



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

---

**“DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS  
PARA EL APROVECHAMIENTO DE GASES RESIDUALES DE UNA  
CALDERA DE 125 BHP DE POTENCIA PARA LA EMPRESA GN.  
INDUSTRIAL EN LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA CANTÓN  
AMBATO.”**

---

**AUTOR:** Oscar Maximiliano Martínez Ochoa

**TUTOR:** Ing. Mg. Santiago Paúl Cabrera Anda

**AMBATO – ECUADOR**

**Septiembre - 2021**

## CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor del Proyecto Técnico, Previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, con el tema: **“DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS PARA EL APROVECHAMIENTO DE GASES RESIDUALES DE UNA CALDERA DE 125 BHP DE POTENCIA PARA LA EMPRESA GN. INDUSTRIAL EN LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA CANTÓN AMBATO.”** Elaborado por el señor Oscar Maximiliano Martínez Ochoa, portador de la cédula de ciudadanía: C.I. 1804373825, estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- Que el proyecto técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Esta concluida en su totalidad.

Ambato, Septiembre 2021

.....

**Ing. Mg. Santiago Paúl Cabrera Anda**

**TUTOR**

## AUTORÍA DE INVESTIGACIÓN

Yo, **Oscar Maximiliano Martínez Ochoa** con C.I. 1804373825 declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente proyecto técnico con el tema **“DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS PARA EL APROVECHAMIENTO DE GASES RESIDUALES DE UNA CALDERA DE 125 BHP DE POTENCIA PARA LA EMPRESA GN. INDUSTRIAL EN LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA CANTÓN AMBATO”** así como también los gráficos, conclusiones y recomendaciones son de mi exclusiva responsabilidad como autor del proyecto, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, Septiembre 2021



.....  
**Oscar Maximiliano Martínez Ochoa**

**C.I. 1804373825**

**Autor**

## **DERECHOS DE AUTOR**

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la institución.

Cedo los derechos en líneas patrimoniales de mi Proyecto Técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Septiembre 2021



.....  
**Oscar Maximiliano Martínez Ochoa**

**C.I. 1804373825**

**Autor**

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto de Técnico, realizado por el estudiante Oscar Maximiliano Martínez Ochoa de la Carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema: **“DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS PARA EL APROVECHAMIENTO DE GASES RESIDUALES DE UNA CALDERA DE 125 BHP DE POTENCIA PARA LA EMPRESA GN. INDUSTRIAL EN LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA CANTÓN AMBATO”**

Ambato, Septiembre 2021

Para constancia firman:

.....  
**Ing. Mg. Luis Eduardo Escobar Luna**  
**Miembro Calificador**

.....  
**Ing. Mg. Alex Santiago Mayorga Pardo**  
**Miembro Calificador**

## **DEDICATORIA**

Dedico mi trabajo de titulación a Dios quien ha guiado mis pasos día con día, a mis padres por el esfuerzo que han hecho para que logre cumplir mi sueño, a mis hermanos y sobrinos por su amor incondicional.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a mis padres por el gran sacrificio que han hecho para la culminación de esta meta en mi vida.

A cada uno de mis maestros quien han sido guía en este caminar en especial al Ing. Santiago Cabrera tutor quien con su conocimiento ha contribuido al desarrollo de este trabajo.

Además, mi más sincero agradecimiento a la empresa que me abrió las puertas para poder realizar este trabajo GN INDUSTRIAL.

A mis amigos y demás familiares por la motivación y el apoyo brindado.

## ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

### PÁGINAS PRELIMINARES

CERTIFICACIÓN .....	ii
AUTORÍA DE INVESTIGACIÓN .....	iii
DERECHOS DE AUTOR .....	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	v
DEDICATORIA .....	vi
AGRADECIMIENTO .....	vii
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS .....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
RESUMEN.....	xiv
ABSTRACT.....	xv
CAPÍTULO I.....	1
1    MARCO TEÓRICO.....	1
1.1    Antecedentes investigativos.....	1
1.2    Justificación .....	2
1.3    Objetivos.....	2
1.3.1    Objetivo general .....	2
1.3.2    Objetivos específicos.....	2
1.4    Fundamentación teórica .....	3
1.4.1    Mecanismos de Transferencia de calor .....	3
1.4.2    Calderas .....	5
1.4.3    Tipos de calderas .....	5
1.4.4    Intercambiadores de calor .....	6
1.4.5    Clasificación de intercambiadores de calor.....	7



1.4.6	Calor residual .....	14
1.4.7	Sistemas de recuperación de calor residual .....	14
1.4.8	Razón de la transferencia de calor.....	19
1.4.9	DISEÑO DE INGENIERIA EN INTERCAMBIADORES.....	21
CAPÍTULO II .....		51
2	METODOLOGÍA .....	51
2.1	Hoja técnica de la cadera de vapor pirotubular.....	51
2.2	Parámetros de diseño y cálculo .....	51
2.3	Materiales del intercambiador de calor .....	52
2.4	Propiedades de Acero A53 Gr. B.....	53
2.5	Métodos.....	54
2.5.1	Tipo de investigación: .....	54
2.6	Enfoque:.....	55
2.6.1	Cuantitativo: .....	55
2.7	Técnicas: .....	55
2.7.1	Observación:.....	55
2.7.2	Registro: .....	55
2.7.3	Software: .....	55
2.8	Estudio de alternativas .....	55
CAPÍTULO III.....		66
3	RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....	66
3.1	Diseño del Intercambiador de Calor. ....	66
3.1.1	Cálculos preliminares .....	66
3.1.2	Cálculos Térmicos.....	70
3.1.3	Cálculos hidráulicos .....	79
3.1.4	Cálculos mecánicos .....	80
3.1.5	Resultados de Simulación térmica y mecánica .....	87

3.1.6	Hoja técnica para el intercambiador diseñado.....	91
3.1.7	Análisis de costos .....	92
CAPÍTULO IV.....		94
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	94
4.1	Conclusiones .....	94
4.2	Recomendaciones .....	95
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		96
ANEXOS .....		98

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1 Valores de $F_1$ para varios diámetros y disposición de tubos .....	24
Tabla 1-2 Valores de $F_2$ para diferentes números de pasos en los tubos .....	25
Tabla 1-3 Valores de $F_3$ para varias construcciones de haz de tubos .....	25
Tabla 1-4 Valores de $F_3$ para varias construcciones de haz de tubos .....	26
Tabla 1-5 Parámetros geométricos básicos en la disposición de tubos.....	26
Tabla 1-6 Numero de pasos en los tubos .....	29
Tabla 1-7 Coeficientes de correlación para $j_i$ y $f_i$ .....	40
Tabla 1-8 Espesor nominal de la placa divisora de pasos .....	46

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Caldero Piro-tubular. Sección longitudinal y transversal .....	6
Figura 1-2. Intercambiadores de tubos y coraza. ....	7
Figura 1-3. Asignación de nombre de intercambiador según TEMA. ....	8
Figura 1-4. Partes de un intercambiador de calor. ....	9
Figura 1-5. Configuración de banco de tubos. ....	10
Figura 1-6. Tipos de deflectores segmentados. ....	10
Figura 1-7. Partes de intercambiador de calor de la mella. ....	11
Figura 1-8. Partes de intercambiador de calor enfriamiento por aire. ....	11
Figura 1-9. Intercambiador de calor de flujo cruzado. ....	12
Figura 1-10. Intercambiador de calor de paso simple y de paso múltiple. ....	13
Figura 1-11. Intercambiador de calor de contacto directo con almacenamiento de calor. ....	14
Figura 1-12. Diagrama quemador regenerativo y recuperativo. ....	15
Figura 1-13. Diagrama quemador regenerativo. ....	15
Figura 1-14. Diagrama de un economizador. ....	16
Figura 1-15. Diagrama caldera de calor residual. ....	16
Figura 1-16. Diagrama generador de vapor de recuperación de calor. ....	17
Figura 1-17. Diagrama chiller de absorción. ....	18
Figura 1-18. Diagrama termocompresión de vapor. ....	19
Figura 1-19. Efectividad de los intercambiadores de calor. ....	21
Figura 1-20. Definiciones de longitud de tubo. ....	27
Figura 1-21. Dibujo esquemático de la distribución de deflectores. ....	29
Figura 1-22. Relaciones geométricas del deflector. ....	33
Figura 1-23. Región de flujo que cruza entre deflectores. ....	43
Figura 1-24. Región de flujo considerada para una ventana de flujo. ....	43
Figura 1-25. Región de flujo para los compartimentos del primero y el último. ....	45
Figura 1-26. Soporte simple del espejo para tubos en U. ....	47
Figura 1-27. Tapas abombadas. ....	49
Figura 2-1. Modelado de Intercambiador de coraza y tubos de dos pasos, con deflectores transversales, con tapa tipo sombrero. [Autor]. ....	63

Figura 2-2. Modelado de Intercambiador de coraza y tubos de dos pasos, con deflectores transversales, con tapa tipo sombrero. [Autor].....	63
Figura 3-1. Modelado de Intercambiador de coraza y tubos de dos pasos, con deflectores transversales, con tapa tipo sombrero. [Autor].....	67
Figura 3-2. Selección de bridas .....	86
Figura 3-3. Parámetros de entrada para simulación .....	87
Figura 3-4. Datos de entrada y resultados a la salida del intercambiador de calor ....	88
Figura 3-5. Temperatura y trayectoria de fluidos dentro del intercambiador de calor .....	88
Figura 3-6. Deformación.....	89
Figura 3-7. Esfuerzo de Von Mises.....	89
Figura 3-8. Dilatación térmica de los tubos en el eje Z. ....	90
Figura 3-9. Dilatación térmica de los tubos en el eje X. ....	90

## RESUMEN

Los objetivos planteados comprenden: el diseño de un intercambiador de tubos y coraza para el aprovechamiento de los gases residuales de una caldera de 125 BHP de potencia para la empresa GN. INDUSTRIAL, se determinó los parámetros característicos del intercambiador de calor de carcasa y tubos, así como también se seleccionó los materiales apropiados para su correcto funcionamiento, se realizó el análisis térmico mediante software para determinar el comportamiento de los fluidos. Se utilizó los métodos LMDT y NUT para el diseño térmico. Para el diseño mecánico se tomó en cuenta las recomendaciones ASME sección VIII y la normativa TEMA la cual estandariza ciertos criterios para el diseño mediante el método de elementos finitos con la ayuda de software se realizó análisis térmico y mecánico del intercambiador de calor con los siguientes resultados: Potencia térmica de 25,53 kilovatios, área de transferencia de calor de 5,75 metros cuadrados, eficiencia del 37 por ciento, presentando como temperatura de salida de agua de 29 grados centígrados y la temperatura de salida de Gases de escape de 190 grados centígrados el mismo que cuenta con 24 tubos de dos pasos de Cedula 40 con una longitud de 1,5 metros y una coraza de 600 milímetros de diámetro y una longitud total del intercambiador de calor de 2,13 metros con un peso de 645 kilogramos, mismo que cumple con los requerimientos térmicos hidráulicos y mecánicos para la recuperación de calor de los gases de escape de la caldera para la cual se está diseñando.

**Palabras claves:** Intercambiador de calor, Transferencia de calor, Recuperación de calor, Eficiencia térmica, LMDT, NUT, ASME, TEMA.

## ABSTRACT

The proposed objectives include: the design of a tube and shell exchanger for the use of waste gases from a 125 BHP power boiler for the GN INDUSTRIAL company. the characteristic parameters of the shell and pipe heat exchanger were determined, as well as the appropriate materials were selected for its correct operation, thermal analysis was carried out using software to determine the behavior of the fluids. The LMDT and NUT methods were used for thermal design. For the mechanical design, the ASME section VIII recommendations and the TEMA regulation were considered, which standardizes certain criteria for the design through the finite element method with the help of software, thermal and mechanical analysis of the heat exchanger was carried out with the following results: Potencia térmica de 25,53 kilovatios, área de transferencia de calor de 5,75 metros cuadrados, eficiencia del 37 por ciento, presentando como temperatura de salida de agua de 29 grados centígrados y la temperatura de salida de Gases de escape de 190 grados centígrados el mismo que cuenta con 24 tubos de dos pasos de Cedula 40 con una longitud de 1,5 metros y una coraza de 600 milímetros de diámetro y una longitud total del intercambiador de calor de 2,13 metros con un peso de 645 kilogramos, mismo que cumple con los requerimientos térmicos hidráulicos y mecánicos para la recuperación de calor de los gases de escape de la caldera para el cual se está diseñando.

**Keywords:** Heat exchanger, Heat transfer, Heat recovery, Thermal efficiency, LMDT, NUT, ASME, TEMA.

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1 Antecedentes investigativos

Para Cabanzón Jacobo [1] en su trabajo de titulación realizó el diseño de un intercambiador de calor con una capacidad de 500 KW. Este requerimiento se llevó a cabo mediante la utilización del software SolidWorks con el objetivo de concretar y denotar si los cálculos están de acuerdo al diseño. Al final de su trabajo asevera que para obtener una buena eficiencia de calor en un intercambiador de calor es fundamental partir de un buen diseño, así como de la elección correcta de los materiales.

Como se demuestra en [2], el autor planteó un diseño de un intercambiador de carcasa bajo las siguientes especificaciones: flujo másico igual a 0,47 kg/s es decir 1,69 TM en una hora. El diferencial de calor para el modelo fue de 32°C. La eficiencia fue del 68% pero es importante mencionar que el costo del mismo fue de \$1500,86.

Hussanetal. [3] denota que el calor residual industrial es la energía que se genera en los procesos industriales y que no se pone en ningún uso práctico por consiguiente se pierde, se desperdicia y se vierte al medio ambiente. La recuperación del calor residual se puede realizar a través de varias tecnologías de recuperación de calor residual para proporcionar valiosas fuentes de energía y reducir el consumo total de energía. En su documento hace una revisión completa de las metodologías de recuperación de calor residual y el estado de las tecnologías de punta utilizadas para los procesos industriales. Considerando las oportunidades de recuperación de calor para la optimización de la energía en las industrias siderúrgica, alimentaria y cerámica, se evalúa una revisión de las prácticas y procedimientos vigentes.



## **1.2 Justificación**

GN INDUSTRIAL es una microempresa dedicada a brindar soluciones integrales en el ámbito industrial enfocados en el servicio íntegro de mantenimiento, electricidad y automatización, montajes industriales, líneas de agua, vapor, aire y eléctricas, además, la Fabricación, instalación y mantenimiento de calderas de vapor, sistemas hidroneumáticos y generadores de aire caliente para el sector agroindustrial, con autonomía funcional, técnica, administrativa, económica y financiera que comienza que cuenta con más de 50 años de trayectoria y actuación integral en la industria nacional bajo la administración del Sr. Gilberto Narváez como Gerente Propietario.

Durante todos estos años, GN Industrial ha venido posicionando su marca en la zona central del país a través de su eficacia, eficiencia, seguridad y calidad de sus productos y servicios lo que le han permitido ampliar su cobertura comercial a nivel regional.

La Planta de producción de GN Industrial está ubicada en una zona de crecimiento Industrial y comercial, en la ciudadela “Tres Juanes”, en el sector norte de la ciudad de Ambato.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo general**

Diseñar un intercambiador de calor de coraza y tubos para el aprovechamiento de gases residuales de una caldera de 125 BHP de potencia para la empresa GN. INDUSTRIAL en la provincia de Tungurahua cantón Ambato.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

- Determinar los parámetros característicos del intercambiador de calor de coraza y tubo.
- Seleccionar los materiales apropiados para el correcto funcionamiento del intercambiador de calor.
- Realizar un análisis térmico del intercambiador de calor mediante un software.

## **1.4 Fundamentación teórica**

### **1.4.1 Mecanismos de Transferencia de calor**

El calor puede ser denotado como la energía que puede transportarse de un régimen a otro como consecuencia de una diferencial de temperatura. Es por eso que al hablar de un análisis termo dinámico estamos hablando de una valoración cualitativa de una disconformidad entre temperatura que permiten un diferencial de temperatura entre dos puntos en concreto. La materia que estudia estos fenómenos se conoce como transferencia de calor. La transferencia de calor sucede cuando un cuerpo con una temperatura elevada cede calor y/o energía hacia el cuerpo con menos temperatura. La transferencia puede ser tomada como completado cuando ambos cuerpos alcanzar la misma temperatura. La transferencia de calor puede darse en tres maneras diferentes; conducción, convección y por último radiación [2].

#### **1.4.1.1 Transferencia de calor por conducción**

La transferencia de calor por conducción se evidencia cuando una sustancia y/o partícula cede energía su adyacente menos energética debido a la interacción entre las mismas. La interacción puede darse entre sólidos, líquidos y gases. En los líquidos y gases la transferencia de origina mediante colisiones y por ende difusión de moléculas originado por un movimiento randómico. Para el caso particular de los sólidos, las moléculas tienden a vibrar lo que origina la transferencia de calor. La transferencia de energía por este método es de manera gradual y progresiva desde un cuerpo hacia otro que lo rodea [4].

#### **1.4.1.2 Transferencia de calor por radiación**

El caso particular de la transferencia de calor por radiación puede ser denominada como transmisión de energía por ondas electromagnéticas. Este tipo de transferencia a diferencia de la transferencia por conducción es mucho más rápido y no presenta atenuación al vacío. Esto es porque este método “radiación” no necesita de la intervención de un medio para desarrollarse dado que en casos particulares puede suscitarse en el vacío absoluto [4].

### **1.4.1.3 Transferencia de calor por convección**

La transferencia de calor por convección se origina entre un sólido (superficies) y un fluido líquido sea el mismo un gas o líquido. A medida que el movimiento del fluido se acelera, mayor es la transferencia de calor que se origina.

Cabe recalcar que una transferencia de calor de esta índole puede ser realizada de manera natural o libre y de tipo forzada. Es se da debido a las propiedades de la materia en análisis, comúnmente la transferencia se da por medio de agitación mecánica. Es importante mencionar también que, entre cada modo de transferencia, las velocidades pueden variar [5].

### **Equipos de ingeniería, con intercambio de calor**

- Intercambiador de calor: Son equipos que permiten la libre transferencia de energía (calor) entre dos fluidos que muestra un diferencial de temperatura considerable. Los fluidos nunca se mezclan entre sí. En el interior de un intercambiador de calor pueden suscitarse tanto conducción como convección. La primera se origina ente la pared que separa el fluido, mientras que la convección se da entre los dos fluidos interiores [6].
- Caldera: es una máquina que utiliza una fuente de calor alterna para transferir calor hacia un fluido. Las fuentes más comunes para alimentar dicha maquina comprenden a la energía eléctrica, nuclear, geotérmica y la energía de combustión fósil. La transferencia de calor de origina es el interior de estos mecanismos para posteriormente exteriorizarse, utilizando por lo general agua o aceite, para posteriormente ser empleado de un modo super eficiente [6].
- Enfriadores: como su nombre lo indica se emplean para enfriar fluidos en un determinado proceso. Un ejemplo es el agua, la misma que usualmente se utiliza para disminuir la temperatura de un elemento en específico. Otro ejemplo más elaborado comprende los condensadores. Esto se encargan de eliminar el calor latente en lugar de calor sensible. Estos componentes poseen un sinfín de aplicaciones. Los enfriadores más comunes son los condensadores de superficie, chorro y los evaporativos [6].

- Torres de enfriamiento: Elementos ampliamente utilizados en procesos industriales. Estos se encargan de disipar el calor hacia la atmosfera [6]

## **1.4.2 Calderas**

Son elementos que poseen la capacidad de producir vapor de agua a grandes presiones y temperatura comúnmente utilizados en instalaciones para la efervescencia de alimentos, planchado de ropa, tratamientos sépticos de instrumentos etc. Además, de ser enormemente preferidas en estaciones industriales para proporcionar energía a las turbinas debido a su generación de vapor de forma directa. El combustible utilizado para mantener esas elevadas presiones de trabajo proviene de fuentes de carácter líquido y sólido [7].

Cabe recalcar que con el objetivo de mantener la combustión eficiente es necesario proporcionar cierta cantidad de aire (avivar la transferencia de energía) y remover los productos resultantes de la combustión. La capacidad de producción de calor depende de:

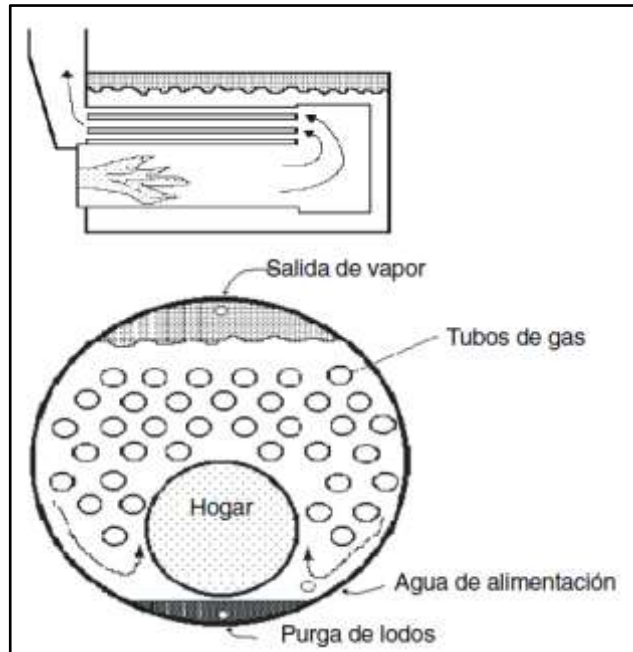
- El grado de combustión del combustible.
- La extensión de la superficie de la calefacción.
- Las áreas de calefacción primarias (calor transmitido por radiación) y las áreas secundarias (por convección).
- La circulación de agua y vapor.
- La circulación de los gases de combustión [7].

Por otra parte, se puede aseverar que el funcionamiento de las calderas puede ser descrito de la siguiente manera. Como primer paso se calienta el agua hasta producir vapor, el mismo que se aloja en la parte más alta del sistema. La distinción y/o elevación se desarrolla debido a una diferencia de densidades entre el vapor y el agua [7].

## **1.4.3 Tipos de calderas**

### **1.4.3.1 Tipo pirotubulares**

Calero de acero, formado por tubos de acero que alojan los gases de combustión en por un lado y a la par calientan el agua que los rodea. La llama o fogón del caldero está colocado interna o externamente [7].



**Figura 1-1.**Caldero Pirotubular. Sección longitudinal y transversal

**Fuente:** [7].

Calderas de fogón interno clasificación:

- Calderas horizontales tubulares escocés.
- Calderas verticales tubulares.
- Calderas de tipo residencial.

Uno de los calderos de gran uso industrial son las horizontales tubulares, con tamaño oscilante de hasta 6800 Kg de vapor de agua. A continuación, se enlistan sus principales características:

- Gran volumen de almacenamiento de agua
- Bajo coste en comparación con los calderos acuatubulares.
- Tiempo elevado para obtener una presión y temperatura adecuadas de trabajo en comparación con los acuatubulares [7].

#### **1.4.4 Intercambiadores de calor**

Los intercambiadores de calor son módulos que transportan energía desde un sistema a otro. Como todo sistema de transferencia de calor la transmisión se da desde un elemento más caliente a uno más frío. El fluido se mezcla completamente en los intercambiadores simples mientras que en los relativamente complejo el fluido está

separado por una pared. Estos poseen una enorme aplicabilidad industrial en plantas térmicas, químicas, calentamiento de edificios, sistemas de aire acondicionado. sistemas de refrigeración [8].

Entre los factores más ponderantes para el desarrollo de estos elementos entran aplicabilidad, peso, tamaño, coste, caída de presión. [8].

#### **1.4.5 Clasificación de intercambiadores de calor**

##### **1.4.5.1 De acuerdo a su construcción.**

##### **Intercambiadores de calor de coraza y tubos.**

Es una de las más sencillas estructuras para el intercambio de calor formado por un banco de tubos y una coraza, en situaciones en donde se trabaja con grandes presiones el fluido de más presión va por los tubos y el fluido con menor presión circula por la coraza.

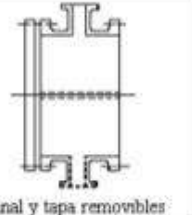

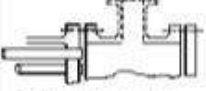
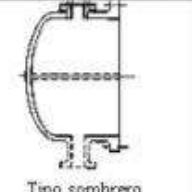



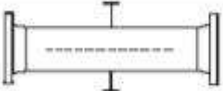
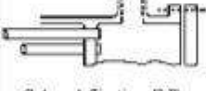

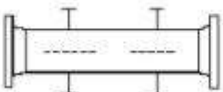
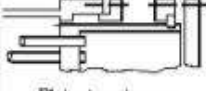

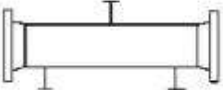
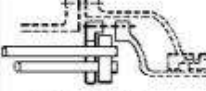
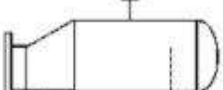

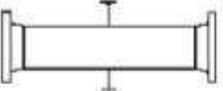




**Figura 1-2.** Intercambiadores de tubos y coraza.

**Fuente:** [8].

En el trabajo de titulación expuesto en este apartado comprende el diseño de un intercambiador de coraza por lo que es imperativo detallar ciertas particularidades del mismo.

- Posee grandes superficies para transferencia de calor.
- Los elementos que entran en la construcción de los intercambiadores son de carácter relativamente económico por lo que resulta accesible la fabricación.
- Mayormente usados en la industria
- Su proceso de manufactura es estandarizado por la asociación de fabricantes de intercambiadores tubulares (TEMA).[8].

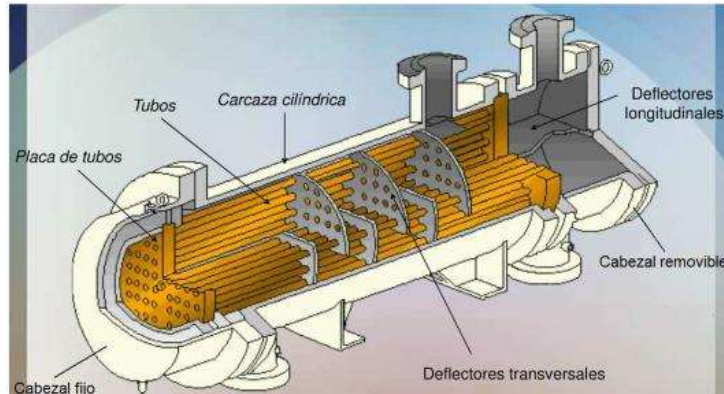
CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FIJOS		TIPOS DE CARCAZAS	CABEZALES POSTERIORES		
<b>A</b>	 Canal y tapa removibles	<b>E</b>	 Un solo paso	<b>L</b>	 Cabezal fijo tipo 'L'
<b>B</b>	 Tipo sombrero	<b>F</b>	 Dos pasos con deflector longitudinal	<b>M</b>	 Cabezal fijo tipo 'M'
<b>C</b>	 Tapa removible Canal fijo a la placa de tubos	<b>G</b>	 Flujo distribuido	<b>N</b>	 Cabezal fijo tipo 'N'
<b>N</b>	 Tapa removible Canal fijo a la carcasa	<b>H</b>	 Doble flujo distribuido	<b>P</b>	 Flotante externo
<b>D</b>	 Especial para altas presiones	<b>J</b>	 Flujo dividido	<b>S</b>	 Aros divididos
		<b>K</b>	 Rehervidor tipo kettle	<b>T</b>	 Tracción continua
		<b>X</b>	 Flujo cruzado	<b>U</b>	 Tubos en 'U'
				<b>W</b>	 Flotante sellado externamente

**Figura 1-3.** Asignación de nombre de intercambiador según TEMA.

**Fuente:** [9]

Otros factores a tener en consideración para la selección del tipo de equipo son la facilidad de limpieza, la disponibilidad (espacio), haz de tubos, coraza, previsión de empaquetaduras y juntas internas [9].

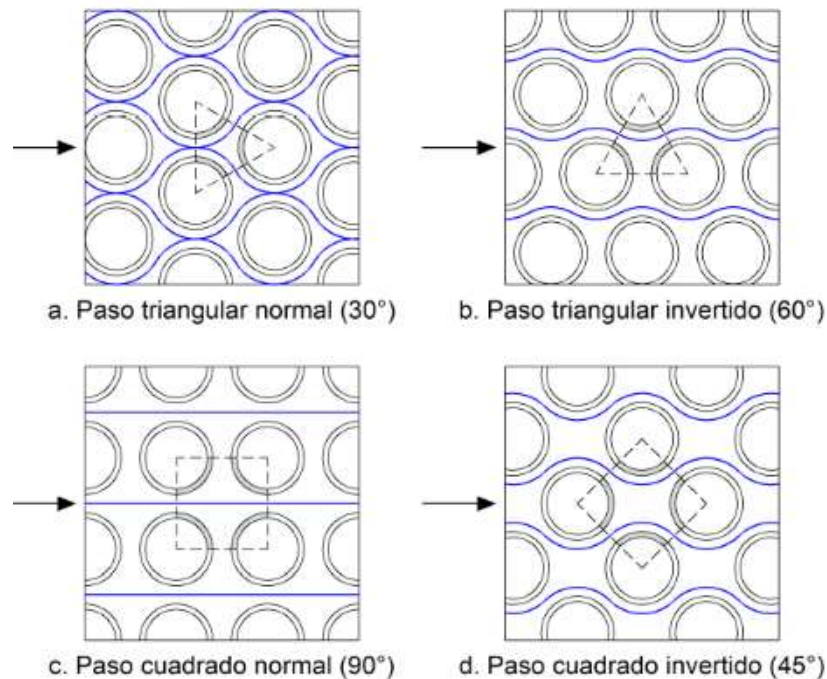
## Partes de un intercambiador de calor de coraza y tubos.



**Figura 1-4.** Partes de un intercambiador de calor.

**Fuente:** [10]

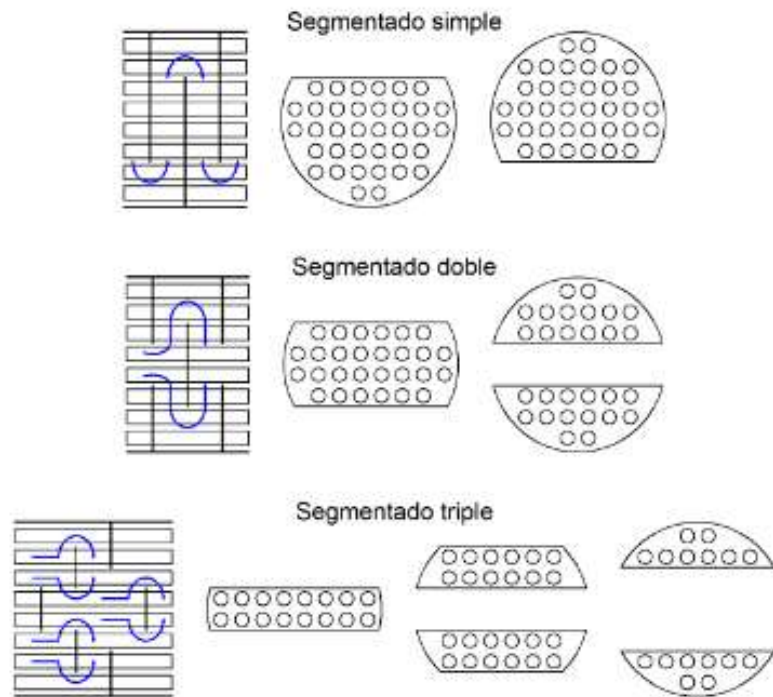
**Tubos:** Son los elementos elementales del sistema comúnmente están hechos de cobre o aleaciones de acero de carácter desnudo y aletados. Las aletas se denominan como superficies extendidas, mismas que poseen un coeficiente de transferencia de calor que pueden incrementar su rendimiento. La cantidad de pasos para los tubos depende de la caída de presión disponible o de los requerimientos de diseño. Comúnmente en el mercado existen tubos que oscilan entre uno y ocho pasos. Por otra parte, el espaciado de los tubos no permite que sean situados uno a continuación de otro dado que la estructura se debilitaría notablemente [11].





