluido transite alrededor de los tubos.

Número de tubos.

Dado a que la longitud de tubos es de 1 m, el número de tubos que se utilizará en el intercambiador de calor se obtiene de acuerdo con la siguiente ecuación [1]:

$$N_t = \frac{AN_{pt}}{\pi d_o L_t} \tag{2.27}$$

Donde:

A representa el Área establecida.

N_{pt} es el numero de pases de tubo.

d_o es el diámetro exterior de tubería.

L_t es la longitud total de tubería.

Arreglo de tubos.

Se eligió un arreglo de tubería triangular de 30° y se considero el espacio entre los tubos S_L de 1.5 veces al diámetro externo de la tubería y S_T de 2 veces el diámetro externo de la tubería, esto se consideró debido a que la configuración triangular permite una máxima transferencia de calor como lo mencionan la norma TEMA [1] y Kakac [11].

Se emplea el siguiente esquema:

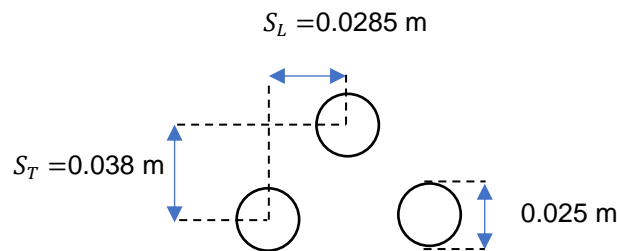


Figura 2.4. Arreglo de tubos.

Para que el diseño sea considerado con buena proporción la relación $\frac{S_T}{S_L} < 2$ [6].

Por tanto:

$$1.33 < 2$$

Se consideró que el diseño este conformado por 60 columnas y 65 filas de tubería.

Área de Transferencia de calor.

Se calculó el área de transferencia de calor de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$A = \frac{\dot{Q}}{FU\Delta T_{lm}}$$

(2.28)

Diámetro de coraza.

La coraza es un componente con forma cilíndrica que conforma el intercambiador de calor, el cual cumple la función de albergar el arreglo de las tuberías.

La norma TEMA establece los siguientes tipos de coraza en la Figura 2.4.

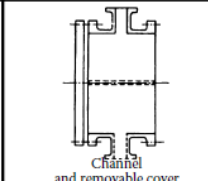
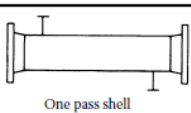
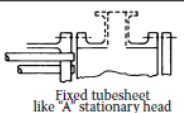
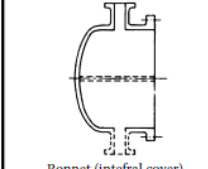
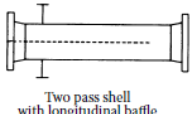
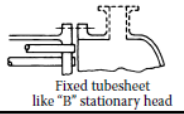
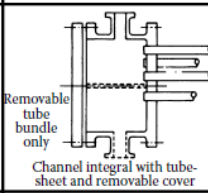
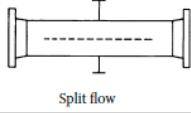
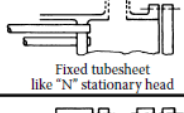
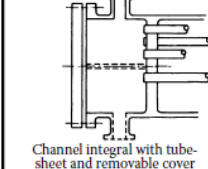
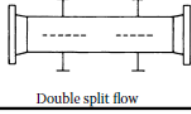
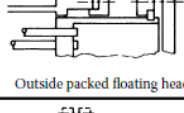
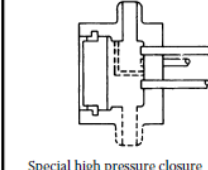
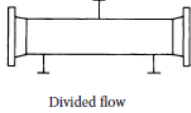
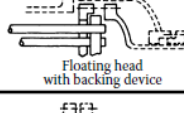
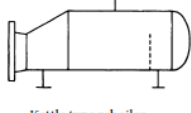
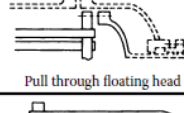
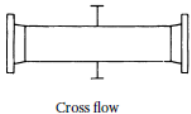
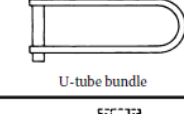
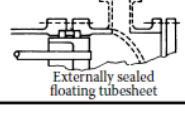
Front end stationary head types		Shell types		Rear end head types	
A	 Channel and removable cover	E	 One pass shell	L	 Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F	 Two pass shell with longitudinal baffle	M	 Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tubesheet and removable cover	G	 Split flow	N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tubesheet 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 tubesheet

Figura 2.5. Configuración de intercambiador de calor de acuerdo con TEMA [7].

Se realiza la selección de un intercambiador de coraza de tipo E, ya que se considera una coraza de un solo paso, debido a que su fabricación es económica y sencilla. [1].

Para determinar el diámetro de la coraza el manual TEMA, recomienda la siguiente ecuación [1]:

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{C_L}{C_{TP}} \left[\frac{AP_T^2 d_o}{L} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (2.29)$$

Donde:

C_L es una constante de arreglo de tubos, por ser triangular es 0.87. [1].

C_{TP} es una constante de acuerdo con el paso de tubos, por tanto, es 0.9. [1].

P_T es el paso transversal y es igual a $\frac{S_T}{d_o}$. [1].

Espacio entre Baffles.

La norma de TEMA recomienda un óptimo espaciamiento de los baffles con una longitud entre 0.4 y 0.6 veces el diámetro interno de la carcasa. Para este diseño se elige que los baffles estén separados en 0.5 el diámetro de la coraza. [1].

Selección de cabezales.

Se selecciono para este diseño por medio de la norma TEMA un cabezal frontal con geometría plana del tipo A, y como cabezal posterior se selecciona un cabezal del tipo M. (Figura 2.4).

Selección de los espejos.

Se decidió para este diseño espejos fijos, debido a que son los más utilizados en la industria. Esto se detalla en el plano B.

2.6. Prediseño de supercalentador

Cálculo del coeficiente interno de transferencia de calor h_i .

Para calcular el número de Reynolds se utilizará la siguiente ecuación [4]:

$$Re_D = \frac{4(\dot{m}_{vapor})N_{pt}}{\mu\pi N_t d_i} \quad (2.30)$$

Para nuestro diseño se considera que el vapor se distribuye de forma uniforme a través del arreglo de tubería.

Por tablas de vapor saturado a una presión de temperatura de 202.5°C, se obtiene el número de Prandtl y la viscosidad dinámica. [6].

$$Pr = 1.004$$

$$\mu = 1.61629 * 10^{-5} \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

$$\mu_w = 0.00001704 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

El número de Nusselt se determinó por medio de la ecuación de Sieder and Tate para flujo laminar $Re < 2100$ para flujo en transición con valores de Reynolds de $2100 < Re$ [4]:

$$Nu_D = \left(1.86 \left(Re_D * Pr * \frac{d_i}{L} \right)^{0.33} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right) \quad (2.31)$$

Para flujo en transición con valores de Reynolds de $3000 < Re < 5000$ [6]:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (2.32)$$

Donde:

Re_D es el número de Reynolds.

Pr es el número de Prandtl.

μ viscosidad dinámica.

μ_w viscosidad en pared de tubería.

L longitud de tubería.

f es factor de fricción.

Finalmente, el coeficiente transferencia convectivo en el interior de la tubería está dado por la siguiente ecuación [6]:

$$h_{convectivo} = \frac{Nu k_{vapor}}{d_i} \quad (2.33)$$

Para obtener coeficiente de transferencia de ebullición en el interior de la tubería se debe de usar la correlación de Bromley, la cual plantea lo siguiente [4]:

$$h_{ebullición} = 0.62 \left[\frac{k_{vapor}^3 (\rho_{líquido} - \rho_{vapor}) \rho_{vapor} h_{fg}}{\mu_{vapor} d_o \Delta T} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.34)$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia al interior de la tubería, se toma en consideración el porcentaje de calor que se necesita para el aumento de la calidad de $x = 0.9$ a $x = 1$ y el porcentaje de calor requerido para el aumento de temperatura de $180 \text{ }^\circ\text{C}$ a $225 \text{ }^\circ\text{C}$. Para el cálculo de porcentajes se utiliza las siguientes ecuaciones [6]:

Para el porcentaje ebullición [6]:

$$q_{\%,ebullición} = \frac{((1 - x)h_{fg})}{(1 - x)h_{fg} + c_{p,s}(T_{vapor,out} - T_{vapor,in})} \quad (2.35)$$

Para el porcentaje de convección [6]:

$$q_{\%,convección} = \frac{c_{p,s}(T_{vapor,out} - T_{vapor,in})}{(1 - x)h_{fg} + c_{p,s}(T_{vapor,out} - T_{vapor,in})} \quad (2.36)$$

Por tanto, el coeficiente de transferencia de calor interno se obtuvo por medio de la siguiente ecuación: [6]

$$h_i = q_{\%,convección} * h_{convección} + q_{\%,ebullición} * h_{ebullición} \quad (2.37)$$

Cálculo del coeficiente externo de transferencia de calor h_o

El número de Nusselt promedio al exterior del arreglo de tubería se calcula de acuerdo con la correlación de Zukauskas [6]:

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

(2.38)

El factor C_1 se lo determina de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$0.35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{\frac{1}{5}}$$

(2.39)

Siendo $m = 0.6$.

Se calcula la velocidad máxima de los gases de combustión [6]:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - d_o} V$$

(2.40)

Donde:

S_T es la longitud transversal entre las tuberías.

d_o es el diámetro exterior de la tubería

V es la velocidad estimada de los gases de combustión

El número de Reynolds se calculó de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$Re_{D,max} = \frac{V_{max} d_o \rho}{\mu}$$

(2.41)

Finalmente se obtiene el coeficiente de transferencia de calor de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$h_o = \frac{\overline{Nu}_D k_{mezcla}}{d_o}$$

(2.42)

Coeficiente global de transferencia de calor.

Se procedió a calcular un coeficiente global de transferencia de calor para el sistema, el cual se calcula de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_i} + \frac{r_o}{r_i} R_{fi} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + R_{fo}}$$

(2.43)

Donde:

h_i es el coeficiente de transferencia interno.

h_o es el coeficiente de transferencia externo.

r_o es el radio externo de tubería.

r_i es el radio interno de tubería.

R_{fo} es el factor de ensuciamiento externo.

R_{fi} es el factor de ensuciamiento interno.

K es el coeficiente de transferencia del material de la tubería.

Los factores de ensuciamiento se encuentran en la tabla 2.10.

Tabla 2.9. Factores de ensuciamiento.

Parámetro	Vapor saturado	Gases de combustión
Factor de ensuciamiento [m ² K/W]	0.0001	0.0009

Caída de Presión.

La Caída de Presión se analizó bajo la siguiente ecuación [6]:

$$\Delta_p = C_M \frac{V^2 L}{2gD}$$

(2.44)

$$C_M = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (2.45)$$

Velocidad de vapor de agua en tubería.

La velocidad del vapor saturado se calcula por medio de la siguiente ecuación [4]:

$$v_{vapor} = \frac{\dot{m}_{vapor}}{\rho_{vapor} A_t} \quad (2.46)$$

Donde A_t representa el área total, la cual se calcula de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$A_t = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4 * 2} \quad (2.47)$$

2.7. Diseño mecánico del Supercalentador.

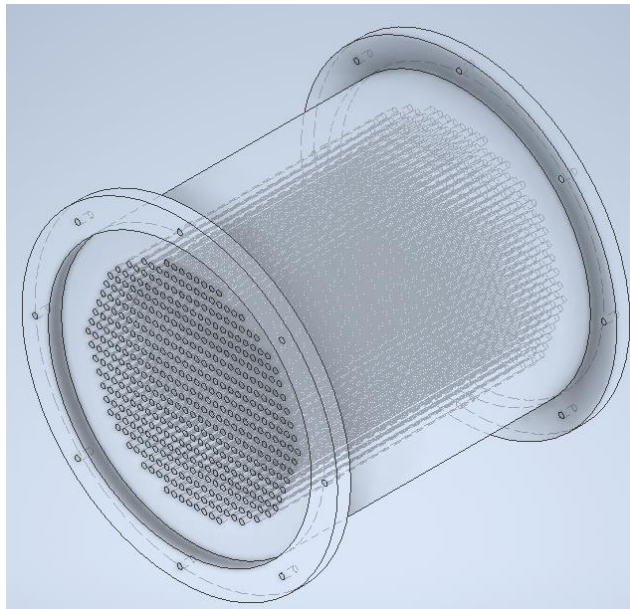


Figura 2.6. Diseño preliminar del Supercalentador.

2.7.1. Diseño de la coraza.

Selección de material.

El material para la coraza será de acero ASTM A 106 grado B, debido a que gracias a su composición química de 0.1% de silicio posee una mejor resistencia al calor y es ideal para el transporte de vapor de agua.

En la sección VIII división 1 del código ASME se establece un esfuerzo permisible para el Acero ASTM A106 Grado B de 17500 psi para una temperatura media del contenedor entre 500 a 1000 °C [2].

Para el soporte de la estructura, se decide utilizar acero estructural ASTM A36. Se elige este tipo de acero debido a su bajo costo, fácil de adquirir y un límite de resistencia máximo de 550 [MPa].

Espesor de la coraza.

De acuerdo con la sección VII división 1 de la ASME indica la siguiente ecuación: [2].

$$e = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (2.48)$$

Donde:

P es la presión para el diseño.

R es el Radio interior de la coraza.

S es el esfuerzo permisible.

E es la efectividad en la soldadura.

La ecuación 2.41 se modifica dando como resultado la siguiente ecuación:

$$e = \frac{PD_s}{2(SE - 0.6P)} \quad (2.42)$$

Se considera utilizar una presión para el diseño debe ser igual a la presión que se forma en la caldera. De acuerdo con el código ASME se elige una efectividad de la soldadura para la tubería de 1. [2].

2.7.2. Diseño para el arreglo los tubos.

En el caso del arreglo de tubería, se decide utilizar tubería de acero al carbono ASTM A53 de $\frac{3}{4}$ de pulgada. Dicha tubería soporta hasta 700 psi de presión interna a temperaturas de 250 °C.

2.7.3. Diseño de los espejos.

Material de espejos.

Se seleccionó acero estructural ASTM A36 para la fabricación de los espejos.

El esfuerzo permisible para el acero estructural ASTM A36, de acuerdo con el código ASME, para el cálculo de los espesores tiene un valor de 1600 psi para un rango de temperatura de 500 a 800°C. [2].

espesor para los espejos.

De acuerdo con el código ASME, el cálculo de espesores se lo realizo por medio de la siguiente ecuación:

$$e = \sqrt{\frac{3PD_s^2}{16S}}$$

(2.49)

2.7.4. Diseño mecánico de los baffles.

El material seleccionado es acero estructural ASTM A36 y se determina el espesor de los baffles por medio de la ecuación 2.46.

2.7.5. Diseño de los cabezales.

Selección del material para cabezales.

Para la fabricación del canal se seleccionó acero ASTM 106 Grado B, debido a que posee una mejor resistencia al calor; en el caso de las tapas de los cabezales se eligió acero estructural ASTM A36 ya que posee una mayor resistencia elástica y su función es no permitir escape de los gases de combustión.

Espesor para canal en los cabezales.

El espesor del canal de los cabezales se calcula por medio de la ecuación 2.41. Para los canales, la presión de diseño es de 150 psi y la efectividad de soldadura es de 0.8 [2].

La norma TEMA establece que, para diámetros entre 60-100 cm, es recomendable utilizar un espesor mínimo en la placa divisora de 3/4”.