**Figura 1-5.** Configuración de banco de tubos.

**Fuente:** [11]



**Figura 1-6.** Tipos de deflectores segmentados.

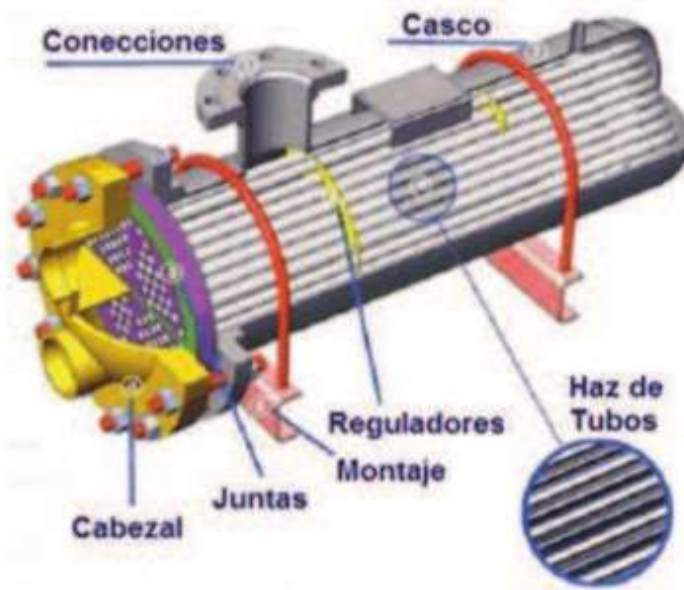
**Fuente:** [11]

### **Placa tubular o espejo**

El espacio existente entre las placas tubulares este comúnmente abierto hacia la atmosfera con el objetivo de evidenciar fallas en el sistema. En caso de requerir una mayor protección se adiciona una placa tubular triple, de sellos gaseosos para la recirculación de las fugas y mantener el sistema activo [11].

### **Intercambiadores de calor de la mella.**

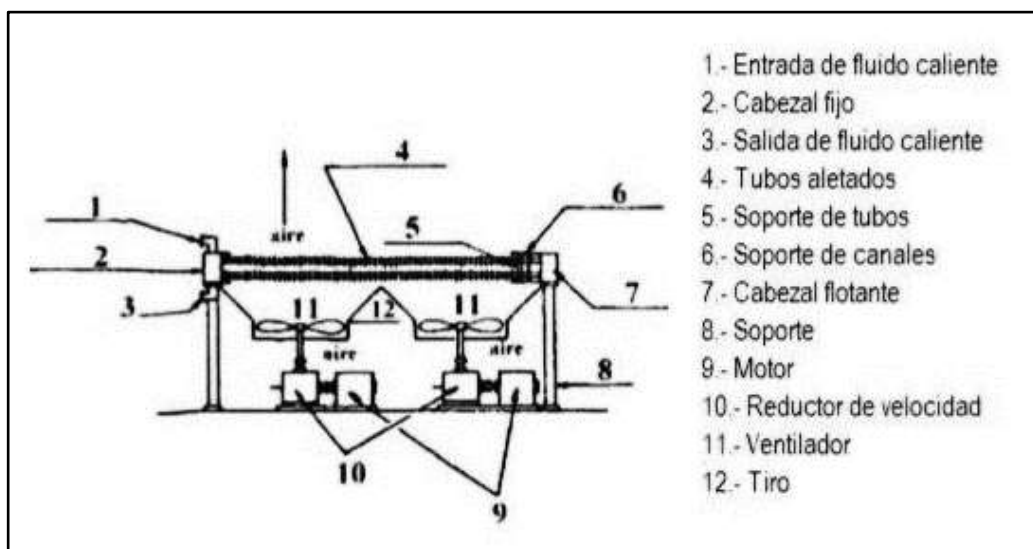
Posee una similitud con los intercambiadores tradicionales pero su principal diferencia radica en la geometría de sus tubos. Los tubos en este tipo de intercambiador son planos mas no redondos. Básicamente este tipo de intercambiador consiste en una batería de tubos cuadrados y una envolvente circular como se muestra en la figura expuesta a continuación. Este tipo de intercambiadores son relativamente económicos, de bajo peso y fácil de limpiar en el lado externo [12].



**Figura 1-7.** Partes de intercambiador de calor de la mella.  
**Fuente:** [12].

### Intercambiadores de calor enfriados por aire.

Está constituido por un haz de tubos por el cual circunda fluido en estado gaseoso para después ser enfriado por una corriente de aire comúnmente forzada por un ventilador. Los tubos poseen superficies extendidas para incrementar su efectividad. Son utilizados comúnmente en refinerías, industrias químicas, e industrias de alimentos [12].

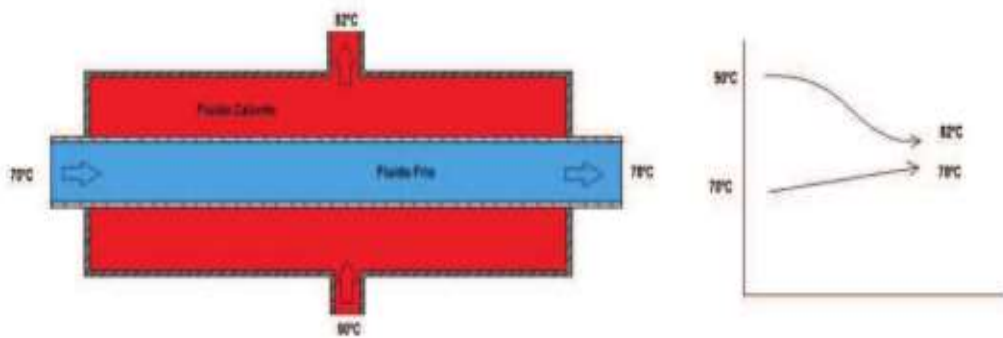


**Figura 1-8.** Partes de intercambiador de calor enfriamiento por aire.  
**Fuente:** [13]

### 1.4.5.2 De acuerdo al tipo de flujo.

- **Flujo cruzado.**

Un fluido (T1) ingresa al intercambiador, mientras que otro (T2) ingresa al mismo, pero en una dirección perpendicular como se muestra en el gráfico a continuación. Son altamente utilizados para sistemas de condensación de vapor [12].



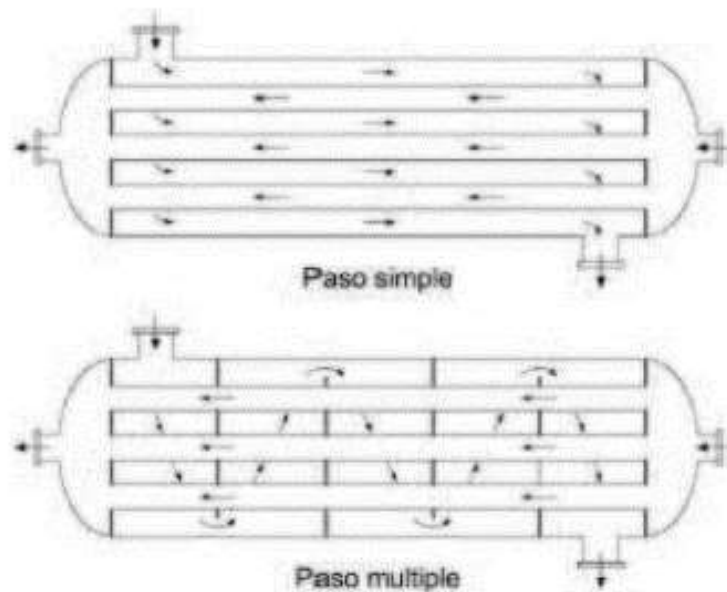
**Figura 1-9.** Intercambiador de calor de flujo cruzado.

**Fuente:** [13]

### **Intercambiadores de paso simple y de paso múltiple.**

Se denomina paso múltiple cuando los fluidos en el interior de un intercambiador de calor ceden calor uno a por más de una oportunidad. En caso de ceder calor en una sola ocasión se denomina paso simple. Los intercambiadores de paso múltiple tienen mejor desempeño y una mayor transferencia de calor a diferencia de los de paso simple [13].

En la figura se puede observar que el intercambiador de paso múltiple altera el sentido del flujo generando una forma de U incrementando el área de transferencia de calor y por ende su eficiencia [13].



**Figura 1-10.** Intercambiador de calor de paso simple y de paso múltiple.

**Fuente:** [13]

### **Intercambiadores de contacto indirecto.**

El flujo en este tipo de intercambiadores se realiza de manera indirecta, el flujo permanece libre y sin contacto posible con el otro. La transferencia de calor se hace a través de la superficie de contacto [13].

Existen dos tipos:

- **Alternativos.** – El fluido recorre el sistema por el mismo espacio, pero en tiempos alternados.
- **De superficie.** – La transferencia de calor se da a través de la misma superficie.

### **• Intercambiadores de contacto directo.**

Las corrientes se ponen en contacto una con otra. La transferencia de fluido se da entre el fluido más caliente al más frío [13].

### **• Intercambiadores fluido - fluido.**

El fluido en este tipo de intercambiador está en contacto directo uno con otro. El imperativo que los fluidos en contacto sean inmiscibles mas no necesariamente insolubles. Dado que el uno se disuelve mientras que el otro se evapora [13].



**Figura 1-11.** Intercambiador de calor de contacto directo con almacenamiento de calor.  
**Fuente:** [13]

### 1.4.6 Calor residual

Es la energía generada de los procesos industriales actualmente no posee un uso práctico y por consiguiente no tiene un uso práctico. La pérdida de calor puede catalogarse en tres amplios escenarios: alta temperatura, temperatura media y baja temperatura.

- Sistemas de alta temperatura: radican en recobrar el calor restante a temperaturas superiores a  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- Rango de temperatura media recuperar calor en temperaturas que oscilan en  $100 - 400\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Rango de temperatura baja: temperaturas inferiores a  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  [13].

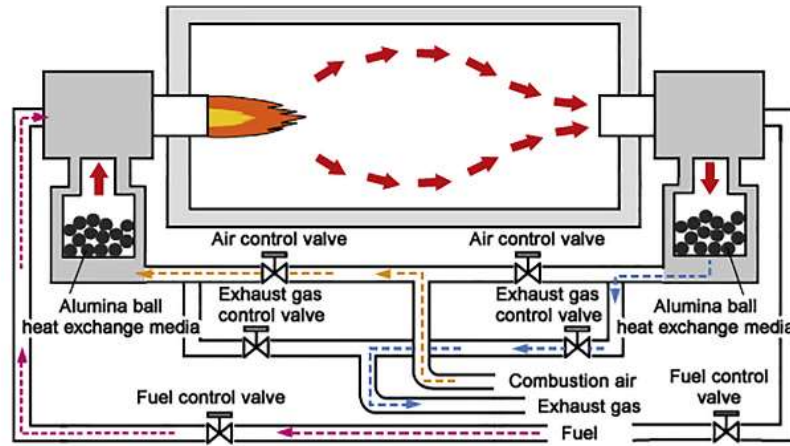
### 1.4.7 Sistemas de recuperación de calor residual

Consisten en aprisionar y trasladar el calor residual de un proceso a otro. La fuente de energía residual se puede utilizar para crear energía eléctrica y mecánica. El calor residual puede rechazarse a cualquier temperatura; convencionalmente, cuanto mayor es la temperatura, mayor es la calidad del calor residual y más fácil es la optimización del proceso para la recuperación misma [13].

#### 1.4.7.1 Quemadores regenerativos y recuperativos

Este tipo de quemadores permiten elevar la eficiencia de los procesos de transferencia. Consisten en dos quemadores con válvulas de control separadas que calienta el aire al interior del horno. Los gasees son guiados hacia un agrupador construido de material refractario como óxido de aluminio, y la energía termina resultante de dicho proceso

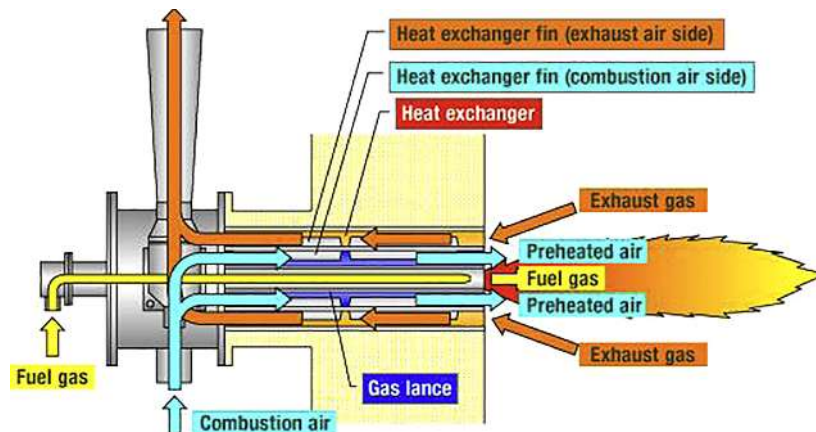
se almacena. Al completarse el procedimiento el sistema se invierte realizando la transferencia misma calentando el aire más frío y repitiendo el proceso cuantas veces sean necesarias [13].



**Figura 1-12.** Diagrama quemador regenerativo y recuperativo.  
Fuente: [13]

Un quemador recuperativo tiene superficies para el intercambio de calor como parte de su diseño. Estas capturan la energía que pasa a través del cuerpo del quemador. El quemador utiliza la energía de los gases residuales del escape para precalentar el aire de combustión antes de que se mezcle con el combustible [13].

Cabe señalar que el quemador y la boquilla están al interior del horno y el calor residual se transfiere al quemador por convección de los gases de escape. La idea general se expresa a continuación:



**Figura 1-13.** Diagrama quemador regenerativo.  
Fuente: [13]

### 1.4.7.2 Economizadores

Estos dispositivos se enmarcan como tubos finos que recuperan el calor residual medio-bajo, cuyo proceso es transferir calor de un punto a otro. El sistema consta de tubos cubiertos por aletas metálicas para maximizar el área superficial de absorción de calor y la tasa de transferencia de calor [13].

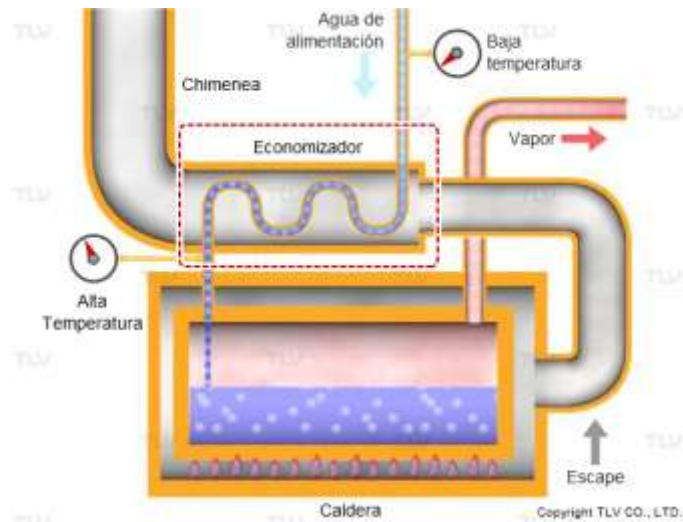


Figura 1-14. Diagrama de un economizador.

Fuente: [13]

### 1.4.7.3 Caldera de calor residual (WHB)

Las calderas de calor residual utilizan el mismo principio de los economizadores. Estas se de recuperar calor residual de hornos en plantas industriales [13].

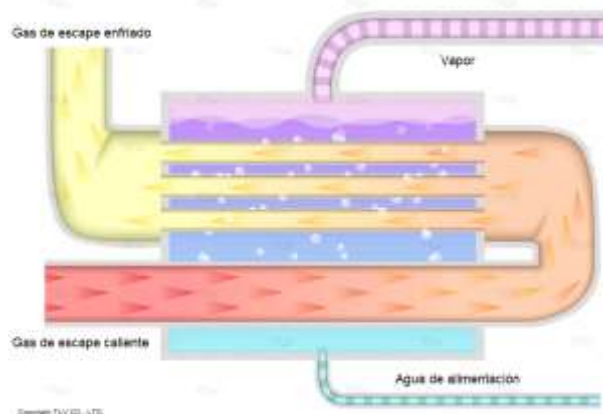


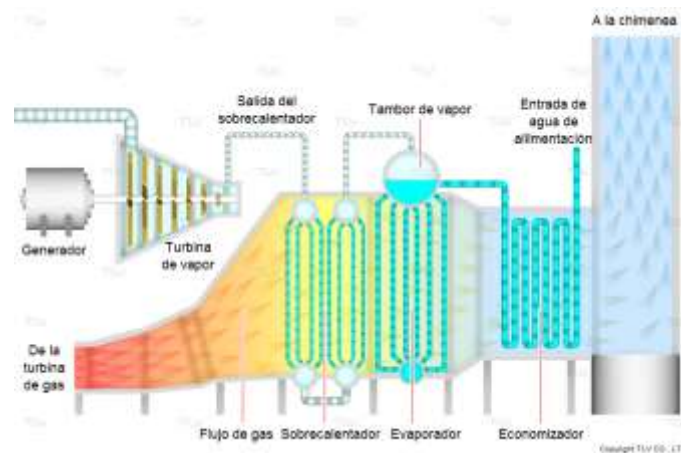
Figura 1-15. Diagrama caldera de calor residual.

Fuente: [13]



#### 1.4.7.4 Generador de vapor de recuperación de calor (HRSG)

Este tipo de dispositivos se evidencian en muchas plantas industriales altamente eficientes que utilizan sistemas (HRSG) para la recuperación y cognición de calor. El proceso HRSG funciona de la siguiente manera considere un motor a reacción. El motor de la turbina de gas (jet) se enciende con gas natural y su escape contiene vapor extremadamente caliente. El sistema de recuperación HRSG necesita impulsar otra turbina utilizando el vapor sobrecalentado para impulsar la misma. Esto genera un sistema de ciclo combinado incrementando la efectividad del sistema [13].



**Figura 1-16.** Diagrama generador de vapor de recuperación de calor.

**Fuente:** [13]

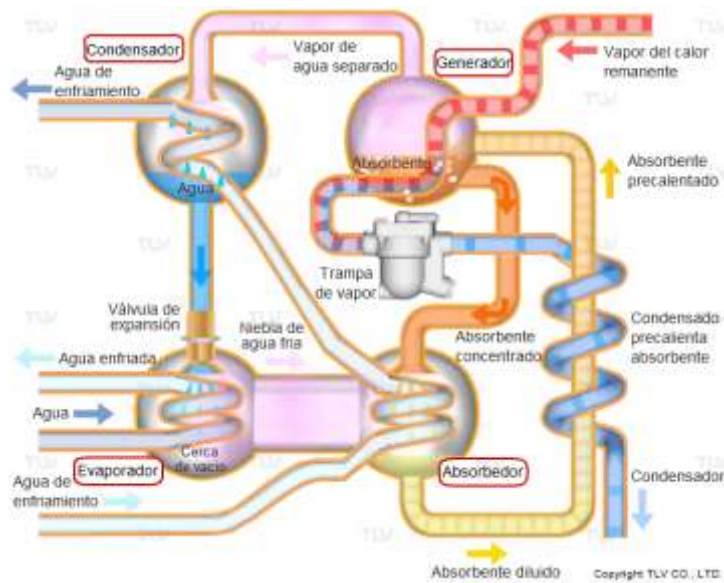
#### 1.4.7.5 Chiller de absorción

Sistemas que pueden agregar refrigeración mediante la incorporación de enfriadores de absorción.

Etapas para la absorción etapas:

1. El líquido absorbente diluido se precalienta y se desplaza desde el absorbente al generador.
2. En el interior del generador, el líquido absorbente se calienta con vapor.
3. El líquido absorbente concentrado fluye hacia abajo de vuelta al absorbedor y al mismo tiempo, el vapor de agua se mueve hacia el condensador.
4. En el condensador, el agua de refrigeración hace que el vapor se licue y fluya hacia abajo.
5. La niebla se calienta cuando absorbe el calor del circuito de agua enfriada estableciendo una presión casi vacía en el evaporador [13].





**Figura 1-17.** Diagrama chiller de absorción.

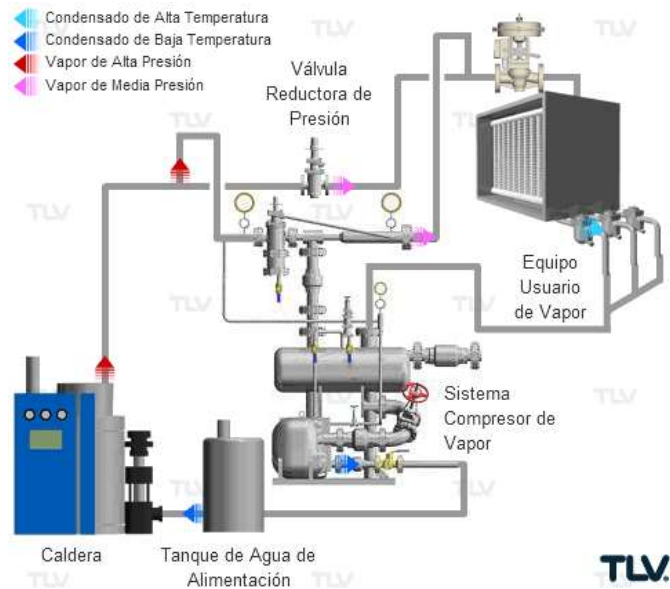
**Fuente:** [13]

### Componentes

- **Evaporador:** la refrigeración se produce aquí en este elemento. El agua pasa a través de una válvula, creando una niebla de baja temperatura. Atomizada sobre el circuito de agua enfriada, absorbe el calor y enfría el refrigerante.
- **Absorbedor:** El absorbente concentrado atrae la niebla de agua del evaporador, creando una presión cercana al vacío mientras se diluye el absorbente.
- **Generador:** el absorbente de la mezcla al 60/40% se calienta, evaporando el agua, y el absorbente concentrado.
- **Condensador:** el vapor de agua suministrado por el generador se condensa por la transferencia de calor al agua de refrigeración [13].

#### 1.4.7.6 Termocompresión de vapor

La termocompresión utiliza la energía que de ser por este sistema se perdería. Este es el proceso de mezclar vapor de alta presión y baja presión creando una presión intermedia como que se muestra a continuación.



**Figura 1-18.** Diagrama termocompresión de vapor.

Fuente: [13]

#### 1.4.8 Razón de la transferencia de calor.

Hace referencia a la ley de enfriamiento de Newton como:

$$\dot{Q} = U_s \cdot A_s \cdot \Delta T_m$$

En donde:

- $U_o$  es el coeficiente global de transferencia de calor
- $A_s$  es el área de transferencia de calor
- $\Delta T_m$  es una apropiada diferencia promedio entre las temperaturas de los dos fluidos.

Existen dos métodos en el análisis de intercambiadores de calor:

- 1) Media logarítmica de temperatura (DMLT).
- 2) Método de efectividad NTU.

##### 1.4.8.1 METODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA (DMLT).

Consiste en encontrar la relación de la diferencia promedio entre los dos fluidos. Pero es imperativo considerar lo siguiente la pérdida de calor a partir de un punto en el fluido caliente es la misma cantidad de calor que gana el fluido frío en el mismo punto. La expresión matemática se expone a continuación:

$$DMLT = \frac{\Delta T2 - \Delta T1}{\ln \frac{\Delta T2}{\Delta T1}}$$

Los incrementos de temperatura  $\Delta T1$  y  $\Delta T2$  difieren cuando el flujo es paralelo y contraflujo

#### 1.4.8.2 MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD- NTU.

Consiste en determinar la transferencia de calor a partir de la multiplicación de un parámetro adimensional llamado efectividad ( $\varepsilon$ ) por la razón máxima posible de la transferencia de calor ( $\dot{Q}_{max}$ ):

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max}$$

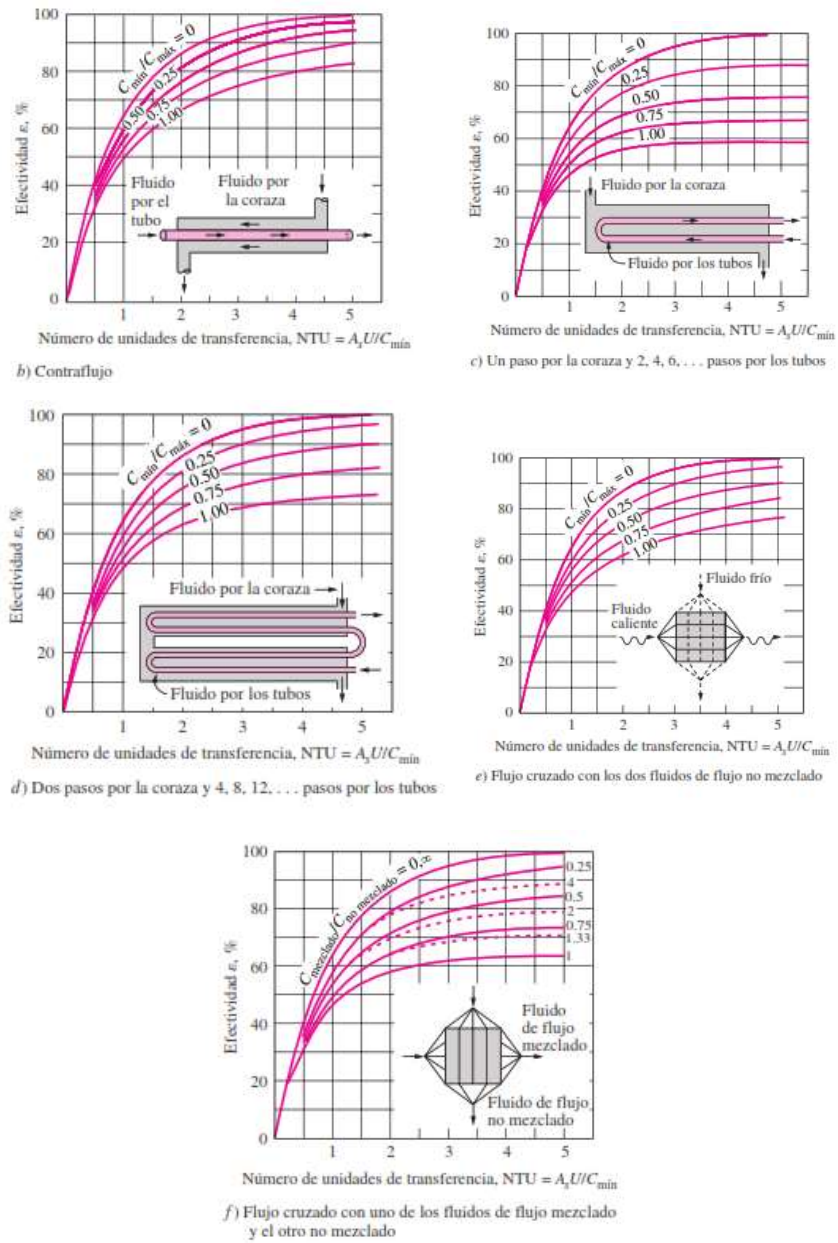
El máximo valor de transferencia de calor en un intercambiador se obtiene cuando durante el proceso de enfriamiento o calentamiento no exista ningún tipo de pérdida de calor. Uno de los dos fluidos del intercambiador, el que tenga menor razón de capacidad calorífica, experimentará el incremento más grande de temperatura

$$\Delta T_{max} = T_{h_{ent}} - T_{c_{ent}}$$

Entonces, la razón máxima de capacidad calorífica quedaría expresada de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{max}$$

En donde  $C_{min}$  es la menor razón de capacidad calorífica entre los dos fluidos del intercambiador. La efectividad de la transferencia de calor  $\varepsilon$ , varía según la configuración geométrica del intercambiador y la dirección de flujo. Esto se resume en la graficas expuestas a continuación:



**Figura 1-19.** Efectividad de los intercambiadores de calor.

Fuente: [13]

## 1.4.9 DISEÑO DE INGENIERIA EN INTERCAMBIADORES

### Tamaño aproximado de un intercambiador de coraza y tubos.

#### a. Calor requerido ( $q_{req}$ )

Cuando no existe cambio de fase en el proceso se utiliza:

$$q_{req} = M_h C p_h (T_{hi} - T_{ho}) = M_c C p_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (1)$$

Donde

$M_h$  = Flujo máscopicos del fluido caliente

$M_c$  = Flujo máscopicos del fluido frio

$C p_h$  = Calor especifico del fluido caliente

$C p_c$  = Calor especifico del fluido frio

$T_{hi}$  = Temperatura del fluido caliente a la entrada

$T_{ho}$  = Temperatura del fluido caliente a la salida

$T_{ci}$  = Temperatura del fluido frio a la entrada

$T_{co}$  = Temperatura del fluido frio a la salida

### b. Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

(2)

$$LMTD = \frac{\Delta T_B - \Delta T_A}{\ln \left( \frac{\Delta T_B}{\Delta T_A} \right)}$$

Flujo contracorriente

(3)

$$\Delta T_A = T_{hi} - T_{co}$$

$$\Delta T_B = T_{ho} - T_{ci}$$

### c. Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica corregida (CMTD)

$$S = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (4)$$

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (5)$$

$$S' = \frac{1 - \left( \frac{1 - R S}{1 - S} \right)^{\frac{1}{N_{cp}}}}{R - \left( \frac{1 - R S}{1 - S} \right)^{\frac{1}{N_{cp}}}} \quad (6)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln\left(\frac{1 - S'}{1 - RS'}\right)}{(R - 1) \ln\left[\frac{2 - S'(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S'(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \quad (7)$$

$$CMTD = LMTD F$$

**d. Estimación del coeficiente global de transferencia de calor ( $U_o$ )**

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + Rf_s + \left(\frac{L_{tw}}{\lambda_{tw}}\right) \left(\frac{A_o}{A_m}\right) + \left(Rf_t + \frac{1}{\alpha_t}\right) \left(\frac{A_o}{A_i}\right)} \quad (8)$$

$$A_m = \pi L(r_o + r_i) \quad (9)$$

Donde

$A_m$  = Área media efectiva

$L_{tw}$  = Espesor de la pared del tubo

$\alpha_t$  = Coeficiente de transferencia de calor del fluido en el lado de los tubos

$\alpha_s$  = Coeficiente de transferencia de calor del fluido en el lado de la coraza

$Rf_t$  = Resistencia térmica por ensuciamiento del fluido el lado de los tubos

$Rf_s$  = Resistencia térmica por ensuciamiento del fluido el lado de la coraza

$r_o$  = Radio externo del tubo

$r_i$  = Radio interno del tubo

$\lambda_{tw}$  = Conductividad térmica de la pared del tubo

En las siguientes tablas se puede observar los coeficientes de transferencia de calor de los fluidos en el lado de los tubos y de la coraza, al igual que resistencias térmicas debido a incrustaciones o suciedades de los fluidos.