Espesor para la tapa de cabezal frontal y cabezal posterior.

La tapa del cabezal frontal es del tipo A, por tanto, es del tipo plana lo que permite el cálculo del espesor por medio de la ecuación 2.46.

Para la tapa posterior se elige que sea de forma M, como muestra el manual TEMA. El espesor se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$e = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P} \quad (2.50)$$

Donde:

L representa el diámetro interno.

La presión para el diseño es de 150 psi y la efectividad de soldadura es de 0.8 [2].

2.7.6. Selección de acoples.

Para realizar el acople del intercambiador de calor, es necesario utilizar 4 bridas cuya geometría de diámetro interior sea igual al diámetro exterior de la coraza.

2.7.7. Diseño de sellos.

De acuerdo con el manual TEMA se recomienda utilizar pernos SAE grado 5 de 1 ¼ " en el diámetro nominal.

El material de seleccionado para los empaques es NA 1100, el cual es de fibra aramida antidesgaste. En base al manual TEMA para la lámina del empaque se utilizará un espesor de 1 1/8" para este diseño.

2.7.8. Selección del aislamiento térmico.

El material utilizado de aislante térmico es lamina de roca N150 con un espesor de 2" [1]. La ficha técnica del material aislante se presenta en el Apéndice B.

2.8. Eficacia de Supercalentador.

La efectividad del supercalentador se determinó por medio de la siguiente relación:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.51)$$

\dot{Q} representa el flujo calorífico requerido y \dot{Q}_{max} flujo calorífico máximo que el supercalentador puede generar y se lo obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{vapor} c_{p_{mezcla}} (T_{mezcla,in} - T_{vapor,in}) \quad (2.52)$$

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

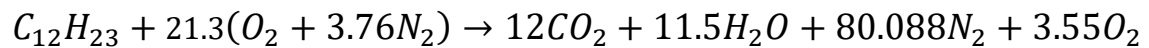
3.1. Resultados obtenidos del proceso de combustión.

Calor requerido.

A través de la ecuación 2.17, se obtiene el calor requerido para que el vapor húmedo aumente de temperatura a 225°C es: 31.716 [KW].

Ecuación de Combustión.

A través de la ecuación 2.1 se puede obtener la ecuación de combustión completa para el combustible diésel con aire en exceso del 20%, siendo la formula molecular del combustible diésel $C_{12}H_{23}$:



Número másico total en mezcla por la combustión.

El número total de masa representa la suma de cada contribución (CO₂, N, O) en la combustión, como lo plantea la ecuación 2.2:

$$M_{total} = 122 \frac{g}{mol},$$

Fracción molar por producto.

La fracción molar de cada producto se calcula de forma independiente para cada compuesto de la mezcla en la combustión, esto se lo calcula por medio las ecuaciones 2.3, 2.4, 2.5 y 2.6, y 2.10. Como ya se mencionó estas propiedades se calculan sumando las fracciones másicas de cada compuesto en los gases de combustión y cada propiedad del compuesto es obtenida por tablas a una temperatura promedio entre la Temperatura de llama y un punto cerca de la salida de los gases de combustión.

$$y_{CO_2} = 0.3607$$

$$y_{H_2O} = 0.1475$$

$$y_{N_2} = 0.2295$$

$$y_{O_2} = 0.2623$$

Propiedades de los productos por la combustión.

Las propiedades de los productos por la combustión son factores necesarios para realizar el análisis de la temperatura de llama y coeficiente térmico. Estas propiedades se calculan por medio de las siguientes ecuaciones 2.7, 2.8, 2.9, 2.10:

$$c_{p_{mezcla}} = 1321.31 \left[\frac{J}{Kg^{\circ}C} \right]$$

$$v_{mezcla} = 4.27 \times 10^{-5} \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$$

$$k_{mezcla} = 0.0707 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

$$\rho_{combustible} = 0.4137 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$Pr_{mezcla} = 0.7572$$

Cálculo de la relación de aire/combustible.

Se calcula por medio de la ecuación 2.11:

$$A/C = 17.5 \left[\frac{Kg \text{ aire}}{Kg \text{ diesel}} \right]$$

Gasto másico de combustible.

El gasto del combustible se calcula por medio de la ecuación 2.12, la cual proporciona el siguiente resultado:

$$\dot{m}_{combustible} = 0.0011574 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

Gasto másico de aire.

El gasto del aire se calcula por medio de la ecuación 2.13, la cual proporciona el siguiente resultado:

$$\dot{m}_{aire} = 0.020255 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

Gasto másico de la mezcla de gases combustión.

El gasto de la mezcla se calcula por medio de la ecuación 2.14, la cual proporciona el siguiente resultado:

$$\dot{m}_{mezcla} = 0.0214126 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

Diferencia de temperatura logarítmica media.

El cálculo de la temperatura logarítmica media se obtuvo por medio de la ecuación 2.26, dando como resultado:

$$\Delta T_{lm} = 2977.48 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Factores de corrección.

Se obtuvo los siguientes resultados:

- Factor R = 24.911
- Facto S = 0.038
- Facto F = 0.91

El factor f nos indica la eficiencia de intercambia de calor de nuestro diseño. Al ser $f > 0.75$, comprobamos que nuestro intercambiador es eficiente en el proceso de transferencia entre el fluido caliente hacia el fluido frío. [6].

3.2. Resultados obtenidos en proceso de optimización de supercalentador.

Se realizó un proceso de optimización para obtener la mejor configuración del supercalentador posible, se tomó como punto de partida diámetros de tubería comerciales de: 0.019 mm, 0.025 mm y 0.039 mm. Además, se probó iterando con distinto número de tubería para verificar el incremento del área de transferencia de calor a medida que se utiliza una mayor cantidad de tubos. Los resultados obtenidos se presentan a la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Resultados obtenidos en iteración.

Diámetro de tubería $d_o [m]$	Velocidad de vapor saturado $V \left[\frac{m}{s} \right]$	Velocidad de gases de combustión $V \left[\frac{m}{s} \right]$	Número de tubos por paso	Número de filas	Número de columnas	Longitud de tubería $l [m]$	Coficiente de transferencia de convección forzada $h_{c,f} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	Coficiente de transferencia de ebullición $h_{ebu} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	Coficiente de transferencia interno $h_i \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	Coficiente de transferencia externo $h_o \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	Coficiente de transferencia Global $U \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	Área de transferencia $A [m^2]$	Potencia de la bomba [W]
0.019	0.305	27.360	400	32	25	1.355	12.592	284.682	180.205	213.401	82.827	64.688	0.968
0.019	0.370	27.360	350	28	25	1.424	13.568	284.682	180.580	211.267	81.216	59.517	0.977
0.019	0.545	27.360	250	25	20	1.440	39.132	284.682	190.396	211.267	82.367	42.986	1.004
0.019	0.708	27.360	200	25	16	1.466	54.622	284.682	196.344	209.133	82.495	35.005	1.038
0.019	1.022	27.360	150	20	15	1.514	84.412	284.682	207.782	209.133	83.139	27.106	1.129
0.025	0.168	41.257	360	40	18	0.915	9.170	264.753	166.614	243.105	86.234	52.582	0.954
0.025	0.214	41.257	300	30	20	0.962	10.037	264.753	166.947	240.674	84.519	46.074	0.956
0.025	0.265	41.257	260	26	20	1.017	10.903	264.753	167.279	240.674	82.850	42.210	0.958
0.025	0.357	41.257	200	20	20	1.033	24.669	264.753	172.565	238.243	83.120	32.960	0.964
0.025	0.467	41.257	160	20	16	1.058	35.107	264.753	176.573	238.243	83.051	27.013	0.973
0.039	0.110	89.897	250	20	25	0.616	6.974	237.839	149.191	326.775	86.388	37.737	0.951
0.039	0.146	89.897	200	20	20	0.651	7.751	237.839	149.489	323.508	84.406	31.902	0.952
0.039	0.176	89.897	180	18	20	0.695	8.345	237.839	149.718	323.508	82.240	30.643	0.952
0.039	0.229	89.897	150	20	15	0.709	39.913	237.839	161.839	320.240	83.908	26.067	0.954

Diámetro Interno para la coraza.

Por medio de la ecuación 2.25, se obtuvo el diámetro interno de la coraza para el supercalentador, con un valor de: 1 [m]. Por tanto, se decide hacer uso de un tubo de NPS 40 para la coraza, el cual se comercializa con un diámetro exterior de 1016 [mm] con un espesor de 11 [mm].

Espaciado para baffles.

La normativa TEMA recomienda considerar un espacio mínimo de separación entre baffles. Para este tipo de intercambiadores se usa la siguiente ecuación:

$$B = 0.6D_s$$

Por tanto:

$$B = 0.6$$

Caídas de Presión.

Las caídas de presión se calcularon bajo la ecuación 2.34.

Tabla 3.2. Caídas de Presión.

Caída de presión hf [m]	Caída de presión [N/m2]	Factor de fricción	Re	Velocidad [m/s]	Longitud de tubería (m)	Diámetro interno de tubería (m)
1.018	1.327	0.049	2393.827	0.305	1.310	0.017
1.028	1.997	0.047	2820.765	0.370	1.371	0.016
1.056	4.041	0.041	4049.684	0.545	1.407	0.016
1.091	6.592	0.038	5160.718	0.708	1.439	0.015
1.187	13.496	0.035	7159.915	1.022	1.500	0.015
1.003	0.232	0.054	1870.882	0.168	0.986	0.025
1.005	0.376	0.050	2313.684	0.214	1.032	0.023
1.008	0.591	0.047	2766.274	0.265	1.084	0.022
1.014	1.021	0.043	3662.445	0.357	1.111	0.022
1.024	1.702	0.039	4686.029	0.467	1.141	0.021
1.001	0.053	0.054	1816.573	0.110	0.774	0.035
1.001	0.093	0.050	2344.397	0.146	0.813	0.034
1.002	0.141	0.047	2708.761	0.176	0.859	0.033
1.003	0.245	0.044	3385.519	0.229	0.914	0.031

Calor máximo del supercalentador

El calor máximo del supercalentador se obtiene por medio de la ecuación 2.46, dando como resultado 33757.37 [W].

Eficacia de Supercalentador

La eficiencia del supercalentador se calcula por medio de la ecuación 2.45, dando como resultado 0.94, siendo este valor un buen resultado ya que la mayor parte de del flujo calorífico es aprovechada por el supercalentador.

3.3. Resultados de diseño del supercalentador bajo normas técnicas.

Espesor para el tubo de la coraza.

Se obtuvo el espesor mínimo para la coraza por medio de la ecuación 2.42, dando como resultado 2.44 [mm]. El tubo establecido para la fabricación de la coraza tiene un espesor de 11 [mm], por ende, cumple con las condiciones de diseño.

Espejos.

Se determinó el espesor de los espejos por medio de la ecuación 2.43, la cual da como resultado 32.72 [mm]. Considerando los costos y la corrosión, se seleccionó planchas de acero estructural ASTM A36 de 1 1/2" de espesor.

Baffles.

Se determinó el espesor de los baffles por medio de la ecuación 2.43, la cual da como resultado 32.72 [mm]. Considerando los costos y la corrosión, se seleccionó planchas de acero estructural ASTM A36 de 1 1/2" de espesor.

Espesor de canal de cabezales.

Haciendo uso de la ecuación 2.41, se obtuvo un espesor mínimo para el canal de los cabezales de: 3.05 [mm]. El tubo para la fabricación de la coraza posee un espesor de 11[mm], por consiguiente, dicho valor cumple con los parámetros establecidos para el diseño.

Cabezal frontal y posterior.

Para el cabezal frontal se determinó el espesor por medio de la ecuación 2.43, el cual da como resultado 32.72 [mm]. Considerando el costo para el cabezal y el

medio en contra de la corrosión, se decide seleccionar planchas de acero estructural ASTM A36 de 1 1/2" de espesor.

Por otro lado, para el cabezal posterior se determinó su espesor por medio de la ecuación 2.44, dando como resultado 5.4 [mm]. Considerando el costo para el cabezal y el medio en contra de la corrosión, se decide seleccionar planchas de acero estructural ASTM A36 de ¼" de espesor.

En la tabla 3.2 se presenta los resultados obtenidos para el diseño del supercalentador:

Tabla 3.3. Resultados del supercalentador.

Descripción	Resultados
Calor Transferido	31716.09 [W]
Área de transferencia de Calor	56.645 [m^2]
Flujo másico de vapor	0.097 [Kg/s]
Flujo másico de mezcla de gases	0.021[Kg/s]
Fluido en interior de tubería	Vapor saturado calidad 0.9
Fluido en interior de coraza	Mezcla de gases de combustión
Potencia de bomba	2 [hp]
Material de la tubería	Acero al carbono ASTM A501
Material de la coraza	Acero al carbono ASTM A106 grado B
Material de los espejos	Acero al carbono ASTM A36
Material de los baffles	Acero al carbono ASTM A36
Material canal de cabezales	Acero al carbono ASTM A106 grado B
Material de tapa de cabezales	Acero al carbono ASTM A36
Material de empaques	NA 1100
Material de bridas	Acero al carbono ASTM A36
Diámetro Interno de coraza	1 [m]
Espesor de coraza	11 [mm]
Numero de paso de coraza	1
Numero de pasos de tubería	2
Diámetro exterior de tubería	0.025
Longitud de tubos	1000 [mm]
Arreglo de tubos	Arreglo triangular de 30°
Numero de tubos	300

Numero de baffles	6
Espesor de espejos	38 [mm]
Espesor de baffles	38 [mm]
Espesor de canales de cabezales	11 [mm]
Espesor de tapa cabezal frontal	38 [mm]
Espesor de tapa de cabezal posterior	6 [mm]

3.4. Análisis de Resultados Obtenidos

En base al siguiente análisis se eligió la mejor configuración para la fabricación del supercalentador. Debido a que se cuenta con un espacio reducido para la ubicación del supercalentador, se condiciona que la longitud de la tubería que se encuentra al interior de la coraza mida una longitud máxima de 1[m]. En la figura 3.1 podemos comparar que dependiendo del diámetro de tubería la longitud requerida va a disminuir, es decir, para el diámetro de tubería de 0.039 mm se requiere una menor longitud de tubería, en el caso del diámetro de 0.025 mm existe un incremento en la longitud de tubo requerida. Además, para este diámetro se cumple la condición de longitud máxima de 1[m], como podemos observar. Por tanto, se elige la configuración para este diámetro con un arreglo de 300 tubos. En el caso del diámetro de tubería de 0.019 mm, podemos comprobar que la longitud de tubería aumento considerablemente sobrepasando la longitud máxima requerida de 1[m], por tanto, esta configuración no se considera. De acuerdo con la figura 3.1 podemos observar que, al reducir el número de tubos en la configuración del arreglo, la longitud de tubería aumenta.

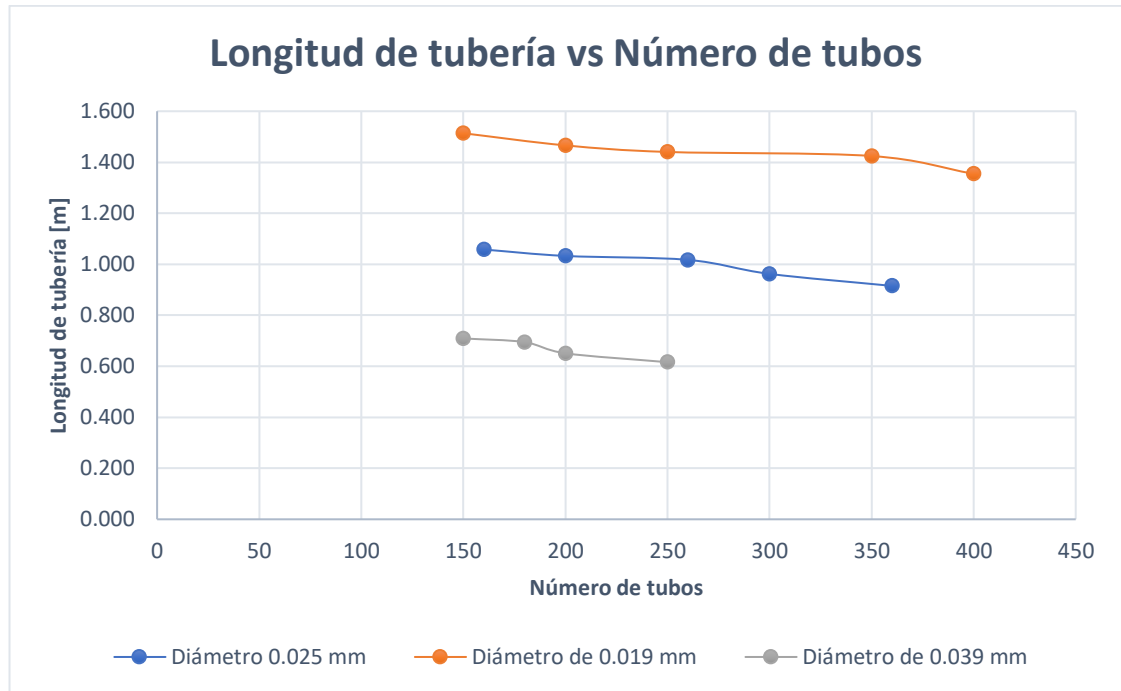


Figura 3.1. Gráfica de No. de tubos vs longitud de tubería

En base a la figura 3.2 podemos observar que a medida que aumente la longitud de tubería, las caídas de presión aumentan y eso puede afectar a las condiciones de presión a la entrada de la turbina por eso estos valores también tienen que ser considerados, por lo cual, se puede determinar que una longitud de tubería de 1 [m] es lo más recomendable para el diseño debido a que ocurren menores caídas de presión, lo que permite una mejor operación de la planta. Además, se puede comparar el comportamiento de la caída de presión para los diferentes diámetros analizados. En el caso de diámetro de 0.019 mm se pudo observar que la caída de presión aumenta considerablemente, afectando al transporte del vapor sobrecalentado, por tanto, este diámetro de tubería no es recomendable. Por otro lado, el diámetro de 0.025 mm se demostró que tiene una caída de presión mínima entre 0.9 a 1.1 m, por tanto, requiere menor cantidad de energía para transportar el vapor saturado. Por último, para un diámetro de tubería de 0.039 mm la caída de presión disminuye a valores entre 0.6 a 0.7 m siendo la configuración con menor cantidad de energía requerida para el transporte del fluido.

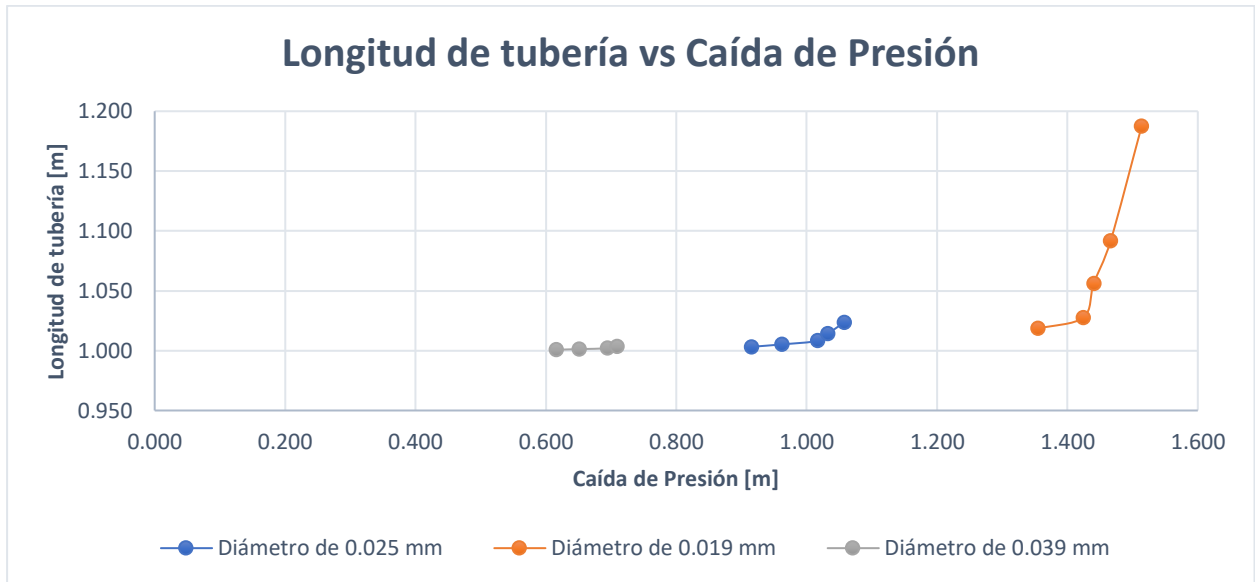


Figura 3.2. Gráfica de longitud de tubería vs Caída de Presión.

Podemos observar en la figura 3.3 que, para los diferentes diámetros de 0.039, 0.025 y 0.019 mm el área de transferencia no tiene un cambio considerable, sin embargo, el factor que va a aumentar el área de transferencia de calor es el número de tubos utilizado en la configuración, lo cual beneficia al supercalentador dado a que se reparte de mejor forma el calor en la superficie de la tubería. Esto es muy importante debido a que la mezcla de gases transfiere el calor hacia la tubería y esta a su vez lo transfiere al vapor saturado transformándolo en vapor sobrecalentado.

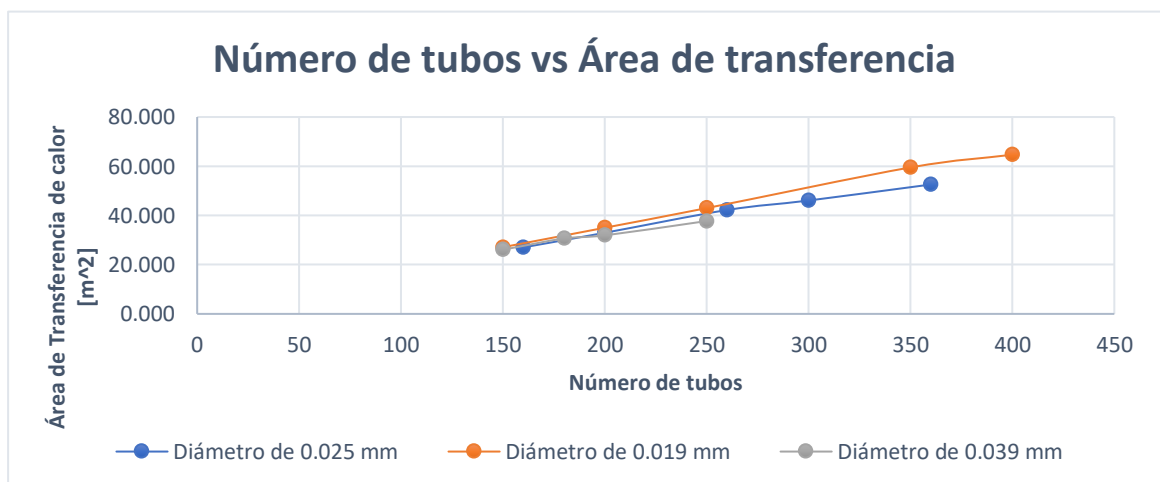


Figura 3.3. Gráfico de No. de tubos vs área de transferencia de calor.

El flujo calorífico es un factor de suma relevancia debido a que nos indica la cantidad de calor que se requiere para llevar el vapor saturado a 180°C con 0.9 de

calidad a vapor sobrecalentado a 225 °C. En la figura 3.4 podemos observar el calor requerido tanto para la parte de ebullición y convección del vapor saturado, lo que nos demuestra que el fluido requiere más calor para el proceso de ebullición el cual nos da un valor de 19537.74 [W]. Por otro lado, para el proceso de convección el calor necesario es de 12178.35 [W]. Dichos valores son coherentes en el proceso dado que el vapor saturado necesita más calor para elevar su calidad, es decir, el vapor saturado requiere de más calor para eliminar la humedad que se encuentra en el mismo, de esta forma se logra transformar en vapor seco. En este estado se necesita menos calor para elevar la temperatura a 225 °C lo cual podemos evidenciar en la figura 3.4.

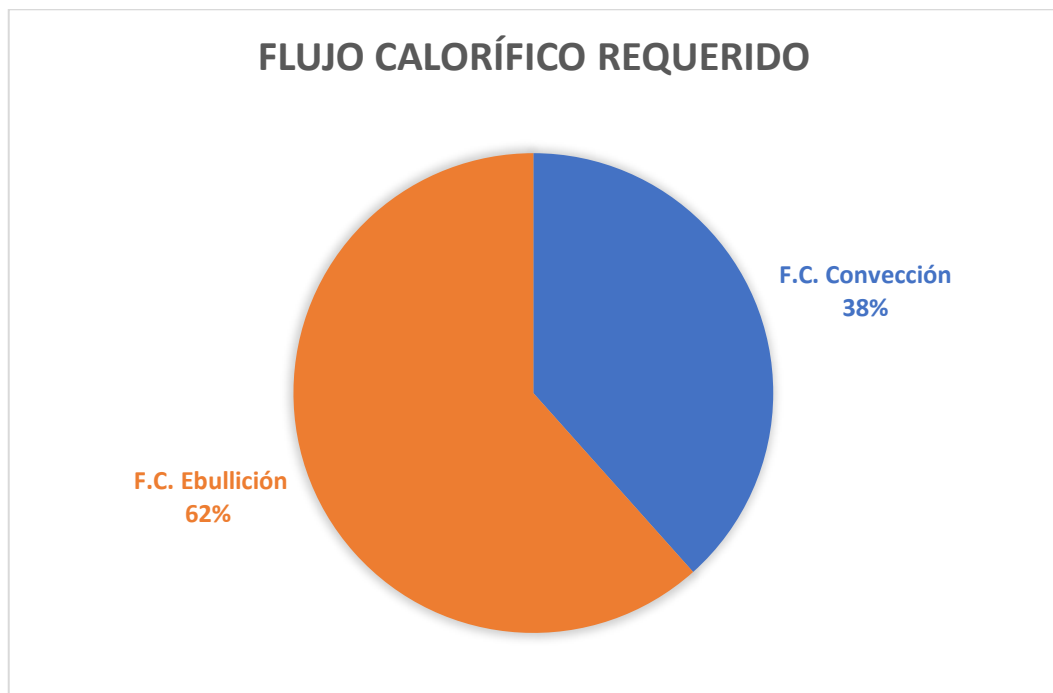


Figura 3.4. Gráfico porcentual de flujo calorífico requerido

En este caso podemos observar que el flujo calorífico de ebullición y convección representan un 62% y 38% respectivamente.

3.5. Análisis Comparativo entre Supercalentador actual y Supercalentador diseñado.

De acuerdo con la temperatura de salida de vapor de 210 °C y el consumo de diésel de $4.75 \left[\frac{l}{hr} \right]$. Se obtuvo los siguientes resultados:

Tabla 3.4. Resultados obtenidos del Supercalentador Actual.

Parámetros	Valores
Caudal masico de vapor [Kg/s]	0.097
Consumo de combustible [Kg/s]	0.023
Temperatura de entrada de vapor [°C]	180.000
Temperatura de salida de vapor [°C]	210.000
Potencia [KW]	27.660
Eficacia	0.763

En la figura 3.5 muestra que el diseño propuesto brinda una mejor potencia de operacional de 31.72 KW, a diferencia del supercalentador actual que alcanza una potencia operacional de 27.66 KW. Representado un incremento del 15% en el parámetro de potencia.

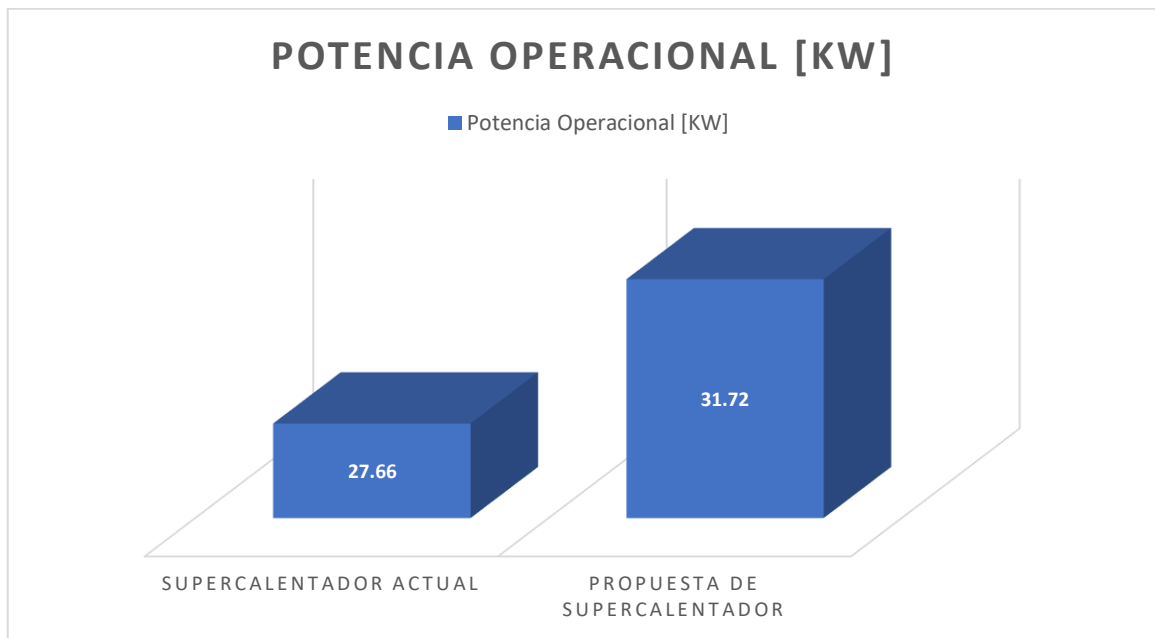


Figura 3.5. Gráfica comparativa de Potencia Operacional.

La figura 3.6 muestra la eficacia de ambos supercalentadores, para el diseño propuesto se logra una eficacia del 0.94 y el supercalentador actual de la planta de vapor posee una eficacia del 0.76. Lo cual representa un incremento del 24% en el parámetro de eficacia.