**e. Cálculo de área total de transferencia de calor requerida ( $A_o$ )**

$$A_o = \frac{q_{req}}{U_o CMTD} \quad (10)$$

Donde

$q_{req}$  = Flujo del calor requerido

$U_o$  = Coeficiente global de transferencia de calor

$CMTD$  = Diferencia de temperatura media logarítmica corregida

**f. Determinar el área efectiva de transferencia de calor ( $A_o'$ )**

El diámetro interior de la coraza ( $D_s$ ) y longitud efectiva del tubo ( $L_{ta}$ ) se calcula en función del área inferida a la de transferencia de calor. Es fundamental establecer el tipo de arreglo, paso ( $L_{tp}$ ) y número de pasos en el lado de los tubos ( $N_{tp}$ ).

$$A_o' = A_o F_1 F_2 F_3 \quad (11)$$

Donde

$A_o$  = Área total de transferencia de calor requerida

$F_1$  = Factor de corrección por diámetro de tubo y arreglo de tubos

$F_2$  = Factor de corrección por el número de pasos en los tubos,  $F_2 = 1$  para un paso

$F_3$  = Factor de corrección por tipo de coraza y tipo de arreglo del haz de tubos

**Tabla 1-1** Valores de  $F_1$  para varios diámetros y disposición de tubos

Diámetro externo del tubo ( $D_i$ ) mm	Paso en la disposición de tubos ( $L_{tp}$ ) mm	Arreglo	$F_1$
15.9	20.6	→ ·	0.90
15.9	20.6	→ ◇ □	1.04
19.0	23.8	→ ·	1.00
19.0	23.8	→ ◇ □	1.16
19.0	25.4	→ ·	1.14
19.0	25.4	→ ◇ □	1.31
25.4	31.8	→ ·	1.34
25.4	31.8	→ ◇ □	1.54

Fuente: [15]

**Tabla 1-2** Valores de  $F_2$  para diferentes números de pasos en los tubos

Diámetro interno de la coraza ( $D_s$ ) m	Número de pasos en los tubos ( $N_{tp}$ )			
	2	4	6	8
$\leq 0.305$	1.20	1.40	1.80	
0.337 - 0.438	1.06	1.18	1.25	1.50
0.489 - 0.591	1.04	1.14	1.19	1.35
0.635 - 0.838	1.03	1.12	1.16	1.20
0.889 - 1.140	1.02	1.08	1.12	1.16
1.220 - 1.520	1.02	1.05	1.08	1.12
$> 1.520$	1.01	1.03	1.04	1.06

Fuente: [15]

**Tabla 1-3** Valores de  $F_3$  para varias construcciones de haz de tubos

Tipo de cabezal posterior	Diámetro interno de la coraza ( $D_s$ ) m				
	$\leq 0.305$	0.337-0.540	0.591-0.889	0.940-1.220	$> 1.220$
De espejo fijo (TEMA L, M, N)	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Con empaque exterior (TEMA P)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
Con dispositivo de apoyo (TEMA S)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
Sin contrabrida (TEMA T)		1.40	1.25	1.18	1.15
Haz de tubos en U (TEMA U)	1.12	1.08	1.03	1.01	1.01

Fuente: [15]

**g. Aproximación del diámetro de la coraza y longitud de los tubos**

Expresión que se obtiene al relacionar el área efectiva de transferencia de calor, con el diámetro interno de la coraza, así como la longitud efectiva del tubo. Para el diseño es importante tener las consideraciones que se enlistan a continuación:

**Ítem 2.** Diámetro externo del tubo ( $D_t$ ).

Los diámetros pequeños de tubos son preferidos debido dado que estos aportan una mejor eficiencia en la transferencia de calor.



**Tabla 1-4** Valores de  $F_3$  para varias construcciones de haz de tubos

$D_i/D_o$	100	200	300	500	700	1000	1500
6	Shaded	Shaded	Shaded				
10	Shaded	Shaded	Shaded				
14		Shaded	Shaded	Shaded			
20			Shaded	Shaded	Shaded	Shaded	Shaded
25				Shaded	Shaded	Shaded	Shaded
38						Shaded	Shaded
51						Shaded	Shaded

No aceptable por Limpieza Mecánica

Fuente: [15]

**Ítem 3.** Espesor de la pared del tubo ( $L_{tw}$ ).

**Ítem 7.** Angulo característico en la disposición de tubos ( $\theta_{tp}$ ).

**Tabla 1-5** Parámetros geométricos básicos en la disposición de tubos

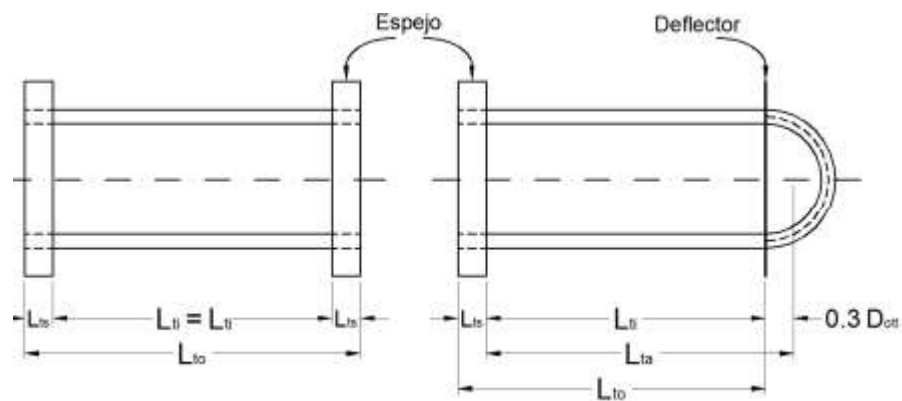
Flujo cruzado →	Ángulo característico $\theta_{tp}$	$L_{tp,eff}$	$L_{pp}$
	30°	0.5 $L_{tp}$	0.866 $L_{tp}$
	45°	0.707 $L_{tp}$	0.707 $L_{tp}$
	90°	$L_{tp}$	$L_{tp}$

Fuente: [15]

La selección de  $\theta_{tp}$  esta dada por:

- La disposición en línea 90° se aplica cuando existe flujo laminar en la coraza, tiene alta efectividad en la transferencia de calor en flujo turbulento; sobre todo si se desea baja caída depresión se considera 30 ° o 45 °.

**Ítem 8-10.** Longitud total de tubo ( $L_{to}$ ), longitud de tubo en el deflector ( $L_{ti}$ ) y longitud efectiva de tubo para el área de transferencia de calor ( $L_{ta}$ ).



**Figura 1-20.** Definiciones de longitud de tubo.

**Fuente:** [15]

$L_{ti}$  es la longitud que resulta de la suma de todos los espacios de los deflectores. La expresión se muestra a continuación:

$$L_{ti} = 0.1 D_s \quad (12)$$

$L_{ti}$  se calcula para todo tipo de haz de tubos excepto en U por

$$L_{ti} = L_{to} - 2L_{ts} \quad (13)$$

$L_{ta}$  es la longitud efectiva de tubo para cálculos del área de transferencia de calor

$$L_{ta} = L_{ti} \quad (14)$$

Para determinar la longitud efectiva de flujo en los tubos, los valores anteriores deben ser multiplicados por el número de pasos en los tubos  $N_{tp}$

**Ítem 12.** Espaciado central de deflectores ( $L_{bc}$ ) es decir la diferencia que existe entre un deflector y otro. El espaciado mínimo debe ser igual al 20% del diámetro de la coraza, pero nunca inferior a 50 mm.

$$L_{bc,min} = 0.2D_s \quad (16)$$

$$L_{bc,max} = D_s$$

Informes como los expuestos en [10] recomiendan valores  $L_{b,max}$  en función del diámetro del tubo y de dos grupos de materiales:

**Materiales del grupo A (Acero y aleaciones de acero)**

Para  $D_t = 19 - 51 \text{ mm}$ : (17)

$$L_{b,max} = 50 D_t + 532$$

Para  $D_t = 6 - 19 \text{ mm}$ :

$$L_{b,max} = 68 D_t + 228$$

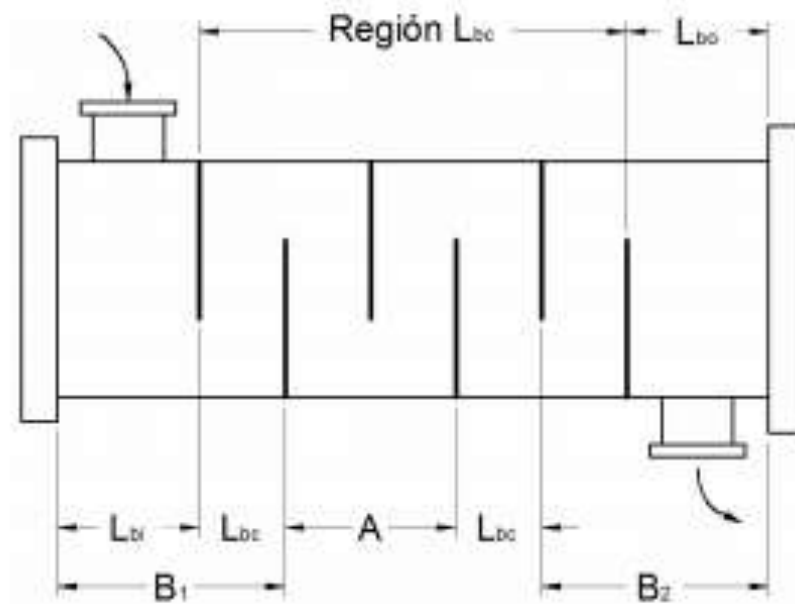
**TEMA tipo R (más restrictiva)** (18)

Diámetros de tubo entre  $\frac{3}{4} \text{ in}$  (19 mm) y 2 in (51 mm)

**TEMA tipo C (menos restrictiva)** (19)

Diámetro de tubo entre  $\frac{1}{4} \text{ in}$  (6 mm)

Para determinar el valor de  $L_{bc}$  más adecuado es recomendable utilizar el 25% de  $L_{b,max}$ , caso contrario es necesario variar el dimensionamiento acorde a los requerimientos. Es por eso indispensable analizar los parámetros  $L_{bi}$  y  $L_{bo}$  se muestran en la siguiente figura. A es el tramo máximo de tubo sin apoyo en la región  $L_{bc}$  y  $B_1/B_2$  en la región de entrada/salida, los valores no deben exceder las limitaciones de  $L_{b,max}$ .



**Figura 1-21.** Dibujo esquemático de la distribución de deflectores  
**Fuente:** [15]

Para determinar el valor de  $L_{bi}$  y  $L_{bc}$ , se recomienda usar un 25% más que el valor de  $L_{bc}$ .

**Ítem 15.** Numero de pasos en los tubos ( $N_{tp}$ ). Es imperativo delimitar el número de pasos considerando la siguiente tabla:

**Tabla 1-6** Numero de pasos en los tubos

Diámetro interno de la coraza ( $D_s$ ) mm	Número de pasos en los tubos ( $N_{tp,max}$ )
200	2
400 – 800	4 - 6
800 – 1300	6 - 8
>1300	8 - 10

**Fuente:** [15]

**Ítem 17.** Tipo de haz de tubos (CB).

**Ítem 21-24:** Temperatura interna del fluido en la coraza ( $T_{si}$ ), temperatura externa del fluido en la coraza ( $T_{so}$ ), temperatura interna del fluido en los tubos ( $T_{ti}$ ), temperatura externa del fluido en los tubos ( $T_{to}$ ).

**Ítem 25-28:** Velocidad másica del fluido en la coraza ( $M_s$ ), densidad ( $\rho_s$ ), conductividad térmica ( $\lambda_s$ ), calor específico ( $Cp_s$ ).

**Ítem 29:** Viscosidad dinámica del fluido en la coraza ( $\mu_s$ ). Su valor depende de la temperatura promedio del fluido.

**Ítem 31-34.** Velocidad másica del fluido en los tubos ( $M_t$ ), densidad ( $\rho_t$ ), conductividad térmica ( $\lambda_t$ ), calor específico ( $Cp_t$ ).

**Ítem 35:** Viscosidad dinámica del fluido en la coraza ( $\mu_t$ ). Su valor depende de la temperatura promedio del fluido.

**Ítem 37-38:** Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza ( $\alpha_s$ ) y coeficiente de transferencia de calor en lado de los tubos ( $\alpha_t$ ).

**Ítem 39-40:** Caída de presión máxima permisible en la coraza ( $\Delta p_{s\ allow}$ ), caída de presión máxima permisible en los tubos ( $\Delta p_{t\ allow}$ ).

**Cálculos auxiliares.** Estos son cálculos requeridos para poder determinar los factores de corrección, áreas de flujo, superficies, etc.; según sea necesario para la determinación del coeficiente de transferencia de calor de la coraza y caída de presión.

#### **Área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector ( $S_m$ )**

Es el área mínima de flujo en dirección del fluido que circula por la coraza (perpendicular al corte del deflector).

$$S_m = L_{bc} \left[ L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{rp,eff}} (L_{rp} - D_t) \right] \quad 21$$

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_t$$

$$D_{otl} = D_s - L_{bb}$$

**Donde:**

$D_{ctl}$  = Diámetro exterior de la última fila de tubos

$D_{otl}$  = Diámetro primitivo de la última fila de tubos

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza

$D_t$  = Diámetro externo del tubo

$L_{tp}$  = Paso en la disposición de tubos

$L_{bc}$  = Espaciado central de deflectores

$L_{bb}$  = Espacio interior de la coraza- haz de tubos

$L_{tp,eff}$  = Paso efectivo en la disposición de tubos

### **Temperaturas promedio ( $T_{s,av}$ y $T_{t,av}$ )**

Las propiedades físicas están evaluadas en las temperaturas medias aritméticas para los fluidos en la coraza y los tubos.

$$T_{s,av} = \frac{1}{2} (|T_{si} + T_{so}|) \quad (22)$$

$$T_{t,av} = \frac{1}{2} (|T_{ti} + T_{to}|)$$

### **Donde**

$T_{s,av}$  = Temperatura promedio del fluido en la coraza

$T_{t,av}$  = Temperatura promedio del fluido en los tubos

$T_{si}$  = Temperatura interna del fluido en la coraza

$T_{so}$  = Temperatura externa del fluido en la coraza

$T_{ti}$  = Temperatura interna del fluido en los tubos

$T_{to}$  = Temperatura externa del fluido en los tubos

### **Numero de Reynolds en el lado de la coraza y de los tubos ( $R_{es}$ y $R_{et}$ )**

Los números de Reynolds en el lado de la coraza y de los tubos están expresados por:

$$R_{es} = \frac{D_t m_s}{\mu_s}$$

$$R_{et} = \frac{\rho_t V_t D_{ti}}{\mu_t}$$

$$m_s = \frac{M_s}{S_m} (10^6)$$

$$m_t = \frac{M_t}{N_{tt}/N_{tp}}$$

$$V_s = \frac{M_s}{0.25 \pi \rho_s D_s^2} (10^{-6})$$

$$V_t = \frac{m_t}{0.25 \pi \rho_t D_{ti}^2} (10^{-6})$$

**Donde**

$R_{es}$  = Numero de Reynolds del fluido que circula por la coraza

$R_{et}$  = Numero de Reynolds del fluido que circula por los tubos

$m_s$  = Velocidad másica del fluido en la coraza por unidad de área

$m_t$  = Velocidad másica del fluido que circula por cada tubo

$V_s$  = Velocidad del fluido que circula por la coraza

$V_t$  = Velocidad del fluido que circula por los tubos

**Números de Prandtl en el lado de la coraza y de los tubos ( $Pr_s$  y  $Pr_t$ )**

Los numero de Prandtl en el lado de la coraza y de los tubos están expresados por

$$Pr_s = \frac{C_p \mu_s}{\lambda_s} (10^{-3}) \quad 24$$

$$Pr_t = \frac{C_p \mu_t}{\lambda_t} (10^{-3}) \quad 25$$

**Donde**

$Pr_s$  = Número de Prandtl del fluido que circula por la coraza

$Pr_t$  = Número de Prandtl del fluido que circula por los tubos

$\lambda_s$  = Conductividad térmica a temperatura media del fluido en la coraza

$C_p_s$  = Calor específico a temperatura media del fluido en la coraza

$\mu_s$  = Viscosidad dinámica a temperatura media del fluido en la coraza

$\lambda_t$  = Conductividad térmica a temperatura media del fluido en los tubos

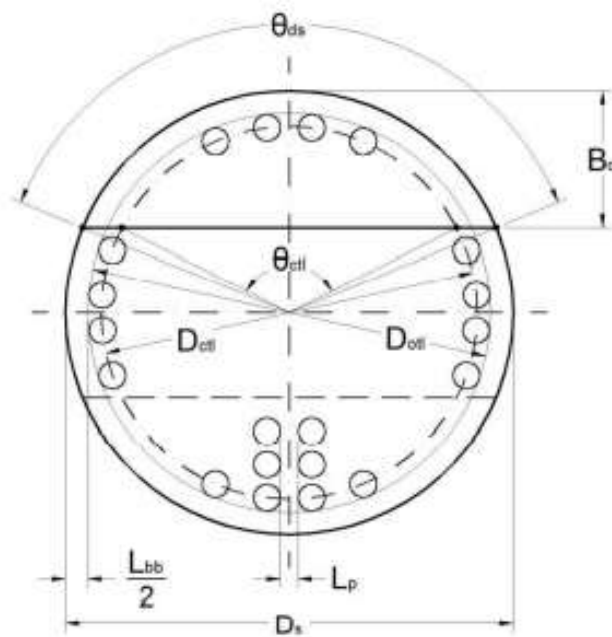
$C_p_t$  = Calor específico a temperatura media del fluido en los tubos

$\mu_t$  = Viscosidad dinámica a temperatura media del fluido en los tubos

### Cálculos de la ventana de deflector parcial

Se ilustra la geometría básica de un deflector segmentado en relación a los tubos.

**Figura 1-22.** Relaciones geométricas del deflector



**Fuente:** [15]

$$\theta_{ds} = 2\cos^{-1}\left[1 - 2\left(\frac{B_c}{100}\right)\right]$$

$$\theta_{ctl} = 2\cos^{-1}\left\{\frac{D_s}{D_{ctl}}\left[1 - 2\left(\frac{B_c}{100}\right)\right]\right\}$$



**Donde**

$\theta_{ds}$  = Angulo central de la intersección entre el corte del deflector con la pared de coraza interna

$\theta_{ctl}$  = Angulo central de la intersección entre el corte del deflector con el diámetro exterior de la última fila de tubos

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza

$B_c$  = Corte del deflector como porcentaje de  $D_s$

$D_{ctl}$  = Diámetro exterior de la última fila de tubos

**Área neta de flujo a través de una ventana del deflector ( $S_w$ )**

Esta área se determina por

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad 28$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} (D_s)^2 \left( \frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\text{sen } \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad 29$$

$$S_{wt} = N_{tt} F_w \left( \frac{\pi}{4} (D_t)^2 \right) \quad 30$$

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\text{sen } \theta_{ctl}}{2\pi} \quad 31$$

$$F_c = 1 - 2 ( F_w ) \quad 32$$

Donde

$S_{wg}$  = Área bruta de ventana de flujo

$S_{wt}$  = Área de la ventana del deflector parcial ocupada por los tubos

$F_w$  = Fracción de tubos en una ventana

$F_c$  = Fracción de tubos en flujo cruzado entre los extremos de un deflector

**Número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado ( $N_{tcc}$  y  $N_{tcw}$ )**

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right]$$

$$N_{tcw} = \frac{0.8}{L_{pp}} \left[ D_s \left( \frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right]$$

**Donde**

$N_{tcc}$  = Número efectivo de filas de tubos cruzados en una sección de flujo

$N_{tcw}$  = Número efectivo de filas de tubos cruzados en una ventana del deflector

**Número de deflectores ( $N_b$ )**

Requerido para calcular el número total de pasos

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad 35$$

**Donde**

$L_{ti}$  = Longitud de tubo en el deflector

$L_{bc}$  = Espaciado central de deflectores

**Parámetros del área de bypass de la coraza ( $S_b$  y  $F_{sbp}$ )**

Estos parámetros se determinan por

$$N_b = L_{bc} [(D_s - D_{otl}) + L_{pl}] \quad 36$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m}$$

**Donde**

$S_b$  = Área de bypass dentro de un deflector

$F_{sbp}$  = Fracción del área de bypass para el área total de flujo cruzado

$L_{pl}$  = Expresa el efecto bypass de participación entre las paredes del tubo

0 para cálculos estándar

0.5  $D_t$  para propósitos de cálculos estimados

### Áreas de fuga ( $S_{sb}$ y $S_{tb}$ )

Las áreas de fuga coraza-deflector y tubo-deflector se determinan por

$$S_{sb} = \pi D_s \left( \frac{L_{sb}}{2} \right) \left( \frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) \quad 37$$

$$S_{tb} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_t + L_{tb})^2 - D_t^2] \right\} (N_{tt})(1 - F_w)$$

### Donde

$S_{sb}$  = Área de fuga coraza-deflector

$S_{tb}$  = Área de fuga tubo-deflector

### Factores de corrección para el coeficiente de transferencia de calor

Los factores de corrección para el coeficiente de transferencia de calor del fluido que circula por la coraza se determinan por

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c \quad 38$$

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)] \exp(-2.2r_{lm})$$

$$J_b = \exp[-C_{bh} F_{sbp} (1 - \sqrt[2]{2r_{ss}})]$$

$$J_r = (J_r)_r + \left( \frac{20 - R_{es}}{80} \right) [(J_r)_r - 1]$$

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{(1-n)} + (L_o^*)^{(1-n)}}{(N_b - 1) + (L_i^*) + (L_o^*)}$$

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m}$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}}$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}}$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}}$$

Para  $Re_s \leq 100$  (*flujo laminar*) se puede expresar como

$$(J_r)_r = \frac{1.51}{(N_c)^{0.18}} \quad 39$$

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1)$$

Para  $Re_s > 100$  (*flujo en transición y turbulento*) se puede expresar como

$$J_r = 1$$

**Donde**

$J_c$  = Factor de corrección de la ventana del deflector parcial

$J_l$  = Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector

$J_b$  = Factor de corrección de transferencia de calor por efecto del bypass

$J_r$  = Factor de corrección para gradiente de temperatura adverso en flujo laminar

$J_s$  = Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada y/o salida

1 para  $L_{bi} = L_{bo} = L_{bo}$

$r_s$  = Parámetro de correlación entre las áreas de fuga

$r_{lm}$  = Parámetro de correlación entre las áreas de fuga y el área de flujo

$r_{ss}$  = Parámetro de correlación entre el número de tiras de sellado y el número efectivo de filas de tubos cruzados en una sección de flujo.

$L_i^*$  = Relación entre el espacio de entrada y el espaciado central de deflectores

$L_o^*$  = Relación entre el espacio de salida y el espaciado central de deflectores

$(J_r)_r$  = Primera aproximación del factor de corrección en flujo laminar

$N_c$  = Número total de filas de tubos en todo el intercambiador

$C_{bh}$  = Constante del tipo de flujo

1.35 para flujo laminar,  $Re_s \leq 100$

1.25 para flujo en transición y turbulento,  $Re_s > 100$

$n$  = Pendiente de la curva del factor de fricción

1.0 para flujo laminar,  $Re_s \leq 100$

0.2 para flujo en transición y turbulento,  $Re_s > 100$

### **Factores de corrección para la caída de presión**

Los factores de corrección para la caída de presión del fluido que circula por la coraza se determinan por

$$R_l = \exp[-1.33(1 + r_s)(r_m)^{-0.15(1+r_s)+0.8}] \quad 40$$

$$R_b = \exp[-C_{bp} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})]$$

$$R_s = \left(\frac{L_{bc}}{L_{bo}}\right)^{(2n)} + \left(\frac{L_{bc}}{L_{bi}}\right)^{(2n)}$$

### **Donde**

$R_l$  = Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector

$R_b$  = Factor de corrección de transferencia de calor por efecto del bypass

$R_s$  = Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada y/o salida

2 para  $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$

$C_{bp}$  = Constante del tipo de flujo

4.5 para flujo laminar,  $Re_s \leq 100$

3.7 para flujo en transición y turbulento,  $Re_s > 100$

$n$  = Pendiente de la curva del factor de fricción

1.0 para flujo laminar,  $Re_s \leq 100$

0.2 para flujo en transición y turbulento,  $Re_s > 100$

### **Coefficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal ( $\alpha_i$ )**

El coeficiente de transferencia de calor basado en un banco de tubos ideal está definido por la siguiente expresión:

$$\alpha_i = j_i C_{ps} m_s (Pr_s)^{-2/3} (\Phi_s)^r \quad 41$$

$$j_i = (a_1) \left( \frac{1.33}{L_{tp}/D_t} \right) (Re_s)^2$$

$$(\Phi_s)^r = \left( \frac{U_s}{U_{s,w}} \right)^{(0.14)}$$

$$U_{s,w} = a(T_w)^b$$

$$T_w = T_{t,av} + \left( \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + (\alpha_t/\alpha_s)} \right)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(Re_s)^{a_4}}$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14(Re_s)^{b_4}}$$

**Donde**

$j_i$  = Factor de corrección para un banco de tubos ideal

$(\Phi_s)^r$  = Parámetro de correlación entre las viscosidades dinámicas

$U_{s,w}$  = Viscosidad dinámica a temperatura de la pared del tubo

$T_w$  = Temperatura de la pared del tubo

$a, b$  = Coeficientes de correlación para  $j_i$  y  $f_i$

Los valores  $a_1, a_2, a_3, a_4, b_1, b_2, b_3$  y  $b_4$  se obtienen de la siguiente tabla

**Tabla 1-7** Coeficientes de correlación para  $j_i$  y  $f_i$

Ángulo característico ( $\theta_{tp}$ )	Número de Reynolds ( $Re$ )	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
30°	$10^5 - 10^4$	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.000	0.500
	$10^4 - 10^3$	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	$10^3 - 10^2$	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	$10^2 - 10$	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	< 10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.590	0.520
	$10^4 - 10^3$	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	$10^3 - 10^2$	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	$10^2 - 10$	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	< 10	1.550	-0.667			32.000	-1.000		
90°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.300	0.378
	$10^4 - 10^3$	0.107	-0.266			0.082	0.022		
	$10^3 - 10^2$	0.408	-0.460			6.090	-0.602		
	$10^2 - 10$	0.900	-0.631			32.100	0.963		
	< 10	0.970	-0.667			35.000	-1.000		

Fuente: [15]

### Caída de presión para un banco de tubos ideal ( $\Delta p_{bi}$ )

La caída de presión está definida por la siguiente ecuación:

$$\Delta p_{bi} = 2(10^{-3})f_i N_{tcc} \frac{m_s^2}{\rho_s} (\Phi_s)^{-r} \quad 42$$

$$f_i = b_1 \left( \frac{1.33}{L_{tp}/D_t} \right)^b (Re_s)^{b_2}$$

Donde

$f_i$  =Factor de corrección para un banco de tubos ideal

### **Coefficiente de transferencia de calor del fluido en la coraza corregido ( $\alpha_{sc}$ )**

Basado en los cálculos de los coeficientes para un banco de tubos ideal, se determina el coeficiente actual en la coraza.

$$\alpha_{sc} = \alpha_i (J_c J_l J_b J_r J_s) \quad 23$$

### **Coefficiente de transferencia de calor del fluido en los tubos corregidos ( $\alpha_{tc}$ )**

Basado en los cálculos de los coeficientes para un banco de tubos ideal, se determina el coeficiente actual en los tubos.

$$\alpha_{tc} = \frac{Nu_t (\lambda_t)}{D_{ti}} \quad 43$$

$$Nu_t = \frac{(f_t/8) (Re_t)(Pr_t)}{1.07 + 12.7 \sqrt{f_t/8} \left( \sqrt[3]{Pr_t^2 - 1} \right)}$$

$$f_t = \frac{0.316}{Re_t^{0.25}}$$

### **Donde**

$Nu_t$  = Número de Nusselt del fluido en los tubos

$f_t$  =Factor de rozamiento entre el fluido y la pared del tubo

### **Evaluación del diseño térmico**

Un diseño perfecto se identifica cuando el valor es igual al requerido. Pero es más que evidente que en la mayoría de ocasiones no puede obtenerse dicha premisa. La diferencia entre el valor requerido y valor calculado debe ser ajustada en relación a los parámetros preestablecidos.

### **Área de transferencia de calor calculada ( $A_{o\ cal}$ )**

$$A_{o\ cal} = \pi D_t L_{ta} N_{tt} \quad 44$$

### **Coefficiente global de transferencia de calor calculado ( $U_{o\ cal}$ )**



$$U_{o\ cal} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sc}} + Rf_s + \left(\frac{L_{tw}}{\lambda_{tw}}\right) \left(\frac{A_{o\ cal}}{A_m}\right) + \left(Rf_t + \frac{1}{\alpha_{tc}}\right) \left(\frac{A_{o\ cal}}{A_i}\right)}$$

$$A_i = \pi D_{ti} L_{ta} N_{tt}$$

Donde

$A_i$  = Área interna del tubo

**Flujo de calor calculado ( $q_{cal}$ )**

$$q_{cal} = U_{o\ cal} A_{o\ cal} CMTD \quad 46$$

Donde

$CMTD$  = Diferencia de temperatura media logarítmica corregida

**Relación entre los flujos de calor requerido y calculado**

$$\frac{q_{req}}{q_{cal}} \leq 1 \quad 47$$

Este parámetro permite establecer el apropiado dimensionamiento de un intercambiador.

**Determinación del área de transferencia de calor requerida ( $A_{o\ req}$ )**

$$A_{o\ req} = \left(\frac{q_{req}}{q_{cal}}\right) A_{o\ cal} \quad 48$$

## DISEÑO HIDRAULICO

Se enmarca como la caída de presión de los fluidos. Esta función es imperativa para el correcto trabajo del intercambiador.

**Caída de presión en la coraza**

$\Delta p_s$ , está expresando de la siguiente manera

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \quad 49$$

Donde:

$\Delta p_c$  = Caída de presión del flujo cruzado entre los deflectores

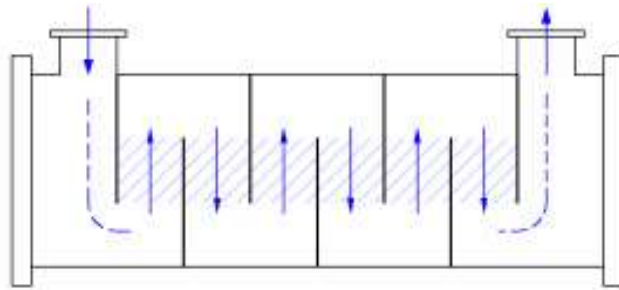
$\Delta p_w$  = Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores

$\Delta p_e$  = Caída de presión del fluido en los compartimentos del primero y el último

### Caída de presión del flujo cruzado entre los deflectores ( $\Delta p_c$ )

Se idealiza la caída de presión del flujo cruzado en la siguiente figura.

**Figura 1-23.** Región de flujo que cruza entre deflectores



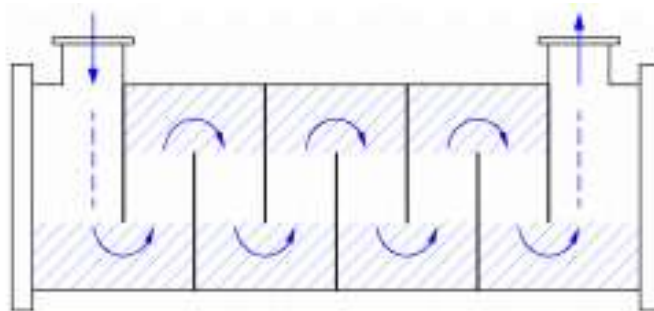
**Fuente:** [14]

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi}(N_b - 1)(R_b)(R_l)$$

### Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores ( $\Delta p_w$ )

La idea general se expresa en la imagen expuesta a continuación.

**Figura 1-24.** Región de flujo considerada para una ventana de flujo



**Fuente:** [15]

Para flujo turbulento,  $Re_s \geq 100$

$$\Delta p_w = N_b \left[ (2 + 0.6 N_{tcw}) \frac{m_w^2}{2\rho_s} (10^{-3}) \right] R_l$$

$$m_w = \frac{M_s}{\sqrt{S_m S_w}} (10^6)$$

Para flujo laminar,  $Re_s < 100$

$$\Delta p_w = N_b \left\{ 26 \frac{(m_w)\mu_s}{\rho_s} \left[ \frac{N_{tcw}}{L_{tp} - D_t} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right] + \left[ 2(10^{-3}) + \frac{m_w^2}{2\rho_s} \right] \right\} R_l \quad 51$$

$$D_w = \frac{4S_w}{\pi D_t N_{tw} + \pi D_s \theta_{ds} / 360}$$

$$N_{tw} = N_{tt} F_w$$

**Donde**

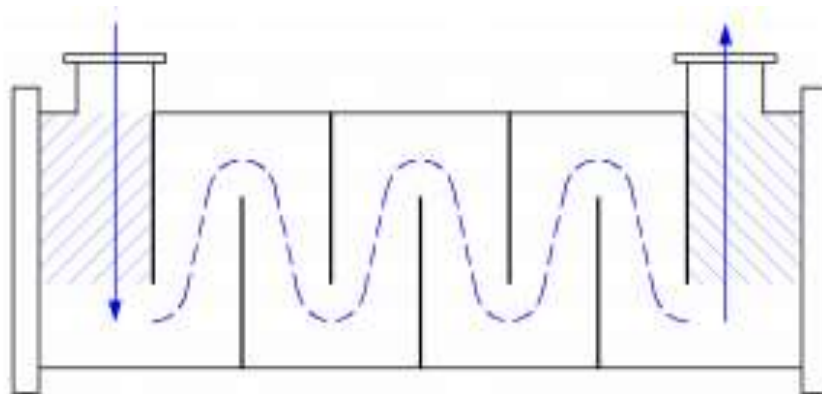
$m_w$  = Velocidad másica del fluido en la coraza

$D_w$  = Diámetro hidráulico equivalente de una ventana de deflector parcial

$N_{tw}$  = Número de tubos en una ventana

**Caida de presión del fluido en los compartimentos del primero y el último ( $\Delta p_e$ )**

**Figura 1-27.** Región de flujo para los compartimentos del primero y el último



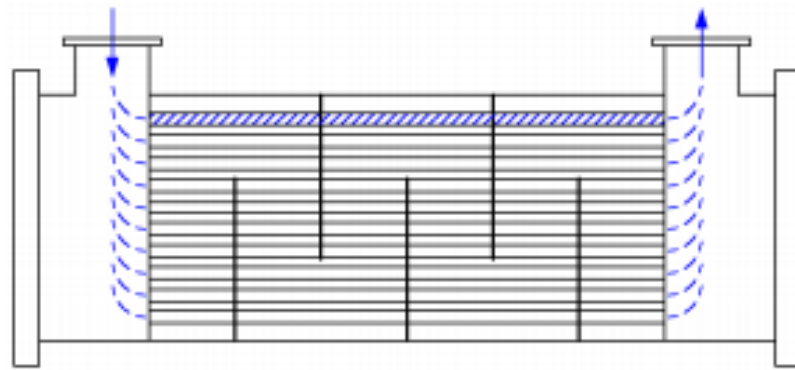
**Fuente:** [15]

$$\Delta p_e = \Delta p_{bi} \left( 1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b R_s \quad 52$$

## Caída de presión en los tubos

La caída de presión  $\Delta p_t$ , se calcula para un único tubo por cada paso. De ahí se extrapola a todo el sistema.

**Figura 1-25** Región de flujo para los compartimentos del primero y el último



**Fuente:** [15]

$$\Delta p_t = H_{rp} \rho_t N_{tp} g \quad 53$$

$$H_{rp} = f_i \left( \frac{L_{to}}{D_t} \right) \left( \frac{V_t^2}{2g} \right)$$

Donde

$H_{rp}$  = Perdidas primarias por longitud de tubo

$g$  = Gravedad ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )

## Evaluación del diseño hidráulico

Para este punto en específico es fundamental conocer las caídas de presión admisibles tanto para la coraza como para los tubos. Respetando las siguientes consideraciones.

$$\Delta p_{s \text{ allow}} \geq \Delta p_s$$

$$\Delta p_{t \text{ allow}} \geq \Delta p_t$$

## DISEÑO MECANICO

El diseño mecánico de recipientes a presión se encuentra regido por diferentes normas y códigos. Para el caso particular de intercambiadores de calor de tubo y coraza, el código empleado para su diseño está contemplado en ASME Boiler and Pressure Vessels Code.

### Coraza

Cuerpo cilíndrico, de una sola pieza prácticamente un tubo sin costuras que contendrá en su interior el haz de tubos. Para cálculos se utilizan las fórmulas establecidas en ASME sección VIII UG-27.

#### Esfuerzo circunferencial (junta longitudinal).

Cuando  $P$  no excede de 0.385 S.E.

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad 54$$

#### Esfuerzos longitudinales (junta circunferencial).

Cuando  $P$  no excede de 1.25 S.E.

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.4P}$$

### Donde

$P$  = Presión interna de diseño.

$R$  = Radio interno de la coraza.

$S$  = Esfuerzo disponible máximo del material de la coraza.

$E$  = Eficiencia de la junta, para tubo sin costura  $E = 1$ .

### Placa divisora de pasos

Este valor debe ser relacionado mediante la tabla expuesta a continuación:

**Tabla 1-8** Espesor nominal de la placa divisora de pasos

Tamaño Nominal	Acero al Carbono	Material de aleación
< 24	3/8"	1/4"
24 - 60	1/2"	3/8"

Fuente: [15]

## Tubos

El espesor del tubo se basa en el diseño térmico. Pero es preciso comprobar su valor para trabajos de presión interna a los que puede ser sometido. El espesor puede ser determinado mediante ASME sección VIII, UG-31.

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$P$  = Presión interna de diseño.

$R$  = Radio interno de los tubos.

$S$  = Esfuerzo disponible máximo del material de los tubos

$E$  = Eficiencia de la junta, para tubo sin costura  $E = 1$ .

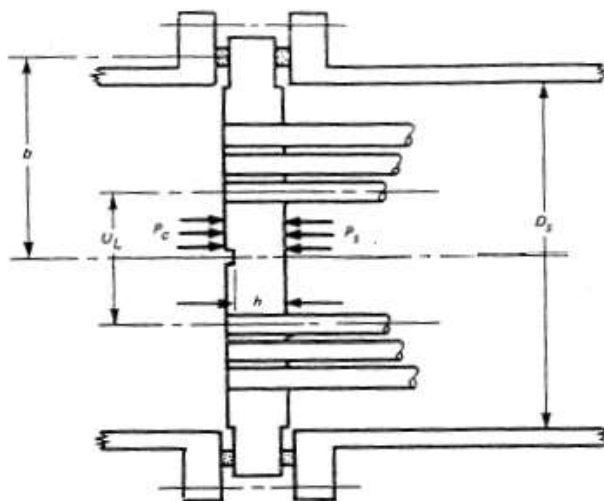
## Espejo

El cálculo del espesor del espejo se lo efectúa mediante las normas ASME. Mirar el Apéndice AA.

### Cálculo del espesor de un espejo con soporte simple para IC con tubos en U

El grosor del espejo se obtiene por efectos de corrosión. Calculada por la diferencia obtenido entre  $h_1$  y  $h_2$ .

**Figura 1-26** Soporte simple del espejo para tubos en U



Fuente: [15]

$$h_1 = G f^* \left( \frac{P}{\Omega S_{ts} \eta} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$h_2 = \frac{aP}{\left( \frac{1.6 S_{ts} (p - d)}{p} \right)}$$

$G$  = Diámetro relacionado con la fuerza aplicada al empaque FG ( $G = 2b$ )

$P$  = Mayor presión de diseño (lado de los tubos o lado de la coraza)

58

$p$  = Paso en los tubos (dato inicial)

$d$  = Diámetro exterior del tubo no expandido

$S_{ts}$  = Esfuerzo permisible del material del espejo a temperatura de diseño.

$a$  = Valor menor entre  $a_1$  y  $a_2$

$$a_1 = \frac{D_s - d}{2}$$

$$a_2 = \left( \frac{N_t p^2 \text{sen} \theta_t}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} + \left( \frac{d + U_L - 2p}{2} \right)$$

$$\eta = \frac{p' - d'}{p'}$$

$$d' = d - 2T_t(E_t/E)\mu(S_t/S_{ts})$$

$$f^* = 0.556K^{c \ln \eta}$$

$$K = b/a$$

### Donde

$U_L$  = Distancia entre centros

$\eta$  = Eficiencia de ligamento

$p'$  = Paso efectivo de los tubos

$d'$  = Diámetro del agujero para el tubo

$T_t$  = Espesor nominal del tubo no expandido

$E_t$  = Módulo de elasticidad del material de los tubos a la temperatura de diseño

$E$  = Módulo de elasticidad del material del espejo a la temperatura de diseño

$\mu$  = Relación del tramo expandido del tubo contra el espesor del espejo

$S_t$  = Efuerzo permisible del material de los tubos a temperatura de diseño

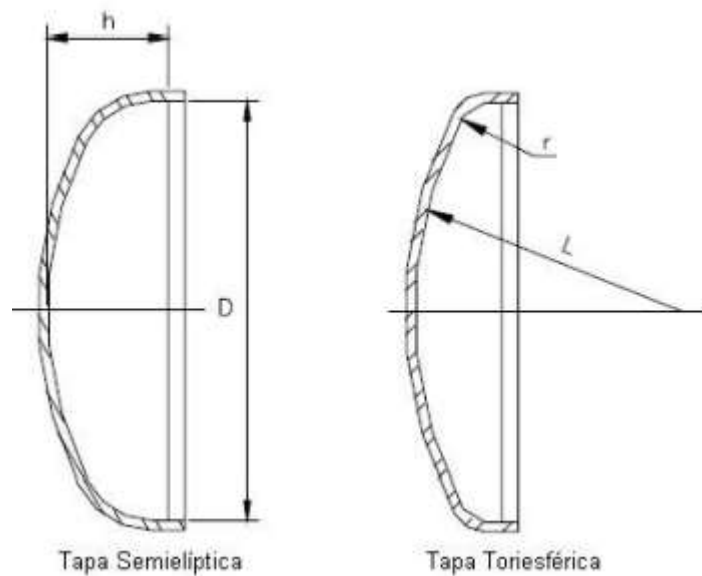
$c$  = 0.39 para arreglo triangular y 0.32 para arreglo cuadrangular

$\Omega$  = Factor del esfuerzo de diseño para placas tubulares comprendido entre 2 y  $1.5/\eta$

## Tapas

Las Tapas pueden presentar una clasificación. Las mismas se clasifican en tapas Toriesféricas y Semiélicas,

**Figura 1-27** Tapas abombadas



**Fuente:** [15]

### **Tapa toriesférica ASME**

Tapas de mayor usanza en el ámbito industrial debido a que su coste y altas presiones manométricas de trabajo, su peculiaridad primordial es que el radio de corona es igual



al diámetro interior del cabezal. El espesor requerido deberá calcularse por la siguiente ecuación:

$$t = \frac{0.885 PL}{SE - 0.1P}$$

### **Tapa semielíptica**

Se emplea los mismos cuando el espesor calculado es relativamente alto. Se manufacturan en base a troqueles, denotando una geometría en forma de elipse con relación 2:1. La fórmula para dicho se muestra a continuación [15]:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad 60$$

Donde

$P$  = Presión interna de diseño.

$L$  = Radio de la corona

$D$  = Diámetro interior del borde de la tapa

$S$  = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa

$E$  = Eficiencia de la junta, para cabezas sin costura  $E = 1$ .

## CAPÍTULO II

### METODOLOGÍA

#### 2.1 Hoja técnica de la cadera de vapor pirotubular

Tabla 2-1. Hoja técnica de la caldera [Autor]

Maquina: Caldera	Codificación	CAL-125BHP-GN
Marca: GN Industrial	Tipo	Horizontal
Color: Metálico	Función	Generar Vapor
Boiler horsepower	125 BHP	
Salida del vapor	4 pulgadas	150 psi
Tamaño de suministro	8 pulgadas	15 psi
Dimensiones generales	174 x 84 x 82 in	
Salida de Gases de escape	16 pulgadas	
Altura de chimenea	82 pulgadas	
Temperatura salida de la chimenea	260 °C	

#### 2.2 Parámetros de diseño y cálculo

##### Consideraciones iniciales

Se plantean las siguientes consideraciones para el diseño del intercambiador

Tabla 2-2. Parámetros iniciales de diseño [Autor]

<b>Consideraciones iniciales</b>			
<b>Parámetro</b>		<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Potencia calorífica	P	25,53	KW
Caudal de agua	Qvol	6,12e-4	m <sup>3</sup> /s
Temperatura de salida del agua	Tci	28	°C
Temperatura de entrada de gases	Thi	250	°C

Temperatura de salida de gases	Tho	190	°C
Temperatura ambiente	Tco	18	°C
Longitud del intercambiador	Lmax	2500	mm
Diámetro exterior de la coraza	Dmax	1000	mm
Diámetro de los tubos	dmax	25.4	mm

### Propiedades de fluidos


De acuerdo a las consideraciones planteadas, se tienen las siguientes características del fluido

**Tabla 2-3.** Propiedades del fluido [Autor]

Característica del fluido			
Propiedad		Valor	Unidad
Presión de CO2	$P_{co2}$	2,343	kPa
Densidad de CO2	$\rho_{co2}$	1,976	kg/m <sup>3</sup>
Densidad de líquido	$\rho_l$	998,364	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad dinámica CO2	$\mu_{co2}$	8,82E-06	kg/m.s
Viscosidad dinámica líquido	$\mu_l$	1,02E-03	kg/m.s

### 2.3 Materiales del intercambiador de calor

**Tabla 2-4.** Materiales para el diseño del intercambiador de calor [Autor]

Material	Marca / Proveedor	Detalle	Foto
Tubos de Cedula 40 para banco de tubos Acero ASTM A53 B	DIPAC / (Manta)	Conducción fluidos y gases, petroquímica, pesca y en general.	

Tubos de Cedula 10 para coraza Acero ASTM A53 B	TUVAL / (Quito)	Tubería sin costura con diámetros hasta 30in	
Plancha carcaza Acero AISI 304	DIPAC / (Quito)	Planchas de acero inoxidable	
Brida Con cuello para soldar ANSI/ASME B16.5	BRIDAS CIFUNSA / (Quito)	Clase 150 lbs	
Pernos Hexagonal de Acero Negro G8 SAE J429 UNF (Rosca Gruesa)	IMPORPERNOS / (Quito)	Varios tamaños	
Tuerca Hexagonal G8 Acero Negro UNF	IMPORPERNOS / (Quito)	Varios tamaños	
Rodela Plana Ancha para uso general galvanizada	IMPORPERNOS / (Quito)	Varios tamaños	
Threaldolet NTP 3000 PSIG Acero forjado ASTM A105	Ferrituvalco CIA. LTDA. / (Quito)	Roscado NTP ANSI B1.20.1 MSS-SP-97-2001	

## 2.4 Propiedades de Acero A53 Gr. B

**Tabla 2-5** Composición química Acero ASTM A53 Gr. B

Composición, Max %									
Grado B	Carbono	Magnesio	Fosforo	Azufre	Cobre	Níquel	Cromo	Molibdeno	Vanadio
	0.30	1.20	0.05	0.045	0.40	0.40	0.40	0.40	0.15
La combinación de estos cinco elementos no puede exceder 1 %									

Fuente: [15]

Tabla 2-6 Propiedades Mecánicas Acero ASTM A53 Gr. B

GRADO B	TIPO S	
	Psi	MPa
<b>Resistencia a la Tracción</b>	60000	415
<b>Limite elástico</b>	35000	240
<b>Elongación</b>	20%	

Fuente: [15]

## 2.5 Métodos

### 2.5.1 Tipo de investigación:

**Bibliográfica:** Se realiza la búsqueda de sustentos teóricos que permitan el análisis de transferencia de calor, así como parámetros de funcionamiento del intercambiador de calor, por lo que se accede a bases de información para acceder a artículos, investigaciones, tesis, libros, entre otros.

**Descriptiva:** Se elabora una caracterización del funcionamiento del dispositivo, además del análisis detallado de los parámetros de funcionamiento, tanto de entrada como de salida. Además, se requiere describir las condiciones de operación y dimensiones del intercambiador

**Simulación:** Se ejecuta un estudio bajo las condiciones propuestas para verificar el funcionamiento del intercambiador, además para estimar parámetros durante el funcionamiento y la estimación de condiciones base para un contraste analítico

La simulación se efectúa mediante herramientas computacionales para un diseño asistido.

## **2.6 Enfoque:**

### **2.6.1 Cuantitativo:**

La presente investigación mantiene un enfoque cuantitativo, debido a que se manejan datos numéricos y estimaciones computacionales para contrastar valores propios del funcionamiento de un intercambiador de calor.

## **2.7 Técnicas:**

### **2.7.1 Observación:**

Se emplea esta técnica para generar información base, para el diseño del intercambiador, se indaga en intercambiadores ya armados y en catálogos. Se realiza una observación estructurada para aprovechar la información para el diseño de esta investigación

### **2.7.2 Registro:**

Se guarda la información que se recolecte con la técnica de observación, se puede organizar la información en fichas de registro.

### **2.7.3 Software:**

Se utiliza como software de diseño especializado en simulaciones computacionales, el cual se basará en un modelado 3D de la propuesta de intercambiador, cada componente diseñado se planteará para un respectivo análisis en el caso requerido

## **2.8 Estudio de alternativas**

Con el fin de determinar la alternativa más eficiente se empleó el método ordinario de criterios ponderados, considerando las siguientes disposiciones del fluido para los tubos.

### **Alternativa 1**

Fluido frío por coraza y Fluido caliente por tubos.

### **Alternativa 2**

Fluido frío por tubos y Fluido caliente mezclado por coraza.

### **Alternativa 3**

Fluido frío por tubos y Fluido caliente sin mezclar por coraza.

### **Parámetros de Evaluación**

Para cada sistema se definen los parámetros de evaluación, de tal manera que se pueda realizar la debida ponderación según su importancia. A cada parámetro se le asignará una ponderación entre 0 y 1, por lo que la suma de dichos valores ponderados sea 1. Los parámetros a evaluarse son:

**Mantenimiento.** - Se considera la facilidad de limpieza de los tubos debido a que existe una elevada corrosión de los mismos en el lado de los tubos.

**Área de transferencia de Calor.** – Se entiende como el área de contacto con el fluido para la transferencia de calor.

**Fiabilidad de construcción.** - Contempla la disponibilidad de materiales presentes en el medio y su construcción.

**Eficiencia de transferencia de calor.** - Se tiene en cuenta los fluidos que entran y salen los cuales circulan paralelos y a contracorriente dentro del intercambiador, con lo que se aumenta el tiempo y el área de intercambio de calor aumentando su capacidad de recuperación.

**Costo.** - Examina la importancia de los costos del intercambiador.

En la tabla se presenta la ponderación de los criterios de selección del intercambiador de calor, de acuerdo a su importancia para el diseño del mismo.

**Tabla 2-7** Criterios de selección de alternativas [Autor]

<b>CRITERIOS</b>	<b>PONDERACION</b>
Mantenimiento	0.2

Área de transferencia de calor	0.3
Fiabilidad de construcción	0.1
Eficiencia de transferencia de calor	0.2
Costo	0.2
<b>Total</b>	<b>1</b>

### Selección de alternativas

Se realiza la selección de alternativas en base a criterios de ponderación en decimales 0 y 1.

En la siguiente tabla se presenta la ponderación de las alternativas con fundamento de los criterios seleccionados.

**Tabla 2-8** Tabla de ponderación [Autor]

Criterio Alternativas	Mantenimiento	Área de transferencia de	Fiabilidad de construcción	Eficiencia de transferencia de	Costos
Fluido frío por coraza y Fluido caliente por tubos.	0.2	0.4	0.3	0.3	0.3
Fluido frío por tubos y Fluido caliente mezclado por coraza.	0.4	0.2	0.3	0.2	0.3
Fluido frío por tubos y Fluido caliente sin mezclar por coraza.	0.5	0.4	0.4	0.5	0.4
<b>SUMA</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>

Una vez obtenida la matriz de selección de alternativas se establece una matriz que permite determinar la opción con mejor ponderación, con dicha matriz se puede pasar al siguiente paso el cual es el diseño del intercambiador de calor.

**Tabla 2-9** Resultados de ponderación [Autor]

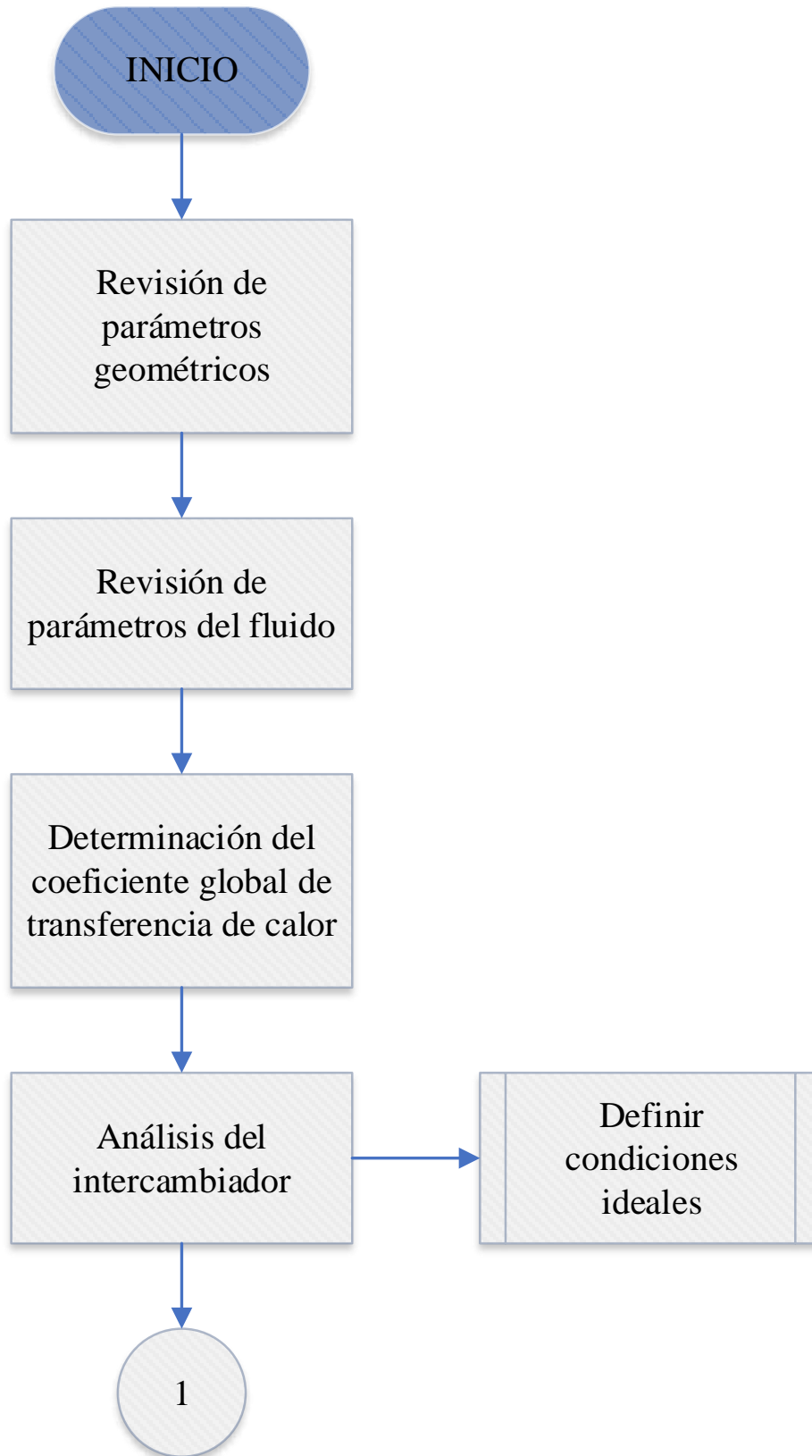


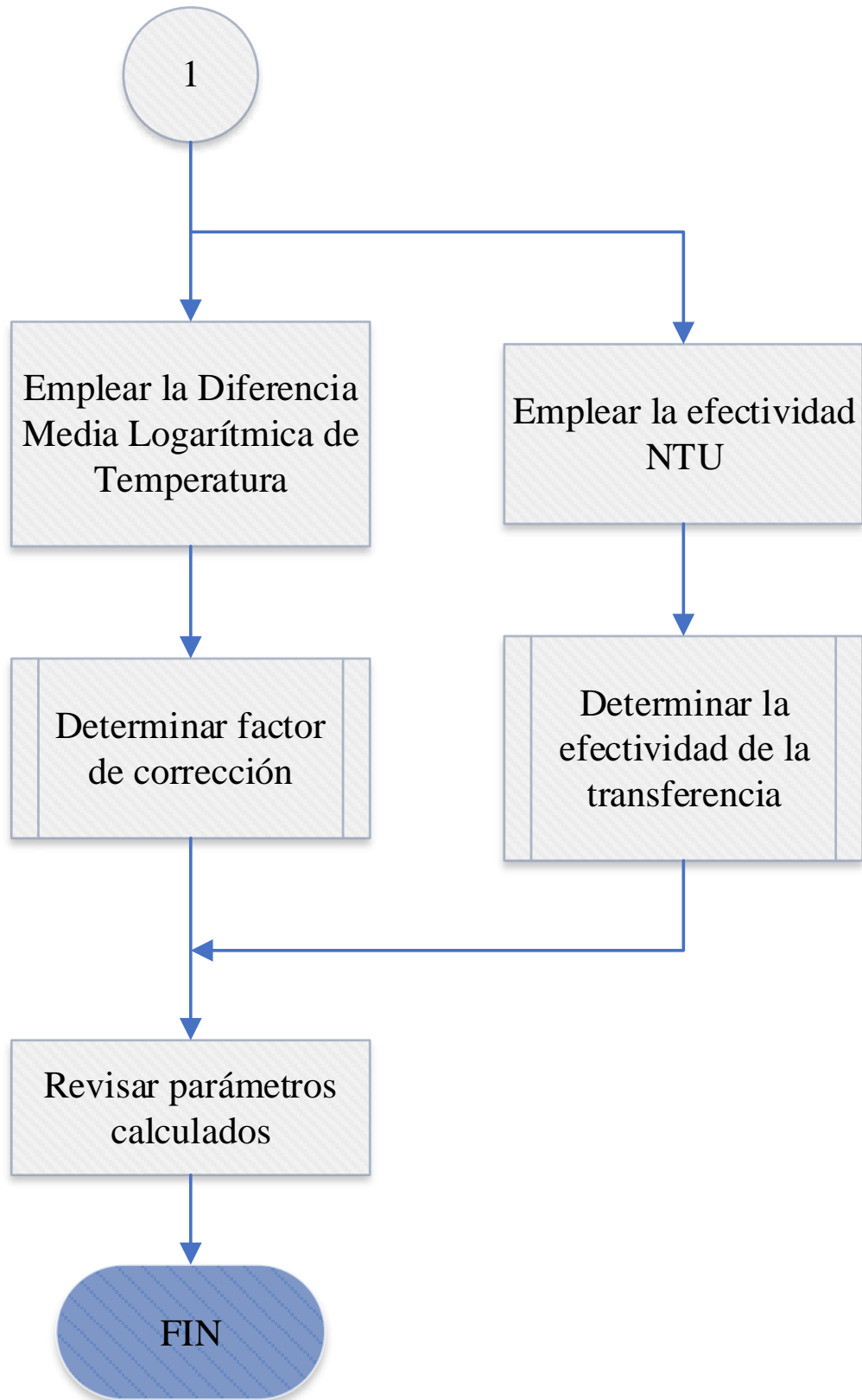
<b>Alternativas</b>	<b>Valor</b>
Fluido frio por coraza y Fluido caliente por tubos.	0,31
Fluido frio por tubos y Fluido caliente mezclado por coraza.	0,25
Fluido frio por tubos y Fluido caliente sin mezclar por coraza.	0,44
<b>Total</b>	<b>1</b>

Se puede observar en la tabla que el Intercambiador de Fluido frio por tubos y Fluido caliente sin mezclar por coraza, es la mejor alternativa para el aprovechamiento de los gases residuales de la caldera de 125 BHP.