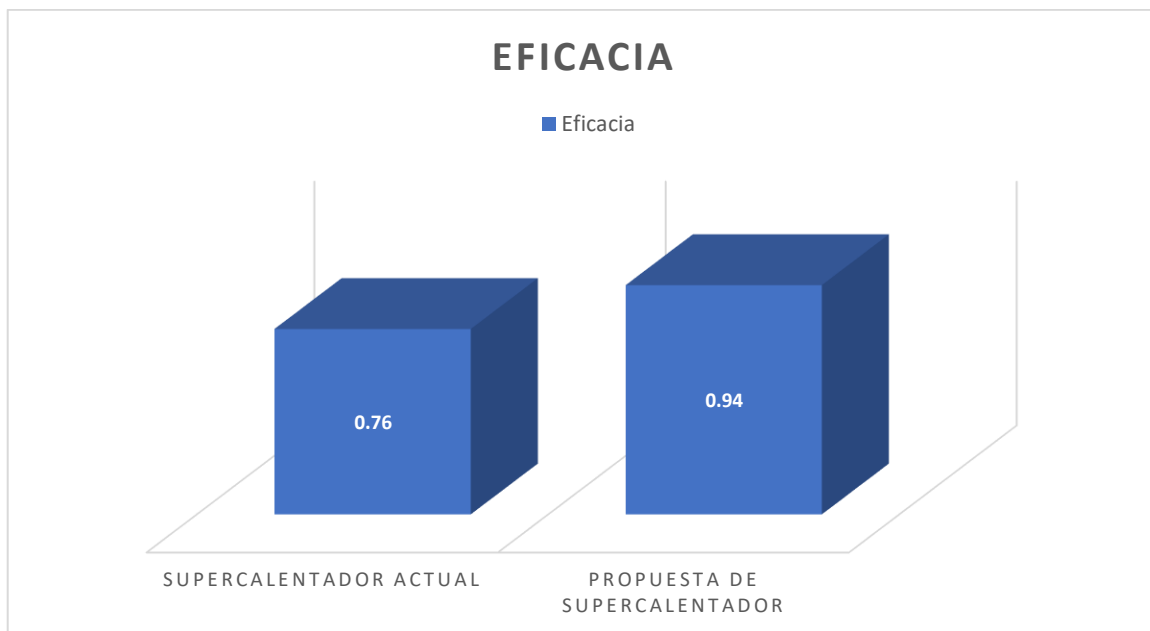


Figura 3.6. Gráfica Comparativa de eficacia de Supercalentadores.

3.6. Análisis del total de los costos del supercalentador.

3.6.1. Costos fijos.

Los costos fijos hacen referencia a: costos por materiales, costos por manufactura y costos por transporte.

Costos de materiales.

Se presenta la tabla 3.3 donde se describe los precios de los materiales, incluyendo IVA.

Tabla 3.5. Costos por partes y elementos.

Cant.	EQUIPO	Cant.	Precio Unitario	Subtotal
1	Tubería de acero al carbono ASTM A106 Grado B NPS 40pulg x 5 m	1	\$1,256.86	\$1,256.86
2	Tubos de acero al carbono ASTM A501 Ø 1"	300	\$22.00	\$6,600.00
3	Plancha/ acero al carbono ASTM A36 3000x6000 mm x 1 ½ "	1	\$695.00	\$695.00
4	Plancha/ acero al carbono ASTM A36 1200x2400 mm x ¼ "	1	\$246.99	\$246.99

5	Pernos SAE grado 5: 1 ¼ " x 3½ " tuercas y arandelas	50	\$1.85	\$92.50
6	Pernos SAE grado 5 1 ¼ " x 2 ½ " tuercas y arandelas	25	\$1.56	\$39.00
7	Lamina de empaque NA1100	1	\$125.50	\$125.50
8	Rollos de lana mineral de roca	7	\$65.00	\$455.00
9	Láminas de aluminio	7	\$32.00	\$224.00
10	Ánodos de sacrificio	5	\$12.00	\$60.00
11	Pintura de esmalte	1	\$8.60	\$8.60
12	Diluyente	1	\$3.25	\$3.25
13	Pintura Anticorrosiva	1	\$11.09	\$11.09
14	Electrodos 7018 x 1/8 "	10	\$3.62	\$36.20
Total de costos [USD]				\$10,147.60

Costo por fabricación.

Para poder fabricar el supercalentador se necesita 4 profesionales: un ensamblador que gana un salario en promedio \$60 al día, un soldador calificado con un salario promedio de \$ 70 al día, y dos ayudantes respectivamente los cuales ganan un salario promedio de \$47.50 cada uno. Se estima que para la construcción e instalación del supercalentador se requiere 20 días laborables. Por tanto, se estima un costo para la fabricación del supercalentador de \$ 4,500.00.

Costos de trabajo en base al sueldo medio de un trabajador en Ecuador. [12]

Total de costos fijos.

Tabla 3.6. Costos fijos.

Descripción	Costo
Costo por partes y elementos	\$10,157.60
Costo de fabricación	\$4,500.00
Costo por movilización	\$300.00
Total de costos [USD]	\$14,957.60

3.6.2. Costos variables

Para los costos indirectos se toma consideración los siguientes parámetros: imprevistos.

Tabla 3.7. Costos variables.

Descripción	Porcentaje	Costo
Costo de imprevistos	\$309.33	\$299.15
Total de Costos [USD]		\$299.15

3.6.3. Costo del supercalentador.

Tabla 3.8. Costo del supercalentador.

Descripción	Costo
Costo fijo	\$14,957.60
Costo variable	\$299.15
Costo total de supercalentador [USD]	\$15,256.75

3.6.4. Costo de operación de planta de vapor.

Los costos de operación representan los gastos que genera mantener en funcionamiento la planta durante 1 horas de operación. Los costos de operación se muestran en la tabla 3.7.

Tabla 3.9. Tabla de costos de operación de Planta de Vapor

Costos de Operación del Laboratorio de Termofluidos de ESPOL			
Costo de Operación (1 hora de funcionamiento)			
Variables	Cant.	Precio Unit.	Subtotal
Consumo de combustible de Caldera	12.52 [gal]	\$ 1.80	\$ 22.54
Consumo de Combustible de Supercalentador	1.30 [gal]	\$ 1.80	\$ 2.34
Consumo de agua	47.6 [m ³]	\$ 0.83	\$ 39.51
Consumo eléctrico de Caldera	0.20 [KW]	\$ 0.92	\$ 0.18
Consumo eléctrico de Supercalentador	0.20 [KW]	\$ 0.92	\$ 0.18
Consumo eléctrico de bombas	1.492 [KW]	\$ 0.92	\$ 1.37
Consumo eléctrico de quemadores	1.67 [KW]	\$ 0.92	\$ 1.54
Consumo eléctrico de panel de control	1.20 [KW]	\$ 0.92	\$ 1.10
Precio total de Operación de Planta [USD]			\$ 68.77

3.6.5. Costo de mantenimiento de supercalentador.

Los costos de mantenimiento representan los gastos que genera mantener en un estado optimo el supercalentador. Recomendado por manual de fabricante. [8]

Tabla 3.10. Tabla de mantenimiento Preventivo

MANTENIMIENTO PREVENTIVO (UNA VEZ POR MES)					
Item	EQUIPO	Unit	Cant.	Precio Unitario	Subtotal
1.01	Toma de lecturas de parámetros de servicio, tiempo de funcionamiento, y alarmas de funcionamiento.	globales	12	\$285.00	\$3,420.00
1.02	Limpieza exterior del sistema.				
1.03	Revisión de sistema de salida de gases				
1.04	Revisión de entrada de aire				
1.05	Revisión de entrada de combustible, y nivel de combustible en el tanque				
1.06	Mantenimiento del quemador de combustible				
1.07	Medición de la temperatura exterior del tanque.				
1.08	Termografía del cuarto, en funcionamiento				
1.09	Revisión del tablero eléctrico				
Precio total del mantenimiento preventivo Anual					\$3,420.00

Tabla 3.11. Tabla de mantenimiento Correctivo

MANTENIMIENTO CORRECTIVO (UNA VEZ POR AÑO)					
Item	EQUIPO	Unit	Cant.	Precio Unitario	Subtotal
MANTENIMIENTO AL TANQUE PRINCIPAL					
2.02	Extracción de tuberías, y limpieza exterior, corrección de picaduras y óxidos	glb	1	\$300.00	\$300.00
2.03	Mantenimiento de baffles	u	6	\$85.00	\$510.00
2.04	Mantenimiento del tanque, revisión interior, y exterior.	u	1	\$420.00	\$420.00
ACCESORIOS					
3.02	Cambio de filtros de combustible	u	1	\$65.00	\$65.00
3.03	Cambio de filtro de salida de gases	u	2	\$300.00	\$600.00
3.05	Cambio de mangueras de agua	mts	5	\$3.50	\$17.50
3.06	Cambio de mangueras de combustible	mts	5	\$10.00	\$50.00
3.07	Cambio de quemadores	u	1	\$350.00	\$350.00
3.09	Limpieza y revisión de tablero eléctrico	u	1	\$85.00	\$85.00
Precio total del mantenimiento correctivo Anual					\$2,397.50
Precio total del mantenimiento correctivo Anual					\$5,817.50

3.6.6. Análisis de costos

El costo de compra de un intercambiador de calor en de tubo y coraza de similares características, está en un rango de \$30,000.00 a \$65,000.00 USD. Como es el caso del intercambiador Richard Stiehler que tiene un costo aproximado de \$50,000.00, el cual se encuentra en el apéndice C, dicho intercambiador posee similares características de operación requeridas por la planta, sin embargo, su costo de venta al público es muy elevado adicional se deben sumar el costo de su transportación por lo que su compra representa un gasto elevado para ESPOL. El diseño presentado como forma de solución a los requerimientos de la planta cumple con todos los requisitos de diseño y su costo es bajo en comparación con el mercado. Por tanto, es una solución factible y accesible que puede solucionar el problema del funcionamiento de la planta de termofluidos de ESPOL.

Para optimizar el diseño del supercalentador y reducir costos de fabricación se elige la opción de 300 tubos y diámetro de tubería de 0.025 m, debido a que cumple con la condición de longitud de tubería máxima hasta 1 [m]. Se puede observar en la figura 3.7 que a medida que se reduce el número de tubos los costos de fabricación disminuyen. Además, se logra aumentar la velocidad del vapor saturado al interior de la tubería mejorando la turbulencia del fluido y el coeficiente de convección interno. Por tanto, es óptima esta configuración con 300 tubos debido a que permite una mejora considerable en el diseño y reducción de costos.

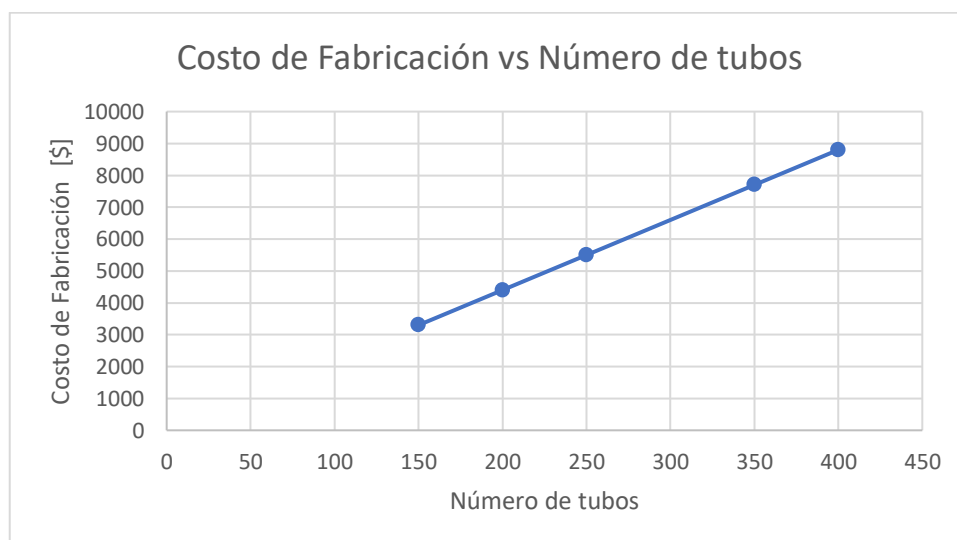


Figura 3.7. Gráfica de Costo de fabricación número de tubos.

CAPÍTULO 4

4. Conclusiones y Recomendaciones

4.1. Conclusiones

De acuerdo con las evaluaciones de funcionamiento realizadas en la planta de vapor del laboratorio de termofluidos de ESPOL, se determinó que:

- La caldera se encuentra operativa y trabaja en sus parámetros normales de funcionamiento los cuales son: presión a 10 [bar], temperatura de ingreso de agua 38 [°C], salida de vapor saturado a 180 [°C], calidad del vapor 0.9 y no presenta sobrecalentamiento.
- La planta de tratamiento de agua se encuentra operativa y trabaja en los parámetros normales de funcionamiento separando las impurezas y sales que se encuentra en el agua, obteniendo un fluido tratado ideal para la operación de la caldera, de esta forma se obtiene un vapor saturado en condiciones ideales.
- El supercalentador actual presenta problemas de un exceso de consumo del diésel con un incremento del 12%, es decir consume 0.5 [l] de diésel adicionales para obtener una temperatura de 210[°C], esto genera que aumente presión al interior del supercalentador debido al exceso de gases de combustión provocando un levantamiento de la tapa que cubre la salida de los gases de combustión.

El diseño del supercalentador se basa en la normativa TEMA (The Tubular Exchanger Manufacturer Association) que nos indica los parámetros necesarios para seleccionar parámetros importantes que conforman el intercambiador de calor de tubo y coraza como:

- Arreglo de tubos.
- Número de tubos.
- Longitud de tubería.
- Geometría de coraza.
- Geometría de cabezal posterior y delantero.

Se determinó que el vapor saturado requiere más flujo calorífico para pasar de 0.9 a 1 de calidad, lo cual representa una potencia de 19537.74 [W], mientras que para aumentar la temperatura del vapor saturado de 180 [°C] a 225 [°C] se requiere menos potencia, que en este caso es 12178.35 [W].

Se determinó que la eficacia del supercalentador es del 0.94 superando a la eficacia del supercalentador la cual es de 0.76, por tanto, el diseño cumple con los parámetros de funcionamiento de la planta de vapor y logra que la potencia generada se transfiera de forma eficaz.

4.2. Recomendaciones

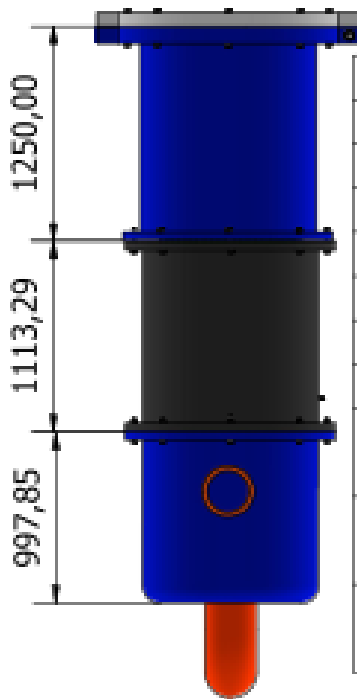
- 1) Se recomienda realizar mantenimientos preventivos a la planta de vapor para que los equipos que la conforma no sufran daños o desperfectos a futuro; es importante revisar continuamente que los equipos se mantengan en los parámetros nominales de operación para evitar posibles daños.
- 2) Se recomienda purgar la caldera cada 8 horas de trabajo para que no se acumulen residuos que puedan causar una menor eficiencia de operación de esta y no logre entregar un vapor en las condiciones de trabajo adecuadas.
- 3) Es importante seguir las recomendaciones que se encuentran en el código ASME, para la construcción del supercalentador, debido a que requiere de procesos de soldadura y ensamblaje de las piezas para su fabricación.
- 4) Se recomienda fijar el intercambiador al piso para evitar vibraciones que puedan afectar al funcionamiento de este, de acuerdo con la normativa ASME sección vii los recipientes a presión deben estar fijos para la mantener el equipo en óptimas condiciones de funcionamiento. Esto se puede realizar bajo el criterio de uniones emperradas en los que se analizan las cargas a las que puede estar sometidas las uniones como lo dice el libro de Diseño de Ingeniería en Mecánica de Shigley, capítulo 8: Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes.

Bibliografía

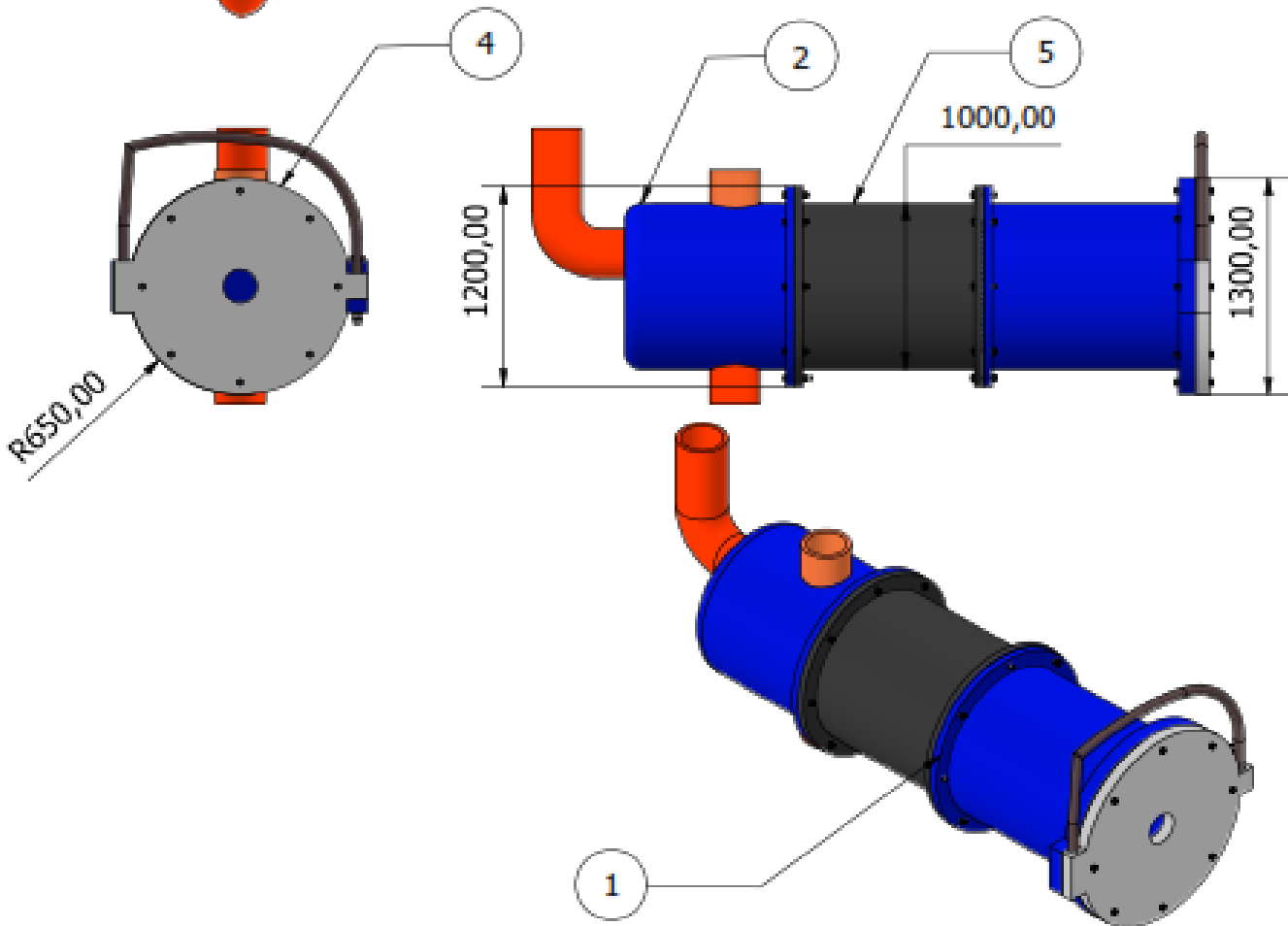
- [1] TEMA, «STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURE ASSOCIATION,» TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, INC, New York, Tarrytown, 2019.
- [2] ASME, Boiler and pressure vessel code. Section VII D1., New York: ASME, 2019.
- [3] N. F. P. Association, NFPA 30: Flammable and Combustible Liquids Code, New York: OPCI, 2018.
- [4] E. Cao, Heat Transfer in Process Engineering, New York: Mc Graw Hill, 2010.
- [5] S. C. J. Y. & F.-P. A. C. McAllister, Fundamentals of combustion processes, New York: Springer, 2011.
- [6] F. P. & D. D. P. Incropera, Fundamentos de transferencia de Calor, New York: Pearson Education, 1999.
- [7] E. ToolBox, «Engineering ToolBox,» Combustion Efficiency and Excess Air, 09 11 2003. [En línea]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/boiler-combustion-efficiency-d_271.html . [Último acceso: 26 12 2022].
- [8] ESPOL, «Manual del sistema de Vapor,» Guayaquil, 1985.
- [9] T. L. BERGMAN, A. S. LAVINE, F. P. NCROPERA y D. P. DEWITT, «Apéndice, Tablas A.6: Propiedades Termofísicas de Vapor Saturado.,» de *Transferencia de Calor y Masa.*, John Wiley, 2011, pp. 1003-1004.
- [10] B. Yunus A. Cengel Michael A, Termodinámica, New York: Mc Graw Hill, 2019.
- [11] S. Kakac, «HEAT EXCHANGERS: Selection, Rating and Thermal Design,» CRC Press, New York, 2012.
- [12] A. A. Madero, «SUELDOS, SALARIOS MÍNIMOS SECTORIALES Y TARIFAS PARA EL SECTOR PRIVADO,» República del Ecuador, Quito, 2020.

- [13] «The American Society of Mechanical Engineers,» de *2004 ASME: Código de Calderas y Recipiente de presión.*, Nueva York, The American Society of Mechanical Engineers, 2004, pp. 69-76.
- [14] I. T. d. T. Gutiérrez, *Mantenimiento Preventivo y/o Rehabilitación a Turbinas de Vapor*, Oaxaca-Mexico, 2014.
- [15] P. S.A., «Hoja de datos de Seguridad para Combustible diesel B5 S 50-11,» Primax, Guayaquil, 2011.

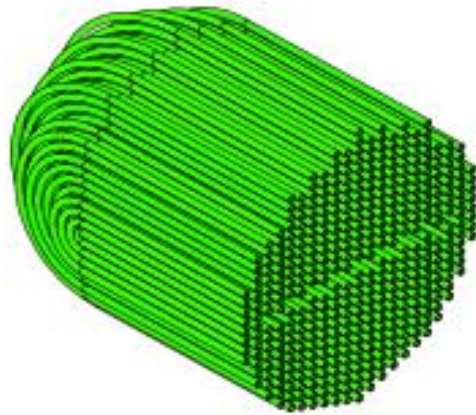
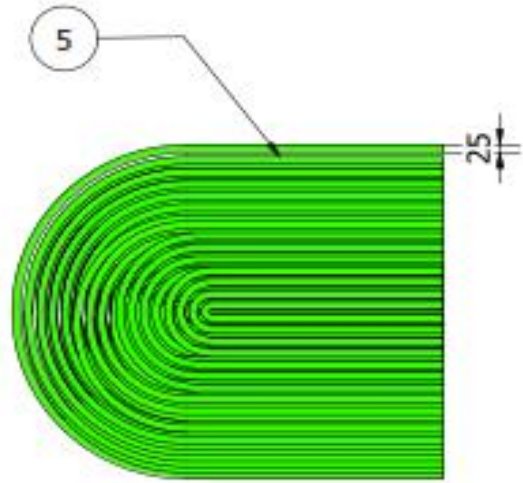
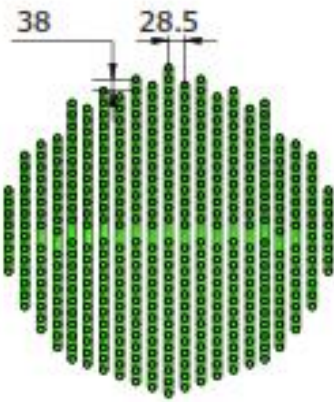
PLANOS



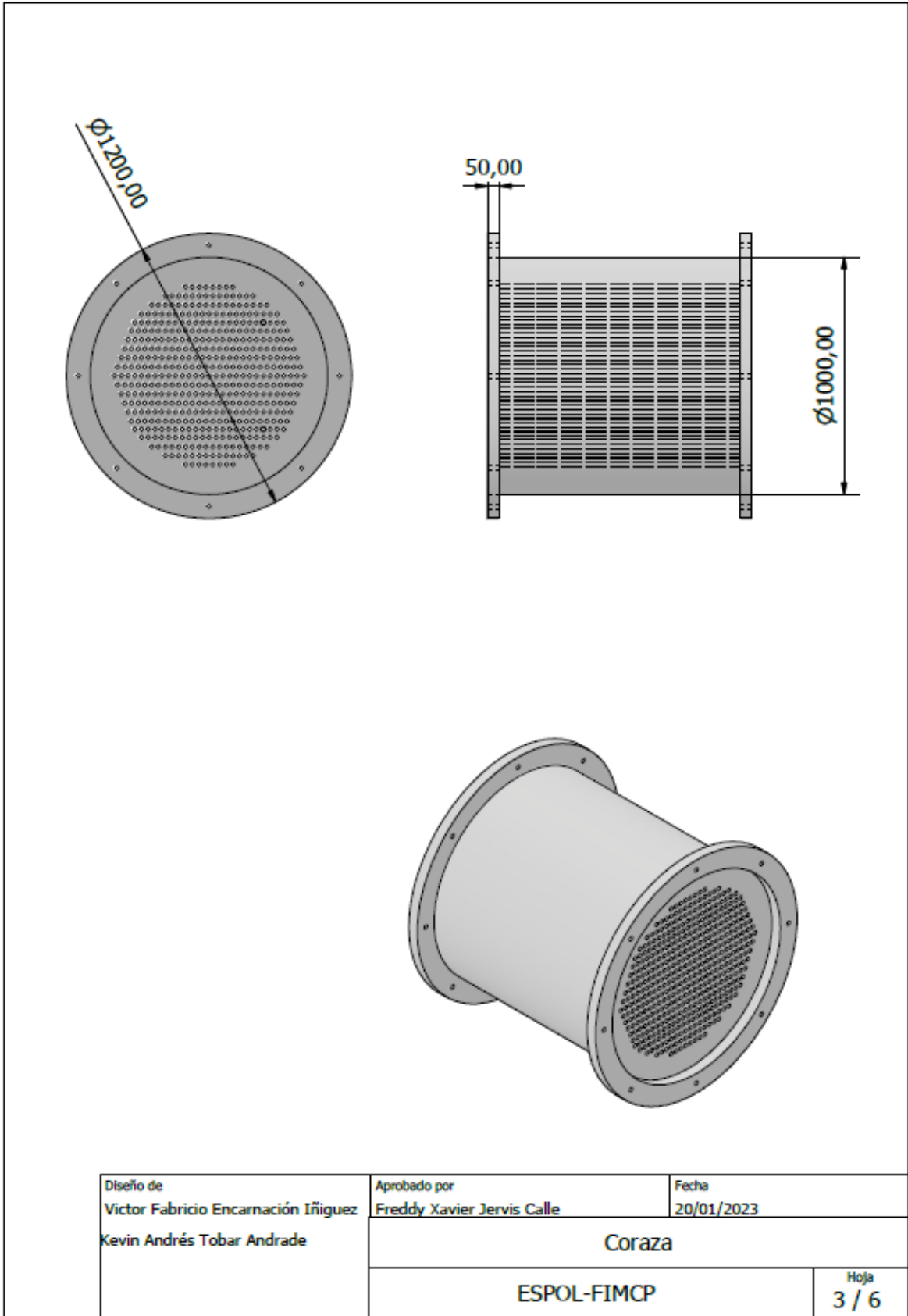
LISTA DE PIEZAS			
ELEMT.	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Coraza	-
2	1	Cabezal posterior	-
3	1	Cabezal frontal	-
4	1	compuerta	
5	360	tuberia	2 pasos.
6	4	Baffles	Estilos de tuercas -
7	8	AS 1111 - M20 x 200	Pernos para la compuerta.
8	16	AS 1111 - M20 x 150	Pernos para la coraza.
9	16	AS 1112 - M20 Tipo 5	Tuercas hexagonales ISO métricas.



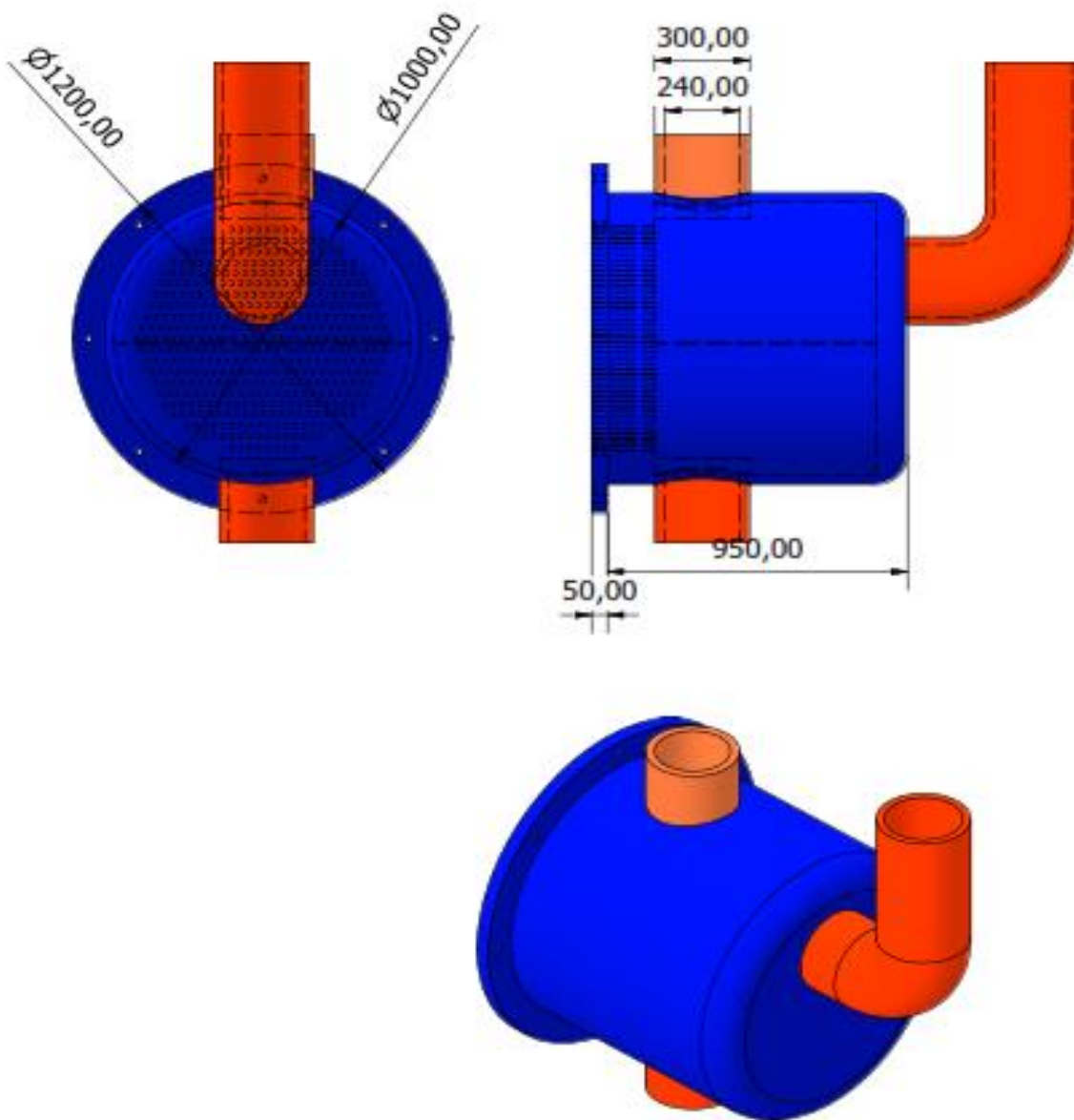
Diseño de Victor Fabricio Encarnación Iñiguez Kevin Andrés Tobar Andrade	Aprobado por Ing. Freddy Xavier Jervis Calle	Fecha 20/01/2023
Supercalentador		
ESPOL-FIMCP		Hoja 1 / 6