#### **Procedimiento de calculo**

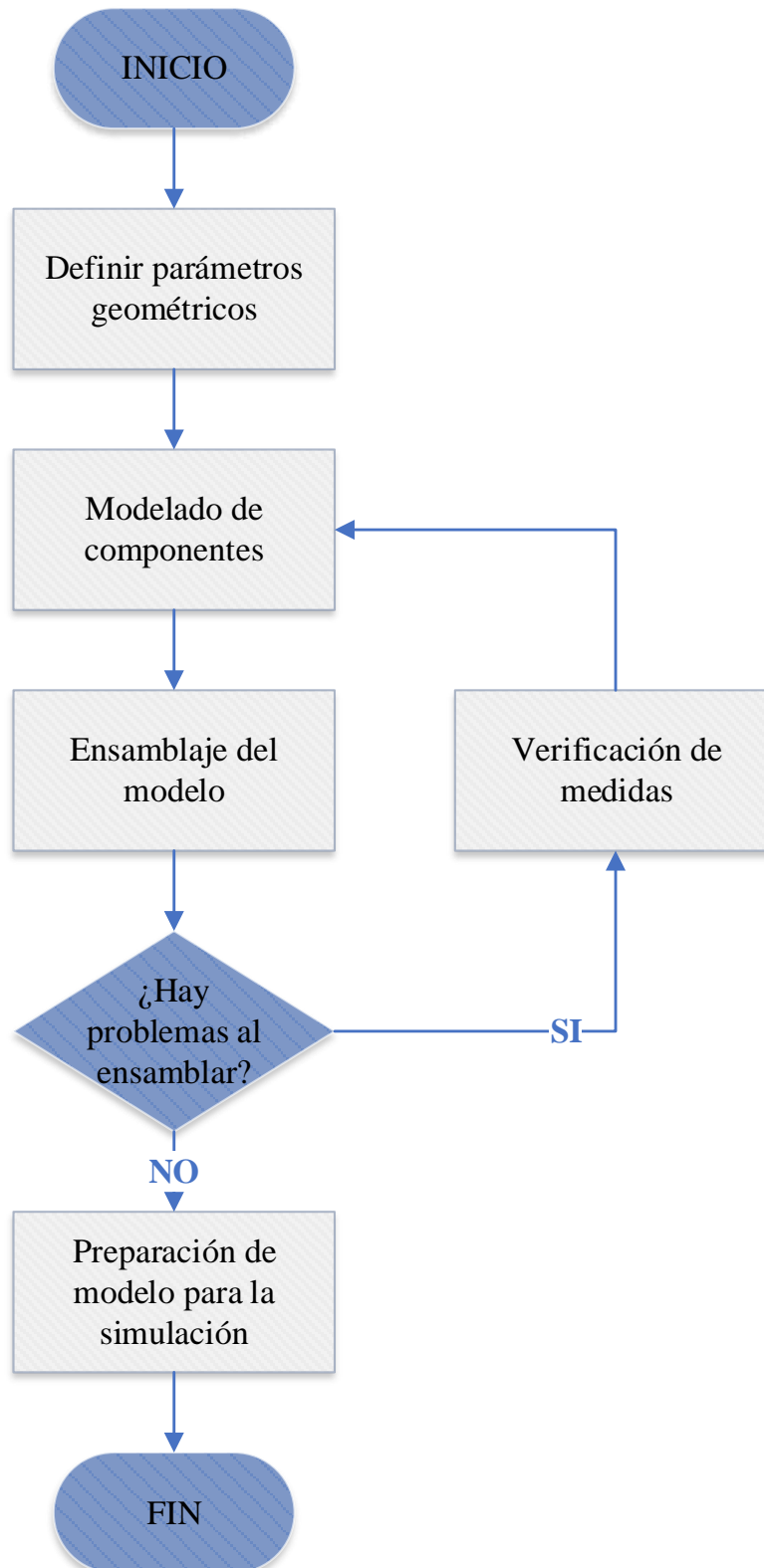
Para los cálculos de intercambiador se sigue el procedimiento descrito



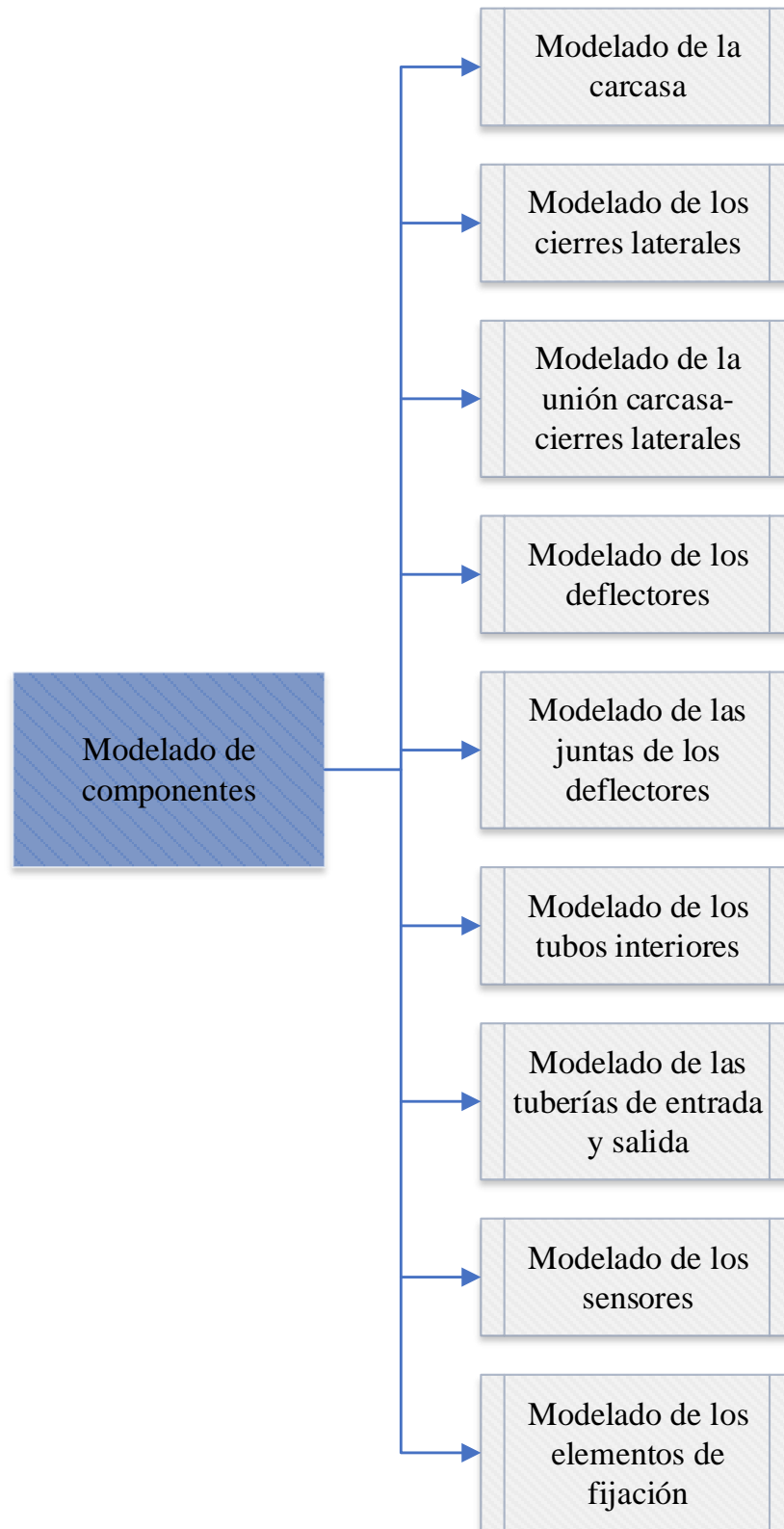


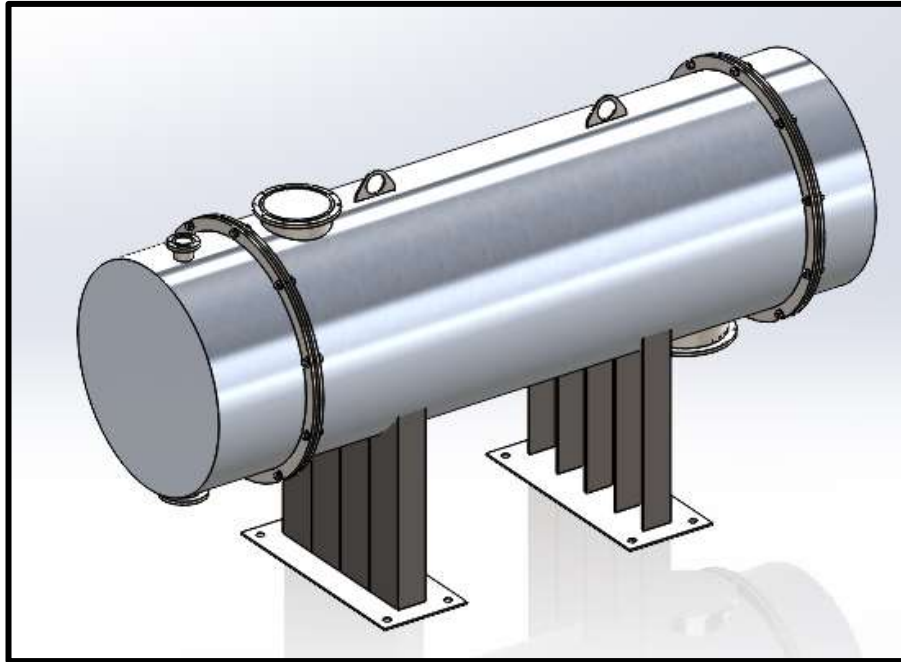
## Procedimiento de modelación

Modelado del intercambiador de calor

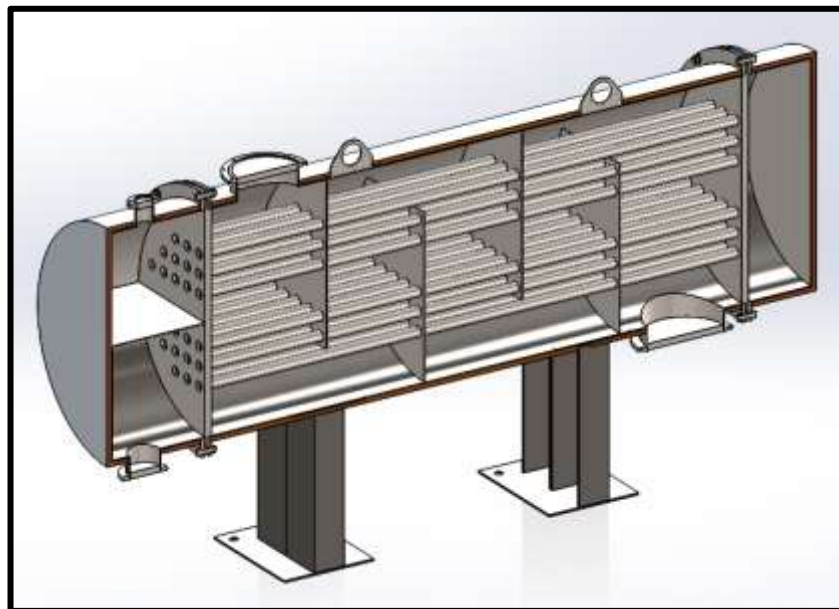


Subprocesos dentro del modelado de los componentes del intercambiador





**Figura 2-1.** Modelado de Intercambiador de coraza y tubos de dos pasos, con deflectores transversales, con tapa tipo sombrero. [Autor]

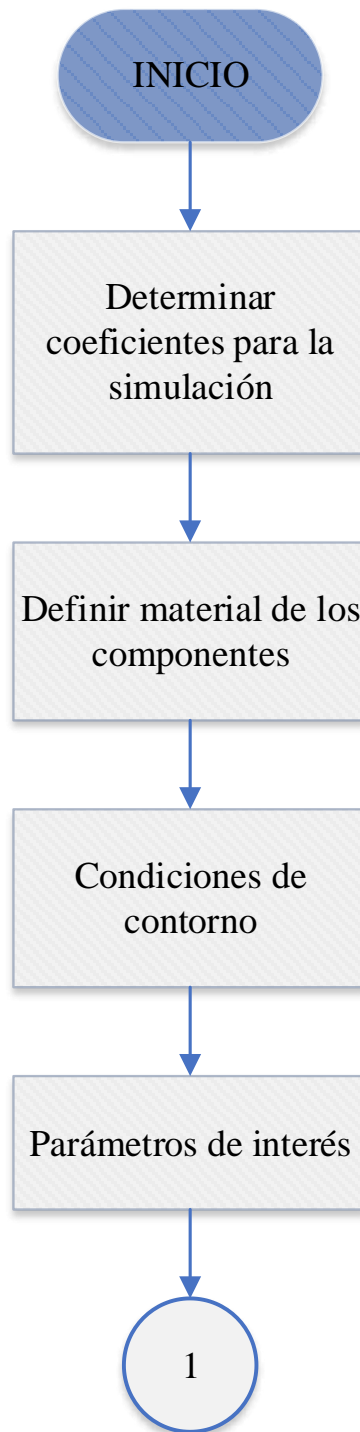


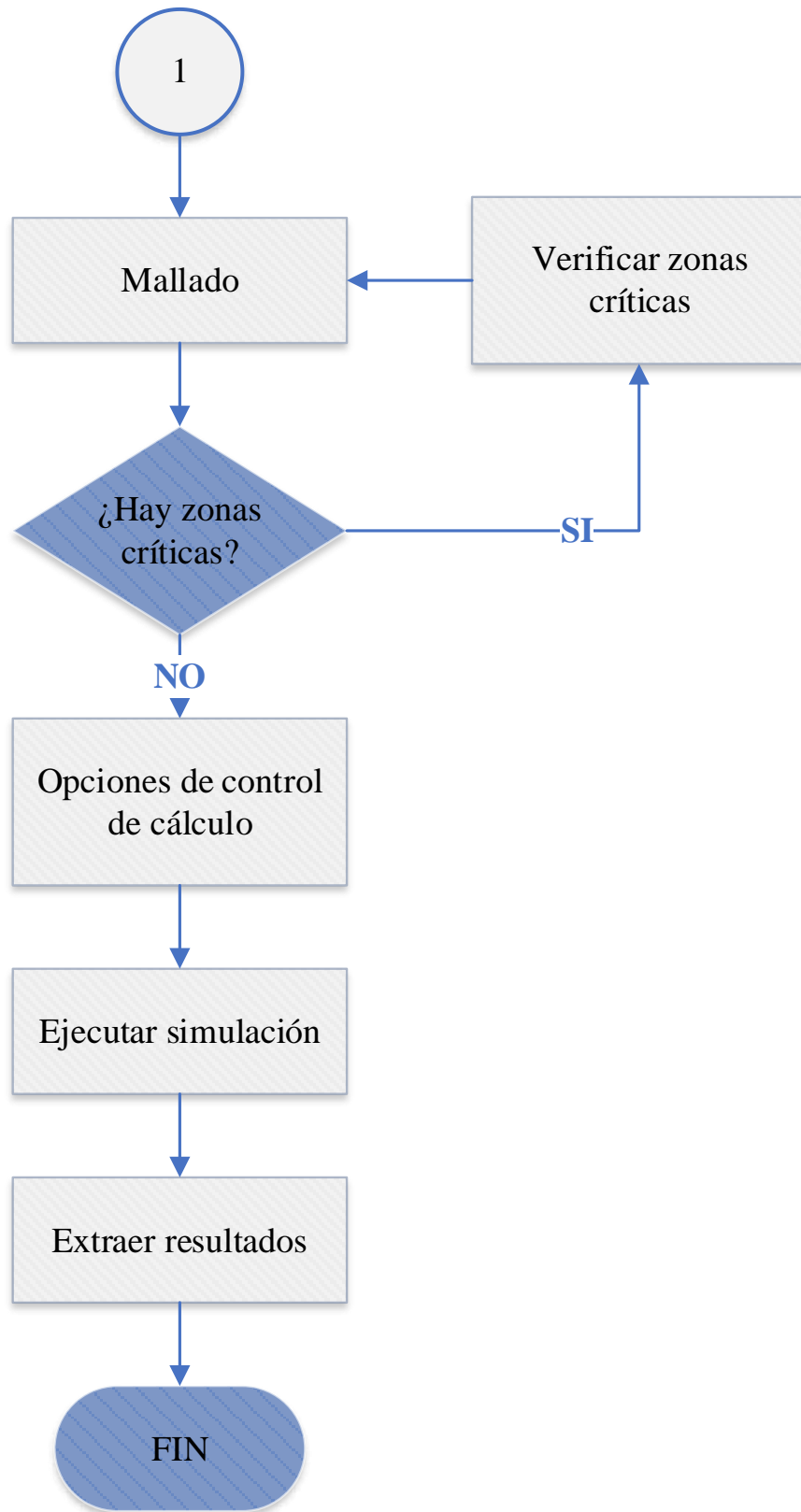
**Figura 2-2.** Modelado de Intercambiador de coraza y tubos de dos pasos, con deflectores transversales, con tapa tipo sombrero. [Autor]

### Procedimiento de simulación

Simulación del intercambiador de calor, partiendo de la modelación antes descrita.

Se toman en consideración los parámetros definidos en este capítulo.







## CAPÍTULO III

### RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 3.1 Diseño del Intercambiador de Calor.

##### 3.1.1 Cálculos preliminares

Dimensiones de la chimenea tomados de la ficha técnica de la caldera

Diámetro de la chimenea = 16 in

Altura de la chimenea = 82 in

Temperatura salida de la chimenea = 260 °C

Temperatura ambiente = 18 °C

$$v = \sqrt{4.43 * k * h \frac{T_i - T_a}{T_a}}$$
$$v = \sqrt{4.43 * 0.3 * 2.083 \frac{260 - 18}{18}}$$
$$v = 6.1 \frac{m}{s}$$

$$A_{Chimenea} = \pi * r^2$$

$$A_{Chimenea} = \pi * 0.203^2$$

$$A_{Chimenea} = 0.130 m^2$$

Flujo de calor de los gases de escape

$$\dot{m}_{gases} = v * A * \rho_{aire caliente}$$

$$\dot{m}_{gases} = 6.1 * 0.13 * 0.654$$

$$\dot{m}_{gases} = 0,517 kg/s$$

Calor de gases de escape

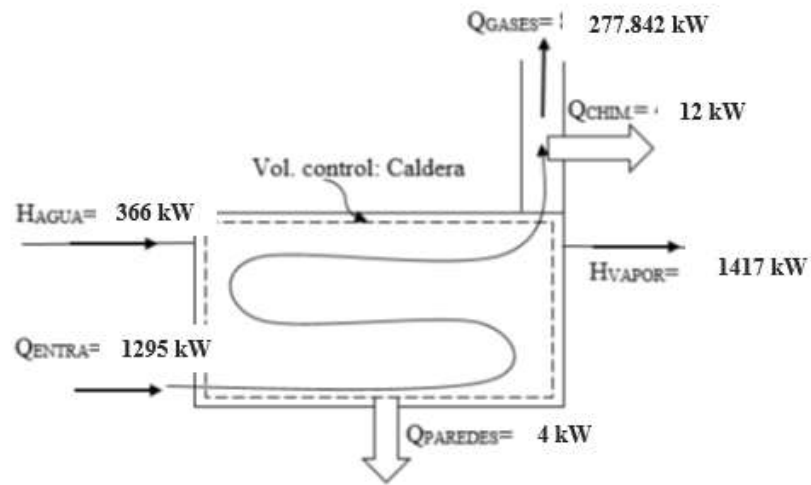
$$Q_{gases\ en\ chimenea} = \dot{m}_{gases} * h_{aire\ caliente}$$

$$h_{aire\ caliente} = 526.89\ KJ/kg$$

$$Q_{gases\ en\ chimenea} = 0.517 * 526.89$$

$$Q_{gases\ en\ chimenea} = 277.842\ kW$$

Esquema de la cadera



**Figura 3-1.** Modelado de Intercambiador de coraza y tubos de dos pasos, con deflectores transversales, con tapa tipo sombrero. [Autor]

Se tiene la caldera de 125 BHP o 1226.19 kW, es así que se tiene una proporción de 2,5 veces mayor a la de tesis de referencia.

Con esto se estima que: la energía perdida en los gases de la chimenea es de 277.842 kW

Se puede aprovechar el 25% de la energía, para calentar agua de uso sanitario

Sistema Equipo	Mejoras posibles	Consecuencia	Ahorro estimado
Calderas	Optimización de la combustión	Ahorro combustible	15%
	Aprovechamiento calores residuales	Utilización del calor para ACS/Calefacción	25%

Fuente: [16]

Eso sería 69.46 kW que se pueden aprovechar

Se considera la temperatura de los gases de escape de 260 °C

A la entrada del intercambiador tenemos una temperatura de los gases de 250 °C

Diámetro de entrada de los gases al intercambiador: 8 in, 0,2032 m.

La entalpía a la temperatura de entrada: 526.89 kJ/kg

$$\dot{m}_{gases} = \frac{Q_{aprovechable\ gases}}{h_{aire\ caliente}}$$

$$\dot{m}_{gases} = \frac{69.460}{526.89}$$

$$\dot{m}_{gases} = 0.132\ kg/s$$

Con el calor y la entalpía, se estima el flujo másico aprovechable de: 0,132 kg/s

$$\dot{m}_{gases} = 0.132\ kg/s$$

$$Q_{VOL\ gases} = \frac{\dot{m}_{gases}}{\rho_{gases}}$$

$$Q_{VOL\ gases} = \frac{0,132}{0.666}$$

$$Q_{VOL\ gases\ salida} = 0.198\ \frac{m^3}{s}$$

### **Balance de energía**

Con el intercambio de calor entre los gases y el agua, realizando una aproximación sin pérdidas.

$$Q_{agua} = Q_{gases}$$

$$\dot{m}_{agua} \cdot cp \cdot (T_2 - T_1) = \dot{m}_{gases} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{m}_{gases} \cdot (h_{entr} - h_{sal})}{cp \cdot (T_{sal} - T_{entr})}$$

Entalpía del gas a la temperatura de entrada de 250°C o 523.15 K, es 526.89 kJ/kg

Entalpía del gas a la temperatura de salida de 200 °C o 477.53 K, es 475.469 kJ/kg

$$\dot{m}_{agua} = \frac{0,517 \cdot (526.89 - 477.53)}{4,18 \cdot (28 - 18)}$$

$$\dot{m}_{agua} = 0,611 \text{ kg/s}$$

La potencia del intercambiador se estima aproximadamente de:

$$Q = \dot{m}_{gases} \cdot (h_{entr} - h_{sal})$$

$$Q = 0,517 \cdot (526.89 - 477.53)$$

$$Q = 25.53 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{agua} = \rho_{agua} \cdot Q_{VOL \text{ agua}}$$

$$Q_{VOL \text{ agua}} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho_{agua}}$$

$$Q_{VOL \text{ agua}} = \frac{0,611}{998}$$

$$Q_{VOL \text{ agua}} = 6.12 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Diámetro de entrada, agua = 0.1016 m

Área de entrada =  $8.11 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

$$Q_{VOL \text{ agua}} = Area \cdot v_{agua}$$

$$v_{agua} = \frac{Q_{VOL \text{ agua}}}{Area}$$

$$v_{agua} = \frac{6.37 \times 10^{-4}}{8.11 \times 10^{-3}}$$

$$v_{agua} = 7.55 \times 10^{-2} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se obtuvieron los parámetros preliminares para el diseño térmico del intercambiador de calor.

**Tabla 3-1** Tabla de ponderación

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Flujo másico del agua	0.611	kg/s
Flujo másico del gas	0.517	kg/s
Entalpía Agua	526.89	kJ/Kg
Entalpía gas	477.529	kJ/Kg
Potencia del intercambiador	25.53	KW

Fuente: [Autor]

### 3.1.2 Cálculos Térmicos

**Diámetro primitivo de la última fila de tubos  $D_{otl}$**

$$D_{otl} = D_t - L_{bb}$$

Donde,  $D_s$ , es el diámetro interno de la coraza = 600 mm

$L_{bb}$ , es el espacio interior entre la coraza y el haz de tubos = 120 mm

$$D_{otl} = 480 \text{ mm}$$

**Diámetro exterior de la última fila  $D_{clt}$  (21)**

Donde,  $D_t$ , es el diámetro interno de la coraza = 25,4 mm

$$D_{clt} = D_{otl} - D_t$$

$$D_{clt} = 467,3 \text{ mm}$$

**Factor de corrección  $(N_{tt})_1$**

$$(N_{tt})_1 = \frac{0,78 * D_{clt}^2}{C_1 * L_{tp}^2}$$

Donde,  $C_1$ , es la constante de distribución, para 90°, es igual a 1

$L_{tp}$ , es el paso en la disposición de tubos, igual a 55,44 mm

$$(N_{tt})_1 = 49,79$$

**Número total de tubos  $N_{tt}$**

$$N_{tt} = (N_{tt})_1 * (1 - \Psi_n)$$

Donde,  $\Psi_n$ , es el factor de corrección del  $N_{tt}$ , igual a 0,04

$$N_{tt} = 47,99 \approx 48 \text{ tubos}$$

**Espacio central de deflector  $L_{bc}$  (16)**

$$L_{bc} = 0,25 * L_b \text{ máx}$$

$$L_{bc} = 0,25 * (50 * D_t + 532)$$

$$L_{bc} = 450,5 \text{ mm}$$

**Área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector  $S_m$  (21)**

$$S_m = L_{bc} * \left[ L_{bb} + \frac{D_{clt}}{L_{tp \text{ eff}}} * (L_{tp} - D_t) \right]$$

Donde,  $L_{tp \text{ eff}}$ , es igual a  $L_{tp}$  para la configuración de  $90^\circ$

$$S_m = 168059,27 \text{ mm}^2$$

**Velocidad másica del fluido en la coraza por unidad de área  $m_s$  (23)**

$$m_s = \frac{M_s}{S_m}$$

Donde,  $M_s$ , es velocidad másica del fluido de la coraza

$$m_s = 3,08 \frac{\text{kg}}{\text{s} * \text{m}^2}$$

**Velocidad másica del fluido que circula por cada tubo  $m_t$  (23)**

$$m_t = \frac{M_t}{N_{tt}/N_{tp}}$$

Donde,  $M_t$ , es la velocidad másica del fluido en los tubos

$$m_t = 0,03 \frac{kg}{s}$$

**Velocidad del fluido que circula por la coraza  $v_s$  (23)**

$$v_s = \frac{M_s}{0,25 * \pi * \rho_s * D_s^s}$$

Donde,  $D_s$ , es diámetro interno de la coraza

$\rho_s$ , es la densidad de fluido por coraza.

$$v_s = 2,58 \frac{m}{s}$$

**Velocidad del fluido que circula por los tubos  $v_t$  (23)**

$$v_t = \frac{m_t}{0,25 * \pi * \rho_t * D_{ti}^s}$$

Donde,  $D_{ti}$ , es el diámetro interno de los tubos

$\rho_t$ , es la densidad de fluido por coraza.

$$v_t = 0,09 \frac{m}{s}$$

**Numero de Reynolds del fluido que circula por la coraza  $Re_s$  (23)**

$$Re_s = \frac{D_t * m_s}{\mu_s}$$

Donde,  $\mu_s$ , es la viscosidad dinámica a temperatura media del fluido en la coraza

$$Re_s = 2928,51$$

**Numero de Reynolds del fluido que circula por los tubos  $Re_t$  (23)**

$$Re_t = \frac{\rho_t * v_t * D_{ti}}{\mu_t}$$

Donde,  $\mu_s$ , es la viscosidad dinámica a temperatura media del fluido en los tubos

$$Re_t = 1858,18$$

**Coefficiente de correlación  $a$  (41)**

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 * (Re_s)^{a_4}}$$

Donde,  $a_3$ , es igual a 1,19

$a_4$ , es igual a 0,37

$$a = 0,32$$

**Factor de corrección para bancos de tubos ideal  $j_i$  (41)**

$$j_i = a_1 * \left( \frac{1,33}{\frac{L_{tp}}{D_t}} \right)^a * (Re_s)^{a_2}$$

Donde,  $a_1$ , es igual a 0,11

$a_2$ , es igual a -0,27

$$j_i = 0,01$$

**Temperatura de la pared del tubo  $T_w$  (41)**



$$T_w = T_{s\ av} + \left[ \frac{T_{s\ av} - T_{t\ av}}{1 + \left(\frac{h_t}{h_s}\right)} \right]$$

Donde,  $T_{s\ av}$ , es la temperatura promedio del fluido en la coraza

$T_{t\ av}$ , es la temperatura promedio del fluido en los tubos

$$T_w = 26,96\ ^\circ C$$

**Parámetro de correlación entre las viscosidades dinámicas  $(\Phi_s)^r$  (41)**

$$(\Phi_s)^r = \left( \frac{\mu_s}{\mu_{s\ w}} \right)^{0,14}$$

Donde,  $\mu_s$ , es la viscosidad dinámica a temperatura media del fluido en la

Coraza  $\mu_{s\ w}$ , es la viscosidad dinámica a temperatura de la pared del tubo

$$(\Phi_s)^r = 1,05$$

**Coefficiente de transferencia de calor para un banco de tubos  $h_s$**

$$h_s = j_i * cp_s * m_s * (Pr_s)^{-\frac{2}{3}} * (\Phi_s)^r$$

Donde,  $Pr_s$ , es el número de Prandtl del fluido que circula por la coraza

$$h_s = 45,31 \frac{W}{m^2 * K}$$

**Factor de rozamiento entre el fluido y la pared del tubo  $f_t$  (43)**

$$f_t = \frac{0,316}{Re_t^{0,25}}$$

$$f_t = 0,05$$

**Número de Nusselt del fluido en los tubos  $Nu_t$  (43)**

$$Nu_t = \frac{\frac{f_t}{8} * Re_t * Pr_t}{1,07 + 12,7 * \sqrt{\frac{f_t}{8}} * \left( \sqrt[3]{Pr_t^2 - 1} \right)}$$

Donde,  $Pr_t$ , es el número de Prandtl del fluido que circula por los tubos

$$Nu_t = 20.65$$

**Coefficiente de transferencia de calor del fluido en los tubos  $h_t$**

$$h_t = \frac{Nu_t * \lambda_t}{D_{ti}}$$

Donde,  $\lambda_t$ , es la conductividad térmica a temperatura media del fluido en los tubos:

$$h_t = 45431.23 \frac{W}{m^2 * K}$$

**Diferencia de temperaturas para flujo a contra corriente**

$$\Delta T_A = T_{hi} - T_{co}$$

$$\Delta T_B = T_{ho} - T_{ci}$$

Donde,  $T_{ci}$ , es igual a 18 °C

$T_{co}$ , es igual a 28 °C

$T_{hi}$ , es igual a 250 °C

$T_{ho}$ , es igual a 200 °C

$$\Delta T_A = 222 \text{ °C}$$

$$\Delta T_B = 182 \text{ °C}$$

**Diferencia de temperatura media logarítmica  $LMTD$  (2)**

$$LMTD = \frac{\Delta T_B - \Delta T_A}{\ln\left(\frac{\Delta T_B}{\Delta T_A}\right)}$$

$$LMTD = 201,34 \text{ } ^\circ C$$

### Coefficiente global de transferencia de calor $U_o$ (8)

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + Rf_s + \left(\frac{L_{tw}}{k_{tw}}\right) * \left(\frac{A_o}{A_m}\right) + \left(Rf_t + \frac{1}{h_t}\right) * \left(\frac{A_o}{A_i}\right)}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + Rf_s + \left(\frac{L_{tw}}{k_{tw}}\right) * \left(\frac{r_o}{r_m}\right) + \left(Rf_t + \frac{1}{h_t}\right) * \left(\frac{r_o}{r_i}\right)}$$

Donde,  $r_i$ , es el radio interno del tubo

$r_m$ , es el radio medio

$r_o$ , es el radio externo del tubo

$Rf_s$ , es la resistencia térmica por ensuciamiento del lado de la coraza, igual a  $5 \times 10^{-5} \frac{m^2 * K}{W}$

$Rf_t$ , es la resistencia térmica por ensuciamiento del lado de los tubos, igual a  $1 \times 10^{-4} \frac{m^2 * K}{W}$

$L_{tw}$ , es el espesor de la pared del tubo

$k_{tw}$ , es la conductividad térmica de la pared del tubo, igual a  $41 \frac{W}{m * K}$

$$U_o = 44,53 \frac{W}{m^2 * K}$$

Del cálculo se tiene el Coeficiente Global de transferencia de calor junto con el LMTD, con los que será posible determinar el área requerida para la transferencia de calor necesaria para definir las dimensiones que requiere el intercambiador de calor que está diseñando.

### Flujo de calor requerido $q_{req}$ (1)

$$q_{req} = M_t * cp_c * (T_{co} - T_{ci})$$

Donde,  $cp_c$ , es el calor específico del fluido frío, igual a  $4,18 \frac{kJ}{kg * K}$

$$q_{req} = 25,53 kW$$

### Área total de transferencia de calor requerida $A_o$ (10)

$$A_o = \frac{q_{req}}{U_o * LMTD}$$

$$A_o = 2,85 m^2$$

### Factores de corrección F1, F2, F3 (AES)

Símbolo	Descripción	Valor
F1	Por diámetro de tubos y arreglo de tubos	1,54
F2	Por el número de pasos en los tubos	1,09
F3	Por tipos de coraza y tipo de arreglo en los tubos	1,04

Fuente: [Autor]

$$A'_o = A_o * F1 * F2 * F3$$

$$A'_o = 4,42 m^2$$

### Longitud de tubos $L_t$

$$L_t = \frac{A'_o}{2 * \pi * r_t * N_{tt}}$$

$$L_t = 1,30 m$$

**Resultado.** Para el diseño se utilizará tubos de 1,5 m con lo cual el área de transferencia de calor sería de  $5,75 m^2$  por lo que aumentaría su eficiencia.

### Cálculos por el método NTU

#### Capacidad calorífica

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph}$$

$$C_h = 0,52 \frac{kg}{s} * \frac{1,01kJ}{kg.K}$$

$$C_h = 2,55 \frac{kW}{K}$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc}$$

$$C_c = 0,61 \frac{kg}{s} * \frac{4,18 kJ}{kg.K}$$

$$C_c = 0,52 \frac{kW}{K}$$

### Relaciones de capacidades

$$c = \frac{C_{mín}}{C_{máx}}$$

$$c = \frac{0,52}{2,55}$$

$$c = 0,20$$

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{mín}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{mín}}$$

$$NTU = \frac{\frac{44,53 W}{m^2.K} * 5,755 m^2}{0,52 \frac{kW}{K}}$$

$$NTU = 0,49$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,20 + \sqrt{1 + 0,20^2} \frac{1 + \exp[-0,55\sqrt{1 + 0,20^2}]}{1 - \exp[-0,55\sqrt{1 + 0,20^2}]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 0,37$$

$$\dot{Q}_{máx} = C_{mín}(T_{h,ent} - T_{c,ent})$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = 0,52 \frac{kW}{K} (250K - 18K)$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = 120,82$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{m\acute{a}x}$$

$$\dot{Q} = 0,41 * 120,82$$

$$\dot{Q} = 49.19$$

$$T_{c,sal} = T_{c,ent} + \frac{\dot{Q}}{C_c}$$

$$T_{c,sal} = 18 + \frac{49.19}{2,55}$$

$$T_{c,sal} = 37.27$$

$$T_{h,sal} = T_{c,ent} - \frac{\dot{Q}}{C_h}$$

$$T_{h,sal} = 250 + \frac{49.19}{0,52}$$

$$T_{h,sal} = 155.54$$

**Resultado.** Teniendo el área de transferencia de calor podemos obtener la eficiencia del intercambiador que en este caso es de  $\varepsilon = 37 \%$

### 3.1.3 Cálculos hidráulicos

#### Caída de presión en la coraza

**Caída de presión del flujo cruzado entre los deflectores ( $\Delta P_c$ )** (49)

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} (N_b - 1) (R_b) (R_l)$$

$$\Delta P_c = 8,38(4 - 1)(0,27)(0,65)$$

$$\Delta P_c = 4,37 \text{ KPa}$$

**Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores ( $\Delta P_w$ )** (50)

$$\Delta P_w = N_b \left[ (2 + 0,6N_{tcw}) \frac{m_w^2}{2\rho_s} (10^{-3}) \right] R_l$$

$$\Delta P_w = 4 \left\{ [(2 + 0,6(-0,34))] \left[ \frac{26,27^2}{2 * 0,71} \right] (10^{-3}) \right\} 0,65$$

$$\Delta P_w = 0,32 \text{ KPa}$$

**Caída de presión del fluido en los compartimentos del primero y el último ( $\Delta P_e$ )**  
(52)

$$\Delta P_e = (\Delta P_{bi}) \left( 1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b R_s$$

$$\Delta P_e = (9,38) \left( 1 + \frac{-0,34}{7,58} \right) 0,27 * 0,86$$

$$\Delta P_e = 3,19 \text{ Kpa}$$

**Caída de presión en la coraza ( $\Delta P_s$ )** (53)

$$(\Delta P_s) = (\Delta P_c) + (\Delta P_w) + (\Delta P_e)$$

$$(\Delta P_s) = 4,36 + 0,32 + 3,19$$

$$(\Delta P_s) = 7,87 \text{ KPa} = 1.14 \text{ Psi}$$

**Caída de presión en los tubos ( $\Delta P_t$ )** (53)

$$(\Delta P_t) = (H_{rp})(\rho_t)(N_{tp})(g)$$

$$(\Delta P_t) = (1,15E - 3)(997.4)(2)(9.81)$$

$$(\Delta P_s) = 22,45 \text{ KPa} = 3.26 \text{ Psi}$$

**Resultado.** La caída de presión tanto en la coraza ( $\Delta P_s$ ) = 7,87 KPa = 1.14 Psi, como en los tubos ( $\Delta P_s$ ) = 22,45 KPa = 3.26 Psi, no es tan considerable como para realizar un rediseño de las dimensiones de los mismos.

### 3.1.4 Cálculos mecánicos

Para realizar el diseño mecánico de recipientes a presión por lo general se basa en distintos códigos y normativas, en este caso para intercambiadores de calor específicamente de tubos y coraza se recomienda el uso del código ASME (Boiler and Pressure Vessels Code (Código para calderas y recipientes a presión).

Como normativa se tiene a TEMA (Standard of tubular Exchange manufactures association) la cual tiene como propósito estandarizar ciertos criterios para el diseño y la fabricación de intercambiadores de calor.

### **Espesor de coraza**

Se toma en cuenta las fórmulas propuestas en ASME sección VIII UG-27 en donde considera el espesor de coraza como el mayor debido a los esfuerzos circunferenciales y longitudinales, esto sin tener en cuenta que se debe aumentar el espesor por efectos de corrosión, para este cálculo se tomara en cuenta las dimensiones internas de intercambiador.

**Esfuerzo circunferencial** (Junta longitudinal). Cuando P no excede de 0.385 S.E. (54)

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

**Esfuerzo Longitudinal** (Junta circunferencial). Cuando P no excede de 1.25 S.E. (55)

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.4P}$$

**Donde:**

**P:** 551000 Pa

**R:** 250 mm

**S:** 117900741 Pa

**E:** 1

**Esfuerzo circunferencial (56)**

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$t = \frac{551000 * 300}{117900741 - 0,6(551000)}$$

$$t = 1,41 \text{ mm}$$



### Esfuerzo longitudinal (55)

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,4P}$$

$$t = \frac{551000 * 300}{2 * 117900741 - 0,4(551000)}$$

$$t = 0,70 \text{ mm}$$

Tomamos el valor mayor entre el esfuerzo longitudinal y el esfuerzo circunferencial y le sumamos 3 mm por efecto de la corrosión y tenemos un espesor de la coraza de:

$$t = 4,41 \text{ mm}$$

**Resultado.** Para considerar un espesor uniforme entre la coraza y las tapas se tomará el mismo espesor. Obtenido en el cálculo anterior y por disponibilidad en el mercado se utilizará tubos de Cedula 10 de Acero ASTM A53 grado B de 20 pulgadas con 6,38 mm de espesor el cual es el más cercano al calculado.

### Espesor de tubos

Para esta parte se va a verificar el espesor de tubos que se utilizó en el diseño térmico mediante la ecuación más conservadora que sería la que utiliza el esfuerzo circunferencial

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$t = \frac{551000 * 12.7}{117900741 - 0,6(551000)}$$

$$t = 0,06 \text{ mm}$$

De igual manera que en el espesor de la coraza le sumamos 3 mm por efecto de la corrosión y tenemos un espesor de los tubos que sería de:

$$t = 3,06 \text{ mm}$$

**Resultado.** Por motivos de construcción y disponibilidad en el mercado se utilizarán para el banco de tubos, tubos de Cedula 40 Acero ASTM A53 B con un espesor de 3,38 mm

**Espesor del espejo (57,58)**

$$h_1 = Gf^* \left( \frac{P}{\Omega S_{ts} \eta} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$h_2 = \frac{aP}{\frac{1,6S_{ts}(p-d)}{p}}$$

$$G = 736$$

$$D_s = 600$$

$$P = 551000$$

$$p = 55,4$$

$$d = 25,4$$

$$S_{ts} = 117900741$$

$$a_1 = \frac{D_s - d}{2}$$

$$a_1 = \frac{600 - 25,4}{2}$$

$$a_1 = 287,3$$

$$a_2 = \left( \frac{Nt p^2 \sin \theta_t}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} + \left( \frac{d + U_L + 2p}{2} \right)$$

$$Nt = 48$$

$$\theta_t = 1.57$$

$$U_L = 160$$

$$a_2 = \left( \frac{48 * 55,4^2 \sin 1,57}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} + \left( \frac{25,4 + 160 + 2 * 55,4}{2} \right)$$

$$a_2 = 253,85$$

$$a = 253,85$$

$$a_2 < a_1$$

$$\eta = \frac{p' - d'}{p'}$$

$$p' = a \sqrt{\pi / (Nt \sin \theta_t)}$$

$$p' = 253,85 \sqrt{\pi / (48 \sin 1,57)}$$

$$p' = 64,94 \text{ mm}$$

$$d' = d - 2T_t \left( \frac{E_t}{E} \right) \mu \left( \frac{S_t}{S_{tS}} \right)$$

$$T_t = 2$$

$$E_t = 184090 \text{ MPa}$$

$$E = 184090 \text{ MPa}$$

$$\mu = 1$$

$$S_t = 117900741 \text{ MPa}$$

$$d' = 25,4 - 2 * 2 \left( \frac{184090}{184090} \right) 1 \left( \frac{117900741}{117900741} \right)$$

$$d' = 21,4$$

$$\eta = \frac{64,94 - 21,4}{64,94}$$

$$\eta = 0,67$$

$$f^* = 0,556K^{c \ln \eta}$$

$$K = \frac{b}{a}$$

$$K = \frac{368}{237,3}$$

$$K = 1,55$$

$$c = 0,32$$

$$f^* = 0,556 * 1,55^{0,32 \ln 0,67}$$

$$f^* = 0,53$$

$$h_1 = 376 * 0,52 \left( \frac{551000}{2 * 117900741 * 0,67} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$h_1 = 23,03 \text{ mm}$$

$$h_2 = \frac{253,85 * 551000}{1,6 * 117900741(55,4 - 25,4)}$$

$$55,4$$

$$h_2 = 1.37 \text{ mm}$$

Teniendo como resultado que  $h_1 < h_2$ , entonces  $h=23.13 \text{ mm}$

**Resultado.** Tomando en consideración TEMA en donde se indica que para un espejo de un intercambiador de calor de clase C, se puede considerar  $\frac{3}{4}$  del diámetro de los tubos, eso para tubos de 1 pulgada o menos. Por cuestiones de reducir peso se utilizará el espesor de 19,05 mm lo que sería el espesor mínimo recomendado.

### Selección de bridas

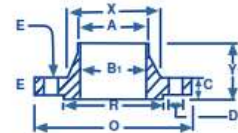
Se toma en cuenta que el intercambiador es de baja presión por lo que se selecciona Brida Con cuello para soldar ANSI/ASME B16.5 case 150 lbs. Considerando los diámetros de las entradas y salidas de los fluidos se tienen las siguientes bridas.



### Brida con Cuello Soldable

W.N. = Welding Neck

150 lbs.  
Acero forjado



MEDIDA NOMINAL	DIMENSIONES COMUNES				BORE (CONDUCTO DEL FLUIDO)		ALTURA TOTAL DE LA BRIDA		DIÁMETRO EXTERIOR DEL CUELLO DEL TUBO WELDING NECK A	PERFORACIONES (BARRENOS)	
	DIÁMETRO EXTERIOR DE LA BRIDA O	DIÁMETRO LEVANTADO DE LA CARA R	DIÁMETRO DEL CUBO X	ESPESOR DE LA BRIDA C	WELDING NECK B1	SLIP-ON B2	WELDING NECK Y1	SLIP-ON THREADED Y2		DIÁMETRO DE BARRENOS D	NÚMERO DE BARRENOS E
1/2	3.50	1.38	1.19	0.44	0.62	0.88	1.88	0.6200	0.84	0.63	4
3/4	3.88	1.69	1.50	0.50	0.82	1.09	2.06	0.6200	1.05	0.63	4
1	4.25	2.00	1.94	0.56	1.05	1.36	2.19	0.6900	1.32	0.63	4
1 1/4	4.62	2.50	2.31	0.62	1.38	1.70	2.25	0.8100	1.66	0.63	4
1 1/2	5.00	2.88	2.56	0.69	1.61	1.95	2.44	0.8800	1.90	0.63	4
2	6.00	3.63	3.06	0.75	2.07	2.44	2.50	1.0000	2.38	0.75	4
2 1/2	7.00	4.13	3.56	0.88	2.47	2.94	2.75	1.1200	2.88	0.75	4
3	7.50	5.00	4.25	0.94	3.07	3.57	2.75	1.1900	3.50	0.75	4
3 1/2	8.50	5.50	4.81	0.94	3.55	4.07	2.81	1.2500	4.00	0.75	8
4	9.00	6.18	5.31	0.94	4.03	4.60	3.00	1.3100	4.50	0.75	8
5	10.00	7.32	6.44	0.94	5.05	5.66	3.50	1.4400	5.56	0.88	8
6	11.00	8.50	7.56	1.00	6.07	6.72	3.50	1.5600	6.63	0.88	8
8	13.50	10.63	9.69	1.12	7.98	8.72	4.00	1.7500	8.63	0.88	8
10	16.00	12.76	12.00	1.19	10.02	10.88	4.00	1.9400	10.75	1.00	12

Figura 3-2. Selección de bridas

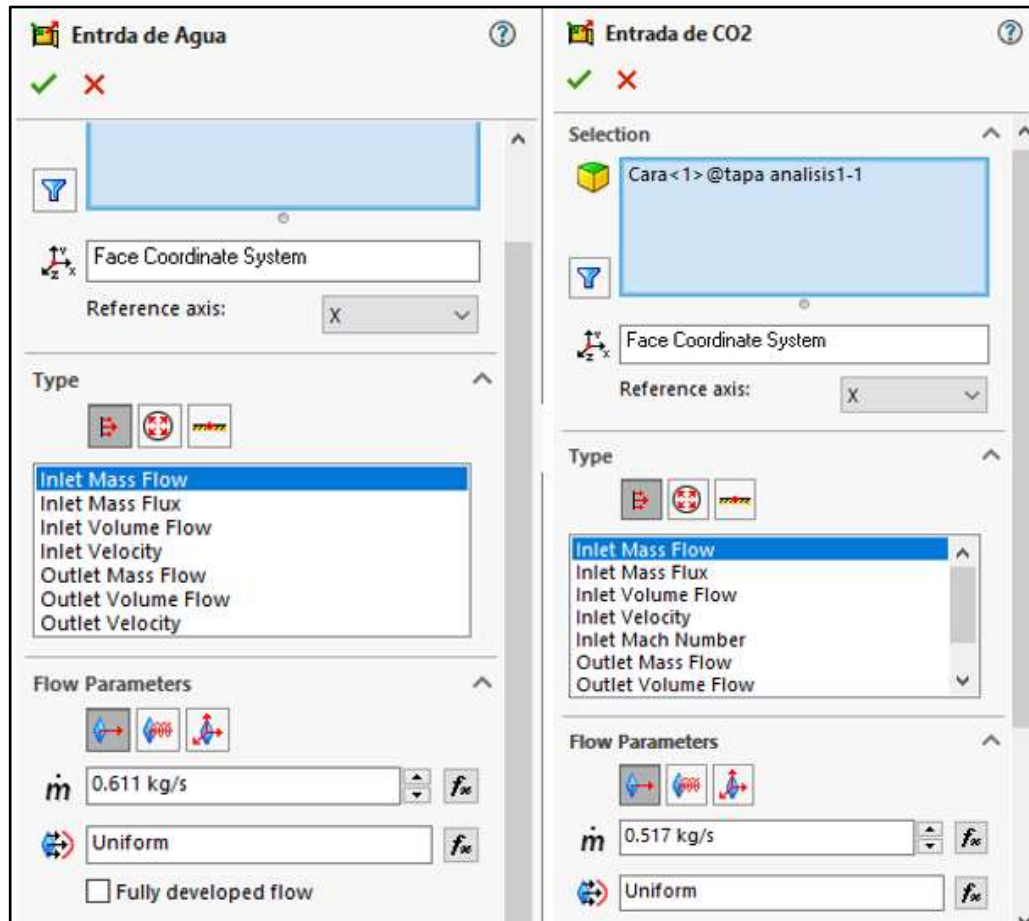
Fuente: Anexo 1

**Resultado.** Para la entrada de agua se seleccionó una brida de diámetro nominal de 4 pulgadas con la norma ya especificada así también para la salida de agua se selecciona una brida de 2 pulgadas de diámetro nominal

En el caso del Gas para la entrada y salida se seleccionó una brida de 8 y 6 pulgadas de diámetro nominal respectivamente.

### 3.1.5 Resultados de Simulación térmica y mecánica

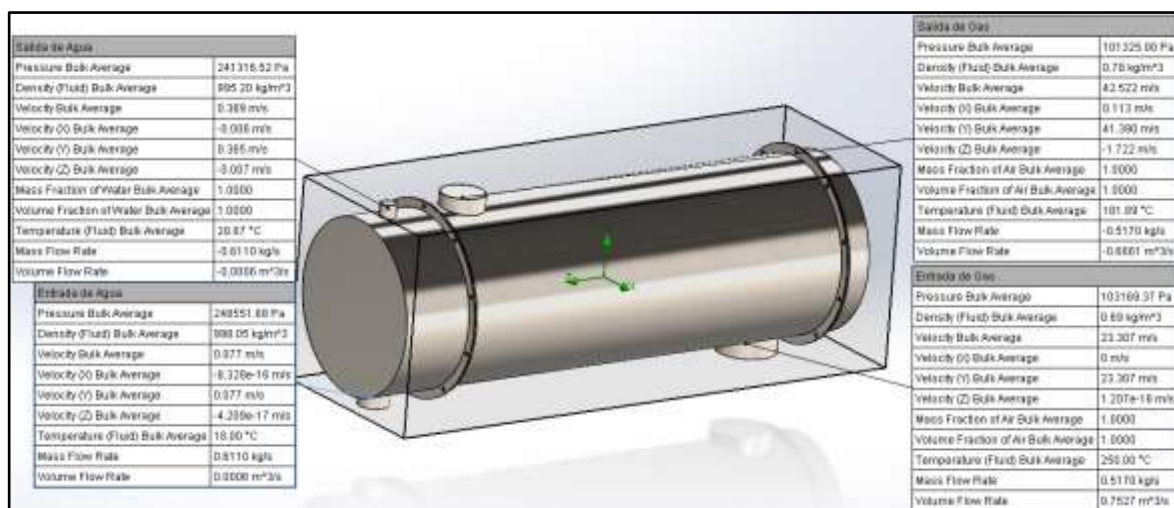
Realizado el diseño manual del intercambiado de calor se obtienen las medidas del mismo, así como sus parámetros de entrada con los cuales se realizará la simulación, en este caso se ingresa los valores del flujo másico de los dos fluidos tanto del agua como del CO2.



**Figura 3-3.** Parámetros de entrada para simulación

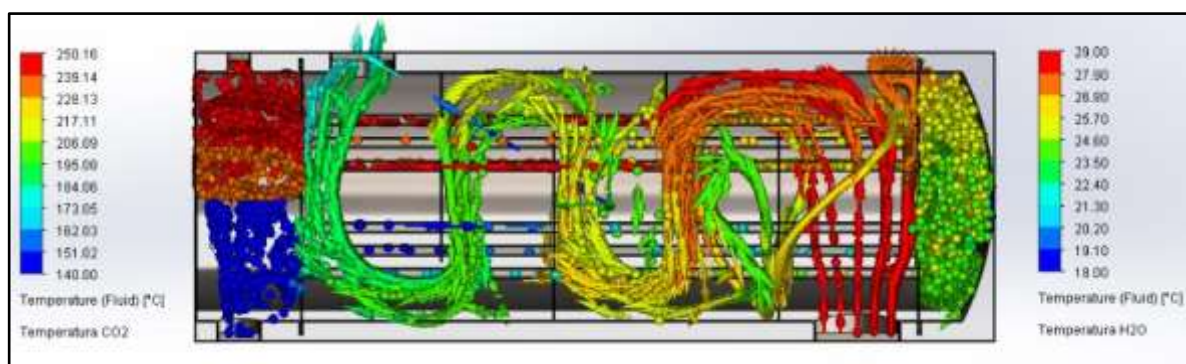
**Fuente:** [Autor]

Una vez ingresados con parámetros iniciales se obtienen los resultados de propiedades de salida para los fluidos.



**Figura 3-4.** Datos de entrada y resultados a la salida del intercambiador de calor  
**Fuente:** [Autor]

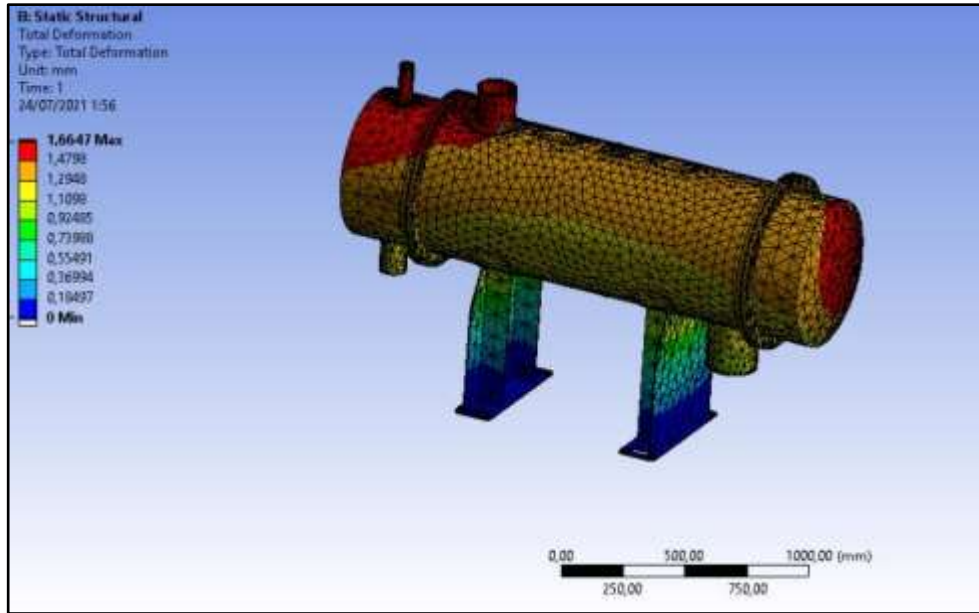
### Temperaturas y trayectorias de los fluidos



**Figura 3-5.** Temperatura y trayectoria de fluidos dentro del intercambiador de calor  
**Fuente:** [Autor]

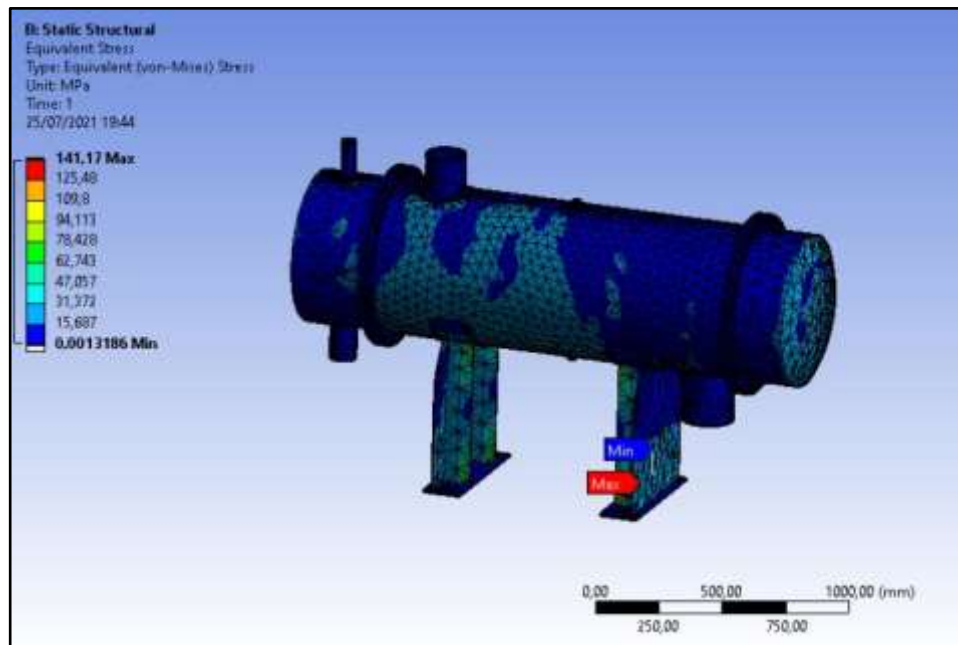
**Análisis.** Según el software la temperatura de salida del agua está entre 25 y 29 °C, mientras que para los gases de escape la temperatura de salida esta entre 163 y 184 °C.

## Resultados de Deformaciones y Esfuerzos



**Figura 3-6.** Deformación  
Fuente: [Autor]

**Análisis.** La deformación al aplicar la carga máxima de 19,62 kN y la presión máxima de trabajo que es de 416,773 kPa se tiene una deformación máxima de 1,66 mm.

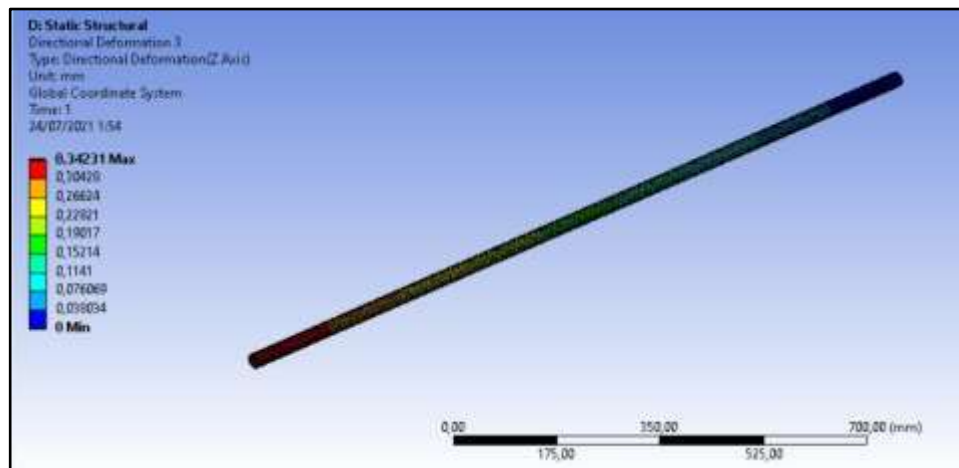


**Figura 3-7.** Esfuerzo de Von Mises.  
Fuente: [Autor]

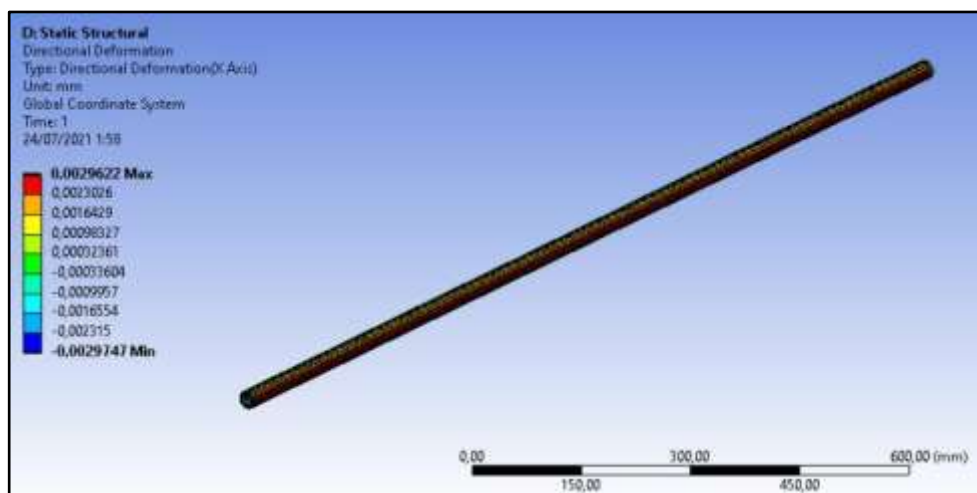


**Análisis.** Aplicando las mismas cargas máximas para el intercambiador de calor se obtuvo el siguiente esfuerzo máximo que se encuentra en la parte inferior de las silletas y es de 141,17 MPa y al comparar con el esfuerzo máximo permisible del Acero A53 Grado B que es de 240 MPa con lo que se puede asegurar la resistencia del intercambiador de calor sometido a sus máximas cargas de trabajo.

**Resultados de dilatación térmica.**



**Figura 3-8.** Dilatación térmica de los tubos en el eje Z.  
**Fuente:** [Autor]

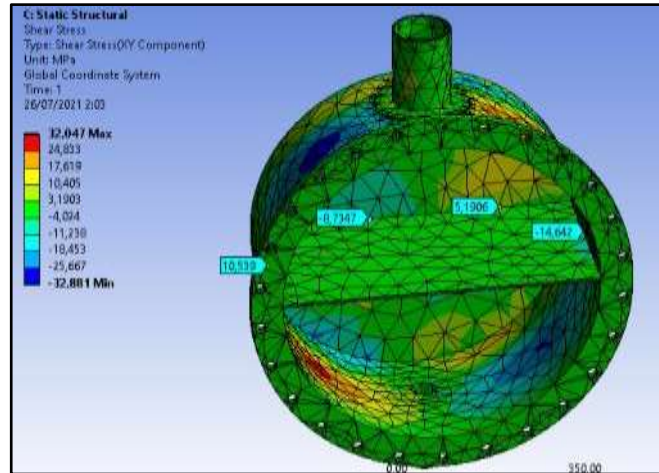


**Figura 3-9.** Dilatación térmica de los tubos en el eje X.  
**Fuente:** [Autor]

**Análisis.** Una vez sometido el tubo a la temperatura máxima de 250°C se obtiene como resultado las dilataciones en el eje Z que correspondería a la deformación longitudinal y la dilatación en el eje X la que correspondería a la deformación trasversal del tubo,

teniendo como máxima deformación en  $Z=0,34$  mm y en  $X=2,96e-3$  mm, lo que serían valores aceptables de deformación basados en la longitud y la sección transversal del tubo.