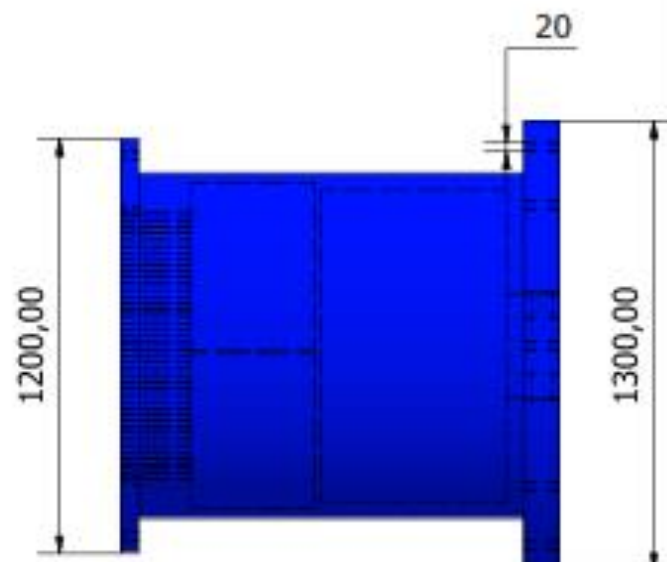
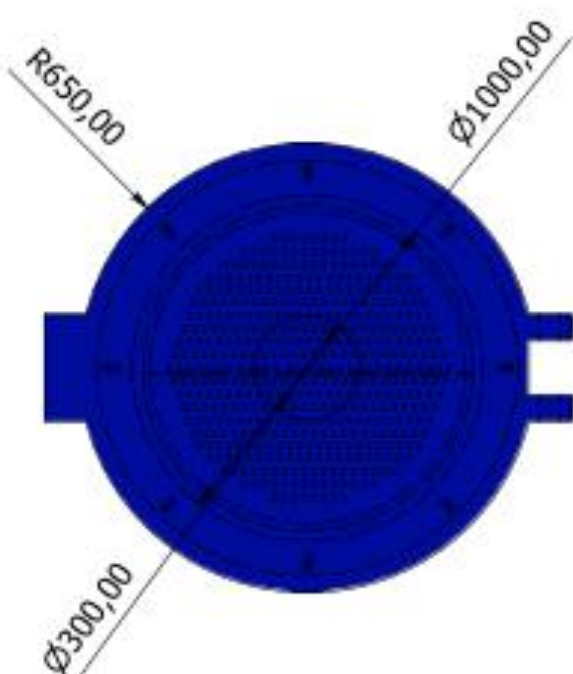
Diseño de Victor Fabricio Encarnación Iñiguez	Aprobado por Freddy Xavier Jervis Calle	Fecha 20/01/2023
Kevin Andrés Tobar Andrade	Vista de arreglo de tubos	
	ESPOL-FIMCP	Hoja 2 / 6



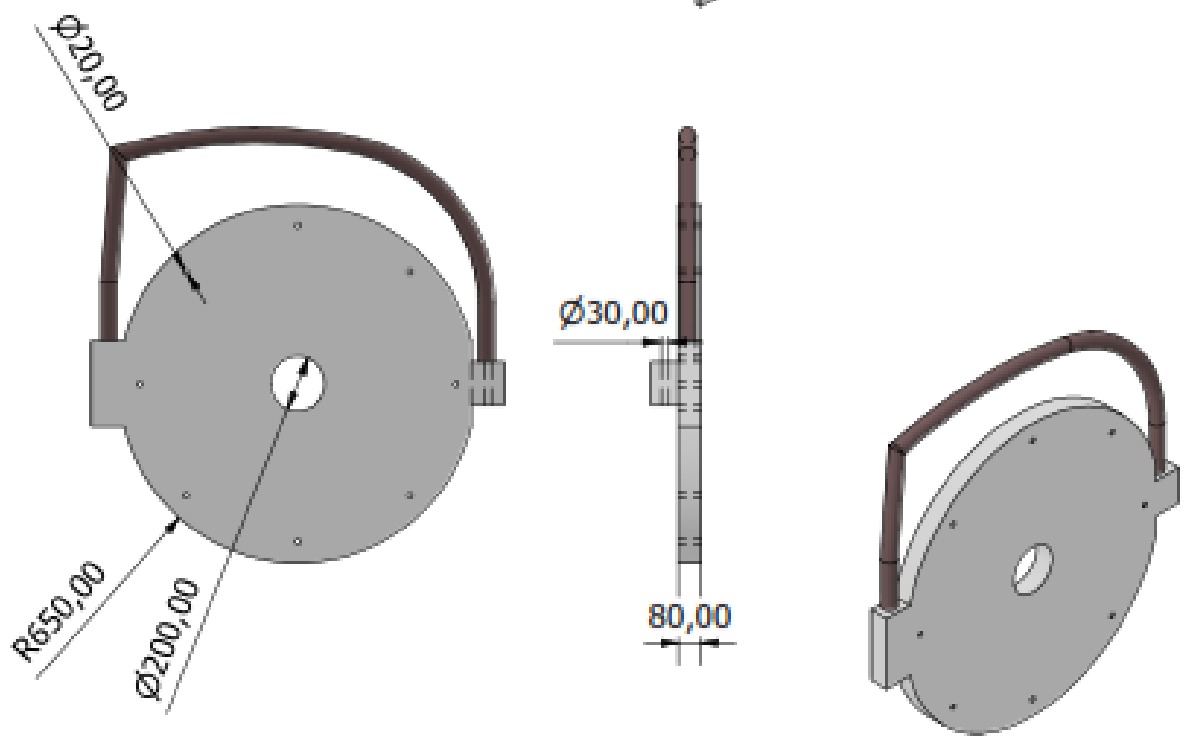
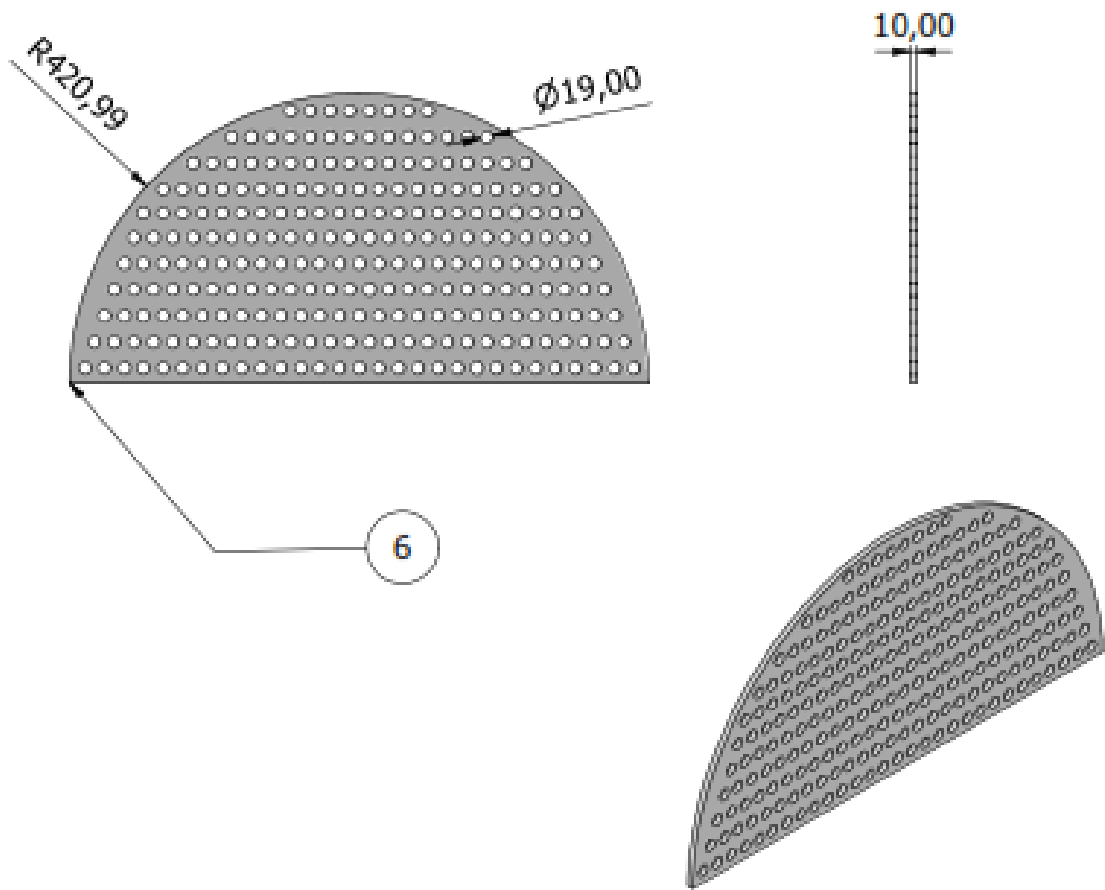
Diseño de Victor Fabricio Encarnación Iñiguez Kevin Andrés Tobar Andrade	Aprobado por Freddy Xavier Jervis Calle	Fecha 20/01/2023
Coraza		
ESPOL-FIMCP		Hoja 3 / 6



Diseño de Victor Fabricio Encarnación Iñiguez Kevin Andrés Tobar Andrade	Aprobado por Freddy Xavier Jervis Calle	Fecha 20/01/2023
Cabezales		
ESPOL-FIMCP		Hoja 4 / 6



Diseño de Victor Fabricio Encarnación Ifigüez Kevin Andrés Tobar Andrade	Aprobado por Freddy Xavier Jervis Calle	Fecha 20/01/2023
Cabezales		
ESPOL-FIMCP		Hoja 5 / 6



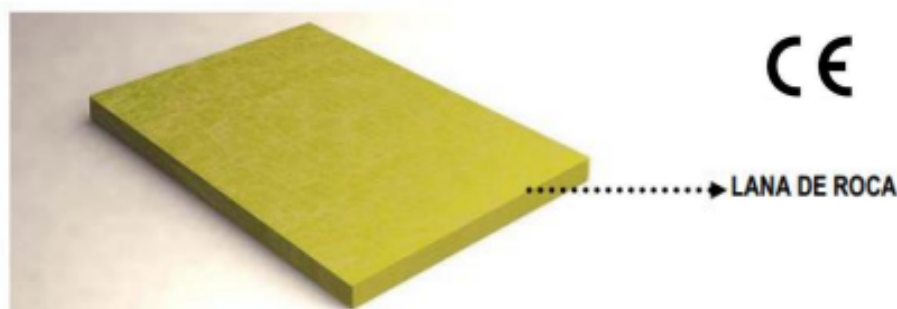
Diseño de Victor Fabricio Encarnación Ilguez Kevin Andrés Tobar Andrade	Aprobado por Freddy Xavier Jervis Calle	Fecha 20/01/2023
Baffles/Compuerta		
ESPOL-FIMCP		Hoja 6 / 6

APÉNDICE A

	LAROC N 150/				
	PANELES AISLANTES DE LANA DE ROCA, NO SOLDABLES				
	FICHA TÉCNICA Nº 81415 - REVISIÓN 13/19 – FECHA: 01.04.2019 ESTA REVISIÓN ANULA TODA ANTERIOR CE				

DESCRIPCIÓN:

Panel rígido de alta densidad, constituido por lana de roca hidrofugada, sin revestir. De 150 kg/m³ de densidad nominal. Con acabado NO soldable.



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

PROPIEDAD (TIPO)	Norma UNE EN	Unidad	N 150/4	N 150/5	N 150/6	N 150/8	N 150/10
Conductividad térmica declarada (λ). A 10 °C	UNE-EN 12667/12939	W/m K	0,038				
Resistencia térmica declarada (R_0). A 10 °C	UNE-EN 822/3	m ² K/W	1,05	1,30	1,55	2,10	2,60
Espesor. (Tolerancia \pm 3 mm) Clase T5	UNE-EN 822/3	mm	40	50	60	80	100
Largo. (Tolerancia \pm 2 %)	UNE-EN 822/3	mm	1.200				
Ancho. (Tolerancia \pm 1,5 %)	UNE-EN 822/3	mm	1.000				
Escuadría. (Desviación largo / ancho)	UNE-EN 824	--	<5 mm/m				
Planeza(Flecha)	UNE-EN 825	--	\leq 6 mm				
Estabilidad dimensional (23 °C/90 % HR) y (70 °C/50 % HR)	UNE-EN 1604	%	Ancho ($\Delta\epsilon_x$) Largo ($\Delta\epsilon_z$) \leq 0,0				
Resistencia a la tracción paralela a las caras	UNE-EN 1608	kPa	160				
Resistencia a la tracción perpendicular a las caras	UNE-EN 1607	kPa	\geq 7,5				
Tensión de compresión (σ_{10})	UNE-EN 826	kPa	\geq 50				
Deformación sobre carga puntual	UNE-EN 12430	N	\geq 450 N				

Comportamiento frente al agua / humedad: Producto que repele el agua, no higroscópico y con capilaridad nula.