### Resultados de Esfuerzo cortante.



**Figura 3-10.** Esfuerzo Cortante en cabezal izquierdo.

**Fuente:** [Autor]

**Análisis.** La placa que separa el fluido tiene que estar soldada y soportar la carga de presión y peso del agua, se la considera como una de las partes más críticas para la soldadura, por ende, se obtuvo el esfuerzo máximo cortante que es de 14,64 MPa asegurando que el cordón de soldadura soportara dicha carga ya que se lo realizara con un proceso MIG con alambre ER70S-6.

Este tipo de soldadura se recomienda para todo el proceso de construcción lo cual conlleva el ensamble de las bridas de los tubos que serán la entrada y salida de fluidos con la coraza y los refuerzos en cada entrada, también en la fabricación de las silletas.

### 3.1.6 Hoja técnica para el intercambiador diseñado.

<b>FICHA TECNICA</b>		
<b>ELEMENTO</b>	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBO.	
	<b>CÓDIGO:</b>	INT-CT-01-01
	<b>FUNCION:</b>	Calentamiento de agua a temperaturas alta para uso sanitario.
<b>CARACTERISTICAS TÉCNICAS</b>	<b>Dimensiones</b>	Longitud total: 2,13 m Longitud de tubos: 1,5 m Diámetro de tubos: 1 in Diámetro de coraza: 600 mm Diámetro de admisión de agua: 4 in

		Diámetro de salida agua: 2 in Diámetro de admisión CO2: 8 in Diámetro de salida CO2: 6 in Peso del intercambiador vacío: 645 Kg Peso del intercambiador con fluidos: 821,5 KG
	<b>Potencia</b>	25.53 KW
	<b>Parámetros de fluidos</b>	Flujo másico del agua: 0.611 kg/s Flujo másico del gas: 0.517 kg/s Entalpía Agua: 526.89 kJ/Kg Entalpía gas: 477.529 kJ/Kg Caudales de agua: 9,7 gl/min Caudales de gases de escape: 0,77m3/seg
	<b>Parámetros térmicos</b>	Temperatura de entrada de agua: 18 °C Temperatura de salida de agua: 28,67 °C Temperatura de entrada de gases: 250 °C Temperatura de salida de gases: 190 °C Área de transferencia de calor: 5,75 m <sup>2</sup> Eficiencia de intercambio de calor: 37%

Fuente: [Autor]

### 3.1.7 Análisis de costos

#### 3.1.7.1 Costo de materiales

Para el análisis de costos en base al peso analizado del diseño y al material que se utilizara en este caso Acero A53 con un costo de 5,26 dólares americanos el kilogramo se obtiene el un costo total de materiales:

**Peso:** 645 kg

**Costo:** \$ 3332,50 dólares americanos

#### Costo de accesorios y soldadura

A continuación, se detalla una tabla de los costos estimados de los materiales que se utilizarían para la fabricación de un intercambiador de craza y tubo:

CANTIDAD	MATERIAL	COSTO
1	Bridas, Pernos y empaques	\$120
2	THREDOLET NPT	\$10
1	Costo de Soldadura	\$50

	Equipos, energía, mano de obra.	\$500
	Total	680

Fuente: [Autor]

**Instrumentos y accesorios bajo requerimiento del usuario.**

Material	Marca / Proveedor	Detalle	Foto
Empaques varios tamaños	Topog-E / Venamet (Quito)	Para calderas de vapor hasta 180 psi y 280 °C	
Sensor de Temperatura	Honeywell T775A / Venamet (Quito)	Rango de operación, de -40° C a +125° C	
Válvula de purga	United Brass 425 / Venamet (Quito)	Válvula de purga de 1-1/2"	
Manómetro	Marsh J7652P / Venamet (Quito)	De 0-160 psi	
Termómetro	Marsh L51306 / Venamet (Quito)	Escala doble de -50 ° a 1,000 ° F (-40 ° a 525 ° C)	

Fuente: [Autor]

## CAPÍTULO IV

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 4.1 Conclusiones

- Se diseñó un intercambiador de calor de coraza y tubos que permitió el aprovechamiento de 25% de los gases residuales de una caldera de 125 BHP de potencia para la empresa GN. INDUSTRIAL en la provincia de Tungurahua cantón Ambato.
- El intercambiador de calor diseñado alcanza una potencia de 25,53KW, y eficiencia del 37% con temperaturas de los fluidos que va desde 18 grados centígrados hasta 29 grados centígrados con respecto al agua, mientras que con respecto a los gases se obtuvo temperaturas desde 150 grados centígrados a 250 grados centígrados, además se obtuvo caudales de agua de 9.7 galones por minuto y caudales de los gases residuales de 0.77 metros cúbicos por segundo.
- Se seleccionó como material apropiado el acero de vapor A53 grado B para el diseño de la carcasa y los tubos que forman parte del intercambiador de calor, debido a sus propiedades antioxidantes y a su alta resistencia a elevadas temperaturas, además se seleccionó un acero AISI 304 para el diseño de los deflectores y los espejos debido a sus propiedades mecánicas y térmicas.
- Del análisis térmico del intercambiador de calor usando software, se verificó que la temperatura de salida del agua oscila entre 25 y 29 grados centígrados mientras que para los gases de escape la temperatura de salida fue de 163 y 184 grados centígrados.
- Del análisis mecánico de la estructura del intercambiador de calor, se evidenció un esfuerzo máximo de 141,17 MPa en la parte inferior de la silleta, y al comparar con el esfuerzo máximo permisible del acero A53 el mismo  $q$  es de 240 MPa se asegura la resistencia del intercambiador de calor sometido a sus cargas máximas de operación.
- Se determinó la dilatación térmica de los tubos en base al análisis térmico desarrollado en el software con la aplicación de la temperatura máxima

permisible 250 grados centígrados en donde se evidenció una dilatación longitudinal de 0.34mm y transversal de  $2.96 \times 10^{-3}$  mm.

- En base a los esfuerzos cortantes en el deflector horizontal del cabezal izquierdo del intercambiador de calor se determinó que al realizar el proceso de soldadura los cordones no sufrirán ninguna afectación debido a que el esfuerzo máximo cortante fue de 14,64 MPa

#### **4.2 Recomendaciones**

- Se recomienda simular los cordones de soldadura con el fin de establecer las cargas definitivas a las cuales estarán sometidos los mismos, para así garantizar las juntas soldadas
- Con respecto a la admisión de los gases residuales se recomienda considerar la altura de las silletas para tener un espacio amplio para la conexión de accesorios o a su vez cambiar la posición de la boca en un ángulo de 30 o 45 grados aproximadamente.
- Considerar el espacio físico disponible para la instalación del intercambiador, antes de determinar un diseño preliminar, pues requiere realizar diversos tipos de análisis.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] J. Cabanzón , «Diseño y Cálculo de un Intercambiador de Calor,» Escuela Técnica Superior de Ingenieros, Cantabria, 2018.
- [2] K. C. Cuadrado Mazón , «Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica,» Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Chimborazo, 2017.
- [3] H. Jouhara, N. Khordehghah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan y . S. Tassou, «Waste heat recovery technologies and applications,» Redalyc, London, 2018.
- [4] J. Flores , Diseño de un sistemas de gestión de la seguridad y salud ocupacional para la administracion de la empresa "Prefabricados de Concreto Flores" Basado en la norma ISO 45001, Quito: Pontificia Universidad Católica del Ecuador, 2018.
- [5] J. C. Torres Castro, DISEÑO DE UN PLAN DE GESTIÓN Y MANEJO DE RESIDUOS SÓLIDOS Y LÍQUIDOS PARA EL TALLER AUTOMOTRIZ DEL GOBIERNO AUTÓNOMO DESCENTRALIZADO DEL CANTÓN QUERO, Ambato, 2019.
- [6] P. Vázquez, «Fundamentos de transferecna de Calor,» Incropera, London, 1999.
- [7] M. J. Montes, «Teoria y Problemas de transferencia de Calor,» GW WRIL, Madrid, 2015.
- [8] F. Kreinth, «Principios de Trasnferecna de Calor,» INCROPERA, Washinton, 2005.
- [9] TEMA, «TEMA,» 23 Septiembre 2017. [En línea]. Available: <https://www.clubensayos.com/Acontecimientos-Sociales/La-Asociaci%C3%B3n-de-Fabricantes-de-intercambiadores-tubulares/2840564TEMA.html>. [Último acceso: 22 Julio 2021].

- [10] TEMA, «Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association,» Flexible Shell Elements, 2007.
- [11] J. P. Holman, «Transferencia de Calor,» MCGRAW, México, 1999.
- [12] D. Dewitt, «Fundamentals of Heat and Mass Transfer,» Editorial Wiley, Estados Unidos, 1996.
- [13] C. W. Guamangallo Tandalla, «“ANÁLISIS DEL CALDERO DE 125 BHP DE POTENCIA DEL HOSPITAL REGIONAL DOCENTE DE AMBATO PARA DETERMINAR SU RENDIMIENTO ENERGÉTICO.”,» Universidad Técnica de Ambato, Ambato, 2017.
- [14] R. Treyball, «Mass Transfer Operations,» McGraw – Hill, Estados Unidos, 2000.
- [15] G. Hewitt, «Heat exchanger design handbook,» Begell House, New York, 2002.




# ANEXOS

Anexo 1

Catalogo DIPAC

## CÉDULA 40



**Especificaciones Generales:**

ASTM A 53 GRB: Conducción fluidos y gases en minería, petroquímica, pesca y en general.

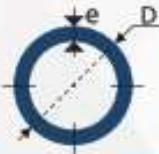
API 5L: Tubos para industria petrolera

ASTM A 106: Tubos para servicio a altas temperaturas

Recubrimiento: Negro o galvanizado

Largo normal: 6,00 mts.

Acabado: Acero negro



PROPIEDADES MECÁNICAS				
RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO DE FLUENCIA		Elongación % Min
Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	
42,2	60000	24,6	35000	30 - 55

COMPOSICIÓN QUÍMICA %			
C Max	Mn	P Max	S Max
0,3	1,2	0,05	0,06

DIÁMETRO			PROPIEDADES				
INTERIOR	EXTERIOR (D)		ESPESOR (e)		PRESIÓN/PRUEBA		PESO kg/mts
pulg	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm <sup>2</sup>	lb/pulg <sup>2</sup>	
1/2"	21,30	0,84	2,77	0,10	49	700	1,27
3/4"	26,70	1,05	2,87	0,11	49	700	1,68
1"	33,40	1,31	3,38	0,13	49	700	2,50
1 1/4"	42,20	1,66	3,56	0,14	91	1300	3,38
1 1/2"	48,30	1,90	3,68	0,14	91	1300	4,06
2"	60,30	2,37	3,91	0,15	176	2500	5,44
2 1/2"	73,00	2,87	5,16	0,20	176	2500	8,62
3"	88,90	3,50	5,49	0,21	176	2500	11,29
4"	114,30	4,50	6,02	0,23	155	2210	16,07
5"	141,30	5,56	6,55	0,25	137	1980	21,78
6"	168,30	6,62	7,11	0,28	125	1790	28,28
8"	219,10	8,62	8,18	0,32	110	1570	42,53
10"	273,00	10,75	9,27	0,36	101	1430	60,29
12"	323,80	12,75	10,31	0,40	94	1340	79,68
14"	355,60	14,00	11,13	0,43	92	1310	94,55

TUBERÍA SIN COSTURA

Anexo 2

Catalogo TIVAL

**SIN COSTURA ASTM A 53 / A 106 / API 5L  
CÉD. 20 - 40 - 80 - 160 - STD - XS**

Nomina	Cédula 10		Cédula 20		Cédula 40		Cédula 80		Cédula 160		STD		XS		
	Exterior mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm
1/4"	13,5	-	1,65	-	-	0,62	2,24	0,78	3,02	-	-	-	-	-	-
3/8"	17,2	-	1,65	-	-	0,85	2,3	1,11	3,2	-	-	-	-	-	-
1/2"	21,3	1,02	2,11	-	-	1,27	2,77	1,62	3,73	1,95	4,78	1,27	2,77	1,62	3,73
3/4"	26,9	1,3	2,11	-	-	1,72	2,9	2,22	3,91	2,93	5,56	1,72	2,9	2,22	3,91
1"	33,7	2,12	2,77	-	-	2,53	3,38	3,24	4,5	4,26	6,3	2,53	3,38	3,24	4,5
1 1/4"	42,4	2,73	2,77	-	-	3,41	3,56	4,49	4,85	5,61	6,3	3,41	3,56	4,49	4,85
1 1/2"	48,3	3,15	2,77	-	-	4,05	3,68	5,41	5,08	7,21	7,1	4,05	3,68	5,41	5,08
2"	60,3	3,99	2,77	-	-	5,44	3,91	7,48	5,54	11,11	8,74	5,44	3,91	7,48	5,54
2 1/2"	73	-	3,05	-	-	6,63	5,16	11,41	7,01	14,92	9,53	6,63	5,16	11,41	7,01
3"	88,9	6,56	3,05	-	-	11,29	5,49	15,27	7,62	21,35	11,13	11,29	5,49	15,27	7,62
4"	114,3	8,5	3,05	-	4,37	16,07	6,02	22,32	8,56	33,54	13,49	16,07	6,02	22,32	8,56
5"	141,3	-	3,4	-	4,78	21,77	6,55	30,94	9,52	49,17	15,9	21,77	6,55	30,94	9,52
6"	168,3	14,04	3,4	20,13	5	28,22	7,1	42,67	11	53,96	14,2	28,22	7,1	42,67	11
8"	219	20,24	3,76	33,4	6,3	41,63	8	63,65	12,5	111,17	23	41,63	8	63,65	12,5
10"	273	28,17	4,19	41,43	6,3	60,29	9,27	95,97	15,09	169,17	28	60,29	9,27	95,97	15,09
12"	323,9	-	4,57	55,47	7,1	79,73	10,31	132,23	17,5	236,76	32,32	73,8	9,52	84,88	12,5
14"	355,6	-	-	68,52	8	93,48	11	158,1	19,05	281,7	35,71	81,25	9,52	105,76	12,5
16"	406,4	-	-	-	-	121,42	12,5	203,53	21,44	365,36	40,49	93,17	9,52	121,42	12,5
18"	457	-	-	-	-	151,06	14,2	254,55	23,83	457	45	105,05	9,52	137,02	12,5
20"	508	83,32	6,38	117,02	9,52	183,42	15,09	311,17	26,19	564,71	50	117,02	9,52	152,74	12,5
24"	610	100,18	6,30	140	9,52	255,69	17,5	548,1	30,96	808,22	59,54	140,97	9,52	184,18	12,5
30"	750	-	-	235,08	12,7	-	-	-	-	-	-	177,06	9,5	-	-

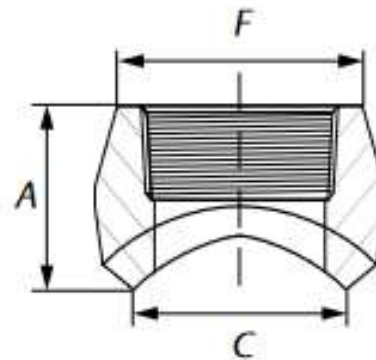
Anexo 3

Catalogo FR



**THREDOLET NPT  
3000 PSIG**

Normas de Diseño:  
Roscado NPT ANSI B1.20.1  
MSS-SP-97-2001  
Material: Acero Forjado ASTM A105  
Presión de Trabajo: 3000 PSIG



Cedula standard y extra strong

Unidad: Milímetros (mm)

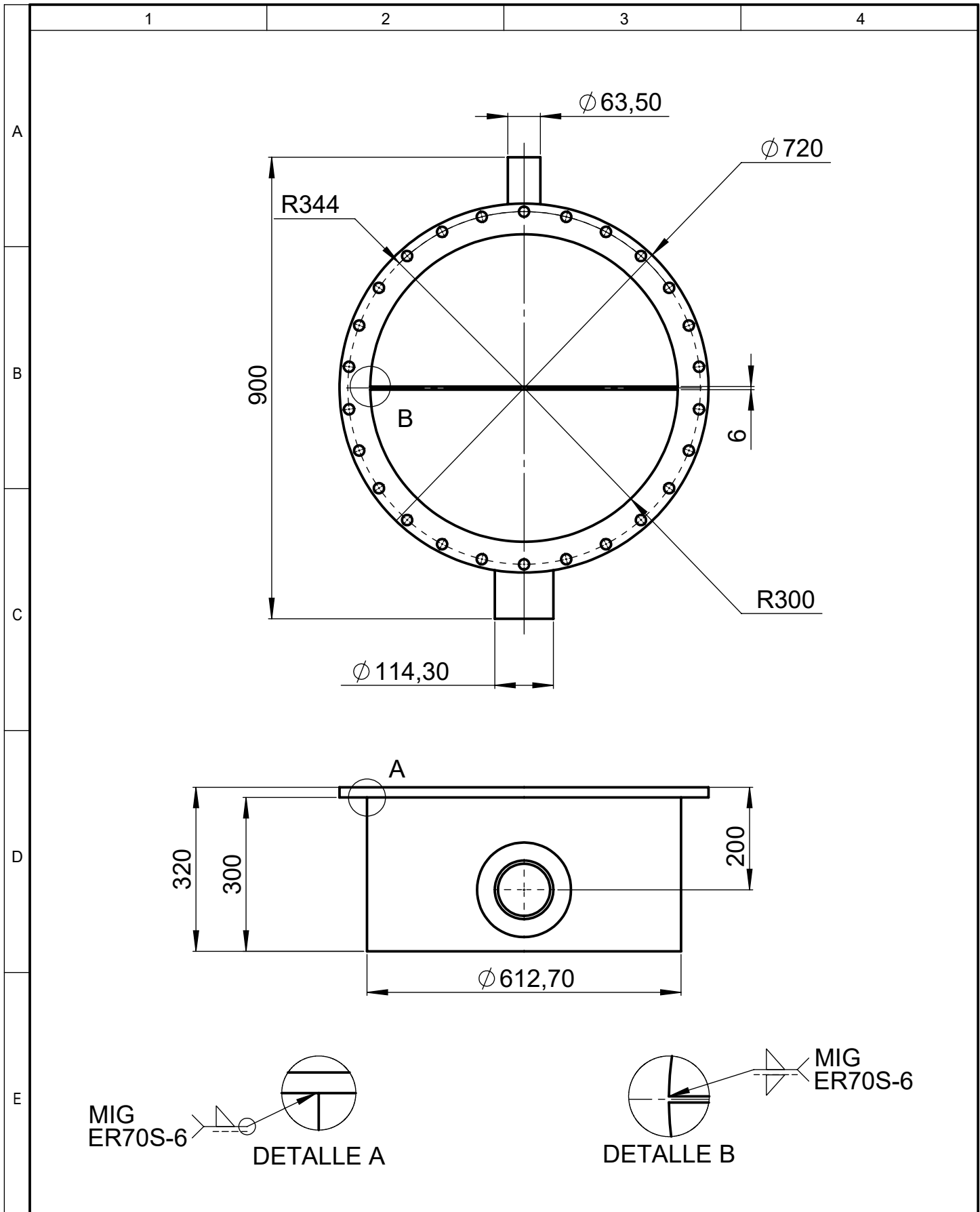
Medida		A	C	F
polg	mm			
1/8"	4	19.0	13.7	17.3
1/4"	6	19.0	13.7	22.0
3/8"	10	21.0	17.1	25.0
1/2"	15	25.0	21.3	31.3
3/4"	20	27.0	26.7	37.1
1"	25	33.0	33.4	45.5
1 1/4"	32	33.0	42.2	54.9
1 1/2"	40	35.0	48.3	61.6
2"	50	38.0	60.3	75.3
2 1/2"	65	46.0	73.0	91.7
3"	80	51.0	88.9	109.1
4"	100	57.0	114.3	137.2

Anexo 4

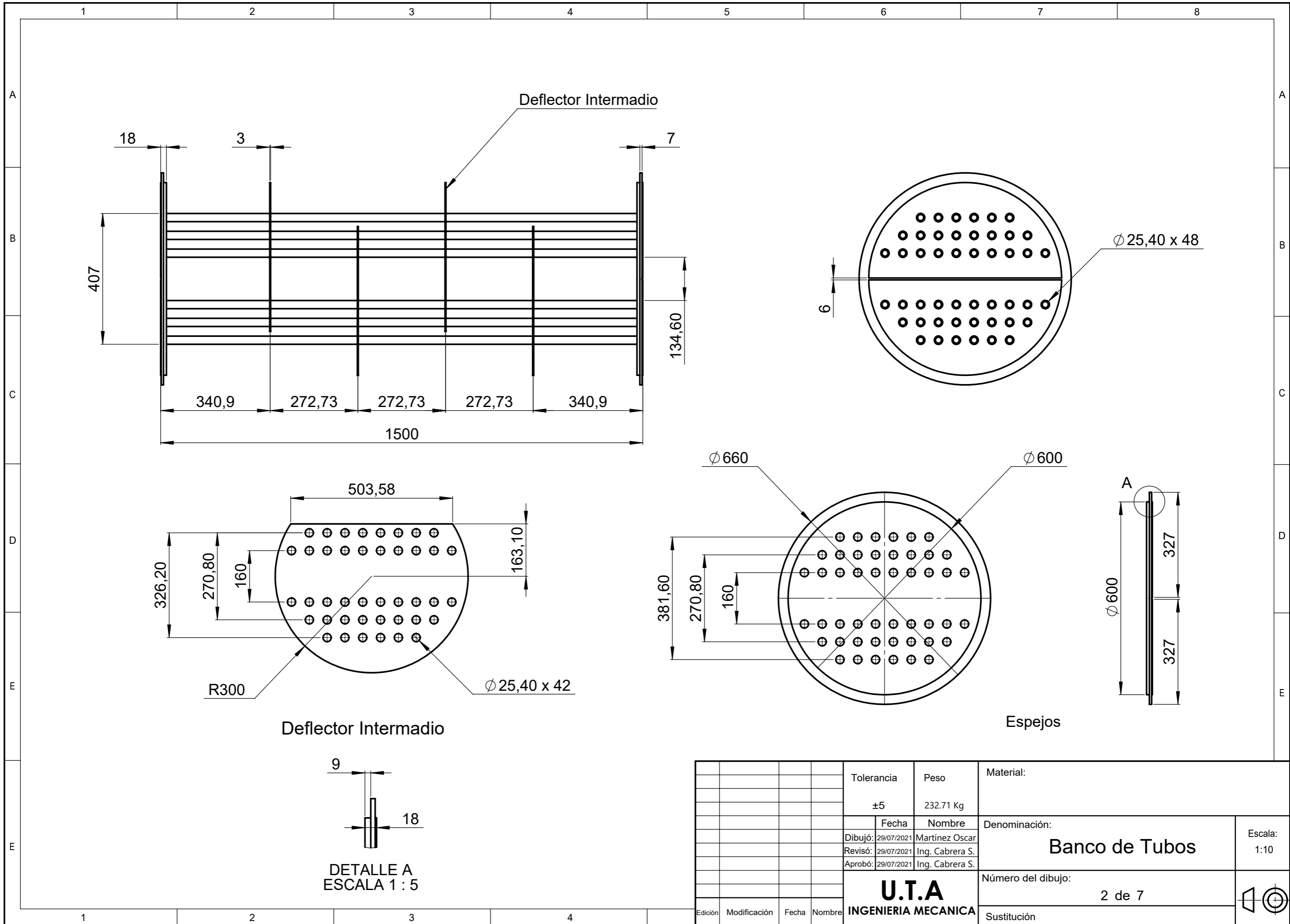
Hoja técnica caldera 125 BHB

<b>GILBERTO NARVÁEZ</b>			
<b>MECÁNICA Y ELECTRICIDAD INDUSTRIAL</b>			
Maquina: Caldera	codificación	CAL-125BHP-GN	
Marca: GN Industrial	Tipo	Horizontal	
Color: Metalico	Función	Generar Vapor	
<b>BOILER HORSEPOWER</b>			<b>125</b>
HEATING SURFACE	FIRESIDE	SQ. FT.	625
STEAM OUTPUT	FROM & @212° F	LB/HR	4313
GROSS OUTPUT		MBH	4184
FIRING RATE, GAS	1,000 BTU/CF	CFH	5250
FIRING RATE, LP GAS	91,500 BTU	GPH	57
FIRING RATE, #2 OIL	140,000 BTU	GPH	37,4
FIRING RATE, #5 & #6 OIL	150,000 BTU	GPH	35
A *NOTE: 1 STEAM OUTLET SIZE	150 PSI	IN	4
A *NOTE: 2 STEAM OUTLET SIZE	15 PSI	IN	8
B *NOTE: 2 SUPPLY SIZE	30 PSI	IN	8
C *NOTE: 2 RETURN SIZE	30 PSI	IN	6
D FEEDWATER CONNECTION		IN	1 1/4
E BOTTOM BLOWDOWN SIZE	HIGH PRESS.	IN	1 1/4
E BOTTOM BLOWDOWN SIZE	LOW PRESS. & HW	IN	2
F STACK OUTLET SIZE O.D.		IN	16
G FURNACE O.D.		IN	30
H SHELL I.D.		IN	66
I SUPPLY HEIGHT		IN	88
J WIDTH WITHOUT TRIM		IN	73
K WIDTH WITH TRIM		IN	84
L SKID WIDTH		IN	51
M END OF SKID TO FRONT PLATE		IN	25 1/4
N VESSEL SHELL TO FLOOR		IN	15
O SKID LENGTH		IN	132
P STACK OUTLET HEIGHT		IN	82
Q BLOWDOWN LOCATIONS		IN	33-56
R STEAM OUT LOCATION (15 PSI & UP)	FROM C/L OF STACK	IN	55
S SUPPLY LOCATION	FROM FRONT PLATE	IN	32
T RETURN LOCATION	C/L TO C/L	IN	70
U BURNER PROJECTION	FROM FRONT PLATE	IN	44
V TUBE REMOVABLE	FRONT	IN	100
W LENGTH FRONT TO REAR	BOILER VESSEL	IN	128
X APPROX. OVERALL LENGTH (WITH BURNER)	STD. BURNER	IN	174
APPROX. SHIPPING WEIGHT	150 PSI	LBS	10400
APPROX. SHIPPING WEIGHT	15 & 30 PSI	LBS	9400
WATER CAPACITY @ NWL		GAL	681
WATER CAPACITY FLOODED		GAL	793

# PLANOS



				Tolerancia $\pm 5$	Peso 75 Kg	Material:	
						Denominación: <b>Cabezal Izquierdo</b>	Escala: 1:10
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 29/07/2021	Martínez Oscar		
				Revisó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				Aprobó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				<b>U.T.A</b> INGENIERIA MECANICA		Número de dibujo: 1 de 7	Registro: 
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			Sustitución	



Deflector Intermadio

Ø 25,40 x 48

Ø 660

Ø 600

R300

Ø 25,40 x 42

Deflector Intermadio

Espejos

DETALLE A  
ESCALA 1 : 5

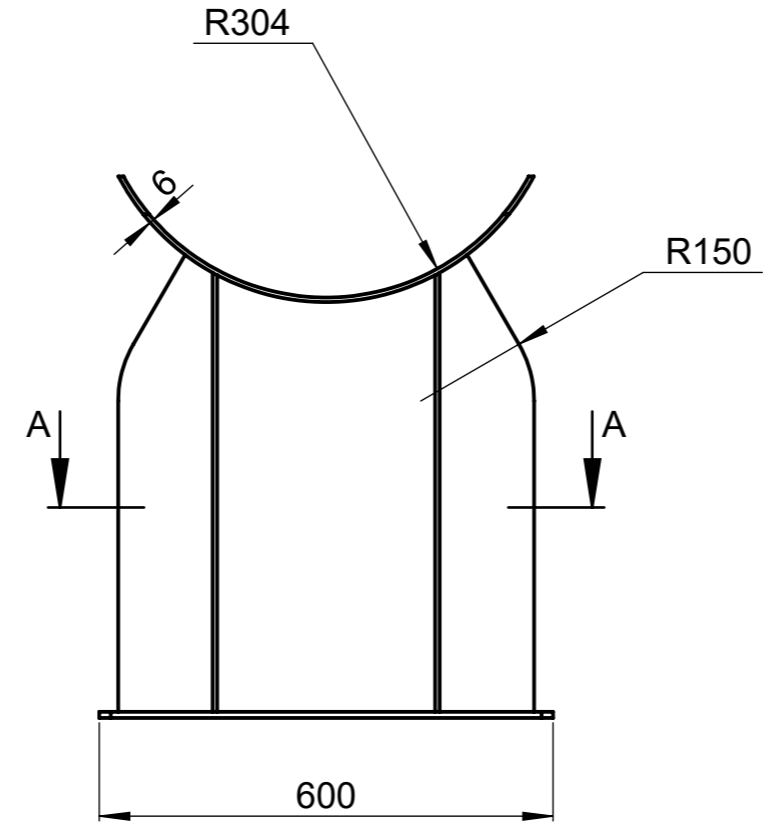
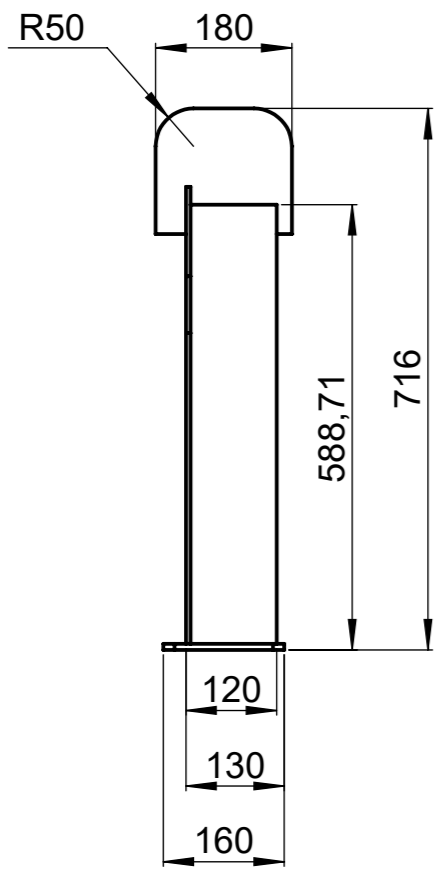
				Tolerancia	Peso	Material:	
				±5	232.71 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 29/07/2021	Martinez Oscar	<b>Banco de Tubos</b>	
				Revisó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				Aprobó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				<b>U.T.A</b>		Número del dibujo:	
				<b>INGENIERIA MECANICA</b>		2 de 7	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución	