Absorción de agua. (Por inmersión parcial) (Ws)	UNE-EN 1609	kg/m ²	\leq 1
Factor de difusión al vapor de agua. (μ)	BS 2972	--	1,3
Reacción al fuego. (Clasificación según "Euroclases")	UNE-EN 13501 / EN ISO1182	--	Euroclase A1. INCOMBUSTIBLE

PRODUCTO CON MARCADO CE. UNE-EN 13162. MW EN 13162 -T5 -Ws

APÉNDICE B

TABLE A.4 *Continued*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Ammonia (NH₃) (continued)							
400	0.5136	2.287	138	26.9	37.0	31.5	0.853
420	0.4888	2.322	145	29.7	40.4	35.6	0.833
440	0.4664	2.357	152.5	32.7	43.5	39.6	0.826
460	0.4460	2.393	159	35.7	46.3	43.4	0.822
480	0.4273	2.430	166.5	39.0	49.2	47.4	0.822
500	0.4101	2.467	173	42.2	52.5	51.9	0.813
520	0.3942	2.504	180	45.7	54.5	55.2	0.827
540	0.3795	2.540	186.5	49.1	57.5	59.7	0.824
560	0.3708	2.577	193	52.0	60.6	63.4	0.827
580	0.3533	2.613	199.5	56.5	63.8	69.1	0.817
Carbon Dioxide (CO₂), $M = 44.01$ kg/kmol							
280	1.9022	0.830	140	7.36	15.20	9.63	0.765
300	1.7730	0.851	149	8.40	16.55	11.0	0.766
320	1.6609	0.872	156	9.39	18.05	12.5	0.754
340	1.5618	0.891	165	10.6	19.70	14.2	0.746
360	1.4743	0.908	173	11.7	21.2	15.8	0.741
380	1.3961	0.926	181	13.0	22.75	17.6	0.737
400	1.3257	0.942	190	14.3	24.3	19.5	0.737
450	1.1782	0.981	210	17.8	28.3	24.5	0.728
500	1.0594	1.02	231	21.8	32.5	30.1	0.725
550	0.9625	1.05	251	26.1	36.6	36.2	0.721
600	0.8826	1.08	270	30.6	40.7	42.7	0.717
650	0.8143	1.10	288	35.4	44.5	49.7	0.712
700	0.7564	1.13	305	40.3	48.1	56.3	0.717
750	0.7057	1.15	321	45.5	51.7	63.7	0.714
800	0.6614	1.17	337	51.0	55.1	71.2	0.716
Carbon Monoxide (CO), $M = 28.01$ kg/kmol							
200	1.6888	1.045	127	7.52	17.0	9.63	0.781
220	1.5341	1.044	137	8.93	19.0	11.9	0.753
240	1.4055	1.043	147	10.5	20.6	14.1	0.744
260	1.2967	1.043	157	12.1	22.1	16.3	0.741
280	1.2038	1.042	166	13.8	23.6	18.8	0.733
300	1.1233	1.043	175	15.6	25.0	21.3	0.730
320	1.0529	1.043	184	17.5	26.3	23.9	0.730
340	0.9909	1.044	193	19.5	27.8	26.9	0.725
360	0.9357	1.045	202	21.6	29.1	29.8	0.725
380	0.8864	1.047	210	23.7	30.5	32.9	0.729
400	0.8421	1.049	218	25.9	31.8	36.0	0.719
450	0.7483	1.055	237	31.7	35.0	44.3	0.714
500	0.67352	1.065	254	37.7	38.1	53.1	0.710
550	0.61226	1.076	271	44.3	41.1	62.4	0.710
600	0.56126	1.088	286	51.0	44.0	72.1	0.707

TABLE A.4 *Continued*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Hydrogen (H₂) (continued)							
600	0.04040	14.55	142.4	352	305	519	0.678
700	0.03463	14.61	157.8	456	342	676	0.675
800	0.03030	14.70	172.4	569	378	849	0.670
900	0.02694	14.83	186.5	692	412	1030	0.671
1000	0.02424	14.99	201.3	830	448	1230	0.673
1100	0.02204	15.17	213.0	966	488	1460	0.662
1200	0.02020	15.37	226.2	1120	528	1700	0.659
1300	0.01865	15.59	238.5	1279	568	1955	0.655
1400	0.01732	15.81	250.7	1447	610	2230	0.650
1500	0.01616	16.02	262.7	1626	655	2530	0.643
1600	0.0152	16.28	273.7	1801	697	2815	0.639
1700	0.0143	16.58	284.9	1992	742	3130	0.637
1800	0.0135	16.96	296.1	2193	786	3435	0.639
1900	0.0128	17.49	307.2	2400	835	3730	0.643
2000	0.0121	18.25	318.2	2630	878	3975	0.661
Nitrogen (N₂), $\mu = 28.01$ kg/kmol							
100	3.4388	1.070	68.8	2.00	9.58	2.60	0.768
150	2.2594	1.050	100.6	4.45	13.9	5.86	0.759
200	1.6883	1.043	129.2	7.65	18.3	10.4	0.736
250	1.3488	1.042	154.9	11.48	22.2	15.8	0.727
300	1.1233	1.041	178.2	15.86	25.9	22.1	0.716
350	0.9625	1.042	200.0	20.78	29.3	29.2	0.711
400	0.8425	1.045	220.4	26.16	32.7	37.1	0.704
450	0.7485	1.050	239.6	32.01	35.8	45.6	0.703
500	0.6739	1.056	257.7	38.24	38.9	54.7	0.700
550	0.6124	1.065	274.7	44.86	41.7	63.9	0.702
600	0.5615	1.075	290.8	51.79	44.6	73.9	0.701
700	0.4812	1.098	321.0	66.71	49.9	94.4	0.706
800	0.4211	1.122	349.1	82.90	54.8	116	0.715
900	0.3743	1.146	375.3	100.3	59.7	139	0.721
1000	0.3368	1.167	399.9	118.7	64.7	165	0.721
1100	0.3062	1.187	423.2	138.2	70.0	193	0.718
1200	0.2807	1.204	445.3	158.6	75.8	224	0.707
1300	0.2591	1.219	466.2	179.9	81.0	256	0.701
Oxygen (O₂), $\mu = 32.00$ kg/kmol							
100	3.945	0.962	76.4	1.94	9.25	2.44	0.796
150	2.585	0.921	114.8	4.44	13.8	5.80	0.766
200	1.930	0.915	147.5	7.64	18.3	10.4	0.737
250	1.542	0.915	178.6	11.58	22.6	16.0	0.723
300	1.284	0.920	207.2	16.14	26.8	22.7	0.711

TABLE A.4 *Continued*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Oxygen (O₂) (continued)							
350	1.100	0.929	233.5	21.23	29.6	29.0	0.733
400	0.9620	0.942	258.2	26.84	33.0	36.4	0.737
450	0.8554	0.956	281.4	32.90	36.3	44.4	0.741
500	0.7698	0.972	303.3	39.40	41.2	55.1	0.716
550	0.6998	0.988	324.0	46.30	44.1	63.8	0.726
600	0.6414	1.003	343.7	53.59	47.3	73.5	0.729
700	0.5498	1.031	380.8	69.26	52.8	93.1	0.744
800	0.4810	1.054	415.2	86.32	58.9	116	0.743
900	0.4275	1.074	447.2	104.6	64.9	141	0.740
1000	0.3848	1.090	477.0	124.0	71.0	169	0.733
1100	0.3498	1.103	505.5	144.5	75.8	196	0.736
1200	0.3206	1.115	532.5	166.1	81.9	229	0.725
1300	0.2960	1.125	588.4	188.6	87.1	262	0.721
Water Vapor (Steam), $M = 18.02$ kg/kmol							
380	0.5863	2.060	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
400	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.980	152.5	31.11	29.9	30.8	1.01
500	0.4405	1.985	170.4	38.68	33.9	38.8	0.998
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.9	47.4	0.993
600	0.3652	2.026	206.7	56.60	42.2	57.0	0.993
650	0.3380	2.056	224.7	66.48	46.4	66.8	0.996
700	0.3140	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1.00
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1.00
800	0.2739	2.152	278.6	101.7	59.2	100	1.01
850	0.2579	2.186	296.9	115.1	63.7	113	1.02

^aAdapted from References 8, 14, and 15.

APÉNDICE C



Richard Stiehler - Intercambiador de calor de carcasa y tubos

<https://www.foeth.com/es/intercambiadore...arcasa-y-tubos/richard-stiehler-356t1071>

PDF created on: 22-01-2023

General



SKU	356T1071
Ubicación	Barneveld
Hacer	Richard Stiehler
N.º	16.879
Año de construcción	2019

Vacío posible	✓
Presión operacional de la concha	10 Bar

Principales características

Casco (Material)	Acero inoxidable
Tubo (Material)	Acero inoxidable
Superficie	22 m ²

Características especificados - Intercambiador de calor de carcasa y tubos

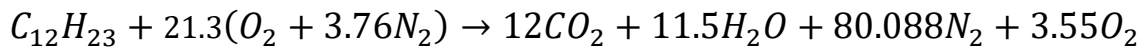
Material	Acero inoxidable 1.4541 (321)
Intercambiador de calor	✓
Horizontal	✓
Organismo notificado	TÜV
Superficie de calentamiento	± 22 m ²
Capacidad del tubo	± 63 Ltr.
U-type	✓
Número de tubos:	84
Diametro del tubo	15 mm

APÉNDICE D

Cálculos detallados

Ecuación de Combustión.

A través de la ecuación 2.1 se puede obtener la ecuación de combustión completa para el combustible diésel con aire en exceso del 20%, siendo la fórmula molecular del combustible diésel $C_{12}H_{23}$:



Número másico total en mezcla por la combustión.

El número total de masa representa la suma de cada contribución (CO_2 , N, O) en la combustión, como lo plantea la ecuación 2.2:

$$M_{total} = 122 \frac{g}{mol},$$

Fracción molar por producto.

La fracción molar de cada producto se calcula de forma independiente para cada compuesto de la mezcla en la combustión, esto se lo calcula por medio las ecuaciones 2.3, 2.4, 2.5 y 2.6, y 2.10. Como ya se mencionó estas propiedades se calculan sumando las fracciones másicas de cada compuesto en los gases de combustión y cada propiedad del compuesto es obtenida por tablas a una temperatura promedio entre la Temperatura de llama y un punto cerca de la salida de los gases de combustión.

$$y_{CO_2} = 0.3607$$

$$y_{H_2O} = 0.1475$$

$$y_{N_2} = 0.2295$$

$$y_{O_2} = 0.2623$$

Propiedades de los productos por la combustión.

Las propiedades de los productos por la combustión son factores necesarios para realizar el análisis de la temperatura de llama y coeficiente térmico. Estas

propiedades se calculan por medio de las siguientes ecuaciones 2.7, 2.8, 2.9, 2.10:

$$c_{pmezcla} = 1321.31 \left[\frac{J}{Kg^{\circ}C} \right]$$

$$v_{mezcla} = 4.27 \times 10^{-5} \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$$

$$k_{mezcla} = 0.0707 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

$$\rho_{combustible} = 0.4137 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$Pr_{mezcla} = 0.7572$$

Cálculo del coeficiente interno de transferencia de calor h_i .

Numero de Reynold [4]

$$Re_D = \frac{4(\dot{m}_{vapor})N_{pt}}{\mu\pi N_t d_i}$$

Donde:

\dot{m}_{vapor} flujo masico de vapor

N_{pt} numero de pasos de tubería

μ Viscosidad dinámica

N_t Numero de tubos

d_i diámetro Interno de tubería

La viscosidad dinámica se obtuvo interpolación de Tabla de propiedades termodinámicas de vapor a temperatura promedio de:

$$T_{prom} = \frac{453 + 498}{2}$$

$$T_{prom} = 475.5 K$$

Por tanto:

$$\mu = 1.61629 * 10^{-5}$$

$$Re_D = \frac{4 * (0.097) * 2}{1.61629 * 10^{-5} * \pi * 300 * 0.024}$$

$$Re_D = 2224.52$$

Numero de Nusselt [4]:

El número de Nusselt se determinó por medio de la ecuación de Sieder and Tate para flujo laminar $Re < 2100$ para flujo en transición con valores de Reynolds de $2100 < Re$ [4]:

$$Nu_D = \left(1.86 \left(Re_D * Pr * \frac{d_i}{L} \right)^{0.33} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right)$$

Donde:

μ_w Viscosidad dinámica

L longitud de tubería

Por tablas de vapor saturado a una presión de temperatura de 202.5°C , se obtiene el número de Prandtl y la viscosidad dinámica. [6].

$$Pr = 1.004$$

$$\mu = 1.61629 * 10^{-5} \left[\frac{W}{m^\circ\text{C}} \right]$$

$$\mu_w = 0.00001704 \left[\frac{W}{m^\circ\text{C}} \right]$$

$$Nu_D = \left(1.86 \left(2224.52 * 1.004 * \frac{0.024}{1} \right)^{0.33} * \left(\frac{1.61629 * 10^{-5}}{0.00001704} \right)^{0.14} \right)$$

$$Nu_D = 6.76$$

Finalmente, el coeficiente transferencia convectivo en el interior de la tubería está dado por la siguiente ecuación [6]:

$$h_{convectivo} = \frac{Nu k_{vapor}}{d_i}$$

$$h_{convectivo} = \frac{6.76 * 0.03398}{0.024}$$

$$h_{convectivo} = 10.037 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Para obtener coeficiente de transferencia de ebullición en el interior de la tubería se debe de usar la correlación de Bromley, la cual plantea lo siguiente [4]:

Las propiedades termodinámicas utilizadas son a 10 bar y temperatura de 180 °C

$$h_{ebullición} = 0.62 \left[\frac{k_{vapor}^3 (\rho_{liquido} - \rho_{vapor}) \rho_{vapor} h_{fg}}{\mu_{vapor} d_o \Delta T} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_{ebullición} = 0.62 \left[\frac{0.0363(868.056 - 7.35) * 7.35 * 195100}{0.00001554 * 0.024 * 45} \right]$$

$$h_{ebullición} = 264.75 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia al interior de la tubería, se toma en consideración el porcentaje de calor que se necesita para el aumento de la calidad de $x = 0.9$ a $x = 1$ y el porcentaje de calor requerido para el aumento de temperatura de 180 °C a 225 °C. Para el cálculo de porcentajes se utiliza las siguientes ecuaciones [6]:

A 225°C

$$c_{p,s} = 3.130 \left[\frac{KJ}{KgK} \right].$$

A 10 bar

$$h_{fg} = 2014.2 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Para el porcentaje ebullición [6]:

$$q_{\%,ebullición} = \frac{((1 - 0.9)195100)}{(1 - 0.9)195100 + 3.130(225 - 180)}$$

$$q_{\%,ebullición} = 0.384$$

Para el porcentaje de convección [6]:

$$q_{\%,convección} = \frac{3.130(225 - 180)}{(1 - 0.9)195100 + 3.130(225 - 180)}$$

$$q_{\%,convección} = 0.616$$

Por tanto, el coeficiente de transferencia de calor interno se obtuvo por medio de la siguiente ecuación: [6]

$$h_i = 0.384 * 10.037 + 0.616 * 264.75$$

$$h_i = 166.94 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Cálculo del coeficiente externo de transferencia de calor h_o

El número de Nusselt promedio al exterior del arreglo de tubería se calcula de acuerdo con la correlación de Zukauskas [6]:

El número de Prandtl es el promedio de todos los productos de la combustión:

$$Pr = 0.7572$$

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

El factor C_1 se lo determina de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$0.35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{\frac{1}{5}}$$

$$C_1 = 0.35 \left(\frac{0.038}{0.0285} \right)^{1/5}$$

$$C_1 = 0.3707$$

Siendo $m = 0.6$.

Se calcula la velocidad máxima de los gases de combustión [6]:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - d_o} V$$

Donde:

S_T es la longitud transversal entre las tuberías.

d_o es el diámetro exterior de la tubería

V es la velocidad estimada de los gases de combustión es 13.68 m/s

$$V_{max} = \frac{0.038}{0.038 - 0.025} (13.68)$$

$$V_{max} = 41.257 \frac{m}{s}$$

El número de Reynolds se calculó de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$Re_{D,max} = \frac{V_{max} d_o \rho}{\mu}$$

$$Re_{D,max} = \frac{41.257 * 0.025 * 0.4137}{4.2668 * 10^{-5}}$$

$$Re_{D,max} = 10160.43$$

Por tanto:

$$\overline{Nu}_D = 0.3707 * 10160.43^{0.6} * 0.7572^{0.36} \left(\frac{0.7572}{0.6815} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\overline{Nu}_D = 87.33$$

Finalmente se obtiene el coeficiente de transferencia de calor de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$h_o = \frac{\overline{Nu}_D k_{mezcla}}{d_o}$$

$$h_o = \frac{87.33 * 0.0707}{0.025}$$

$$h_o = 243.105. \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Coeficiente global de transferencia de calor.

Se procedió a calcular un coeficiente global de transferencia de calor para el sistema, el cual se calcula de acuerdo con la siguiente ecuación [6]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_i} + \frac{r_o}{r_i} R_{fi} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + R_{fo}}$$

(2.43)

Donde:

h_i es el coeficiente de transferencia interno.

h_o es el coeficiente de transferencia externo.

r_o es el radio externo de tubería.

r_i es el radio interno de tubería.

R_{fo} es el factor de ensuciamiento externo.

R_{fi} es el factor de ensuciamiento interno.

K es el coeficiente de transferencia del material de la tubería.

Los factores de ensuciamiento se encuentran en la tabla 2.10.

Tabla 4.1. Factores de ensuciamiento.

Parámetro	Vapor saturado	Gases de combustión
Factor de ensuciamiento [m ² K/W]	0.0001	0.0009

$$U = \frac{1}{\frac{1}{243.105} + \frac{0.0127}{0.0118} \frac{1}{166.61} + \frac{0.0127}{0.0118} + \frac{\ln\left(\frac{0.0127}{0.0118}\right)}{60} + 0.0009}$$

$$U = 86.234 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

APÉNDICE E

Evaluación de la planta de vapor

En la evaluación de la planta de vapor nos basamos en diferentes normas ASME, para definir el mantenimiento preventivo, correctivo y predictivo de cada equipo que conforma la planta.

Evaluación de la caldera

Nos basamos en la norma ASME BPVC Subsección C7: Reparaciones, Alteraciones y Mantenimiento. A continuación, se describe:

[13]

CT.350 MEJORA DE EQUIPOS

En cada falla o revisión del equipo se espera que se realice una mejora en función de un defecto inherente ya sea por cambio de material, ambiente, lubricación, temperaturas, presión entre otras. Tales cambios deben justificarse económicamente o en función de seguridad del equipo o de los técnicos.

CT.400 CALDERAS

Se describen según la posición del agua y los gases de combustión de la siguiente manera.

Watertube boilers

Firetube boilers

El mantenimiento sugerido en esta norma es para el diseño de diferentes calderas, para diferentes presiones, temperaturas, capacidades, combustibles y alimentación de agua. Esta norma puede ser usada como una base para un programa de mantenimiento de calderas. Aquellos ítems que no son aplicables pueden ser descartados y cualquier característica particular de la caldera que no es discutida puede ser cubierta por un programa de mantenimiento de la planta.

C7.411 WATERTUBE BOILRES

Mantenimiento

a. Tambores, Calentadores y Tubos (del lado del vapor)

1. Chequear los tambores por corrosión, si llega el vapor a niveles deseados, por picaduras.
2. Limpieza de las diferentes cubiertas. Realizar curado de superficies si es necesario y remplazar juntas.
3. Chequeos del depurador de vapor por corrosión, depósitos, erosión, seguridad y juntas soldadas o empernadas.
4. Chequear todas las líneas de alimentación y de purga (combustible), chequear partes, seguridad, goteos, etc.
5. Chequear libre expansión en los tambores.
6. Inspeccionar los tubos, por corrosión, depósitos en exceso, daños por la combustión de los gases, agrietamientos, etc.
7. Inspeccionar todas las juntas empernadas.
8. Realizar una examinación del lado del agua, esto es su nivel, chequear nivel según fabricante. Medir nivel para usos comerciales y medidores disponibles.

b. Tambores y tubos (del lado de los gases de combustión)

1. Chequear la parte exterior de la caldera por goteos, corrosión y sobrecalentamiento.
2. Chequear aislamientos del tambor y remplazar si es necesario.
3. Chequear superficie de los tubos y de las superficies extendidas por picaduras o rayaduras.
4. Chequear con una sopladora de hollín los tubos para evitar choque con el vapor.
5. Chequear sellos en cubiertas para evitar fugas.
6. Chequear por falta de aislamiento en tuberías y domos.

c. Supercalentador

1. Inspeccionar el cabezal en el supercalentador y revisar las tuberías por corrosión erosión o sobrecalentamiento.

2. Inspeccionar con un sopladora para limpiar hollín.
3. Chequear el cabezal y las tuberías a la salía del supercalentador.
4. Chequear que el supercalentador tenga buena ventilación y chequear que la chimenea por donde salen los gases de escape.
5. Chequear el soporte o bafles de los tubos.
6. Chequear calidad de vapor.
7. Chequear por cambios de caída de presión.

d. Partes refractarias, cubiertas y bafles

1. Chequear las losetas refractarias por agrietamiento o falta de piezas.
2. Limpiar hollín o cenizas en las cubiertas de losetas.
3. Inspeccionar las partes metálicas donde sea visible.
4. Chequear partes del horno donde estén dobladas o rotas. Reparar donde sea posible.
5. Chequear las compuertas que estén ajustadas y renovar las juntas empernadas si lo requiere.
6. Probar por fugas de aire con métodos apropiados como detector sónico o detector de humo.
7. Chequear los bafles por agrietamientos o daños y dar el respectivo mantenimiento.

e. Columnas de agua

1. Chequea columnas de agua por goteo, seguridad y visibilidad.
2. Chequear la condición del medidor, reparar si es necesario.
3. Asegurarse que el nivel del agua esté libre para expansión junto con la caldera.
4. Chequear alarmas para niveles bajos y altos de agua.

f. Regulador de alimentación de agua

1. Examinar válvulas si hay goteos, operación y seguridad. No desmantelar si la operación es satisfactoria. Chequear líneas de conexión.
2. Si una revisión es necesaria, consultar con el proveedor de manufactura.

g. Sopladores de hollín

1. Chequear lineamientos para sopladores de hollín.
2. Chequear elementos de hollín por rugosidad, condiciones, mal estado, libre lubricación, corregir ajustes.
3. Chequear las condiciones del equipo, que sus estén bien selladas.
4. Chequear el soplador para condiciones de ángulo y rotación.
5. Chequear por corrosión y erosión de las partes.
6. Chequear contra fugas de aire en el soplador de hollín.

h. Válvulas de seguridad

1. Chequear condiciones de las boquillas con la guía de la empresa proveedora.
2. Chequear condiciones de válvulas internas.
3. Chequear picaduras en las válvulas.
4. Chequear descargas y drenajes de tuberías.
5. Chequear válvulas en operaciones de presión deseadas y ajustarlas a esa operación. Guardar las configuraciones de las válvulas.

i. Quemador

1. Chequear la condición de la alimentación del combustible.
2. Chequear deflectores e impellers.
3. Chequear la condición de la alimentación de combustible contra fugas.

j. Bomba de combustible de aceite

1. Chequear el motor y los álabes:
 - Holgura excesiva.
 - Exceso de gasto volumétrico.
 - Goteos
 - La condición del pistón que genera la combustión.

-Chequear la condición del combustible.

Evaluación de la turbina de vapor

[14]

Las principales fallas de equipos rotatorios ocurren en el montaje de los elementos internos del mismo equipo y son detectados generalmente una vez puesta en marcha la máquina. Otros fallos ocurren por falta de planeación de mantenimiento por lo que las fallas no fueron localizadas a tiempo, Por último, se pueden presentar fallas por mal proceso de operación que puede degradar gravemente el equipo y su producción.

Para estos problemas se recomienda un monitoreo continuo que detecte el posible problema del equipo. Monitoreos continuos de mediciones de vibración en equipos, mantenimiento predictivo, mediciones de parámetros de medición para posteriormente dar el diagnóstico del equipo.

Se presenta un detalle de las comunes de una turbina de vapor:

Fallas por el montaje

- 1. Desalineamiento entre rotores**
- 2. Desbalance del rotor**
- 3. Rozamiento en sellos por zonas estrechas o desalineadas.**
- 4. Sellos fuera de rango que generan fugas.**
- 5. Holguras no deseadas en chumaceras.**
- 6. Válvulas de regulación mal calibradas.**

Fallas por planeación de mantenimiento

- 1. Mala calidad de vapor**
 - a) Baja propiedad térmica del vapor generando impactos fuertes en los álabes.**
 - b) Residuos contaminantes en el vapor generando incrustaciones.**
- 2. Deficiencia de operación en la caldera.**

3. **Incorrecta selección del equipo en cuanto a capacidad y operación.**
4. **Operación inadecuada por el operador.**
5. **Protocolo de arranque deficiente o desconocido,**

4.2.1. Fallas por el montaje

Desalineamiento entre rotores

Esto puede ocurrir cuando el montador no define parámetros tolerables de condiciones de operación para obtener una operación aceptable. En consecuencia, se encuentran factores que afectan la desalineación:

- Velocidad de operación de equipos.
- Estado físico de los acoplamientos
- Mala interpretación de valores de alineación

Desbalance en el rotor

Se presentan las siguientes causas:

- Mala compensación en el balanceo del rotor puede provocar alto grado de vibraciones.
- Desbalance provocado para maniobras incorrectas en el desmontaje y montaje.
- Desbalance por acumulaciones de deposiciones en los álabes o devanados.
- Falta de pruebas de velocidad en el montaje de álabes y cuñas para evitar desbalanceo.

Fugas en sellos

Se debe al exceso de holgura, esto degrada al rotor debido a la erosión o a zonas aledañas del sello. Esta zona puede ser una zona crítica de concentrador de esfuerzos donde se puede ocasionar una fractura,

Holguras en Chumaceras

Lo holgura excesiva provoca vibraciones no deseables que puede dañar las chumaceras por fatiga en el material babbit. Si la operación continúa y el grado de vibración es alto, puede desprenderse segmentos del metal.

-Cuando la holgura no es suficiente, el daño en la chumacera presenta una mancha por altas temperaturas cuando el daño aun no es grave. Cuan el daño es mayor la chumacera puede ser deformada por la fricción y la falta de lubricación. Esto puede dañar la chumacera y severos daños al rotor.

Montajes deficientes de rodamientos

Los rodamientos suelen fallar debido a un mal montaje, los casos más comunes son los siguientes:

-No se sigue la técnica del ensamble según el fabricante. Esto suele ser, emplear resistencias eléctricas para dilatar el rodamiento lo suficiente para el ensamble. Es común que los operadores golpeen las pistas con martillo dejando daños en el eje o rodamientos, estos daños pueden generar vibraciones en operaciones continuas proporcionando falla del equipo.

-La falta de ajuste del eje con el rodamiento proporciona desgaste y posteriormente problemas de vibración entre el eje y rodamiento, restándole vida útil al rodamiento. La falta de ajuste puede originarse en el desmontaje, el desmontaje erróneo puede dañar la superficie del balero, ya sea perdiendo material del eje o del rodamiento.

Calibraciones de válvulas de regulación

Un mal ajuste en las válvulas de regulación puede conllevar a una entrega de potencia inadecuada o en un excesivo consumo de vapor para la potencia que se quiere desarrollar.

Fallas por proceso de operación

Las fallas normal mente se encuentran en el suministro de vapor ya que no se cuenta con detectores que estimen la calidad del vapor. Las características no deseadas son las siguientes:

-Bajas propiedades térmicas que deja una acumulación de condensando en las tuberías que posteriormente golpean en los álabes y empuje sobre las chumaceras que no están diseñadas para soportar ese impacto. Esto puede desplazar el eje lo suficiente para producir rozamiento con demás componentes estáticos.

-Residuos contaminante en el vapor debido a la falta de tratamiento de agua. Una gran acumulación de residuos puede logran un gran taponamiento en el paso de vapor, creado un empuje axial de gran magnitud.

-La mala selección de un equipo para sus condiciones de operación, esto es: capacidad, potencia requerida, velocidad de trabajo, temperaturas del vapor, presión de vapor. Pueden ocasionar problemas graves por los materiales y sus características de diseño.

-La mala combustión para proveer la energía necesaria al fluido ya se por combustible de maña calidad se puede derivar a la primera característica.

-Un protocolo de arranque mal aplicado puede provocar alto rozamientos que pueden deformar el eje y pérdida de holguras de los sellos tanto de vapor como de aceite y finalmente un alto índice de vibración en el equipo. Ejemplo puede ser debido a un paro de operación y un siguiente arranque sin dejar que el equipo se estabilice debido a las altas temperaturas que se encuentra.

-Otro problema serio es cuando la unidad se encuentra fuera de operación y están presentes fugas de vapor hacia el interior de la turbina. Esta acumulación de agua por largo tiempo produce picaduras en los elementos que lo conforman, Dadas las condiciones de corrosión se pueden generar zonas críticas donde se acumulen esfuerzos.

-En reparaciones de tuberías se debe asegurar que la escoria del metal soldado no quede dentro para que no cause daños a la turbina.

Las técnicas aplicadas para el mantenimiento predictivo en el análisis de fallas son las siguientes:

- Monitoreo del equipo
- Análisis de lubricantes.
- Análisis por ultrasonido.
- Análisis por árbol de fallas.
- Termografía.
- Análisis de vibraciones.

Monitoreo de equipos

Es la medición de una variable considerable dentro del buen funcionamiento del equipo y es comparada con valores que indican si el equipo está en buen estado o no (indicador). Este método supone la medición de algunos parámetros que muestren una relación predecible del ciclo de vida del equipo.

Vigilancia de Máquinas: Indicar cuando exista un problema: Debe distinguir buena/mala condición y presentar indicaciones.

Protección de máquinas: Evita fallas catastróficas. La máquina continua su operación mientras sus valores indiquen dicha condición, caso contrario se detiene.

Diagnóstico de fallas: Define un problema en específico, indica cuánto el equipo puede continuar en operación sin una falla catastrófica.

Análisis de lubricantes

Análisis iniciales: Se realizan a equipos que presenten dudas con el estudio de lubricación, se presentan correcciones en la selección del producto, motivados a cambios de condiciones de operación.

Análisis rutinarios: aplican a equipos críticos o de gran capacidad. Se determina el estado del aceite, nivel de desgaste y contaminación.

Análisis de emergencia: Se efectúa para detectar anomalías en el equipo o lubricante, estas pueden ser:

-Fugas de aceite y producto

Contaminación con agua.

Sólidos (filtro y sellos defectuoso).

Uso inadecuado de un producto.

Envases para muestras.

Análisis de ultrasonido

Estudia las ondas sonoras de baja frecuencia producidas por equipos que no son percibidos por el oído humano,

Puede ser producido por mecanismo rotantes, fugas de fluido, pérdidas de vacío y arcos eléctricos. Se detecta con ultrasonido para equipos rotantes que giran a 300RPM.

Análisis por árbol de fallas

Técnica deductiva que presenta un método para determinar las causas que ha producido falla en particular. Proporciona resultados cualitativos como cuantitativos en términos de probabilidad de fallos de componentes.

Análisis FMCA

Se utiliza para determinar la criticidad de la falla, el impacto y la frecuencia con la que se presenta. Efectúa una planeación de tareas para evitar la ocurrencia de la falla. Se evalúa 3 aspectos:

-Condiciones anticipadas de operación, falla más probable.

-Efecto de falla en el rendimiento.

-Severidad de falla en el mecanismo.

Termografía

Logra medir a gran distancia y sin contactos temperaturas de superficie con precisión. Este equipo logra medir la radiación infrarroja con sensores en la que se puede ver la longitud de onda. Esto permite medir la energía radiante y por lo tanto la temperatura en la superficie en tiempo real. La gran mayoría de problemas y averías se deben a cambios de temperaturas que se pueden controlar monitoreando.

Análisis de Vibraciones

Es el control del estado de la máquina para predecir fallas o detectarlas. El objetivo es saber qué equipos requieren mantenimiento como programarlo.

Se trata de medir amplitudes predominantes de vibraciones de un elemento de máquina. La determinación de las causas y describir la respectiva corrección a la falla.

La consecuencia de las vibraciones mecánica es el aumento de los esfuerzos y tensiones, pérdidas de energía, desgaste de material y daños por fatiga, además de ruidos indeseables en el ambiente laboral.