Escala:  
1:10

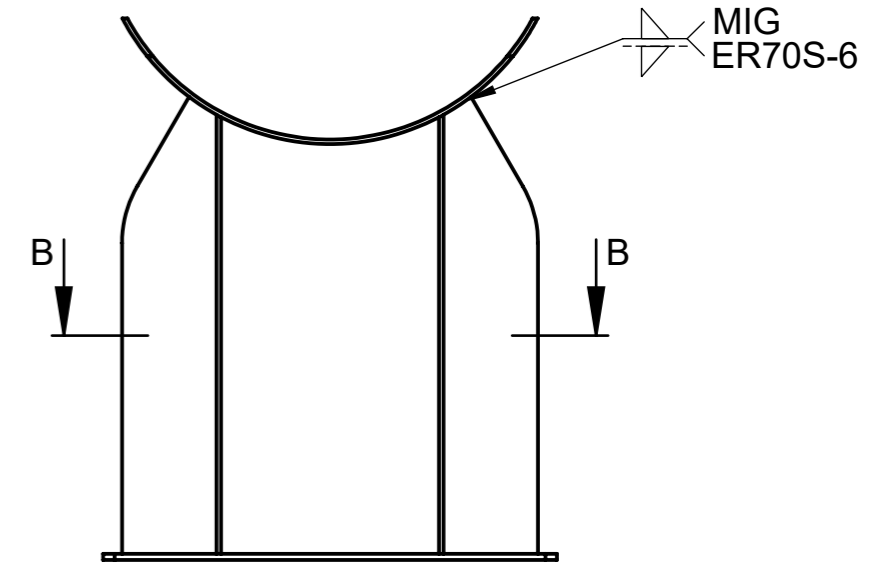


1 2 3 4 5 6 7 8

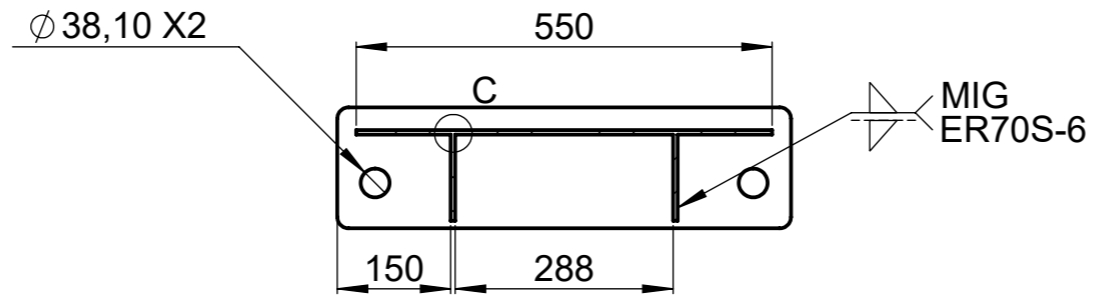
A  
B  
C  
D  
E  
E



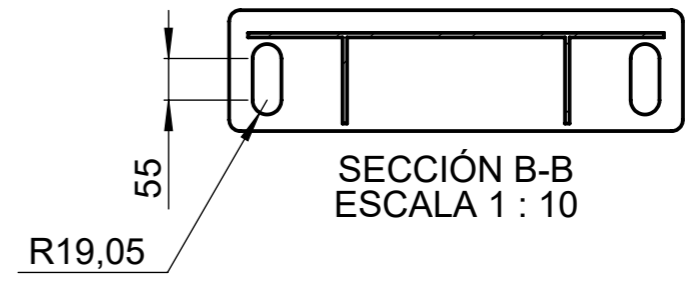
SILLETA IZQUIERDA



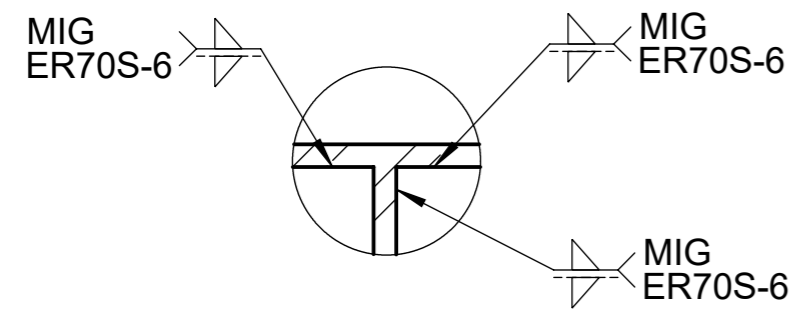
SILLETA DERECHA



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 10

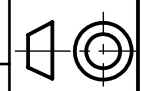


DETALLE C  
ESCALA 1 : 2

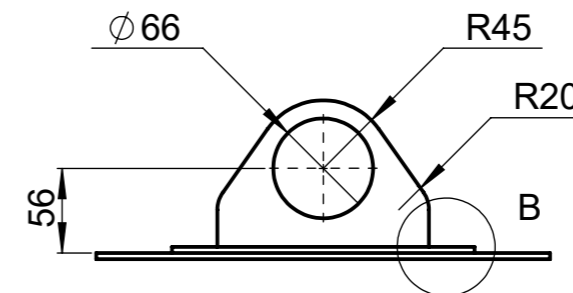
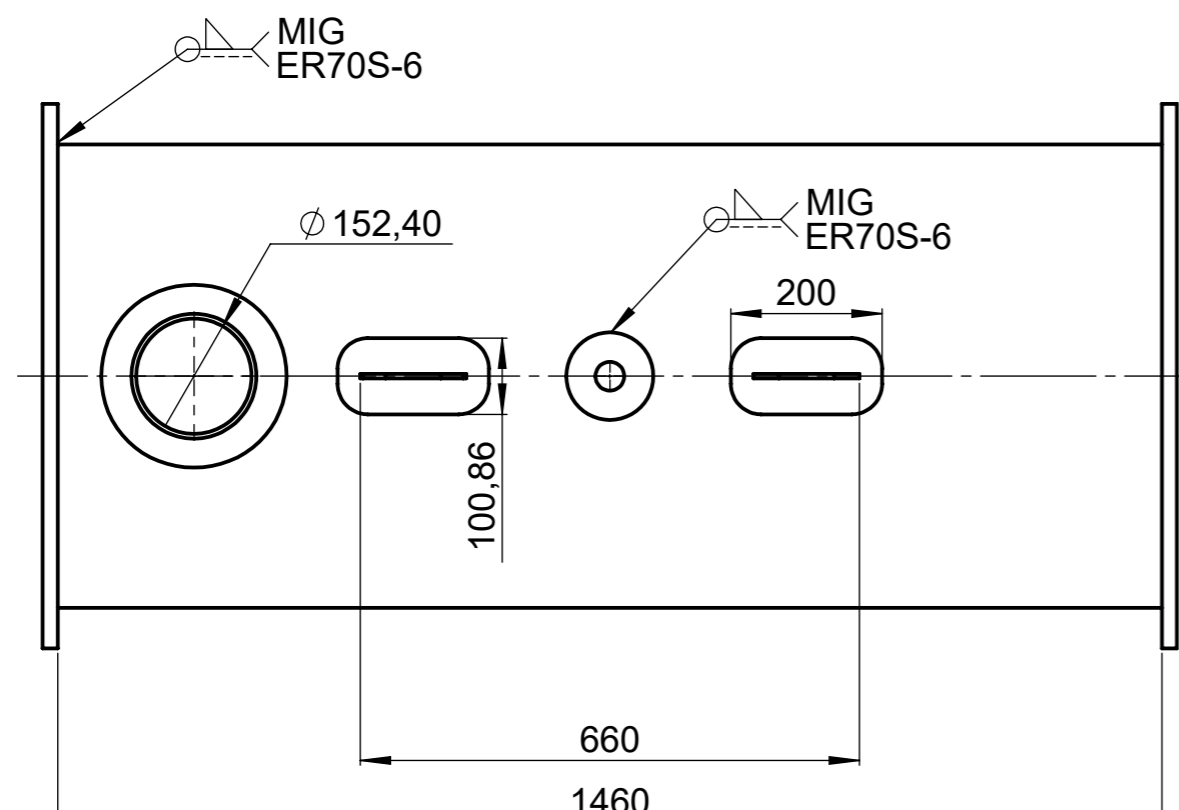
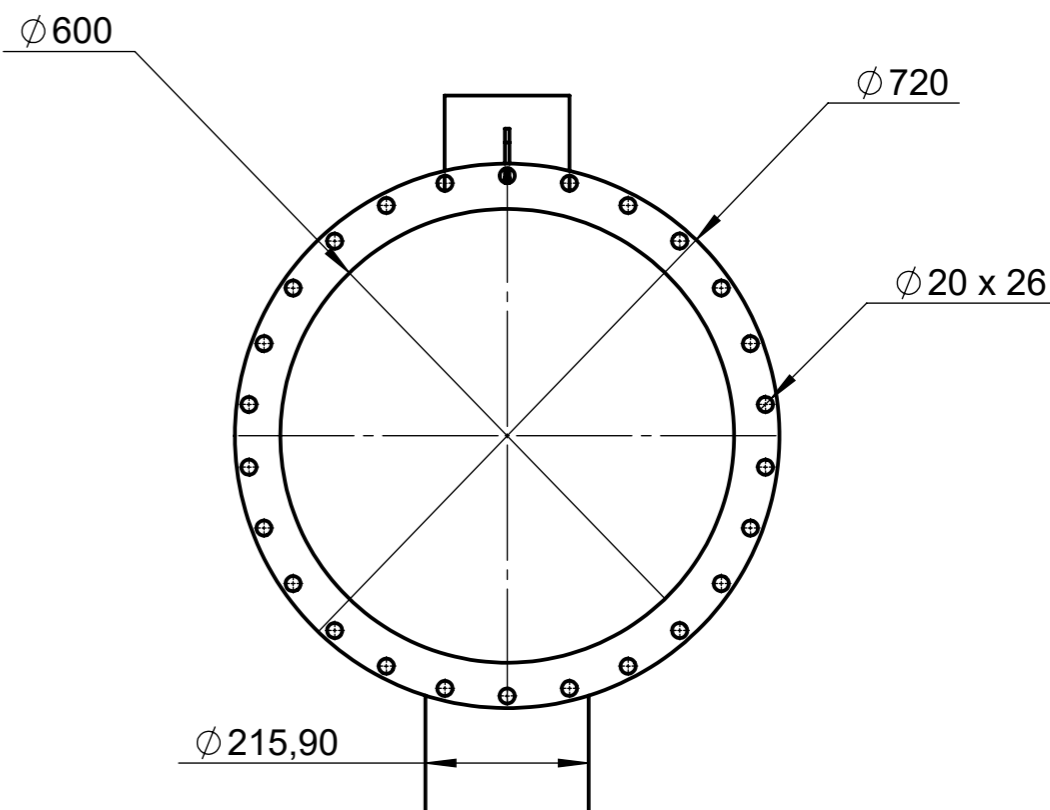
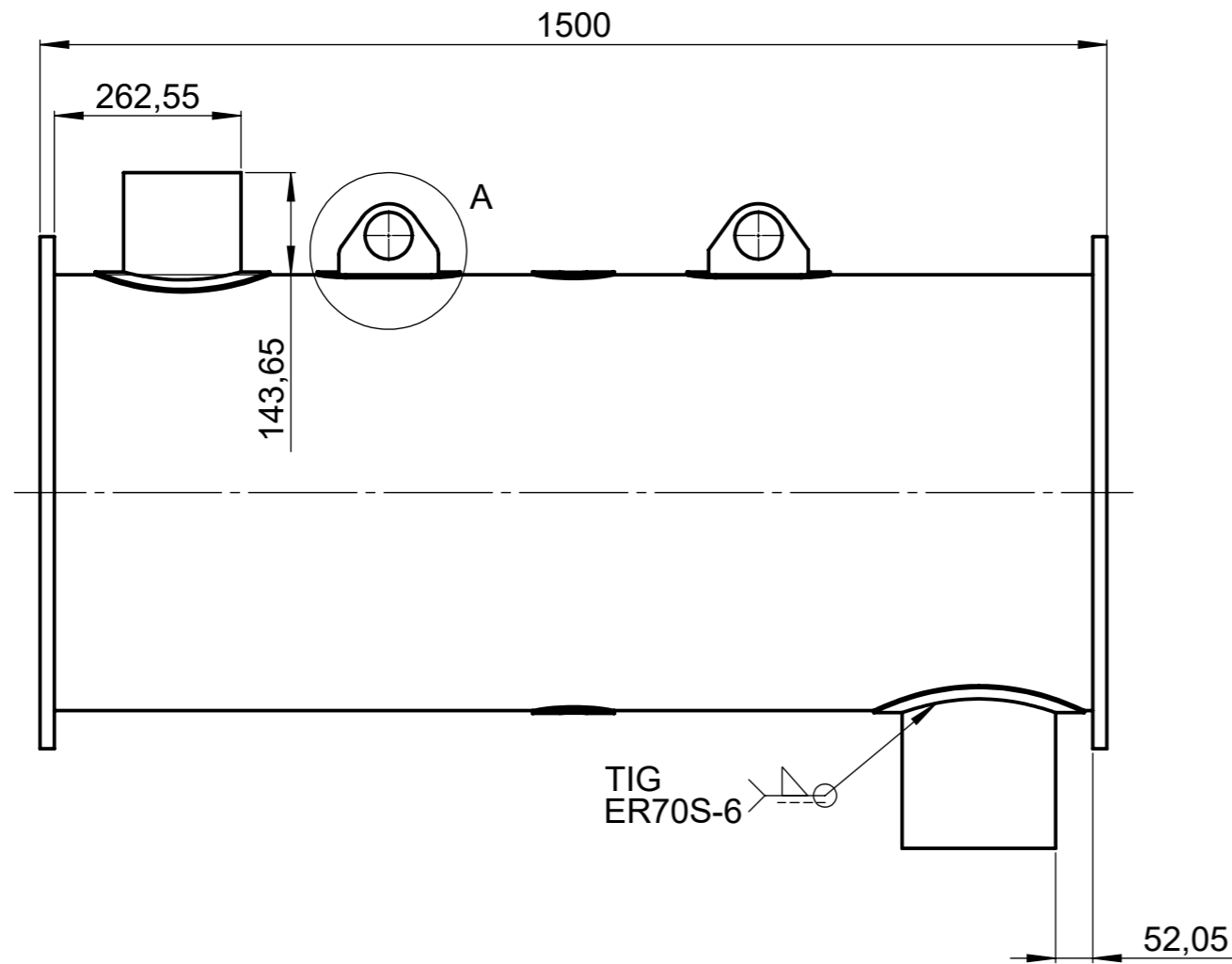
				Tolerancia	Peso	Material:	
				±5	63.48 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 29/07/2021	Martínez Oscar	<b>Silletas</b>	
				Revisó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				Aprobó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				<b>U.T.A</b>		Número del dibujo:	
				<b>INGENIERIA MECANICA</b>		3 de 7	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución	

1 2 3 4

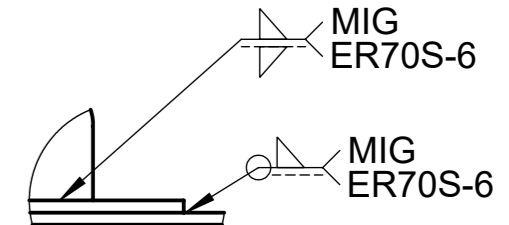
A  
B  
C  
D  
E  
E





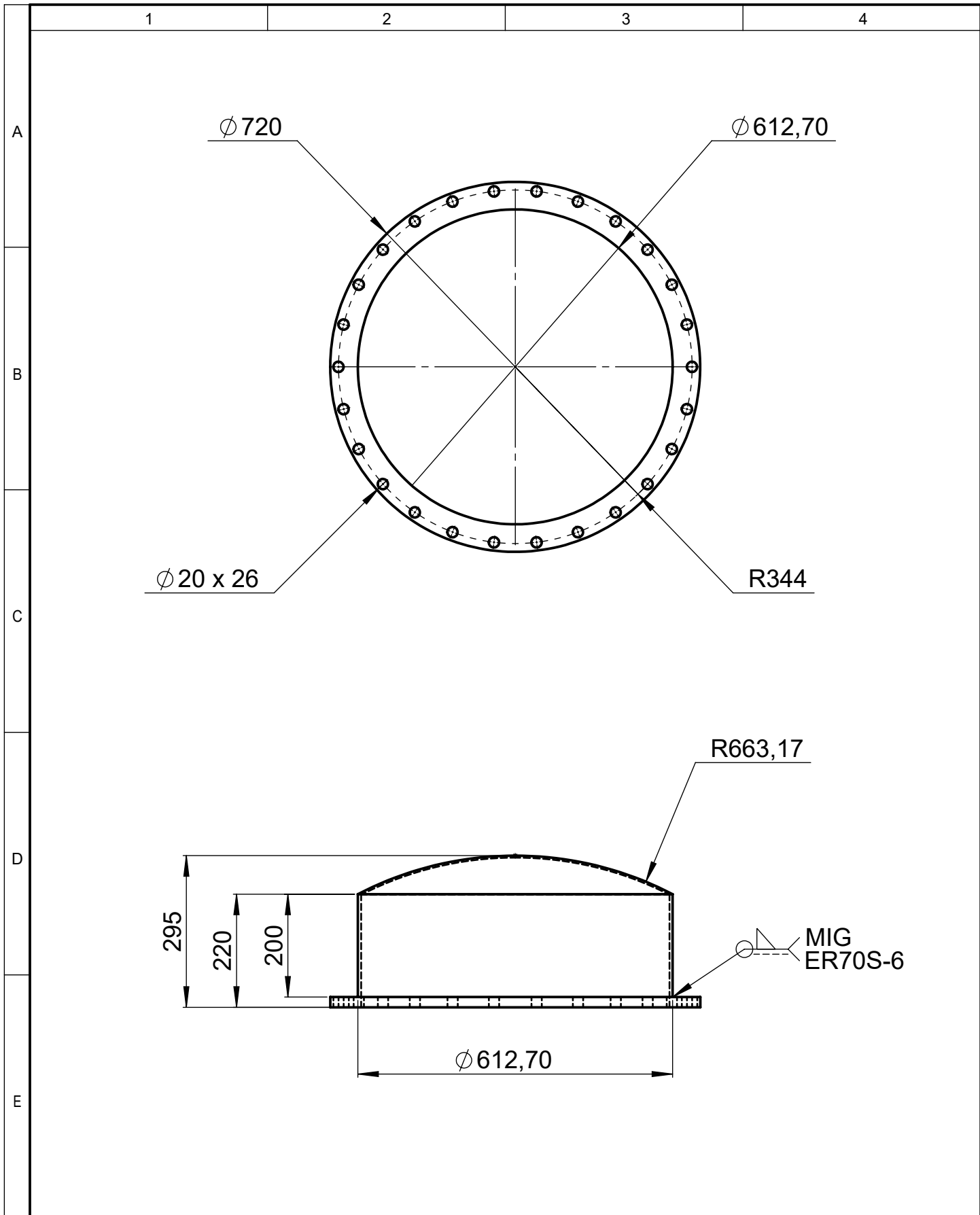


DETALLE A  
ESCALA 1 : 5

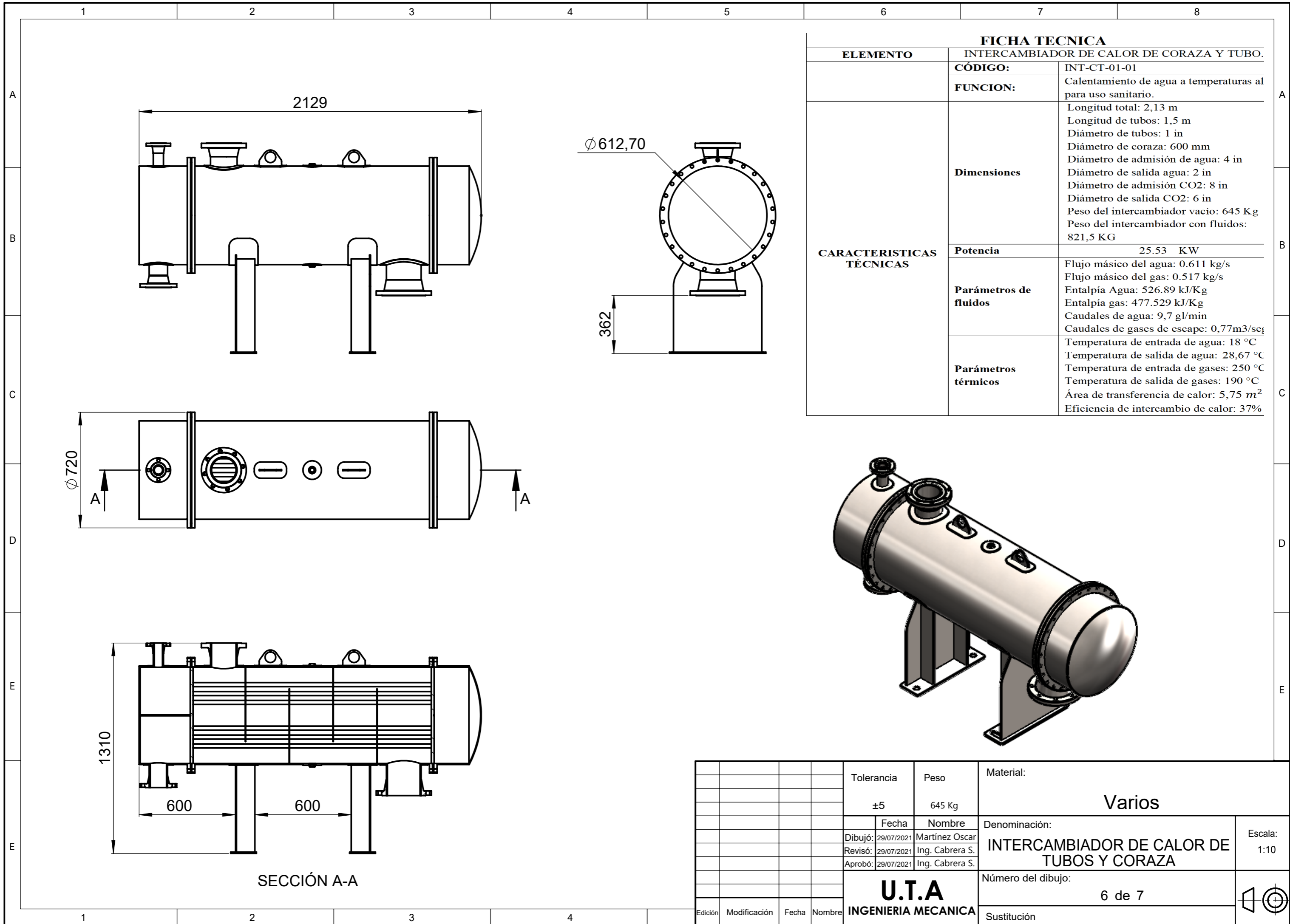


DETALLE B  
ESCALA 2 : 5

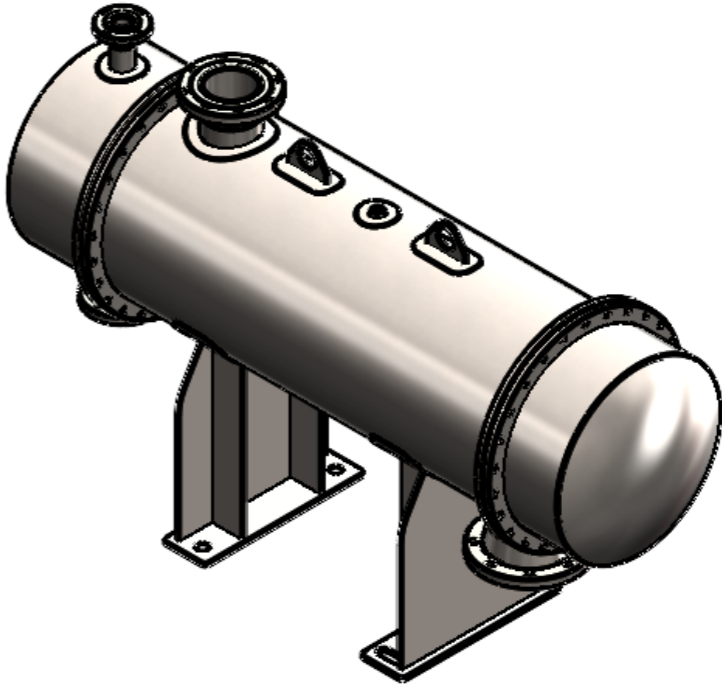
				Tolerancia	Peso	Material:	
				±5	190.45 Kg	ACERO ASTM A53 Y AISI 304	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	29/07/2021	Martínez Oscar	Cabezal con entradas1
				Revisó:	29/07/2021	Ing. Cabrera S.	
				Aprobó:	29/07/2021	Ing. Cabrera S.	
				U.T.A INGENIERIA MECANICA		Número del dibujo:	Escala:
						4 de 7	1:10
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución	



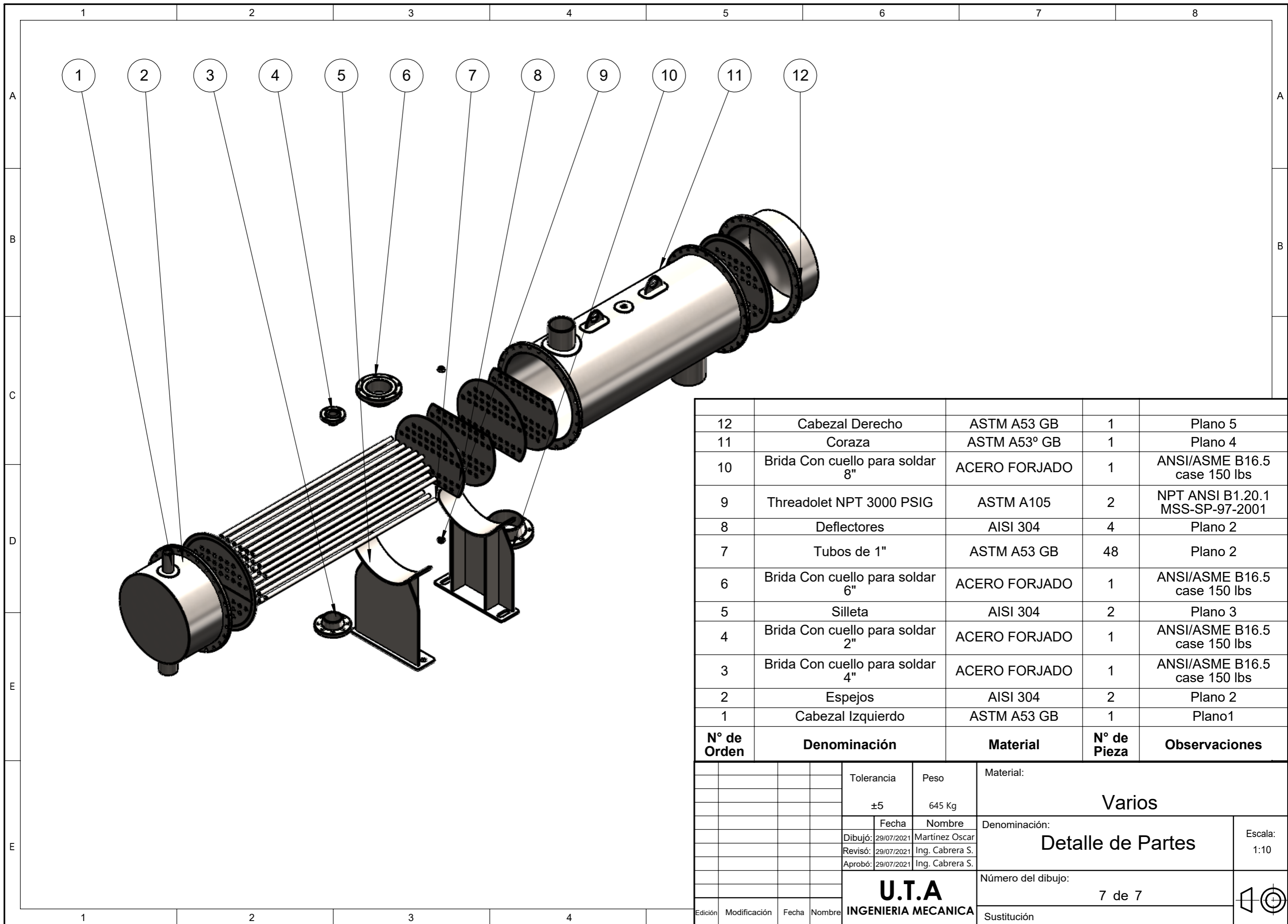
				Tolerancia $\pm 5$	Peso 47.68 Kg	Material: <b>ACERO ASTM A53</b>	
						Denominación: <b>Cabezal Derecho</b>	Escala: 1:10
				Dibujó: 29/07/2021	Martínez Oscar		
				Revisó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				Aprobó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				<b>U.T.A</b> INGENIERIA MECANICA		Número de dibujo: 5 de 7	Registro: 
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			Sustitución	



FICHA TECNICA				
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBO.				
ELEMENTO	CÓDIGO:	INT-CT-01-01		
	FUNCION:	Calentamiento de agua a temperaturas al para uso sanitario.		
	Dimensiones	Longitud total: 2,13 m		
		Longitud de tubos: 1,5 m		
CARACTERISTICAS TÉCNICAS	Potencia	25.53 KW		
		Parámetros de fluidos	Flujo másico del agua: 0.611 kg/s	
			Flujo másico del gas: 0.517 kg/s	
			Entalpía Agua: 526.89 kJ/Kg	
			Entalpía gas: 477.529 kJ/Kg	
			Caudales de agua: 9,7 gl/min	
			Caudales de gases de escape: 0,77m3/seg	
			Parámetros térmicos	Temperatura de entrada de agua: 18 °C
				Temperatura de salida de agua: 28,67 °C
				Temperatura de entrada de gases: 250 °C
Temperatura de salida de gases: 190 °C				
Área de transferencia de calor: 5,75 m <sup>2</sup>				
Eficiencia de intercambio de calor: 37%				



				Tolerancia	Peso	Material:	
				±5	645 Kg	Varios	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 29/07/2021	Martínez Oscar	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA	
				Revisó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.	Escala: 1:10	
				Aprobó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.	Número del dibujo:	
				U.T.A INGENIERIA MECANICA		6 de 7	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución	



12	Cabezal Derecho	ASTM A53 GB	1	Plano 5
11	Coraza	ASTM A53° GB	1	Plano 4
10	Brida Con cuello para soldar 8"	ACERO FORJADO	1	ANSI/ASME B16.5 case 150 lbs
9	Threadolet NPT 3000 PSIG	ASTM A105	2	NPT ANSI B1.20.1 MSS-SP-97-2001
8	Deflectores	AISI 304	4	Plano 2
7	Tubos de 1"	ASTM A53 GB	48	Plano 2
6	Brida Con cuello para soldar 6"	ACERO FORJADO	1	ANSI/ASME B16.5 case 150 lbs
5	Silleta	AISI 304	2	Plano 3
4	Brida Con cuello para soldar 2"	ACERO FORJADO	1	ANSI/ASME B16.5 case 150 lbs
3	Brida Con cuello para soldar 4"	ACERO FORJADO	1	ANSI/ASME B16.5 case 150 lbs
2	Espejos	AISI 304	2	Plano 2
1	Cabezal Izquierdo	ASTM A53 GB	1	Plano1
N° de Orden	Denominación	Material	N° de Pieza	Observaciones

				Tolerancia	Peso	Material:	
				±5	645 Kg	Varios	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 29/07/2021	Martínez Oscar	Detalle de Partes	
				Revisó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				Aprobó: 29/07/2021	Ing. Cabrera S.		
				U.T.A INGENIERIA MECANICA		Número del dibujo:	Escala: 1:10
						7 de 7	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución	