



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 Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO PARA
RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL EN EL CALDERÍN
PIROTUBULAR DE 2 BHP DEL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”**

Autor: Wilman Omar Pérez Rojas

Tutor: Ing. Mg. Santiago Paúl Cabrera Anda

Ambato - Ecuador

Enero - 2021

CERTIFICACIÓN

En calidad de Tutor del Proyecto Técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO PARA RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL EN EL CALDERÍN PIROTUBULAR DE 2 BHP DEL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”** elaborado por el Sr. Wilman Omar Pérez Rojas, portador de la cédula de ciudadanía: 1804590147, estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

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

Ambato, Enero 2021



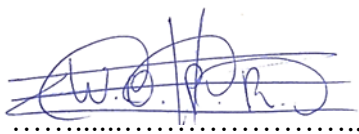
.....
Ing. Mg. Santiago Paúl Cabrera Anda

TUTOR

AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Yo, **Wilman Omar Pérez Rojas**, con C.I. 1804590147, declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente proyecto técnico con el tema “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO PARA RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL EN EL CALDERÍN PIROTUBULAR DE 2 BHP DEL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**”, así como también los análisis estadísticos, gráficos, conclusiones y recomendaciones son de mi exclusiva responsabilidad como autor del proyecto, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, Enero 2021



Wilman Omar Pérez Rojas

CI. 1804590147

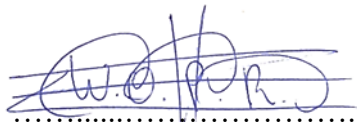
AUTOR

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 línea 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, Enero 2021

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'W.O.P.R.', is written over a horizontal dotted line.

Wilman Omar Pérez Rojas

CI. 1804590147

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico, realizado por el estudiante Wilman Omar Pérez Rojas de la carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO PARA RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL EN EL CALDERÍN PIROTUBULAR DE 2 BHP DEL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”**

Ambato, Enero 2021

Para la constancia firman:



Ing. Mg. Luis Eduardo Escobar Luna

Miembro del Tribunal



Ing. Mg. Jorge Enrique López Velastegui

Miembro del Tribunal

DEDICATORIA

A Dios principalmente por darme la vida, salud, sabiduría y muchas bendiciones, por guiarme por el camino del bien durante todo este trayecto recorrido.

A mis queridos padres, Lucia Rojas y Vicente Pérez especialmente a mi madre por ser el pilar fundamental y la persona que me brindo su amor y cariño, me apoyo en las buenas y malas, me guio, aconsejo y por el gran esfuerzo y trabajo que realizó para lograr este propósito.

A mis hermanos Danilo, Roberto, Alexandra y Jefferson quienes me apoyaron incondicionalmente durante toda mi trayectoria de una u otra manera, de manera especial a mi hermano Roberto que fue más que mi hermano mi segundo padre quien me ayudo, motivo y apoyo durante todo mi camino de todas las maneras posibles y necesarias.

A mis familiares abuelitos, tíos, primos, de igual manera fueron quienes me supieron brindar apoyo y motivarme a seguir luchando por mis metas y sueños.

Wilman Pérez

AGRADECIMIENTO

A Dios, por todas las bendiciones, y por darme esas fuerzas para no rendirme ante ninguna adversidad.

A toda mi familia por brindarme incondicionalmente apoyo a cada momento y durante toda la travesía realizada.

A la Universidad, de manera especial a todos los Ingenieros de la Carrera de Ingeniería Mecánica por compartir todos sus conocimientos y experiencias de vida, quienes fueron mi guía durante toda la trayectoria estudiantil.

A mi tutor al Ingeniero Santiago Cabrera por todo su tiempo brindado, la paciencia, el apoyo, la ayuda y dedicación incondicional, por compartir todos sus conocimientos en el desarrollo de este proyecto.

Wilman Pérez

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN	iii
DERECHOS DE AUTOR.....	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTO.....	vii
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
RESUMEN EJECUTIVO	xiv
EXECUTIVE SUMMARY.....	xv
CAPÍTULO I.- MARCO TEÓRICO	1
1.1 Antecedentes Investigativos.....	1
1.2 Objetivos	4
1.2.1 Objetivo general	4
1.2.2 Objetivos específicos.....	4
1.3 Fundamentación teórica	5
1.3.1 Calderas	5
1.3.2 Caldera pirotubular.....	5
1.3.3 Calderín de agua caliente disponible en los laboratorios	5
1.3.3.1 Partes principales del calderín disponible en los laboratorios	6
1.3.4 Chimeneas	7
1.3.5 Ventiladores.....	7
1.3.6 Transferencia de calor	7
1.3.6.1 Transferencia de calor por conducción.....	7
1.3.6.2 Transferencia de calor por convección	8
1.3.6.2 Transferencia de calor por radiación	9
1.3.7 Aprovechamiento de las energías residuales	10

1.3.8	Recuperador de calor residual	11
1.3.8.1	Tipos de recuperadores de calor residual.....	11
1.3.8.3	Recuperación de calor de temperatura media	12
1.3.8.4	Recuperación de calor de baja temperatura	13
1.3.8.5	Recuperadores mediante economizadores	13
1.3.8.6	Recuperadores de calor residual metálicos o cerámicos.....	14
1.3.8.7	Recuperadores de radiación	15
1.3.8.8	Recuperadores mediante precalentadores de aire	16
1.3.8.9	Recuperadores mediante intercambiador de calor de placas	17
1.3.9	Los cinco parámetros que condicionan el diseño de un recuperador	17
1.3.10	Intercambiadores de calor.....	18
1.3.10.1	Análisis de los intercambiadores de calor.....	18
1.3.10.2	Conceptos básicos.....	18
1.3.10.3	Método de la diferencia de temperaturas media logarítmica LMTD.....	20
1.3.10.4	Método de la efectividad NTU o número de unidades de transferencia de calor. 22	
1.3.11	Materiales aislantes	23
1.3.11.1	Aislamientos térmicos.....	25
1.3.11.2	Razones para usar aislamiento.....	26
CAPÍTULO II.- METODOLOGÍA.....		27
2.1	Materiales.....	27
2.1.1	Acero estructural ASTM A 36	27
2.1.2	Material aislante	27
2.1.3	Determinación de los materiales y los elementos principales que conforman el prototipo ²⁹	
2.2	Métodos.....	30
2.2.1	Método bibliográfico.....	30
2.2.2	Método experimental.....	30
2.2.3	Método cuantitativo.....	30
2.2.4	Método del proceso de fabricación.....	30
2.2.5	Descripción de las etapas de metodología.....	33
2.2.5.1	Estudio de información para el diseño y construcción del prototipo.....	33

2.2.5.2	Modelado del diseño preliminar	33
2.2.5.3	Diseño final.....	33
2.2.5.4	Simulación en software.....	33
2.2.5.5	Construcción del prototipo.....	34
2.2.5.6	Pruebas de funcionamiento.....	34
CAPÍTULO III.- RESULTADOS Y DISCUSIÓN		35
3.1	Análisis y discusión de los resultados.....	35
3.2	Selección de alternativas	35
3.2.1	Selección del ventilador/extractor de aire	35
3.3	Cálculos.....	38
3.4	Simulación en software.....	53
3.4.1	Parámetros para la simulación.....	53
3.4.2	Resultados obtenidos de la simulación térmica.....	56
3.5	Construcción del prototipo recuperador de calor residual	62
3.6	Pruebas de funcionamiento	66
3.6.1	Prueba preliminar	66
3.6.2	Pruebas experimentales	68
3.7	Presupuesto final	69
3.7.1	Costo de los materiales.....	70
3.7.2	Costos del prototipo recuperador de calor.....	70
3.7.3	Costo total del proyecto.....	71
CAPÍTULO IV.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		72
4.1	Conclusiones	72
4.2	Recomendaciones.....	73
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		74
ANEXOS		77

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.- Partes principales del calderín disponible en los laboratorios	6
Figura 2.- Recuperadores mediante economizadores	14
Figura 3.- Diagrama del recuperador metálico	15
Figura 4.- Recuperador de radiación de doble camisa	16
Figura 5.- Aire precalentador de diseño que muestra el movimiento del aire	16
Figura 6.- Esquema de un intercambiador de calor de placas	17
Figura 7.- Diferencias de temperatura de los fluidos paralelos y a contraflujo	21
Figura 8.- Aislamiento térmico	25
Figura 9.- Lana de vidrio	28
Figura 10.- Descripción de las etapas de metodología	33
Figura 11.- Esquema	38
Figura 12.- Diferencias de temperatura de contraflujo	42
Figura 13.- Convección natural	44
Figura 14.- Subdominio del fluido caliente	55
Figura 15.- Subdominio del fluido frío	55
Figura 16.- Mallado	56
Figura 17.- Comportamiento del fluido caliente	57
Figura 18.- Comportamiento del fluido frío	57
Figura 19.- Comportamiento de los fluidos	58
Figura 20.- Velocidad vs temperatura del fluido frío	59
Figura 21.- Comportamiento del fluido caliente	60
Figura 22.- Comportamiento del fluido frío	60
Figura 23.- Comportamiento de los fluidos	61
Figura 24.- Velocidad vs temperatura del fluido frío	62
Figura 25.- Enrolado para construir el ducto	63
Figura 26.- Ducto con su espiral	63
Figura 27.- Recubrimiento del ducto con espiral	64
Figura 28.- Colocación del aislante	64
Figura 29.- Reguladores del fluido	65

Figura 30.- Producto final	65
Figura 31.- Ducto cuadrado	66
Figura 32.- Perforaciones para el fluido	67
Figura 33.- Montaje	67
Figura 34.- Colocación de ventilador y termómetro	68
Figura 35.- Resultados	68
Figura 36.- Chimenea del horno	69
Figura 37.- Resultados	69

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.- Características físicas del calderín	5
Tabla 2.- Recuperación de calor de alta temperatura	12
Tabla 3.- Recuperación de calor de temperatura media	12
Tabla 4.- Recuperación de calor de baja temperatura	13
Tabla 5.- Materiales aislantes con sus características y propiedades	23
Tabla 6.- Razones para usar aislamiento	26
Tabla 7.- Propiedades del acero estructural	27
Tabla 8.- Lana de vidrio con sus características y propiedades	28
Tabla 9.- Materiales y elementos principales del prototipo	29
Tabla 10.- Ventiladores en línea para ductos	36
Tabla 11.- Extractor en línea para ductos	37
Tabla 12.- Ventiladores Centrífugos	37
Tabla 13.- Selección del ventilador/extractor de aire	38
Tabla 14.- Datos del fluido caliente	54
Tabla 15.- Datos del ventilador/extractor	54
Tabla 16.- Resultado cuando el extractor/soplador está funcionando a su 100%	58
Tabla 17.- Resultado cuando el extractor/soplador está funcionando a su 50%	61
Tabla 18.- Costos de los materiales	70
Tabla 19.- Costos del prototipo recuperador de calor	70
Tabla 20.- Costo total del proyecto	71

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto técnico, tiene la función de recuperar el calor residual de los gases o humos que son expulsados directamente al ambiente por la chimenea del calderín, que también aportará en gran parte a solucionar un déficit de equipos en el laboratorio de energías, y ayudará a que los estudiantes puedan realizar prácticas de la teoría aprendida. La compilación de información se ejecutó mediante fuentes confiables de investigación tales como revistas, libros, publicaciones científicas, sitios web debidamente verificados, que aporten con datos relevantes al proyecto. Primero se escogió el recuperador de calor metálico, luego se realizó el diseño y simulación en software para verificar su funcionamiento y así pueda ser validado y utilizado, posteriormente se pasó al proceso de fabricación, y finalmente se culminó con pruebas físicas de funcionamiento. La simulación se realizó con los datos existentes de temperatura con la que salen los gases de combustión por la chimenea del calderín y con el apoyo de las propiedades de los fluidos que se encuentran en la biblioteca del software, también los datos del fluido frío que será aire a temperatura ambiente, al realizar la simulación se verificó el aumento de temperatura del fluido frío mediante la circulación que realiza durante el proceso de recuperación de calor. Finalmente se obtuvo los resultados y se observó que mientras menor es la velocidad mayor aumento de temperatura tenemos del fluido frío, por mencionar cuando la temperatura es de 20 grados centígrados a velocidad de 5 metros por segundo llega a una temperatura de 34.2 grados centígrados, todos los datos con diferentes velocidades los podemos ver en los resultados de la simulación.

EXECUTIVE SUMMARY

This technical project has the function of recovering the residual heat from the gases or fumes that are expelled directly into the environment by the boiler chimney, which will also contribute to a large extent to solve a deficit of equipment in the energy laboratory, and will help so that students can carry out practices of the theory learned. The compilation of information was carried out through reliable research sources such as magazines, books, scientific publications, and duly verified websites that provide relevant data to the project. First, the metallic heat recovery unit was chosen, then the design and simulation in software was carried out to verify its operation and thus can be validated and used, later it was passed to the manufacturing process, and finally it was completed with physical tests of operation. The simulation was carried out with the existing data of the temperature with which the combustion gases exit through the boiler chimney and with the support of the properties of the fluids found in the software library, also the data of the cold fluid that will be air at room temperature, when performing the simulation, the temperature increase of the cold fluid was verified by means of the circulation carried out during the heat recovery process. Finally, the results were obtained and it was observed that the lower the speed, the greater the increase in temperature we have of the cold fluid, to mention when the temperature is 20 degrees Celsius at a speed of 5 meters per second, it reaches a temperature of 34.2 degrees Celsius, all we can see the data with different speeds in the simulation results.

CAPÍTULO I.- MARCO TEÓRICO

1.1 Antecedentes Investigativos

Álvaro Restrepo, Juan Carlos Burbano y Yamid Carranza en el año 2006, ejecutaron una investigación acerca del “Análisis y estudio de la factibilidad técnico-económica para conseguir la respectiva recuperación de los calores residuales en la empresa Manufacturas Carolina S.A.” en este artículo se demuestra las diferentes metodologías tanto de diagnóstico como de cálculo para evaluar las pérdidas y los calores residuales, que existe en la empresa. Llegando a obtener las siguientes conclusiones, que al recuperar la energía térmica que se dispone, no solamente posee efecto económico, eventualmente también incorpora un gran efecto en la sociedad al influir directamente sobre el impacto ambiental y también en los respectivos cálculos realizados se considera, que al implementar todas las propuestas planteadas se logran obtener significativas diferenciaciones tanto de los parámetros de gases de los escapes como también se nota la disminución del 8 % de gases de SO₂ y también de un 15% en el volumen del CO₂ [1].

Además, en el 2018 en la Fundación Universidad de América se realizó una tesis previa a la obtención de título de Ingeniero Mecánico por parte de Juan Pablo Guiot Melo y David Leonardo Ramos Rojas con el tema “Diseño de un economizador para una caldera de 500BHP” en la cual luego de haber ejecutado el respectivo análisis de las temperaturas de la salida de gas versus las temperaturas de salida del agua del respectivo economizador se procede a concluir que existe un ahorro del combustible producido por dicho equipo es de un 8.77%. También al utilizar la energía calorífica producto de los gases de la combustión que se brotan por la chimenea para el precalentamiento del agua, se identifica una gran disminución en la temperatura de los gases de un porcentaje de un 25,47% luego de haber pasado por el respectivo economizador llegando a lograr que el sistema sea ambientalmente sostenible [2].

MAN Diesel & Turbo desarrollo el tema “Sistema de recuperación de calor residual (WHRS) para lograr reducir el consumo de los combustibles, las emisiones e índice del diseño de la eficiencia energética” mediante la cual se llegaron a concluir que si

existen y son posibles las reducciones del combustible esto varía entre el 11% y el 4 % siempre va depender de la solución de WHRS que se escoja, el perfil de operativo, el nivel de la potencia del motor principal, entre otros. Esto cuando mayor esté la potencia del motor, más mejor será la posibilidad de lograr el ahorro del combustible. También al lograr bastante ahorro del combustible, un WHRS nos ofrece grandiosas disminuciones del CO₂, Sox, NO_x y partículas que van con el beneficio para el medio ambiente [3].

Wilmo Marlon Vacacela en el año 2011, ejecutó el tema de “Estudio de parámetros de combustión en un calderín de 2BHP y su efecto sobre la eficiencia” en donde se llevó a cabo el diseño y su respectiva construcción de un calderín, y se realizó un análisis de la eficiencia basado en la transferencia de calor. Llegando a obtener una eficiencia de un porcentaje de 56%, con el caudal de su combustible al 100% y también con un porcentaje de un 49% con el caudal de su combustible puesto en un porcentaje al 75%, de la misma manera se llegó a establecer que si logra pasar de 1 PSI la respectiva presión del combustible por ende se verá que la eficiencia va a tender a bajar [4].

Alejandro Sebastián Sánchez en el 2018 en la Universidad Técnica de Ambato realizó su tesis con el tema “Análisis térmico para evaluar eficiencia en un calderín pirotubular de 2 BHP del laboratorio de la carrera de Ingeniería Mecánica” mediante el empleo de técnicas de la termografía sin el contacto, se evidencio una clara distribución de la temperatura uniformemente, pero se presentó el mayor conjunto de las perdidas por transferencia de la calor en la respectiva chimenea, con unas pérdidas de un 12,3% que esto equivale al 1,36 kW este se debe a que existen altas temperaturas y se presentan en la salida de los gases, esto se debe a la falta de un aislante térmico y por poseer una gran área [5].

Hussam Jouhara en el año 2018, ejecuto una investigación acerca de “Tecnologías y las aplicaciones de la recuperación de calor residual” en este artículo se muestra una ardua revisión bien exhaustiva de las diferentes metodologías para la recuperación de los calores residuales y las diferentes tecnologías de progreso que son utilizadas en los diferentes procesos industriales. Igualmente, se logró investigar que existen una gran variedad de tecnologías para la recuperación de calor y que radican básicamente en los intercambiadores de calor de la recuperación de la energía en una forma de un

componente de recuperación del calor residual. Pero es muy importante tomar en cuenta que la selección del método y la técnica de la recuperación del calor siempre depende en su mayoría de los factores claves como la cantidad, la calidad y el ambiente de donde se origina el calor en términos de la capacidad y la efectividad. Se revelo que los primordiales equipos de la recuperación del calor se van clasificando importantemente en términos de función del rango o condición de temperatura y también en tipo de fluido que se va recuperar durante el proceso y por supuesto cada uno de ellos posee un uso y función diferente [6].

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseño y construcción de un prototipo para recuperación de calor residual en el calderín pirotubular de 2 BHP del laboratorio de energía de la carrera de Ingeniería Mecánica.

1.2.2 Objetivos específicos

Investigar los diferentes tipos o formas de recuperación de calor, con sus respectivas características.

Fabricar el prototipo que cumpla los requerimientos necesarios, con materiales apropiados para su correcto funcionamiento.

Evaluar el prototipo mediante la simulación en software y pruebas físicas para verificar su funcionamiento y así pueda ser utilizado en el laboratorio de energía de la carrera de Ingeniería Mecánica.

1.3 Fundamentación teórica

1.3.1 Calderas

La caldera no es otra cosa que un recipiente cerrado el cual sirve para calentar el agua, y por ende se genera el vapor, por medio de la aplicación del calor que este calor proviene de la combustión de combustibles, o de alguna energía nuclear [5] [7] [8].

Esta energía trasladada hacia cierto aparato externo que sea de un proceso de transferencia de calor estos pueden ser esterilización, calefacción, u otros procesos en los cuales primordialmente se utiliza el vapor [5] [8].

1.3.2 Caldera pirotubular

También se lo designa como un caldero de tubos de fuego, es usualmente el más manipulado en los métodos o técnicas comerciales e industriales [9].

Estos básicamente constan de un tubo de forma cilíndrica dentro del cual se localiza un banco de tubos mediante los cuales se transportan los gases de la combustión y a su alrededor se localiza alojado toda el agua en un estado bifásico el cual hace una función de refrigeración y también cabe recalcar que absorben calor de los tubos de fuego esto se da por medio de la conducción natural [5] [8] [9].

1.3.3 Calderín de agua caliente disponible en los laboratorios

Los datos de funcionamiento del calderín de 2 BHP, que está instalado en los laboratorios de energía de la carrera de Ingeniería Mecánica en la Universidad Técnica de Ambato, se muestra y son los que se describe a continuación en la siguiente tabla de las características físicas que presenta el calderín [4]:

Tabla 1.- Características físicas del calderín [4]

Parámetro	Valor
Potencia Generada (BHP)	2
Presión de diseño (PSI)	64
Presión de trabajo (PSI)	34
Presión de la bomba (PSI)	37,5
Área de transferencia de calor (m ²)	1,005
Temperatura de entrada del agua (°C)	20

Parámetro	Valor
Temperatura de salida del agua (°C)	100
Temperatura Inicial de los gases de combustión (°C)	1525,33
Temperatura de salida de los gases de combustión (°C)	105
Longitud de la cámara de combustión (m)	0,30
Diámetro de la cámara de combustión (m)	0,435
Número de tubos	51
Altura de los tubos (m)	0,48
Diámetro de los tubos (m)	0,0127
Diámetro de los espejos (m)	0,435
Altura de la chimenea (m)	0,27
Diámetro de la chimenea (m)	0,11
Velocidad de los gases de escape (m/s)	1,3
Altura total del calderín (m)	1,3
Potencia de la bomba (HP)	0,75

Este es un calderín tipo vertical, pirotubular que tiene una altura de 1,30 metros teniendo en cuenta todos los componentes del mismo, el cual está conformado por 51 tubos para que se dé de una manera correcta y eficiente el paso de la combustión de los gases, está construido en acero negro que es para dar servicios a las altas temperaturas [4].

1.3.3.1 Partes principales del calderín disponible en los laboratorios

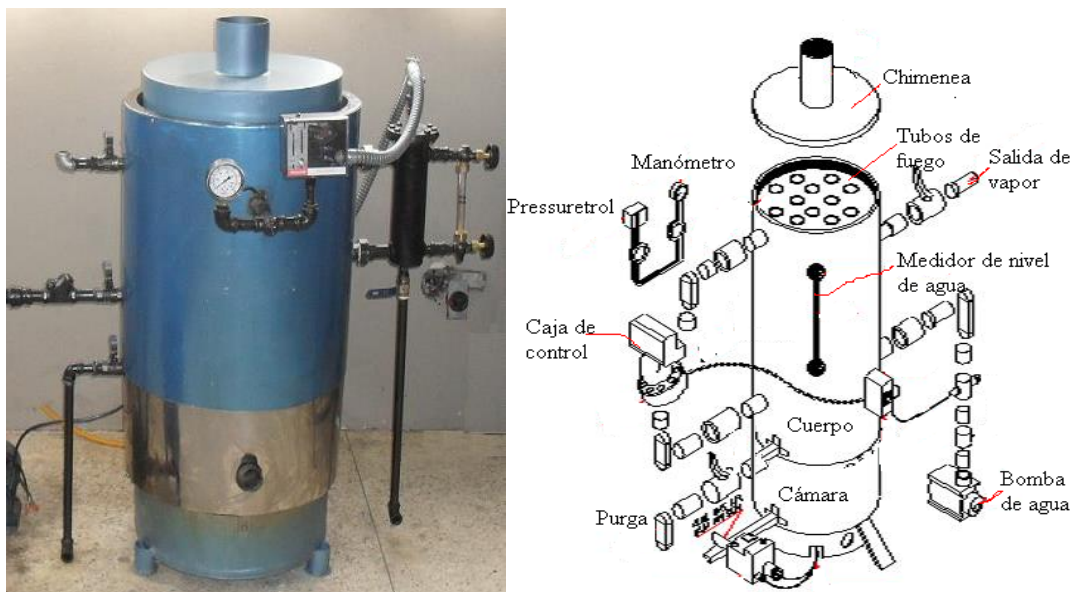


Figura 1.- Partes principales del calderín disponible en los laboratorios [4]

1.3.4 Chimeneas

La chimenea es uno de los principales accesorios y más importante de una caldera.

Las chimeneas son el ducto de circulación de los gases, pueden ser de sección cuadrada o circular, por medio del cual se transportan los gases que son producto de la combustión hasta llegar a un sitio muy provechoso y seguro [4] [8].

La fabricación de las chimeneas se las puede realizar de cualquier material de acuerdo a la necesidad y la utilidad que se le va a dar, utilizando por lo general las láminas de acero, también los ladrillos o concreto en otras ocasiones, siempre y cuando estén garantizando la respectiva resistencia tanto al calor como a la corrosión, como también a las presiones ocasionadas por sismos y vientos [4] [8].

1.3.5 Ventiladores

Es de vital importancia ya que son los que generan la velocidad apropiada a los gases de combustión y así pudieran ser llevados de una manera correcta por la chimenea, para esto se utilizan ventiladores grandes que sean de baja velocidad. Cabe recalcar que para procesos de practica se eligen los ventiladores que son más pequeños, de alta velocidad, y por ende ocupan pequeños espacios y son más convenientes y económicos al momento de su instalación [8].

1.3.6 Transferencia de calor

Al provocar la respectiva combustión del combustible de los gases que estos dan como resultado de las muy altas temperaturas esto provoca que ceden la energía al agua para que se produzca calor. Los más primordiales e importantes mecanismos para la transmisión del calor son reiteradamente mediante la convección, conducción y la radiación. Es muy evidente las respectivas perdidas de carga y son muy inevitables esto debe a la alta circulación que se da tanto entre las paredes y el fluido con más frecuencia y primordialmente en el agua [10].

1.3.6.1 Transferencia de calor por conducción

La conductividad es una de las principales propiedades que tienen los materiales y mediante esto se presenta la facilidad que posee cualquier material para realizar la

transferencia de calor, es el mismo proceso que se da entre las moléculas adyacentes llegando a transferir el calor desde las moléculas que se encuentran más calientes hacia las moléculas que se encuentran más frías. Este tipo de transferencia se determina mediante la siguiente ecuación [11].

$$q = -k * A * \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Donde:

q = Flujo del calor [W]

k = Conductividad térmica del material [W/ m°C]

A = Área de la superficie [m²]

dT/dx = Gradiente de la temperatura [°C/ m]

1.3.6.2 Transferencia de calor por convección

La convección no es más que la transferencia de la energía calorífica que se da entre una superficie y un fluido en movimiento, los más principales son los gases y los líquidos, los cuales intercambian el calor por medio de convección, esto se debe a que son muy malos conductores. Para ello se puede decir que la convección se da de dos maneras: la **convección natural** que es aquella que se produce cuando el respectivo movimiento es causado por el cambio de temperatura o de la densidad y es **convección forzada** cuando esto es producida por algún tipo de mecanismo [12].

Para realizar la determinación de la carga energética se tiene que tomar en cuenta cada una de las secciones que están conformando el sistema y por los cuales existe el flujo del calor y así se podrá llegar a determinar un coeficiente de transferencia de calor mismo que se consigue mediante la siguiente ecuación [12].

$$q = h * A * \Delta T \quad (2)$$

Donde:

q = Flujo del calor [W]

h = Coeficiente de la convección [$W/ m^2\text{°C}$]

A = Área de la superficie [m^2]

ΔT = Diferencia de la temperatura superficial y ambiente [°C]

1.3.6.2 Transferencia de calor por radiación

Este tipo de transferencia se da en aquellos cuerpos que poseen una temperatura mayor a los 0°K se genera mediante la emisión de la energía que se traslada en formas de ondas electromagnéticas que se están propagando de acuerdo a la rapidez de la luz. También la radiación no hace falta de un medio o materia para poder propagarse ya que es mucho mejor cuando se encuentra en el vacío. Cabe recalcar que un cuerpo que está absorbiendo radiación también es muy buen emisor cabe reiterar que en las superficies que se encuentran pulidas reciben y emiten una mínima radiación [13].

Dentro del proceso de la radiación consisten en algunas leyes que presiden la transmisión siendo una de las más representativas y más estudiada la ley de Stefan-Boltzman que establece que: “La potencia emisiva producida de una superficie es proporcionalmente a la cuarta potencia de la temperatura absoluta de dicha superficie”. “El cuerpo negro es el que establece el límite superior de la potencia emisiva. El flujo del calor que es emitido por cualquier superficie que sea real será siempre menor que el de un cuerpo negro a dicha temperatura” dicho esto se expresa así [10]:

$$q = \varepsilon * \sigma * T_s^4 \quad (3)$$

Pero en los casos de los cuerpos que son grises y muy pequeños que se localizan a una cierta temperatura T_1 y está rodeada por una superficie que se encuentra más grande y a una T_2 es un caso muy particular y específico de la transferencia del calor para la cual se definió la siguiente ecuación así [10]:

$$q = \varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_a^4) \quad (4)$$

Donde:

q = Flujo del calor [W]

ε = Emisividad del material

σ = Constante de Stefan-Boltzman 5.67×10^{-8} [W/m² * K⁴]

T_s = Temperatura superficial [K]

T_{sf} = Temperatura superficial de cuerpos que son grises y muy pequeños [K]

T_a = Temperatura del ambiente [K]

1.3.7 Aprovechamiento de las energías residuales

El aprovechamiento de la energía residual en las respectivas industrias donde se dan procesos continuos muestra un alto potencial en el ahorro energético. No obstante, las nuevas tecnologías y avances que logran tratar esta energía residual han poseído una implementación muy escasa hasta algunas fechas muy recientes. Esto se ha dado por diferentes motivos, pero uno de los principales, ha estado en el miedo a que las respectivas medidas que se adoptan podrían estar afectando negativamente el modo que se lleva de operación o también las necesidades que se presenten de mantenimiento dentro de un proceso determinado [14] [15].

El incesante aumento del combustible, y también la necesidad de un mayor porcentaje de incrementar la eficiencia energética dentro de las industrias, ha provocado que, durante los últimos años, se ha indagado en cómo poner en gran valor a las “energías residuales” que hasta el día de hoy en muchos casos eran emitidas a la gran atmosfera y esto sin darle ningún tipo de aprovechamiento. Los diferentes propósitos de la recuperación de los calores residuales, son procedimientos a medida, perfeccionados y evaluados a partir de las respectivas condiciones que presentan los flujos de los diferentes gases existentes (de composiciones químicas, temperaturas, limpiezas, entre otros), también se debe tomar en cuenta que el producto final del aprovechamiento del calor será el que de mejor manera se acople a las respectivas necesidades que presente el cliente, no obstante algunas de las utilizaciones y aplicaciones más comunes que se les da son las siguientes [16]:

- Para utilizar en el precalentamiento del aire comburente, esto con el gran objetivo y propósito de poder ahorrar el combustible.
- Para lograr la generación del calor en una forma de vapor saturado, agua en estado caliente y/o sobrecalentada, y también en aceite térmico.

- Para lograr la generación de electricidad [16].

1.3.8 Recuperador de calor residual

La "recuperación del calor residual" no es otra cosa que el proceso de "integración de calor", es decir, al realizar la respectiva reutilización de la energía térmica estaríamos dando una liberación a la atmosfera. Al proceder a recuperar el calor residual existen, las plantas de producción pasarían a disminuir tanto las emisiones que provocan de CO₂ y también los costos de la energía, y por ende también van a incrementar la eficiencia térmica [17].

Para este proceso entre las más importantes y principales áreas que se aplican para la respectiva recuperación del calor son [16]:

- Hornos de Industrias Cementeras
- Hornos de Industrias del Vidrio
- Fundiciones e Industrias del Acero
- Hornos Industriales Cerámicos
- Refinerías
- Incineradoras
- Calderas de biomasas
- Calderas industriales con quemadores alimentados con derivados del petróleo
- Motores de combustión interna y turbinas [16]

1.3.8.1 Tipos de recuperadores de calor residual

A continuación, se mostrará algunos tipos y formas de recuperadores de calor residual de acuerdo al dispositivo y a su temperatura:

1.3.8.2 Recuperación de calor de alta temperatura

En la siguiente tabla se presentan las diferentes temperaturas que son producto de los gases residuales de algunos equipos de procesos industriales en donde se presentan altas temperaturas. [18].

Tabla 2.- Recuperación de calor de alta temperatura [18]

Tipos de dispositivos	Temperatura (°C)
Horno de refinación de níquel	1370 - 1650
Horno de refinación de aluminio	650 - 760
Horno de refinación de zinc	760 - 1100
Horno de refinación de cobre	760 - 815
Hornos de calentamiento de acero	925 - 1050
El cobre horno de reverbero	900 - 1100
Horno de hogar abierto	650 - 700
Horno de cemento (proceso en seco)	620 - 730
Horno de fusión de vidrio	1000 - 1550
Plantas de hidrógeno	650 - 1000
Incineraciones de residuos sólidos	650 - 1000
Incineraciones de humos	650 - 1450

1.3.8.3 Recuperación de calor de temperatura media

En la siguiente tabla se presentan las diferentes temperaturas que son producto de los gases residuales de algunos equipos en donde se da procesos en rangos de temperaturas medias. En su gran mayoría el calor de los desechos de dicho rango de temperaturas procede de los gases de escapes que se dan en los aparatos que son de proceso que se lanzan directamente [18].

Tabla 3.- Recuperación de calor de temperatura media [18]

Tipos de dispositivos	Temperatura (°C)
Tubos de escape de calderas de vapor	230 - 480
Tubos de escape de la turbina de gas	370 - 540
Vaivén de escapes de los motores	315 - 600
Escape del motor alternativo (turboalimentado)	230 - 370
El tratamiento térmico de los hornos	425 - 650
El secado y hornos de cocción	230 - 600
Craqueo catalítico	425 - 650
El recocido de sistemas de hornos de enfriamiento	425 - 650

1.3.8.4 Recuperación de calor de baja temperatura

La tabla siguiente en lista ciertas fuentes del calor en el rango de bajas temperaturas. En este intervalo en su gran mayoría no es considerable para realizar trabajos de extractos de la fuente, pero como la producción del vapor no se le puede descartar de una manera completa si existe alguna necesidad de vapor que sea de baja presión. De esta manera el calor residual producido puede llegar a ser útil en una forma suplementaria para realizar el precalentamiento de ciertos propósitos [18].

Tabla 4.- Recuperación de calor de baja temperatura [18]

Tipos de dispositivos	Temperatura (°C)
Proceso de condensado de vapor	55 - 88
Agua de enfriamiento de: puerta del horno	32 - 55
Aspectos	32 - 88
Máquina de soldar	32 - 88
Máquinas de moldeo por inyección	32 - 88
Hornos de recocido	66 - 230
Troqueles de formación	27 - 88
Compresores de aire	27 - 50
Zapatillas	27 - 88
Motores de combustión interna	66 - 120
Aire acondicionado y refrigeración condensadores	32 - 43
Condensadores todavía líquidos	32 - 88
Secar, hornear y hornos de curado	93 - 230
Líquidos procesada en caliente	32 - 232
Sólidos procesada en caliente	93 - 232

1.3.8.5 Recuperadores mediante economizadores

Los economizadores de las chimeneas, usualmente son manipulados para realizar el calentamiento del agua, se ubican entre uno de los tipos más simples y sencillos de para la recuperación del calor residual. Estos economizadores para las chimeneas de las calderas manipulan la energía térmica que viene del gas arrojado que se da en el procedimiento de calentamiento hacia la pila para realizar el calentamiento del agua

que es de la alimentación de la caldera y por ende lograr disminuir la cantidad de energía empleada para realizar vapor. De acuerdo al Departamento de Energía de Estados Unidos, se dice al realizar una conexión de un economizador que sea para el agua de alimentación o sustento del caldero esto podría ayudar a incrementar la eficiencia térmica de la caldera y así lograr disminuir el gasto del combustible en un porcentaje entre un 5% y un 10% [17].

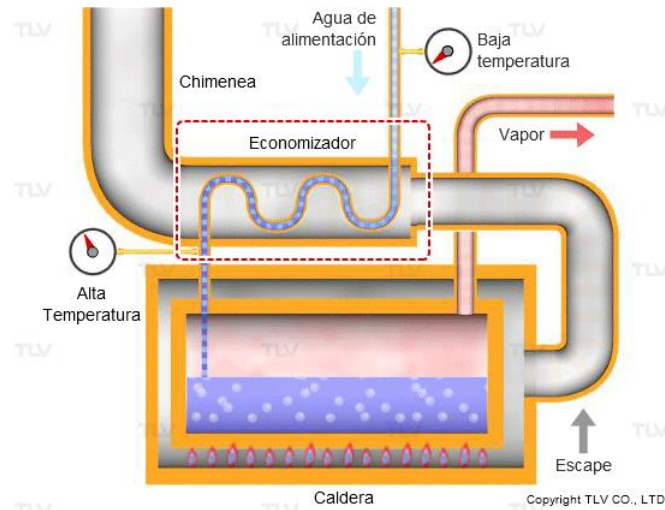


Figura 2.- Recuperadores mediante economizadores [17]

1.3.8.6 Recuperadores de calor residual metálicos o cerámicos

Los recuperadores de calores residuales son generalmente dispositivos de un intercambio de calor básicamente estos son creados de materiales tanto cerámicos o metálicos, esto va estar dependiendo de la aplicación que se le va a dar y son manipulados para realizar la recuperación de los gases de escapes residuales a diferentes temperaturas [6] [19].

Los recuperadores de calor residual metálicos se manipulan para las aplicaciones donde exista temperaturas tanto medias y bajas, mientras que por el otro lado las recuperaciones de calores para las aplicaciones que tengan altas temperaturas son adecuados y más óptimos los recuperadores que son cerámicos. Se podría decir que lo que hacen los recuperadores de calores residuales es especialmente transferir el calor hacia el gas de la entrada en función de la radiación, la convección, o en algunos casos en una combinación entre la convección y la radiación. Un recuperador metálico básicamente consiste en tubos metálicos en torno a la circulación interior por donde

están pasando caliente los respectivos gases del escape. Luego el aire que ingresa frío es sustentado a los tubos alrededor de la circulación interior caliente y así calor se propaga a las paredes de dichos tubos [20].

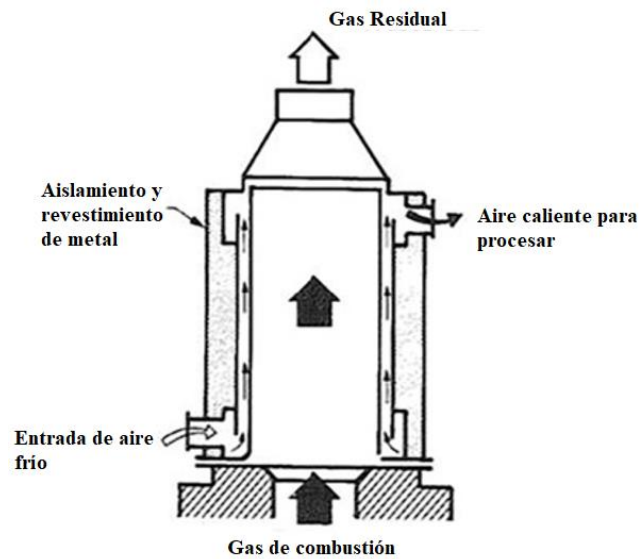


Figura 3.- Diagrama del recuperador metálico [6]

1.3.8.7 Recuperadores de radiación

En este tipo de recuperadores el producto de la transferencia de la energía caliente que se da entre el flujo principal y el secundario se ejecuta especialmente por la radiación y cabe recalcar que la instalación se la efectúa siempre adecuadamente en una chimenea que sea vertical de una forma correcta y eficiente [21].

En esta clase de intercambio se ve duramente aventajado por las altas temperaturas, de esta manera estas clases de recuperadores son esencialmente oportunos y muy óptimos en casos como se muestra a continuación:

- Cuando se encuentra la temperatura de los humos de escape es mayor a los 1000 - 1050 °C.
- Cuando son muy agresivos los componentes de los humos de escape o también constan de un alto contenido de las diferentes materias particuladas que existen [21].

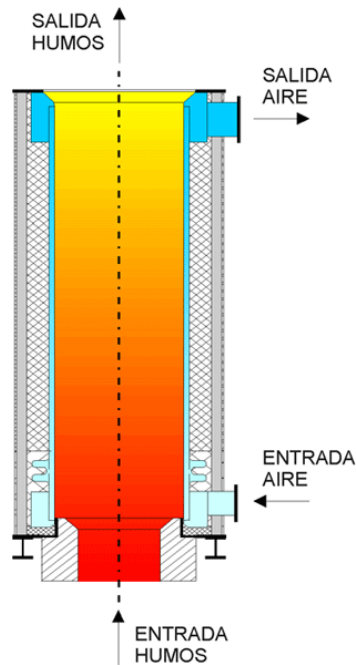


Figura 4.- Recuperador de radiación de doble camisa [21]

1.3.8.8 Recuperadores mediante precalentadores de aire

Estos precalentadores del aire son manipulados prioritariamente para realizar la recuperación del calor residual del escape a aire y también para algunas aplicaciones que sean de media o baja temperatura. Estos sistemas son especialmente de gran utilidad cuando se tiene que impedir la existencia de la contaminación cruzada durante el proceso. Estas aplicaciones podrían estar incluyendo las calderas de vapor y hornos, los escapes de las turbinas de gas y las recuperaciones de calor de los hornos [6] [22].

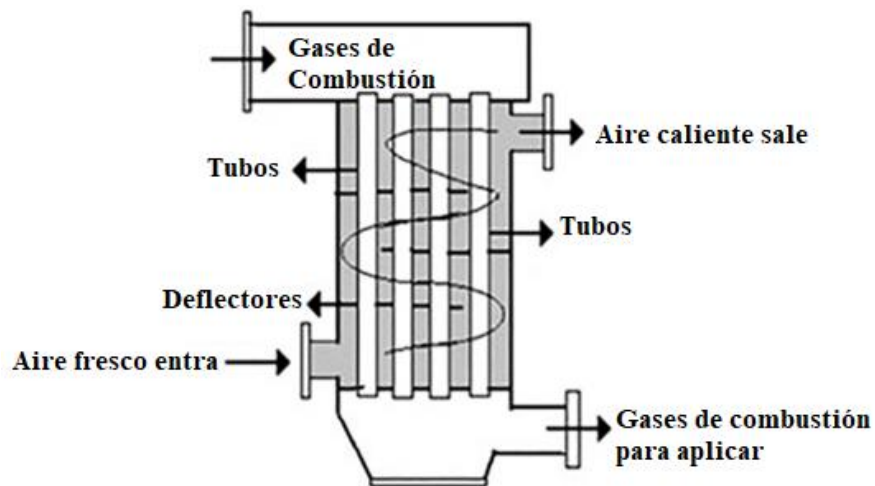


Figura 5.- Aire precalentador de diseño que muestra el movimiento del aire [6]

1.3.8.9 Recuperadores mediante intercambiador de calor de placas

Es importante recalcar que los intercambiadores de calor de placas son manipulados para realizar la transferencia del calor de un fluido a otro cuando se tiene que impedir que se dé la contaminación cruzada. El intercambiador del calor por placas viene fabricado de algunas placas tipo metálicas muy delgadas, estas deben estar apiladas o mucho mejor soldadas en una dirección paralela entre sí y están ubicadas en una armadura metálica que sea hueca. Cada una de las placas están de varios modelos presionados que tienen rodeado de las juntas para que se logre controlar el flujo del fluido y así obtener la turbulencia para lograr una mejor y eficiente transferencia del calor [6] [23].

Las juntas están acomodadas de una manera que solamente se conceda que un solo tipo de fluido transite por medio de un espacio, por ende, se obtiene que el otro caso de fluido este transitando por medio del otro espacio que esta contiguo [6] [24].

A continuación, en la figura siguiente se observa que entre cada dos placas seguidas se realizó una abertura o área que permiten que los fluidos tanto los fríos y los calientes transiten por medio y a lo largo de los planos de las placas [6] [25].

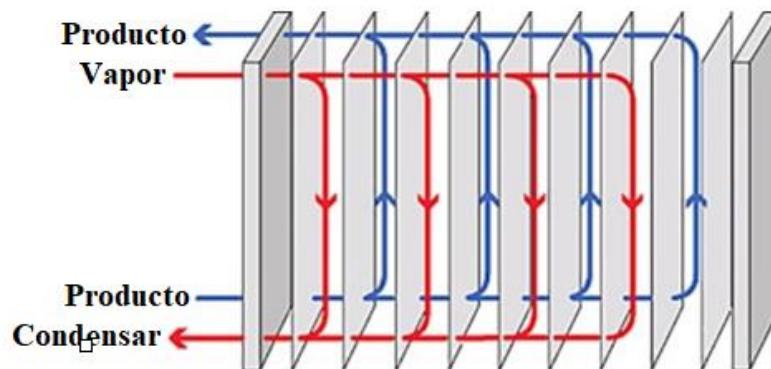


Figura 6.- Esquema de un intercambiador de calor de placas [6] [25]

1.3.9 Los cinco parámetros que condicionan el diseño de un recuperador

1. El primero y primordial es disposición de los humos y su inclusión de polvo
2. Muy importante tomar en cuenta la temperatura de humo presente en el ingreso del recuperador y también la temperatura a la que se anhela llegar a calentar el aire.

3. Los respectivos caudales tanto del aire y de los humos que tienen que recorrer por el recuperador de calor residual.
4. La presión de trabajo que posee la instalación.
5. El sitio donde se quiere colocar el recuperador [21].

1.3.10 Intercambiadores de calor

Son aquellos dispositivos que proporcionan el intercambio del calor entre dos fluidos que se hallan a diferentes temperaturas impidiendo que se mezclen entre sí [11] [26].

Los intercambiadores de calores son unos de los dispositivos industriales más usuales. Habitualmente es evidente que no hay industrias en la que no se localice un intercambiador de calor, esto se debe a que los trabajos tanto de calentamiento como de enfriamiento es inseparable de todos los procesos que manipulan la energía en sus diferentes formas. De acuerdo a la utilización y uso que se le dará existen diferentes diseños de los dispositivos utilizados para el intercambio de calor [11] [26].

1.3.10.1 Análisis de los intercambiadores de calor.

Esta etapa es donde se dedica principalmente a calcular y determinar las longitudes, dimensiones, los flujos máxicos, temperaturas, numero de tubos, entre otros. Existe dos métodos de cálculo, el de la diferencia media logarítmica de temperaturas y el de la efectividad, que posteriormente se estará hablando detalladamente [11] [26].

1.3.10.2 Conceptos básicos

✓ Caudal

Es el volumen de fluido por unidad de tiempo que circula por medio de una sección perpendicular a la corriente, la ecuación correspondiente de dichas variables, es la siguiente [27]:

$$Q = V A \quad (5)$$

Donde:

$$Q = \text{Caudal [m}^3\text{/s]}$$

$$V = \text{Velocidad [m/s]}$$

$$A = \text{Área [m}^2\text{]}$$

✓ Flujo másico

También conocido como gasto másico, es la cantidad de masa que atraviesa por medio de una sección perpendicular por unidad de tiempo, la ecuación para realizar el cálculo del flujo másico es la siguiente [27]:

$$\dot{m} = \rho VA = \rho Q \quad (6)$$

Donde:

\dot{m} = flujo másico [kg/s]

ρ = densidad [kg/ m³]

✓ Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica pide que la rapidez de transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el fluido frío, dicho esto se expresa así [11] [26]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (7)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (8)$$

Donde:

Los subíndices tanto h y c hacen referencia los fluidos calientes y frío respectivamente, y:

\dot{Q} = velocidad o razón de transferencia de calor [W]

\dot{m}_c, \dot{m}_h = gastos de masa [kg/s]

c_{pc}, c_{ph} = Calores específicos [J/kg°C]

$T_{c,sal}, T_{h,sal}$ = Temperaturas de salida [°C]

$T_{c,ent}, T_{h,ent}$ = Temperaturas de entrada [°C]

Al realizar los análisis de los intercambiadores es muy provechoso hacer una sola cantidad el producto que se da entre el calor específico con el flujo de masa de un fluido, a la cual se la denomina como **razón de capacidad calorífica**, y se las establece tanto para la corriente del fluido frío como para la del fluido caliente como se muestra a continuación [11] [26]:

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (9)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (10)$$

Donde:

C_c, C_h = Razón de capacidad calorífica [$W/^\circ C$]

Una vez ya descrita y definido la razón de capacidad calorífica se podría establecer que las ecuaciones (7) y (8) se pueden expresar de una forma reducida de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (11)$$

$$\dot{Q} = C_h (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (12)$$

1.3.10.3 Método de la diferencia de temperaturas media logarítmica LMTD.

Este método es más adecuado para realizar todo lo referente a la selección de un intercambiador de calor o ya sea para determinar que alcance un cambio de temperatura específica de un fluido cuando es conocido ya el flujo másico o también llamado gasto de masa [11] [26].

La rapidez de la transferencia de calor que se da entre los fluidos caliente y el frío al circular por el intercambiador de calor se puede expresar de la siguiente manera [11] [26]:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml} \quad (13)$$

Donde:

U = Coeficiente total de transferencia de calor [$W/m^2^\circ C$]

$A_s = \text{Área superficial [m}^2\text{]}$

$\Delta T_{ml} = \text{Diferencia media logarítmica de temperatura [}^\circ\text{C]}$

La diferencia media logarítmica de temperatura ΔT_{ml} se encuentra a lo largo del perfil real de las temperaturas de los fluidos del intercambiador y es la justificación justa dentro de los fluidos tanto frío y caliente de la diferencia de temperatura que existe, se expresa de la siguiente manera [11] [26]:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (14)$$

Donde:

$\Delta T_1 = \text{Diferencia de temperatura de los fluidos a la entrada [}^\circ\text{C]}$

$\Delta T_2 = \text{Diferencia de temperatura de los fluidos a la salida [}^\circ\text{C]}$

Las diferencias de temperaturas de los fluidos tanto en la entrada como en la salida se dan de diferente manera si son paralelos o a contraflujo, no se presenta diferencia al designar cualquiera de los extremos como entrada o salida, como se muestra en las siguientes graficas [11] [26]:

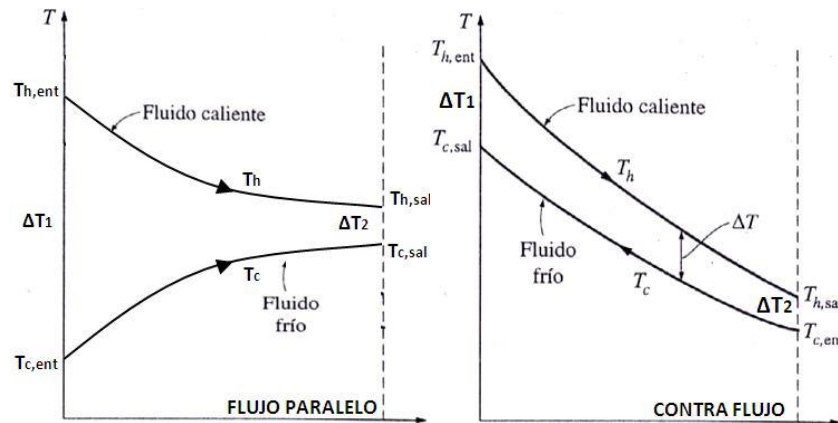


Figura 7.- Diferencias de temperatura de los fluidos paralelos y a contraflujo [26]

De las gráficas anteriores las diferencias de temperaturas de los fluidos nos dan como resultado que para *flujo paralelo* se tiene las siguientes ecuaciones [26]:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent} \quad (15)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal} \quad (16)$$

Mientras que para *contraflujo* se tiene las siguientes ecuaciones:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (17)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (18)$$

1.3.10.4 Método de la efectividad NTU o número de unidades de transferencia de calor.

Es el método más apropiado e idóneo para determinar las temperaturas de salida de los fluidos tanto frío como el caliente en un intercambiador de calor determinado [11] [26].

Este método está fundamentado en un parámetro adimensional que se lo llama como la efectividad de la transferencia de calor, que se lo define de la siguiente manera [26]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (19)$$

Donde:

ε = Efectividad de la transferencia de calor

\dot{Q} = Razón de transferencia de calor real [W]

\dot{Q}_{max} = Razón máxima posible de transferencia de calor [W]

La razón de la transferencia de calor real dentro de un intercambiador de calor se logra calcular con base a un balance de la energía entre los fluidos frío y el caliente, se puede obtener mediante la siguiente ecuación [11] [26]:

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal}) = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (20)$$

Para determinar la razón máxima posible de transferencia de calor se emplea la siguiente ecuación [26]:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (21)$$

Para determinar C_{min} es el valor menor entre el C_c y C_h .

Donde: C_{min} = Razón de capacidad calorífica mínima [W/°C]

1.3.11 Materiales aislantes

Estos materiales sirven para disminuir el porcentaje de transferencia de calor debido a su alta resistencia para el paso del flujo del calor, ya que poseen una conductividad térmica relativamente muy baja y así logran generar mejor confort térmico. Al momento de escoger el material aislante no debe ser dependiendo de la conductividad que este posee ya que en su gran mayoría son parecidos, más bien se debe tomar en cuenta tanto la temperatura máxima que podrán soportar y su resistencia al fuego [28] [29].

Para que sea considerado como aislante térmico el material debe poseer una resistencia que sea en su gran mayoría mayor a $0.25 \text{ m}^2\text{K/W}$ y también debe poseer conductividad térmica que sea por debajo o menor a 0.060 W/mK [29].

A continuación, se presentará una tabla con los materiales aislantes más comunes y utilizados con sus respectivas características y propiedades, también se debe tomar en cuenta que estos valores son aproximados, debido a que de un fabricante a otro los valores pueden variar [28].

Tabla 5.- Materiales aislantes con sus características y propiedades [28] [29] [30]

Material aislante	Origen	Conductividad térmica λ (W/mK)	Resistencia térmica R ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}/\text{W}$)	Densidad ρ (kg/m^3)	Temperatura de utilización ($^{\circ}\text{C}$)	Inflamable	Resistencia acústica	Resistencia a compresión
Poliestireno Expandido (EPS)	Sintético	0.029	0.45	10	-150	Si	No	Si
		- 0.053	- 2.15	- 30	- 80			
Poliestireno Extruido (XPS)	Sintético	0.025	1.18	10	-50	Si	No	Si
		- 0.04	- 2.7	- 60	- 105			

Material aislante	Origen	Conductividad térmica λ (W/mK)	Resistencia térmica R (W/m ² K/W)	Densidad ρ (kg/m ³)	Temperatura de utilización (°C)	Inflamable	Resistencia acústica	Resistencia a compresión
Poliuretano (PUR)	Sintético	0.019 - 0.04	-	30 - 60	-180 - 110	Si	Si	Si
Arlita	Inorgánico	0.08 - 0.016	-	300 - 600	-	No	Si	Si
Perlita	Inorgánico	0.041 - 0.052	-	50 - 180	-	No	Si	Si
Lana de vidrio	Inorgánico	0.03 - 0.05	0.6 - 3.03	20 - 80	-200 - 450	No	Si	No
Lana de roca	Inorgánico	0.034 - 0.05	0.51 - 2.7	20 - 80	-200 - 900	No	Si	No
Corcho	Orgánico	0.037 - 0.04	-	95 - 130	-200 - 130	No	Si	Si
Lino	Orgánico	0.037 - 0.047	-	20 - 40	-	Si	Si	Si
Fibra de madera	Orgánico	0.037 - 0.042	-	150 - 250	-	No	Si	Si

Material aislante	Origen	Conductividad térmica λ (W/mK)	Resistencia térmica R (W/m ² K/W)	Densidad ρ (kg/m ³)	Temperatura de utilización (°C)	Inflamable	Resistencia acústica	Resistencia a compresión
Celulosa	Orgánico	0.034	-	30	-	No	Si	Si
		0.043		60				
Algodón	Orgánico	0.029	-	20	20	Si	Si	No
		0.05		60				
Lana de oveja	Orgánico	0.035	-	25	160	Si	Si	Si
		0.05		80				

1.3.11.1 Aislamientos térmicos

Estos materiales tienen la función de generar una resistencia para que no pase el flujo de calor, ya que al colocar el aislamiento entre dos cuerpos disminuye notablemente transferencia de la calor entre los cuerpos, también ayuda a que no se produzca pérdidas de calor en el sistema como se muestra en la siguiente figura.

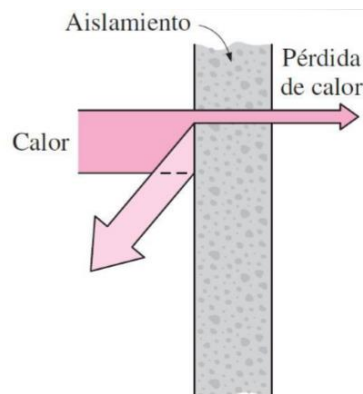


Figura 8.- Aislamiento térmico [11]

1.3.11.2 Razones para usar aislamiento

Hay muchas razones existentes que nos llevan a la utilización de los aislamientos, entre las más comunes y esenciales se mencionaran a continuación en la siguiente tabla:

Tabla 6.- Razones para usar aislamiento: [11] [28] [29]

Razón	Descripción
Conservación de la energía	Conservar la energía mediante la reducción de la velocidad del flujo de calor es la razón principal de las superficies aisladoras.
Protección y comodidad del personal	Una superficie demasiado caliente representara un peligro latente para los trabajadores de esa zona
Mantenimiento de la temperatura del proceso	Útil en la industria, debido a que algunos procesos requerirán mantener la temperatura de los flujos. Ejemplo. Las tuberías de las calderas
Reducción de la variación y las fluctuaciones de la temperatura	En la industria, la temperatura de los recintos puede variar entre la sección media y bordes, por ello el uso de aislantes dan uniformidad de térmica
Prevención de la condensación y la corrosión	El agua líquida (condensada) sobre superficies expuestas de los tanques fomenta la corrosión y deterioro del mismo
Protección contra incendios	Usada para aislar combustibles valiosos, y disminuyendo el flujo de calor y asegurándolo en caso de incendios
Protección contra congelación	El uso tubos aislados par el frío evitara el congelamiento de las los sustancias, evitando la obstrucción y colapsa miento de los tubos
Reducción del ruido y la vibración	Evitando así el desgaste más rápido y desempeño de los equipos, además que mejorara el ambiente para el personal.

CAPÍTULO II.- METODOLOGÍA

2.1 Materiales

A continuación, se presenta los materiales que se utilizan para el diseño y construcción de un prototipo para recuperación de calor residual en el calderín pirotubular de 2 BHP. Los principales son el acero estructural ASTM A36 y la lana de vidrio como aislante térmico.

2.1.1 Acero estructural ASTM A 36

El acero estructural es un material muy utilizado en construcciones estructurales puede ser soldado, atornillado o remachado. En la siguiente tabla se detalla las propiedades más importantes de dicho material: [31]

Tabla 7.- Propiedades del acero estructural ASTM A 36 [31]

Propiedades	Valores
Densidad	7850 kg/m ³
Conductividad térmica	47-58 W/mK
Módulo de Young	200000 MPa
Esfuerzo a la fluencia mínima	250 MPa
Esfuerzo a la Tensión	400 – 550 MPa
Punto de fusión	1357 – 1650 °C
Punto de ebullición	3000 °C
Deformación plástica de rotura	0.283
Relación de Poisson	0.3

2.1.2 Material aislante

Este material sirve para disminuir el porcentaje de transferencia de calor debido a su alta resistencia para el paso del flujo del calor, ya que posee una conductividad térmica relativamente muy baja y así logra generar mejor confort térmico. Al momento de escoger el material aislante no debe ser dependiendo de la conductividad ya que en un gran porcentaje y su gran mayoría son parecidos, se debe prestar más atención y tomar

mucho en cuenta tanto la temperatura máxima que podrán soportar y su resistencia al fuego [28].

El material aislante seleccionado para este proyecto es la lana de vidrio con sus principales características tenemos que: específicamente este compuesto de filamentos de vidrio y aglutinante, muy fácil de manipular por ser flexible, anti inflamable, debido a ello no provoca incendios [28].



Figura 9.- Lana de vidrio [Autor]

En la siguiente tabla se presenta la lana de vidrio con sus características y propiedades:

Tabla 8.- Lana de vidrio con sus características y propiedades [28] [29]

Lana de vidrio con sus características y propiedades									
Material aislante	Origen	Conductividad térmica λ (W/mK)	Resistencia térmica R (W/m ² K/W)	Densidad ρ (kg/m ³)	Temperatura de utilización (°C)	Inflamable	Resistencia acústica	Resistencia a compresión	
Lana de vidrio	Inorgánico	0.033	0.6	20	-200	No	Si	No	
			3.03	80	450				

2.1.3 Determinación de los materiales y los elementos principales que conforman el prototipo

Para llevar a cabo la construcción de un prototipo para recuperación de calor residual se usó los materiales más adecuados, tanto para la construcción, diseño y cálculo del prototipo, dichos materiales se especifican en la siguiente tabla:

Tabla 9.- Materiales y elementos principales del prototipo [Autor]

Materiales y elementos principales del prototipo	Cantidad
Plancha de acero A36 1220x2440; e=1.2 mm	1
Lana de vidrio	1
Tubo de 1.5 in	1
Tuercas	6
Pernos	6
Rodajas planas	6
Abrazadera de acero	1
Material de soldadura	1
Pintura	1

2.2 Métodos

A continuación, se presentan los métodos que serán utilizados en este proyecto:

2.2.1 Método bibliográfico

Para este proyecto técnico se utilizó este método para la recopilación de información de fuentes de investigación confiables como libros, tesis, artículos técnicos, revistas, artículos científicos, páginas web, proyectos previos, gracias a los cuales se pudo desarrollar el diseño y la posterior construcción del prototipo de forma eficaz y correcta.

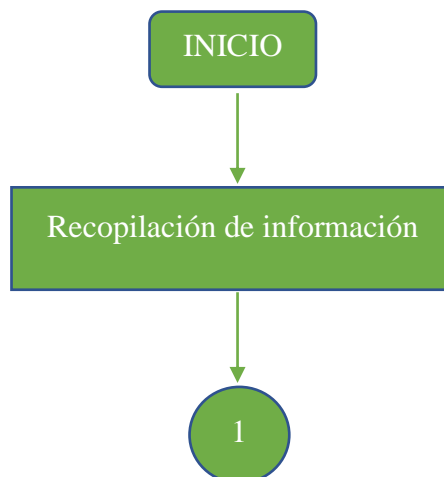
2.2.2 Método experimental

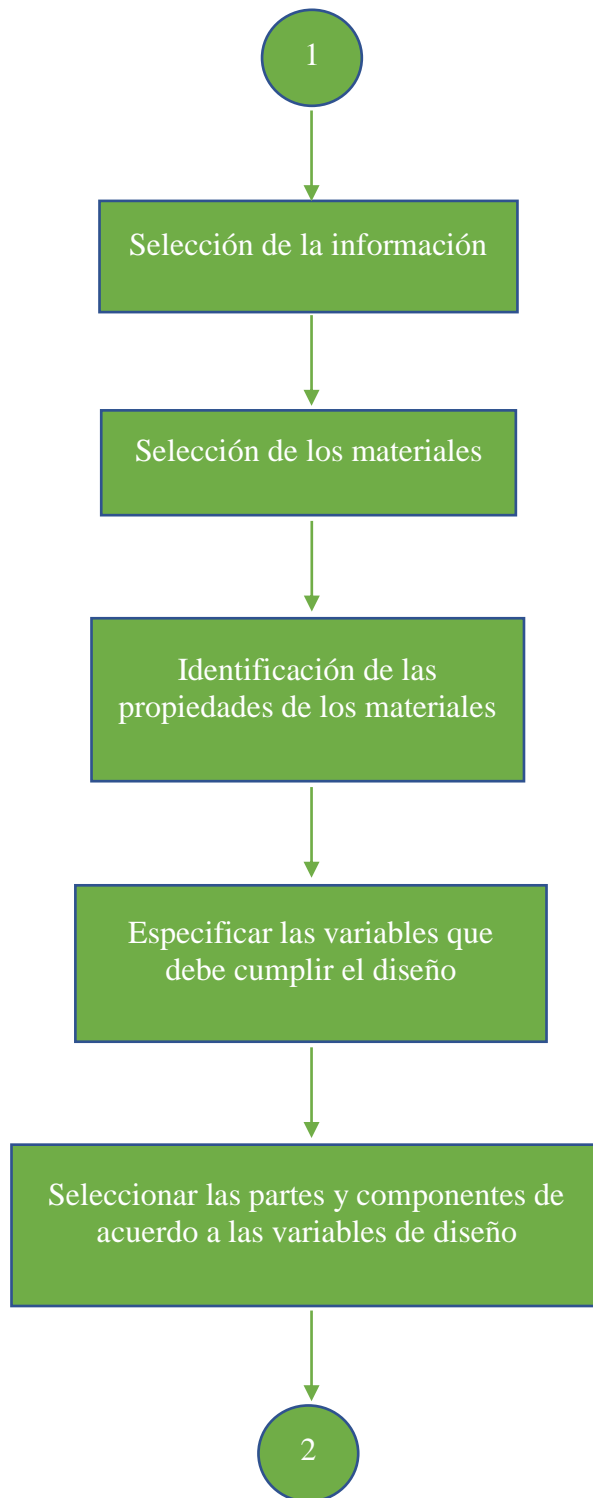
Este método es de gran utilidad ya que luego de haber realizado las diferentes pruebas y ensayos de funcionamiento con diferentes parámetros como variación de velocidades y caudales del flujo frío, se logró llegar a obtener un resultado adecuado y satisfactorio.

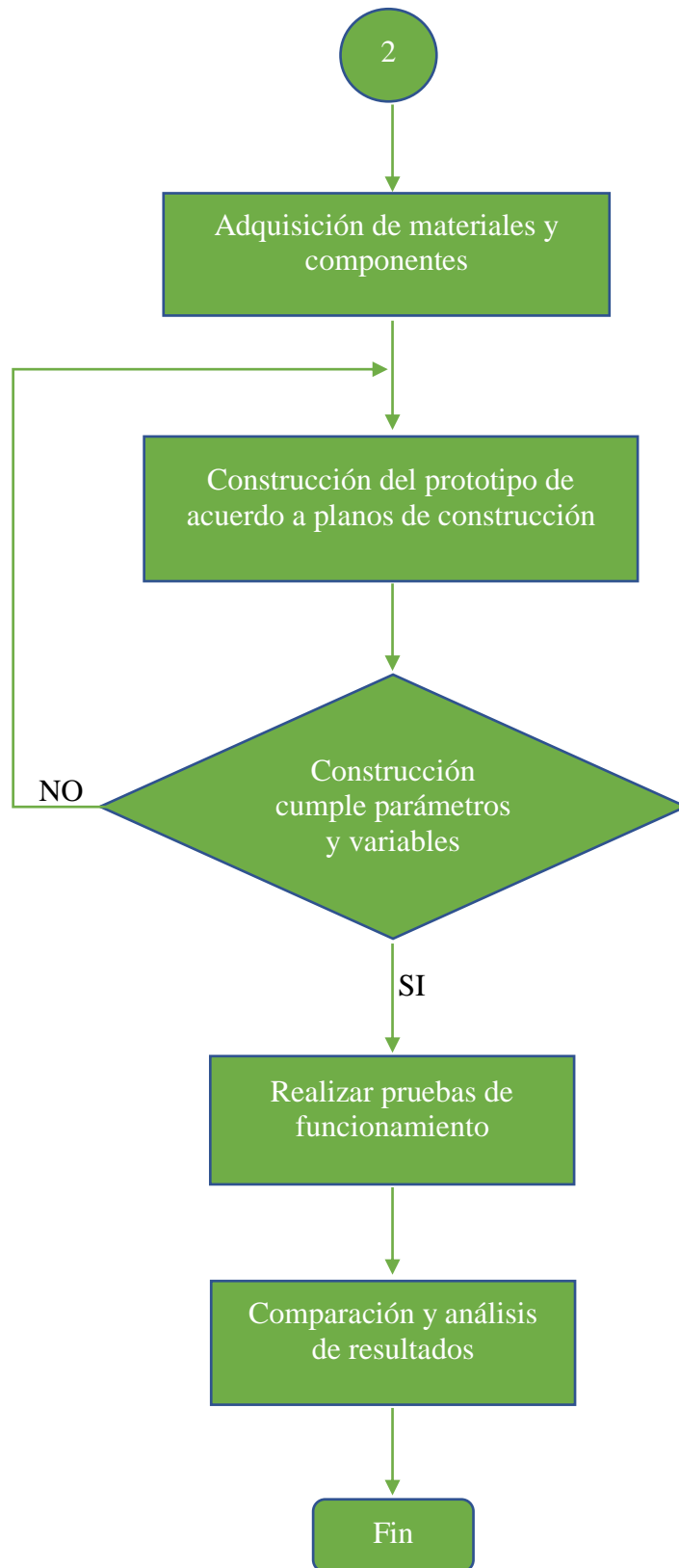
2.2.3 Método cuantitativo

Por medio de este método se logró medir el incremento de temperatura entre la entrada y salida del flujo frío de las diferentes pruebas de funcionamiento realizadas, posteriormente estos resultados fueron tabulados y analizados.

2.2.4 Método del proceso de fabricación







2.2.5 Descripción de las etapas de metodología

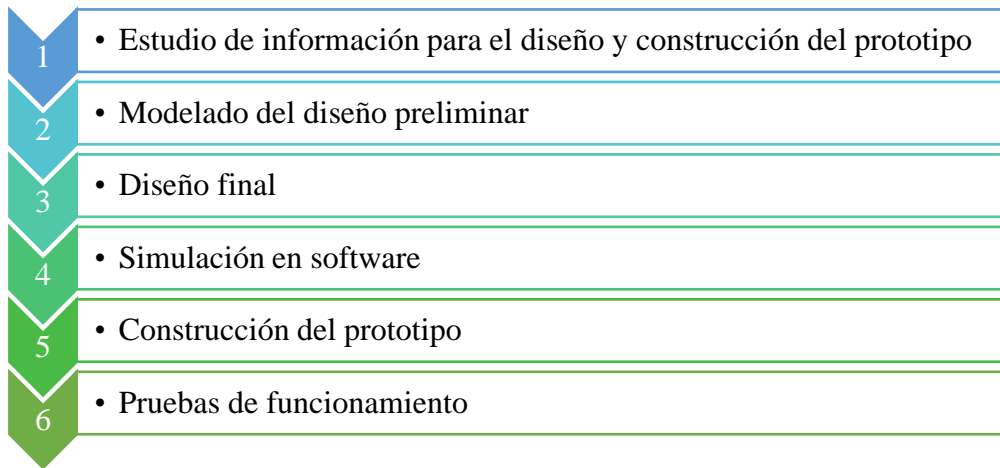


Figura 10.- Descripción de las etapas de metodología [Autor]

2.2.5.1 Estudio de información para el diseño y construcción del prototipo

Esta etapa es la primera se realizó un estudio minucioso, se recopiló la información necesaria de fuentes de investigación confiables, para poder identificar el mejor recuperador de calor residual, sus partes y características principales, gracias a los cuales se podrá desarrollar el diseño del prototipo de recuperación de calor residual de forma eficaz y correcta.

2.2.5.2 Modelado del diseño preliminar

En esta etapa se procedió al modelado inicial, que será un pequeño bosquejo o diseño preliminar, el cual queda expuesto a algunos cambios y modificaciones posteriormente.

2.2.5.3 Diseño final

En esta etapa mediante un software se realizó el diseño final del prototipo, con materiales adecuados a las temperaturas de trabajo del calderín, en el cual se cumpla todas las variables y parámetros necesarios para su correcto funcionamiento, para la recuperación de calor residual en el calderín pirotubular.

2.2.5.4 Simulación en software

Esta etapa es importante ya que mediante un software se realizó una simulación del diseño final del prototipo, con datos existentes de los gases de la chimenea del calderín piro-tubular de 2 BHP, se verificó el aumento de la temperatura del flujo frío, para así validar su diseño y así proceder posteriormente a su construcción

2.2.5.5 Construcción del prototipo

En esta etapa primeramente se procedió a la adquisición de los materiales y accesorios necesarios para la construcción del prototipo y luego a la respectiva construcción de acuerdo a los planos de construcción.

2.2.5.6 Pruebas de funcionamiento

Esta etapa consta de las pruebas de funcionamiento realizadas con diferentes parámetros y variables, donde se midieron temperaturas, velocidades entre otros y se tomaron apuntes de todos los datos necesarios para su posterior análisis.

CAPÍTULO III.- RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Análisis y discusión de los resultados.

En el presente capítulo se realizó el análisis y discusión de los resultados, para lograr obtener resultados coherentes se realizó los respectivos cálculos, una simulación en software para su validación, a continuación, se procedió a la respectiva construcción del prototipo recuperador de calor residual, y posteriormente se realizó sus pruebas de funcionamiento con su respectivo análisis de resultados.

3.2 Selección de alternativas

3.2.1 Selección del ventilador/extractor de aire

A continuación, se procedió a realizar la selección del ventilador/extractor de aire.

Al realizar la selección del ventilador/extractor de aire se debió evaluar algunos factores para tener un adecuado calentamiento del aire, estos son:

- ❖ Temperatura de trabajo
- ❖ Velocidad
- ❖ Caudal
- ❖ Diámetro de boca
- ❖ Costo
- ❖ Disponibilidad
- ❖ Funcionalidad

Descripción de cada uno de los factores

- ❖ Temperatura de trabajo: tener temperaturas dentro del rango de funcionamiento del recuperador de calor.
- ❖ Velocidad: tener una velocidad lo más baja posible de acuerdo al uso que se va a dar.
- ❖ Caudal: tener caudal lo más baja posible de acuerdo al uso que se va a dar.
- ❖ Diámetro de boca: que sea de fácil acople al recuperador de calor.
- ❖ Costo: de bajo costo

- ❖ Disponibilidad: que se encuentre disponible en el mercado más cercano posible.
- ❖ Funcionalidad: que funcione como ventilador y extractor a la vez.

A continuación, se presenta las diferentes alternativas disponibles que serán tomados del catálogo de SODECA que son comercializadores a nivel nacional [32]:

Alternativa I

Ventiladores en línea para ductos

Estos son muy sencillos y fáciles de instalar, manipulan caudales medios y bajos, en su mayoría funciona como ventilador de acuerdo al modelo puede funcionar como ventilador/extractor, a continuación, se presenta una tabla con sus especificaciones respectivas:

Tabla 10.- Ventiladores en línea para ductos [32]

Tipo de ventilador/ extractor	Temperatura de trabajo (°C)		Velocidad (rpm)		Caudal (m ³ /h)		Diámetro de boca (mm)	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Ventiladores en línea para conductos	-10	60	1630	2630	180	2050	100	315

Alternativa II

Extractor en línea para ductos

Estos son muy sencillos y fáciles de instalar, manipulan caudales bajos, solo funciona como extractor, a continuación, se presenta una tabla con sus especificaciones respectivas:

Tabla 11.- Extractor en línea para ductos [32]

Tipo de ventilador/ extractor	Temperatura de trabajo (°C)		Velocidad (rpm)		Caudal (m^3/h)		Diámetro de boca (mm)	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Extractor en línea para conductos	-25	60	1600	2700	250	1310	100	310

Alternativa III

Ventiladores Centrífugos

Sus características principales son que pueden ser de baja media y alta velocidad y caudal, su gran ventaja es que pueden funcionar como ventiladores y como extractores, muy utilizados para recirculación del aire en hornos y secadores, aire acondicionado, recuperadores de calor, entre otros usos a continuación, se presenta una tabla con sus especificaciones respectivas de los ventiladores de baja velocidad y caudal:

Tabla 12.- Ventiladores Centrífugos [32]

Tipo de ventilador/ extractor	Temperatura de trabajo (°C)		Velocidad (rpm)		Caudal (m^3/h)		Diámetro de boca (mm)	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Ventiladores centrífugos para conductos	-20	110	1400	3456	180	3550	32	210

Para seleccionar la mejor alternativa se pusieron valores del 1-10, quedando el 10 como el óptimo.

Tabla 13.- Selección del ventilador/extractor de aire [Autor]

Factores	Peso relativo (%)	Alternativas					
		Alternativa I		Alternativa II		Alternativa III	
Temperatura	15	6	0.9	7	1.05	9	1.35
Velocidad	15	7	1.05	5	0.75	8	1.2
Caudal	15	6	0.9	4	0.6	8	1.2
Diámetro de boca	15	6	0.9	7	1.05	9	1.35
Costo	10	8	0.8	9	0.9	6	0.6
Disponibilidad	10	8	0.8	8	0.8	8	0.8
Funcionalidad	20	8	1.6	5	1	10	2
Puntuación total	100		6.95		6.15		8.5

Luego de realizar la selección de alternativas, la mejor opción fue la alternativa III ya que tiene un valor mayor respecto a las otras alternativas, el ventilador/extractor de aire seleccionado es el ventilador centrífugo, ya que puede funcionar como ventilador y extractor, siendo más útil y óptimo para el funcionamiento del recuperador de calor.

3.3 Cálculos

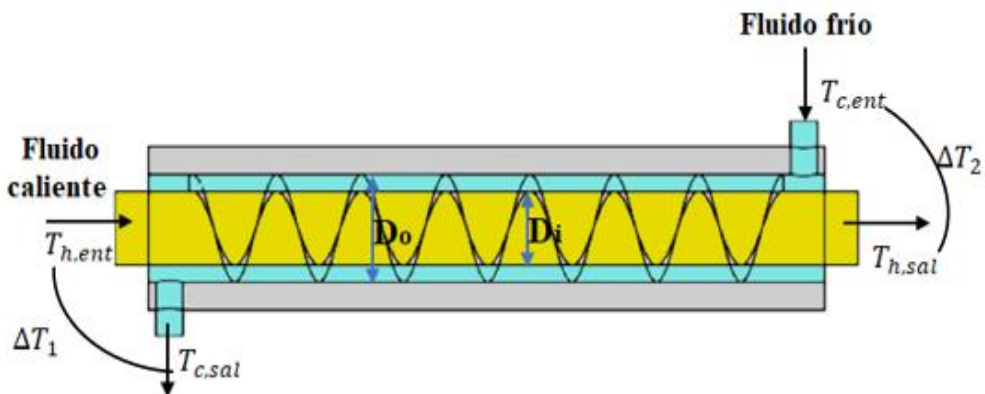


Figura 11.- Esquema [Autor]

Datos:

Los datos del flujo caliente de los gases fueron tomados de la tabla 1 y también del anexo 2 las propiedades del fluido.

$$T_{h,ent} = 105^{\circ}C$$

$$\dot{m}_h = 0.0094 \text{ kg/s}$$

$$v_h = 1.3 \text{ m/s}$$

$$C_{ph} = 919.06 \text{ J/kg}^{\circ}C$$

Los datos de las propiedades del fluido frío fueron tomados del anexo 1 y la velocidad del ventilador fue medida con el anemómetro en los laboratorios.

$$T_{c,ent} = 20^{\circ}C$$

$$T_{c,sal} = 35^{\circ}C \text{ asumida}$$

$$C_p(\text{aire } 20^{\circ}C) = 1007 \text{ J/kg}^{\circ}C$$

$$\rho = 1.204 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.02514 \text{ W/m}^{\circ}C$$

$$\mu = 1.825 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

$$Pr = 0.7309$$

$$v_c = 20 \text{ m/s}$$

Los datos de las propiedades del aislante fueron tomados de la tabla 8 y de los planos.

Aislante térmico:

$$T_1 = 40^{\circ}C$$

$$T_2 = 25^{\circ}C$$

$$k = 0.033 \text{ W/m}^{\circ}C$$

$$r_1 = 0.0814 \text{ m}$$

$$r_2 = 0.1064 \text{ m}$$

Para calcular la temperatura de salida del fluido frío se partió de las ecuaciones (7) y (8) de la primera ley de la termodinámica que pide que la rapidez de transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el fluido frío.

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

Para nuestro caso también tenemos la razón de transferencia de calor del aislante teniendo la siguiente ecuación

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{aislante} \quad (22)$$

$$\dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{aislante}$$

Primero procedimos a calcular el caudal del ventilador/extractor que es con el que trabajara el fluido frío el aire

Calculamos el área del extractor

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

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi (0.03175 \text{ m})^2}{4}$$

$$\mathbf{A = 0.0007917 \text{ m}^2}$$

Ya una vez calculado el área pasamos a calcular el caudal con la ecuación (5):

$$Q = V A$$

$$Q = (20 \text{ m/s})(0.0007917 \text{ m}^2)$$

$$\mathbf{Q = 0.0158 \text{ m}^3/\text{s}}$$

Con estos datos ya se pudo obtener el flujo másico del fluido frío con la ecuación (6):

$$\dot{m} = \rho VA = \rho Q$$

$$\dot{m} = (1.204 \text{ kg/m}^3)(0.0158 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$\dot{m} = \mathbf{0.019 \text{ kg/s}}$$

Luego ya podemos calcular la razón de transferencia de calor del fluido frío con la ecuación (7):

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

$$\dot{Q}_c = (0.019 \text{ kg/s})(1007 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(35^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_c = \mathbf{287.97 \text{ W}}$$

Se procedió a calcular la razón de transferencia del aislante térmico con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{aislante}} = \frac{2\pi kL(T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)}$$

$$\dot{Q}_{\text{aislante}} = \frac{2\pi(0.033 \text{ W/m}^\circ\text{C})(1 \text{ m})(40^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C})}{\ln(0.1064 \text{ m}/0.0814 \text{ m})}$$

$$\dot{Q}_{\text{aislante}} = \mathbf{11.61 \text{ W}}$$

Temiendo ya los datos calculados procedemos a reemplazar valores en la ecuación (22):

$$\dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{\text{aislante}}$$

$$(0.0094 \text{ kg/s})(919.06 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(105^\circ\text{C} - T_{h,sal}) = 287.97 \text{ W} + 11.61 \text{ W}$$

$$907.1122 - 8.639164 T_{h,sal} = 299.587$$

$$T_{h,sal} = \frac{907.1122 - 299.587}{8.639164}$$

$$T_{h,sal} = \mathbf{70.32 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Calculamos la diferencia media logarítmica de temperatura con la ecuación (14):

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$$

Al ser considerado un intercambiador de calor a contraflujo se usaron las ecuaciones (17) y (18) para calcular ΔT_1 y ΔT_2 .

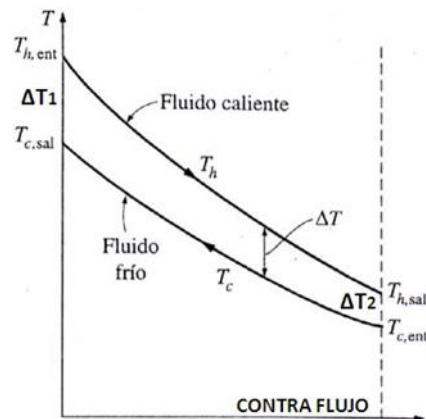


Figura 12.- Diferencias de temperatura de contraflujo [26]

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$$

$$\Delta T_1 = 105^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 70^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

$$\Delta T_2 = 70.32^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 50.32^\circ\text{C}$$

Reemplazamos valores en la ecuación (14) y obtuvimos como resultado lo siguiente:

$$\Delta T_{ml} = \frac{70^\circ\text{C} - 50.32^\circ\text{C}}{\ln(70^\circ\text{C}/50.32^\circ\text{C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 59.62^\circ\text{C}$$

Para calcular la eficiencia de la transferencia de calor utilizamos la ecuación (19)

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

Calculamos las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y fría C_h y C_c para determinar C_{min} con las ecuaciones (9) y (10).

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

$$C_h = (0.0094 \text{ kg/s})(919.06 \text{ J/kg}^\circ\text{C})$$

$$C_h = 8.639164 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

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

$$C_c = (0.019 \text{ kg/s})(1007 \text{ J/kg}^\circ\text{C})$$

$$C_c = 19.198 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

El C_{min} se determina entre el C_h y C_c el menor en este caso es el C_h

$$C_{min} = C_h = 8.639164 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Calculamos la razón de transferencia de calor real con la ecuación (12).

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

$$\dot{Q} = 8.639164(105 - 70.32)$$

$$\dot{Q} = \mathbf{299.587 \text{ W}}$$

Calculamos la razón máxima posible de transferencia de calor con la ecuación (21).

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

$$\dot{Q}_{max} = 8.639164 \text{ W/}^\circ\text{C} (105^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_{max} = \mathbf{734.32894 \text{ W}}$$

Con los datos ya \dot{Q} y \dot{Q}_{max} reemplazamos valores en la ecuación (19) y calculamos la eficiencia.

$$\varepsilon = \frac{299.587 \text{ W}}{734.32894 \text{ W}}$$

$$\varepsilon = \mathbf{0.4 = 40\%}$$

Procedemos a calcular el coeficiente total de transferencia de calor U

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (23)$$

Donde h_i y h_o son los coeficientes de transferencia de calor tanto por convección interior y exterior del tubo

Primero se calculó h_i por convección natural con la siguiente ecuación:

$$h_i = \frac{Nu k}{L} \quad (24)$$

Donde Nu es número de Nusselt y L es la longitud característica de la configuración geométrica.

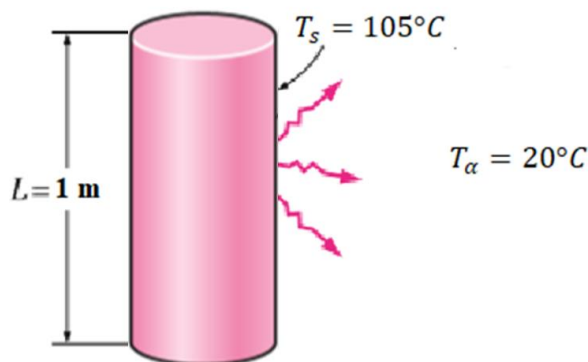


Figura 13.- Convección natural [Autor]

Con la siguiente fórmula calculamos la temperatura de película T_f :

$$T_f = \frac{T_s + T_\alpha}{2} \quad (25)$$

$$T_f = \frac{105^\circ\text{C} + 20^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 62.5^\circ\text{C}$$

Con la temperatura de película procedimos a sacar los siguientes datos del anexo 1:

$$k = 0.02826 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$v = 1.92075 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.719575$$

Procedemos a calcular el número de Rayleigh con la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\alpha)L^3}{\nu^2} Pr = Gr Pr \quad (26)$$

Donde:

Ra = número de Rayleigh

g = aceleración gravitacional, m/s^2

β = coeficiente de expansión volumétrica, $1/K$ ($\beta = 1/T$ para los gases ideales)

T_s = temperatura de la superficie, $^\circ C$

T_α = temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, $^\circ C$

ν = viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Pr = número de Prandtl

Gr = número de Grashof

$$Ra = \frac{(9.81 \text{ m}^2/\text{s}) (1/62.5 + 273)(105 - 20)(1\text{m})^3}{(1.92075 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2} 0.719575$$

$$Ra = 4.8476 \times 10^9$$

Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35 L}{Gr^{1/4}}$

Con la ecuación (26) calculamos Gr :

$$Gr = \frac{Ra}{Pr} = \frac{4.8476 \times 10^9}{0.719575}$$

$$Gr = 6.73 \times 10^9$$

Comprobamos:

$$D \geq \frac{35 (1\text{m})}{(6.73 \times 10^9)^{1/4}}$$

$$0.108 \geq 0.122 \text{ No cumple}$$

Entonces se calculó el número de Nusselt con la siguiente ecuación:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (27)$$

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 (4.8476 \times 10^9)^{1/6}}{[1 + (0.492/0.719575)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 201.205$$

Procedimos a calcular h_i con la ecuación (24):

$$h_i = \frac{Nu k}{L}$$

$$h_i = \frac{201.205(0.02826 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{1 \text{ m}}$$

$$h_i = 5.686 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Ahora pasamos a calculamos h_o por convección forzada

$$h_o = \frac{Nu k}{D_h} \quad (27)$$

Calculamos reinos con la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_h \mu} \quad (28)$$

$$D_h = D_o - D_i = 0.1604 - 0.108 = 0.0524 \text{ m}$$

$$Re = \frac{4 (0.019 \text{ kg/s})}{\pi(0.0524 \text{ m})(1.825 \times 10^{-5} \text{ kg/m s})}$$

$$Re = 25297.031$$

Se consideró un fluido turbulento por ser $Re \geq 10000$

Calculamos nusselt con la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (29)$$

Donde $n=0.4$ para calentamiento del fluido y $n=0.3$ para enfriamiento del fluido.

Pasamos a calcular Nu con $n=0.4$ para el fluido frío

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 (25297.031^{0.8})(0.7309^{0.4})$$

$$Nu = 67.57$$

Luego se calculó h_o con la ecuación (27)

$$h_o = \frac{Nu k}{D_h}$$

$$h_o = \frac{67.57 (0.02514 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{0.0524 \text{ m}}$$

$$h_o = 32.42 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Reemplazamos valores en la ecuación (23) y calculamos U

$$U = \frac{1}{\frac{1}{5.686 \text{ W/m}^2\text{C}} + \frac{1}{32.42 \text{ W/m}^2\text{C}}}$$

$$U = 4.83 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Despejamos el área superficial A_s de la ecuación (13) y calculamos su valor

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{ml}}$$

$$A_s = \frac{299.587 \text{ W}}{(4.83 \text{ W/m}^2\text{C})(59.62^\circ\text{C})}$$

$$A_s = 1.04 \text{ m}^2$$

Después se calculó el área superficial y el coeficiente total de transferencia de calor del prototipo para comparar resultados

$$A_s = A_{ducto} + A_{espiral}$$

$$A_{ducto} = \pi DL = \pi(0.1104m)(1 m) = 0.3468 m^2$$

El área de las espirales se calculó y se multiplicó por las 14 caras de las 7 espirales que se encuentran:

$$A_{espiral} = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2)$$

$$A_{espiral} = \frac{\pi}{4}(0.1604^2 - 0.1104^2)$$

$$A_{espiral} = 0.010634 * 14 = 0.1457 m^2$$

Reemplazamos los valores y obtenemos el A_s

$$A_s = 0.3468 m^2 + 0.1457 m^2$$

$$\mathbf{A_s = 0.4925 m^2}$$

Despejamos U de la ecuación (13) y calculamos su valor

$$U = \frac{\dot{Q}}{A_s \Delta T_{ml}}$$

$$U = \frac{299.587 W}{(0.4925 m^2)(59.62^\circ C)}$$

$$\mathbf{U = 10.2 W/m^2^\circ C}$$

Se realizó un nuevo cálculo con los datos del extractor/soplador cuando está funcionando a su 50% esto debido a que se puede regular y hacer funcionar a menor velocidad y caudal.

$$V = 10 m/s$$

Pasamos a calcular el caudal con la ecuación (5):

$$Q = V A$$

$$Q = (10 m/s)(0.0007917 m^2)$$

$$\mathbf{Q = 0.007917 m^3/s}$$

Con estos datos se logró ya obtener el flujo másico del fluido frío con la ecuación (6):

$$\dot{m} = \rho VA = \rho Q$$

$$\dot{m} = (1.204 \text{ kg/m}^3)(0.007917 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$\dot{m} = \mathbf{0.00953 \text{ kg/s}}$$

Luego ya podemos calcular la razón de transferencia de calor del fluido frío con la ecuación (7):

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

$$\dot{Q}_c = (0.00953 \text{ kg/s})(1007 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(35^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_c = \mathbf{143.987 \text{ W}}$$

Temiendo ya los datos calculados procedemos a reemplazar valores en la ecuación (22):

$$\dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{aislante}$$

$$(0.0094 \text{ kg/s})(919.06 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(105^\circ\text{C} - T_{h,sal}) = 143.987 \text{ W} + 11.61 \text{ W}$$

$$907.1122 - 8.639164 T_{h,sal} = 155.599$$

$$T_{h,sal} = \frac{907.1122 - 155.599}{8.639164}$$

$$\mathbf{T_{h,sal} = 87^\circ\text{C}}$$

Calculamos la diferencia media logarítmica de temperatura con la ecuación (14):

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Al ser considerado un intercambiador de calor a contraflujo se usan las ecuaciones (17) y (18) para calcular ΔT_1 y ΔT_2 .

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$$

$$\Delta T_1 = 105^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 70^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

$$\Delta T_2 = 87^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 67^\circ\text{C}$$

Reemplazamos valores en la ecuación (14) y obtuvimos como resultado lo siguiente:

$$\Delta T_{ml} = \frac{70^\circ\text{C} - 67^\circ\text{C}}{\ln(70^\circ\text{C}/67^\circ\text{C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 68.48^\circ\text{C}$$

Para calcular la eficiencia de la transferencia de calor utilizamos la ecuación (19)

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

Calculamos las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y fría C_h y C_c para determinar C_{min} con las ecuaciones (9) y (10).

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

$$C_h = (0.0094 \text{ kg/s})(919.06 \text{ J/kg}^\circ\text{C})$$

$$C_h = 8.639164 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

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

$$C_c = (0.0953 \text{ kg/s})(1007 \text{ J/kg}^\circ\text{C})$$

$$C_c = 9.599 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

El C_{min} se determinó entre el C_h y C_c el menor en este caso es el C_h

$$C_{min} = C_h = 8.639164 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Calculamos la razón de transferencia de calor real con la ecuación (12).

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

$$\dot{Q} = 8.639164(105 - 87)$$

$$\dot{Q} = 155.5 \text{ W}$$

Calculamos la razón máxima posible de transferencia de calor con la ecuación (21).

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

$$\dot{Q}_{max} = 8.639164 \text{ W/}^\circ\text{C} (105^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_{max} = 734.32894 \text{ W}$$

Con los datos ya \dot{Q} y \dot{Q}_{max} reemplazamos valores en la ecuación (19) y calculamos la eficiencia.

$$\varepsilon = \frac{155.5 \text{ W}}{734.32894 \text{ W}}$$

$$\varepsilon = 0.21 = 21 \%$$

Luego se pasó a calcular h_o por convección forzada

$$h_o = \frac{Nu k}{D_h}$$

Calculamos reinos con la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_h \mu}$$

$$D_h = D_o - D_i = 0.1604 - 0.108 = 0.0524 \text{ m}$$

$$Re = \frac{4 (0.0095 \text{ kg/s})}{\pi (0.0524 \text{ m})(1.825 \times 10^{-5} \text{ kg/m s})}$$

$$Re = 12648.5158$$

Se consideró un fluido turbulento por ser $Re \geq 10000$

Calculamos nusselt con la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

Donde $n=0.4$ para calentamiento del fluido y $n=0.3$ para enfriamiento del fluido.

Pasamos a calcular Nu con $n=0.4$ para el fluido frío

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 (12648.5158^{0.8})(0.7309^{0.4})$$

$$Nu = 38.8$$

Luego se calculó h_o con la ecuación (27)

$$h_o = \frac{Nu k}{D_h}$$

$$h_o = \frac{38.8 (0.02514 W/m^{\circ}C)}{0.0524 m}$$

$$h_o = 18.618 W/m^2^{\circ}C$$

Reemplazamos valores en la ecuación (23) y calculamos U

$$U = \frac{1}{\frac{1}{5.686 W/m^2^{\circ}C} + \frac{1}{18.618 W/m^2^{\circ}C}}$$

$$U = 4.3557 W/m^2^{\circ}C$$

Despejamos el área superficial A_s de la ecuación (13) y calculamos su valor

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{ml}}$$

$$A_s = \frac{155.5 W}{(4.3557 W/m^2^{\circ}C)(68.48^{\circ}C)}$$

$$A_s = 0.52 m^2$$

Después se calculó el área superficial y el coeficiente total de transferencia de calor del prototipo para comparar resultados

$$A_s = A_{ducto} + A_{espiral}$$

$$A_{ducto} = \pi DL = \pi(0.1104m)(1 m) = 0.3468 m^2$$

El área de las espirales se calculó y se multiplicó por las 14 caras de las 7 espirales que se encuentran:

$$A_{espiral} = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2)$$

$$A_{espiral} = \frac{\pi}{4}(0.1604^2 - 0.1104^2)$$

$$A_{espiral} = 0.010634 * 14 = 0.1457 m^2$$

Reemplazamos los valores y obtenemos el A_s

$$A_s = 0.3468 m^2 + 0.1457 m^2$$

$$A_s = 0.4925 m^2$$

Despejamos U de la ecuación (13) y calculamos su valor

$$U = \frac{\dot{Q}}{A_s \Delta T_{ml}}$$

$$U = \frac{155.5 W}{(0.4925 m^2)(68.48^\circ C)}$$

$$U = 4.61 W/m^2^\circ C$$

También en el anexo 4 podemos observar si realizamos un cálculo con una velocidad de 5 m/s se obtuvo una temperatura de salida del flujo caliente de $T_{h,sal} = 95.32^\circ C$.

3.4 Simulación en software

Para realizar la simulación del recuperador de calor residual, se realizó mediante un software en el cual se logró ver el aumento de la temperatura del fluido frío.

3.4.1 Parámetros para la simulación

Para colocar los parámetros de simulación se procedió a recopilar información ya existente de los fluidos y también se usarán las propiedades de los fluidos que nos proporciona la misma biblioteca del software para la simulación.

A continuación, se presenta una tabla con los datos del fluido caliente que son los gases de combustión.

Tabla 14.- Datos del fluido caliente [Autor]

Parámetro	Valor	Unidades
Flujo másico de los gases de combustión	0.0094	kg/s
Temperatura de salida de los gases de combustión	105	°C
Velocidad de los gases de escape	1.3	m/s

Luego tenemos los datos del ventilador/extractor cuando está funcionando a su 100% y a su 50% esto debido a que se puede regular y hacer funcionar a menor velocidad y caudal.

Tabla 15.- Datos del ventilador/extractor [Autor]

Ventilador/extractor al 100 %		
Parámetro	Valor	Unidades
Velocidad del aire	20	m/s
Flujo másico del aire de soplador	0.0188	kg/s
Caudal del aire de soplador	0.0158	m ³ /s
Ventilador/extractor al 50 %		
Parámetro	Valor	Unidades
Velocidad del aire	10	m/s
Flujo másico del aire de soplador	0.0079	kg/s
Caudal del aire de soplador	0.0094	m ³ /s

Para realizar la respectiva simulación y análisis se seleccionó el subdominio de los fluidos, a continuación, se presenta el subdominio del fluido caliente por donde circulara los gases.

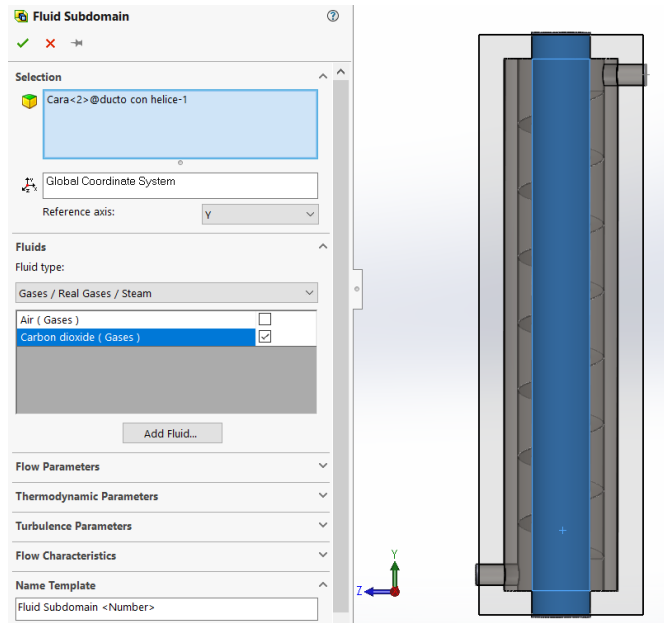


Figura 14.- Subdominio del fluido caliente [Autor]

Luego se seleccionó el subdominio del fluido frío de por donde circulara el aire

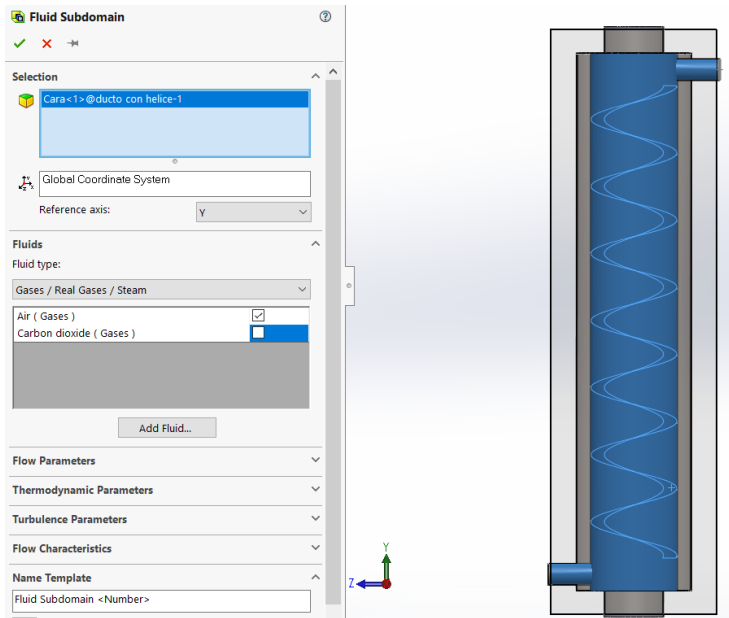


Figura 15.- Subdominio del fluido frío [Autor]

Se procedió a realizar el mallado, es de vital importancia tener un buen mallado para tener mejores resultados, se observó que existe el mallado automático y el manual para tener mejores resultados se realizó un ajuste de mallado de 3.

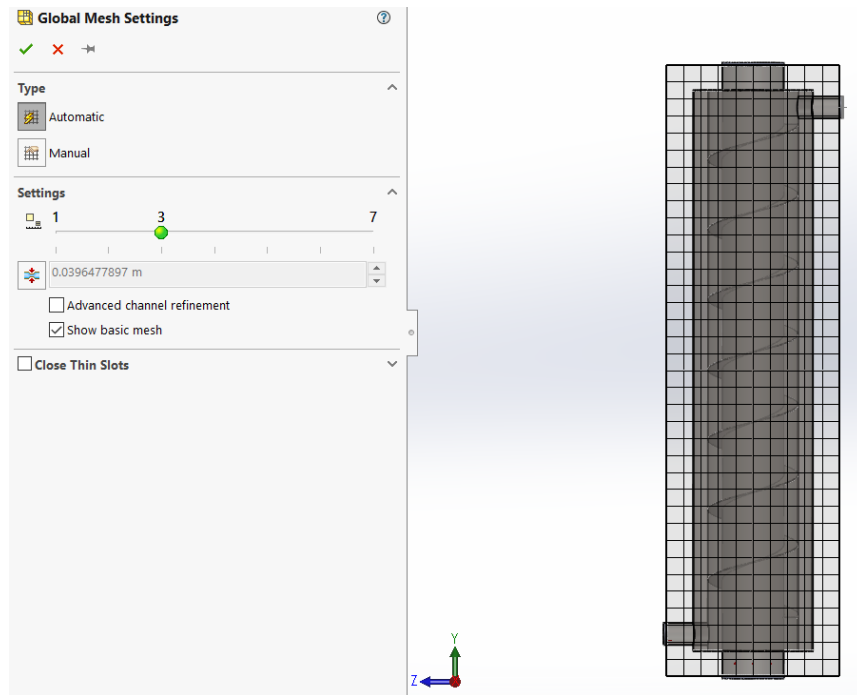


Figura 16.- Mallado [Autor]

3.4.2 Resultados obtenidos de la simulación térmica

▪ Ventilador/extractor al 100%

A continuación, se presentan los resultados de la simulación cuando el ventilador está funcionando a su 100%.

En las siguientes figuras se presenta el comportamiento del fluido caliente donde se observó que mientras va avanzando va bajando su nivel de temperatura.

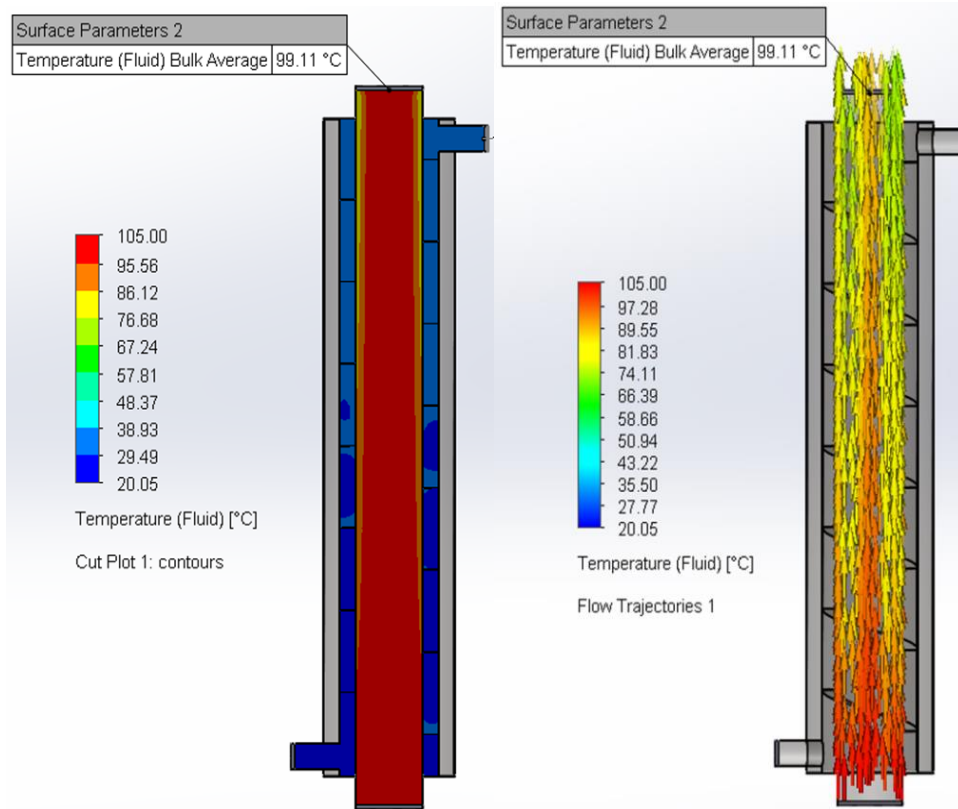


Figura 17.- Comportamiento del fluido caliente [Autor]

En las siguientes figuras se presenta el comportamiento del fluido frío donde se observó que mientras va avanzando va aumentando su nivel de temperatura.

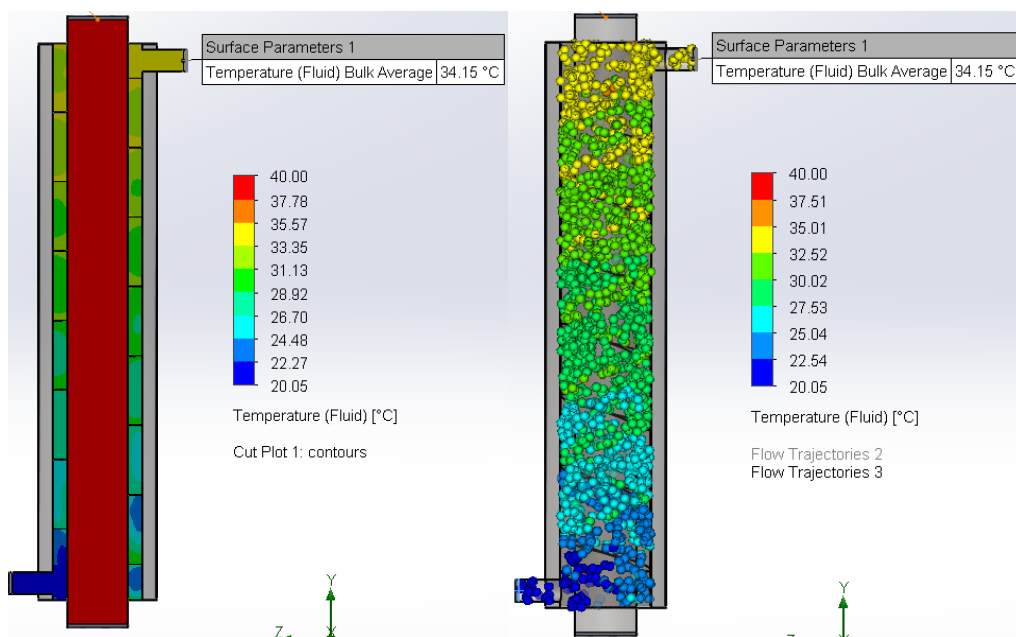


Figura 18.- Comportamiento del fluido frío [Autor]

En la siguiente tabla se presenta los datos de los resultados, se realizó dos simulaciones cuando el extractor/soplador está funcionando a su 100% se obtuvo los siguientes resultados y también se fue variando la velocidad ya que el tubo por donde ingresa el fluido frío tiene un regulador del fluido tipo llave de mariposa mediante la cual se puede ir variando la velocidad.

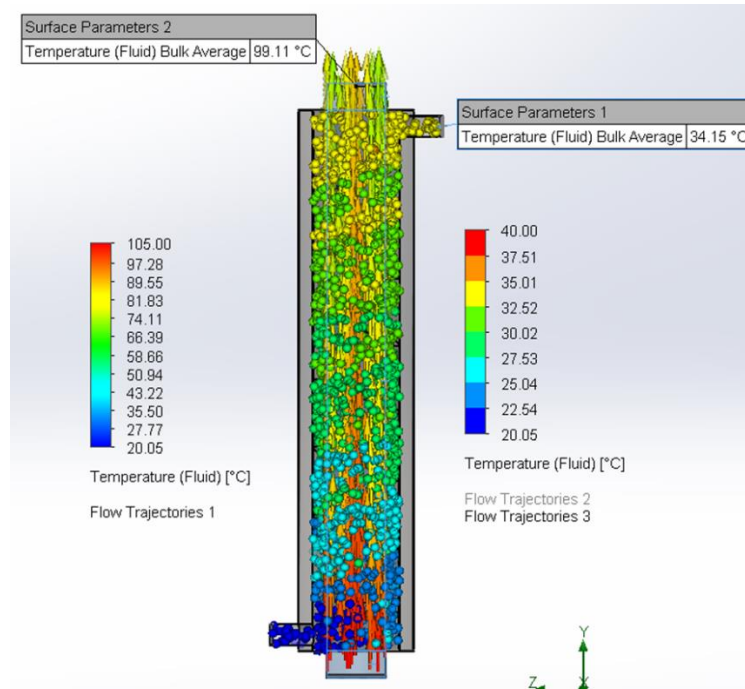


Figura 19.- Comportamiento de los fluidos [Autor]

Tabla 16.- Resultados cuando el extractor/soplador está funcionando a su 100% [Autor]

Resultado cuando el extractor/soplador está funcionando a su 100%	Velocidades		
	100% (20 m/s)	50% (10 m/s)	25% (5 m/s)
Temperatura de salida del fluido frío $T_{c,sal}$ (°C)	25.55	27.93	34.15
Temperatura de salida del fluido caliente $T_{h,sal}$ (°C)	98.16	98.42	99.11

En la figura siguiente se presenta la velocidad del fluido frío versus la temperatura de salida del mismo.

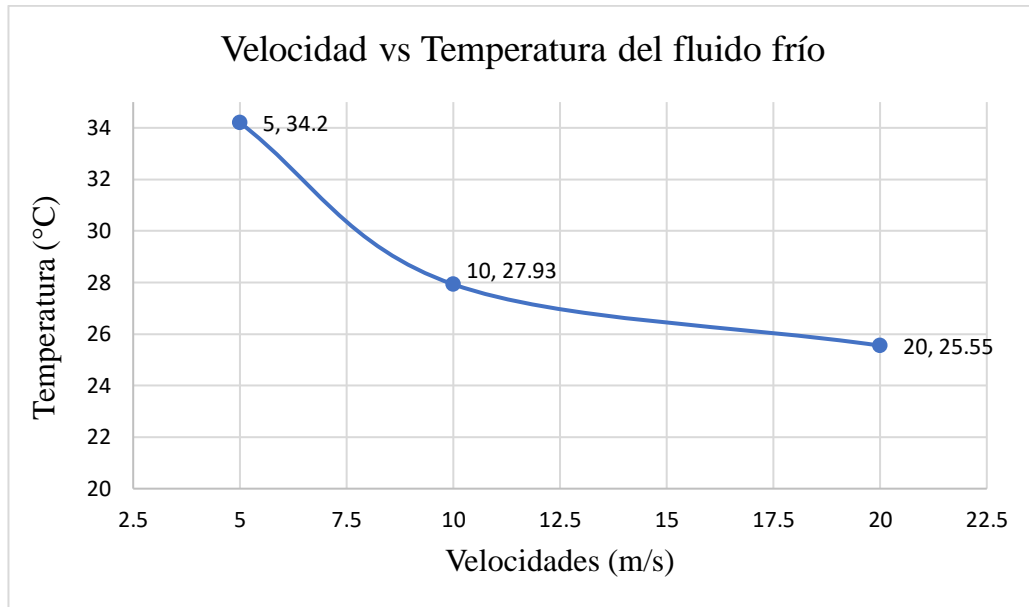


Figura 20.- Velocidad vs temperatura del fluido frío [Autor]

Como resultado de la simulación cuando el ventilador está funcionando a su 100% se logró observar que mientras menor sea la velocidad mayor será la temperatura de salida del fluido caliente es así que a una velocidad de 20 m/s llega a una temperatura de 25.55°C, mientras si se baja la velocidad de entrada a 10 m/s llega a una temperatura de 27.93°C y si se lo baja a 5 m/s logra llegar a una temperatura de 34.2°C.

- **Ventilador/extractor al 50%**

A continuación, se presentan los resultados de la simulación cuando el ventilador está funcionando a su 50%.

En las siguientes figuras se presenta el comportamiento del fluido caliente donde se observó que mientras va avanzando va bajando su nivel de temperatura.

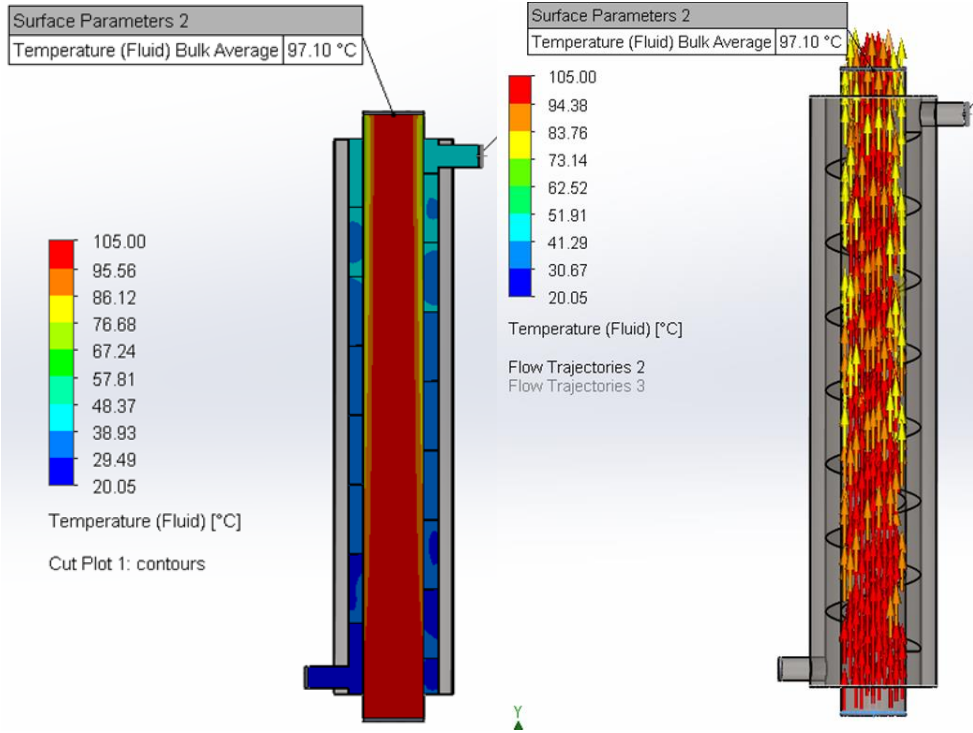


Figura 21.- Comportamiento del fluido caliente [Autor]

En las siguientes figuras se presenta el comportamiento del fluido frío donde se observó que mientras va avanzando va aumentando su nivel de temperatura.

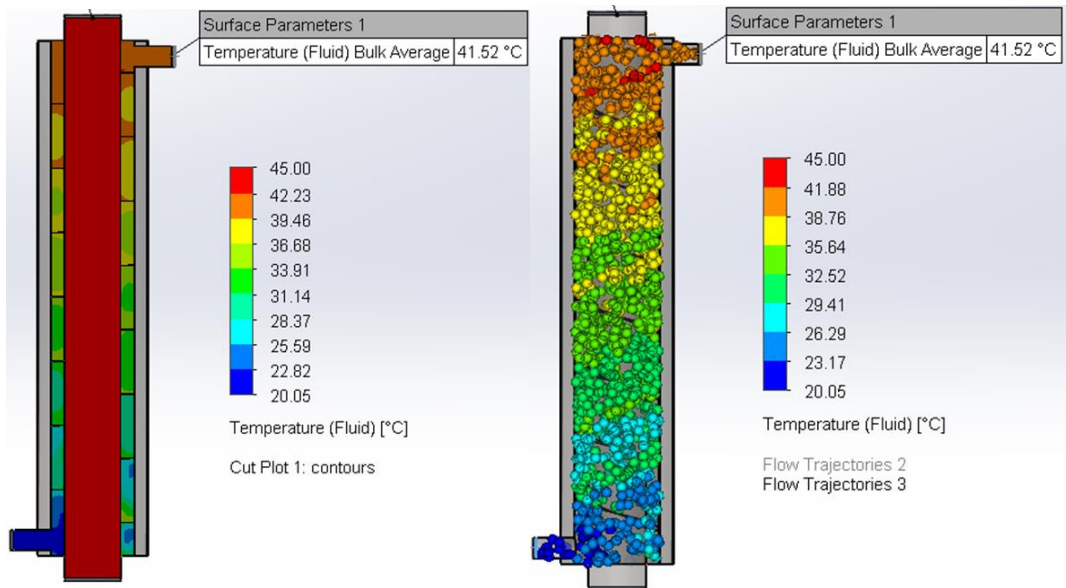


Figura 22.- Comportamiento del fluido frío [Autor]

En la siguiente tabla se presenta los datos de los resultados, de la simulación cuando el extractor/soplador está funcionando a su 50% se obtuvo los siguientes resultados y

también se fue variando la velocidad ya que el tubo por donde ingresa el fluido frío tiene un regulador del fluido tipo llave de mariposa mediante la cual se puede ir variando la velocidad.

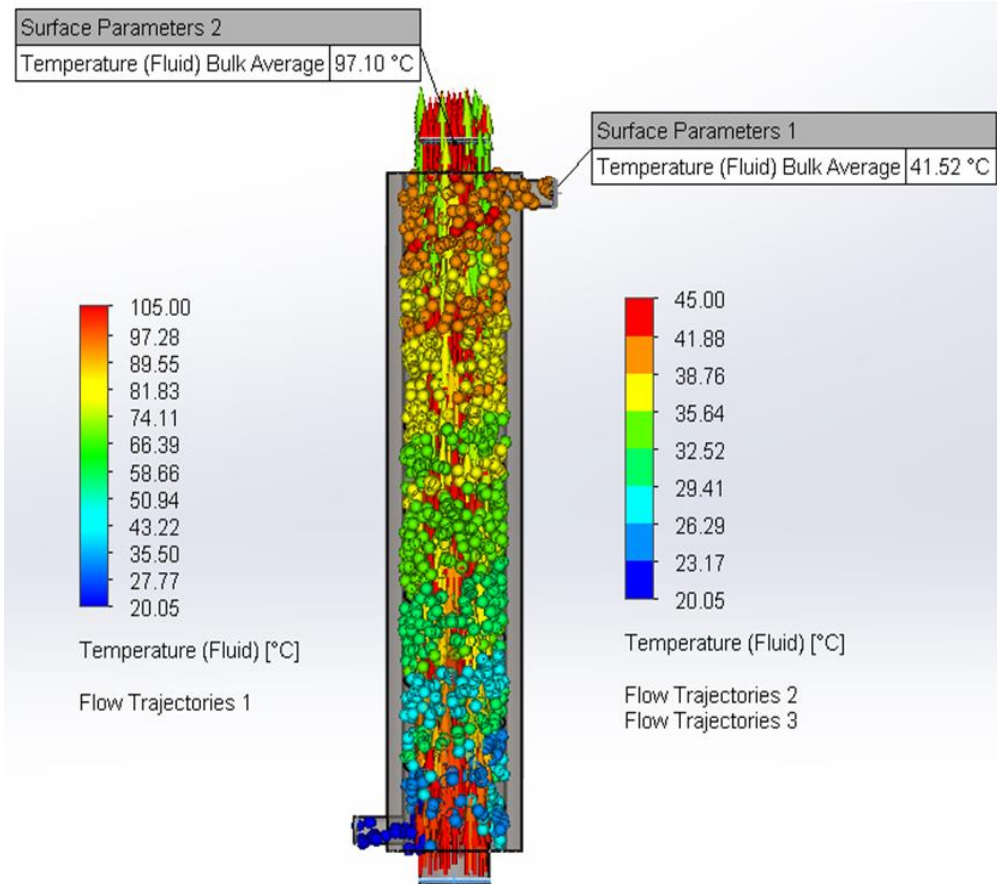


Figura 23.- Comportamiento de los fluidos [Autor]

Tabla 17.- Resultado cuando el extractor/soplador está funcionando a su 50% [Autor]

Resultado cuando el extractor/soplador está funcionando a su 50%	Velocidades		
	100% (10 m/s)	50% (5 m/s)	25% (2.5 m/s)
Temperatura de salida del fluido frío T_{co} (°C)	26.6	32	41.52
Temperatura de salida del fluido caliente T_{ho} (°C)	95.34	96.17	97.1

En la figura siguiente se presenta la velocidad del fluido frío versus la temperatura de salida del mismo.

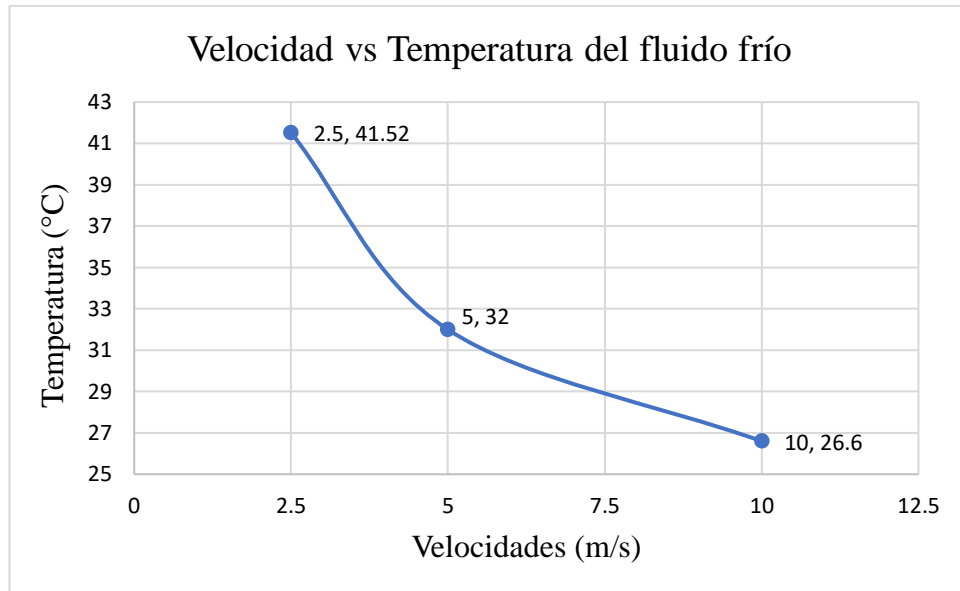


Figura 24.- Velocidad vs temperatura del fluido frío [Autor]

Como resultado de la simulación cuando el ventilador está funcionando a su 50% se logró observar que mientras menor sea la velocidad mayor será la temperatura de salida del fluido caliente es así que a una velocidad de 10 m/s llega a una temperatura de 26.6°C, mientras si se baja la velocidad de entrada a 5 m/s llega a una temperatura de 32°C y si se lo baja a 2.5 m/s logra llegar a una temperatura de 41.52°C.

3.5 Construcción del prototipo recuperador de calor residual

Para realizar la construcción del prototipo recuperador de calor residual, se utilizó una plancha de acero A36 para toda la construcción del prototipo, primeramente, se procedió a enrollar la plancha que es de 1,2 mm de espesor, para construir el ducto de 1100 mm de largo con un diámetro de 108 mm, para que pueda ser montado de forma correcta en la chimenea del calderín por donde pasaran los gases de combustión del mismo.



Figura 25.- Enrolado para construir el ducto [Autor]

Luego se procedió a soldar el ducto mediante proceso de soldadura TIG con alambre ER70S-6, este tipo de soldadura se llevó a cabo durante todo el proceso de construcción del prototipo. También se realizó la soldadura de las 7 espirales alrededor del ducto, con una anchura de 25 mm, espesor de 1,2 mm y con un paso de 125 mm por donde circulara el flujo frío.



Figura 26.- Ducto con su espiral [Autor]

Seguido se pasó a recubrir el espiral con un ducto de largo de 1000 mm, diámetro de 160,4 mm y espesor de 1,2 mm, mismo que tiene incorporado la entrada y salida del flujo frío con un diámetro de 38, 1 mm (1,5 in).



Figura 27.- Recubrimiento del ducto con espiral [Autor]

Para un adecuado aislamiento y que no se tenga pérdidas de calor, se procedió a realizar el recubrimiento con la lana de vidrio que es de un espesor aproximadamente a 25 mm, la cual soporta las temperaturas de trabajo del prototipo y ayudó a obtener mejores resultados.



Figura 28.- Colocación del aislante [Autor]

Luego para mayor seguridad se pasó a recubrir el aislamiento térmico y se colocó unos reguladores tipo llave de mariposa para el fluido frío para realizar las pruebas de funcionamiento.



Figura 29.- Reguladores del fluido [Autor]

Finalmente, se logró terminar toda la construcción, se procedió a realizar los acabados superficiales, se pintó con una pintura adecuada y estética, es así que se lo observó el producto final del prototipo recuperador de calor residual del calderín.



Figura 30.- Producto final [Autor]

3.6 Pruebas de funcionamiento

3.6.1 Prueba preliminar

Para llegar a obtener un mejor funcionamiento del prototipo recuperador de calor óptimo y adecuado se realizó una prueba de funcionamiento preliminar y se realizó algunos cambios de diseño por ser necesarios, como el incremento de un espiral para el fluido frío en su proceso de aumento de temperatura, también se cambió a un recubrimiento circular para obtener más eficiencia en la circulación del fluido y así lograr mejores resultados.

Para ello primero se construyó el ducto con un diámetro de 108 mm y espesor de 1,2 mm para que pueda ser montado de forma correcta en la chimenea del calderín.

Posteriormente se pasó a recubrir el ducto con un tubo cuadrado de 150 mm por 150 mm y se colocó sus respectivas tapas



Figura 31.- Ducto cuadrado [Autor]

Luego se ejecutó las perforaciones por donde se realizó el ingreso y salida del fluido frío.



Figura 32.- Perforaciones para el fluido [Autor]

Después se realizó el respectivo montaje y se procedió a realizar la prueba preliminar



Figura 33.- Montaje [Autor]

Se colocó el ventilador en la parte inferior del mismo y en la parte superior un termómetro para realizar su respectiva prueba de funcionamiento.



Figura 34.- Colocación de ventilador y termómetro [Autor]

Finalmente, al realizar la prueba se llegó a obtener como resultado el incremento de la temperatura del aire frío desde 20°C hasta 27°C.



Figura 35.- Resultados [Autor]

3.6.2 Pruebas experimentales

Una vez realizadas las pruebas preliminares y definido el diseño final se procedió a realizar la construcción y ejecutar las pruebas experimentales.

Las pruebas experimentales de funcionamiento del recuperador de calor residual se realizaron en la chimenea de un horno que su calor desechada por su chimenea es aproximadamente 120°C.



Figura 36.- Chimenea del horno [Autor]

Se llegó a observar claramente el incremento de la temperatura del aire frío desde desde 20°C hasta 55°C.



Figura 37.- Resultados [Autor]

3.7 Presupuesto final

A continuación, se procede a presentar el presupuesto que se llevó a cabo para la construcción del proyecto prototipo recuperador de calor residual, tanto costo de materiales, mano de obra y otros gastos.

3.7.1 Costo de los materiales

A continuación, se presentó la tabla con los costos de los materiales utilizados para la construcción.

Tabla 18.- Costos de los materiales [Autor]

COSTO DE MATERILAES			
Materiales y elementos principales del prototipo	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
Plancha de acero A36 1220x2440; e=1.2 mm	1	\$ 50	\$ 50
Lana de vidrio	1	\$ 80	\$ 80
Tubo de 1.5 in	1	\$ 15	\$ 15
Tuercas	6	\$ 0.5	\$ 3
Pernos	6	\$ 1	\$ 6
Rodelas planas	6	\$ 0.25	\$ 1.50
Abrazadera de acero	1	\$ 5	\$ 5
Material de soldadura	1	\$ 50	50
Pintura	1	\$ 30	30
Total			\$ 240.50

3.7.2 Costos del prototipo recuperador de calor

A continuación, se presentó la tabla con los costos del prototipo, donde se presenta los costos tanto de materiales y de la mano de obra del mismo.

Tabla 19.- Costos del prototipo recuperador de calor [Autor]

COSTO TOTAL DEL PROTOTIPO RECUPERADOR DE CALOR	
Descripción	Costo (\$)
Costos de materiales	\$ 240.50
Mano de obra	\$ 400
Total	\$ 640.50

3.7.3 Costo total del proyecto

A continuación, se presentó la tabla con los costos totales del proyecto.

Tabla 20.- Costo total del proyecto [Autor]

COSTO TOTAL DEL PROYECTO	
Descripción	Costo (\$)
Computadora	\$ 200
Internet	\$ 100
Alquiler de instrumentos	\$ 200
Costo total del prototipo recuperador de calor	\$ 640.50
Total	\$ 1140.50

El costo total de proyecto fue de \$ 1140.50

CAPÍTULO IV.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Existen varios tipos y formas de recuperadores de calor residual, de acuerdo a su temperatura tenemos los recuperadores de alta temperatura que está a partir de los 650°C, las de media temperatura entre los 230-650°C y los de baja temperatura están los que llegan hasta los 230°C, y de acuerdo a su forma tenemos mediante los recuperadores metálicos o cerámicos, de placas, de radiación, precalentadores de aire, entre otros.
- Una vez realizado las pruebas preliminares y su simulación en el software se pudo confirmar que el diseño de recuperador de calor metálico o también llamado de tubos concéntricos es adecuado para la aplicación que se le dará, fácil de fabricación, muy económico y su funcionamiento y utilización es muy sencilla.
- El ventilador de aire seleccionado es el ventilador centrífugo, ya que puede funcionar como ventilador y extractor, es liviano, sencillo de utilizar, también se puede regular su velocidad, y se puede realizar pruebas del funcionamiento del recuperador de calor de las dos maneras soplando o extrayendo el aire, siendo así muy útil y óptimo para el presente proyecto.
- En el análisis realizado mediante el software de simulación se obtuvo como resultados, que cuando el ventilador está funcionando a su 100% se puede observar que mientras menor sea la velocidad mayor será la temperatura de salida del fluido frío, es así que a una velocidad de 20 m/s llega a una temperatura de 25.55°C, mientras si se baja la velocidad de entrada a 10 m/s llega a una temperatura de 27.93°C y si se lo baja a 5 m/s logra llegar a una temperatura de 34.2°C. Y cuando el ventilador está funcionando con menor capacidad a su 50%, se puede observar a una velocidad de 10 m/s llega a una temperatura de 26.6°C, mientras si se baja la velocidad de entrada a 5 m/s llega a una temperatura de 32°C y si se lo baja a 2.5 m/s logra llegar a una temperatura de 41.52°C.

4.2 Recomendaciones

- Se recomienda purgar el calderín antes de utilizarlo ya que suele estar con aire y también esperar a que este prendido una media hora para que llegue a su punto óptimo de funcionamiento.
- Usar las medidas e implementos de seguridad necesarias para protección personal, para evitar accidentes y no sufrir quemaduras.
- Para ejecutar las mediciones de temperatura hay que tomar en cuenta la distancia de separación de aproximadamente 1m para obtener resultados correctos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Á. Restrepo, J. C. Burbano y Y. Carranza, "Estudio de la factibilidad técnico-económica para la recuperación de calores residuales en la empresa Manufacturas Carolina S.A.," *Scientia Et Technica*, vol. XII, nº 31, pp. 79-84, 2006.
- [2] J. P. Guiot y D. L. Ramos, "Diseño de un economizador para una caldera de 500BHP," Fundación Universidad de América, Bogotá, 2018.
- [3] MAN Diesel & Turbo, "Sistema de recuperación de calor residual (WHRS) para la reducción del consumo de combustible, emisiones e índice de diseño de eficiencia energética," *Enginnering the Future*, Dinamarca, 2014.
- [4] W. M. Vacacela, "Estudio de parámetros de Combustión en un calderín de 2BHP y su efecto sobre la eficiencia," Universidad Técnica de Ambato, Ambato, 2011.
- [5] A. S. Sánchez, "Desarrollar el análisis térmico en un calderín pirotubular de 2 BHP del laboratorio de la Carrera de Ingeniería Mecánica mediante técnicas termográficas para evaluar su eficiencia," Universidad Técnica de Amabato, Ambato, 2018.
- [6] H. Jouhara, "Tecnologías y aplicaciones de recuperación de calor residual," *Elsevier y ScienceDirect*, vol. 6, nº 10, pp. 268-289, 2018.
- [7] A. L. M. Barreras, L. J. Banyeras y M. V. Lopez, "Calderas," de *Manual de Calefacción*, Madrid, Marcombo, 2011, pp. 110-115.
- [8] J. J. S. Cruz, "Generadores de vapor y sus accesorios," de *Fundamentos sobre ahorro de energía*, México, UADY, 1996, pp. 1.1-1.7.
- [9] O. C. Zienkiewicz, *Finite Element Method*, Nueva Jersey: : Prentice Hall, 2000.
- [10] M. J. M. Pita, M. M. Domínguez y A. R. d. Antonio, "Introducción y conceptos básicos en transmisión de calor," de *Ingeniería Térmica*, Madrid, Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2014, pp. 21-31.
- [11] Y. A. Çengel y A. J. Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa*, Cuarta ed., México: Mc Graw Hill, 2011.
- [12] J. J. S. Cruz, "Aislamientos térmicos," de *Fundamentos sobre ahorro de energía*, México, UADY, 1996, pp. 2.1-2.5.
- [13] M. Sanz y R. Patiño, "Conceptos básicos," de *Manual practico del operador de calderos industriales*, Madrid, Paraninfo, 2014, pp. 21-25.

- [14] D. Pamplona, "Aprovechamiento de energías residuales en la industria," *Diario de Navarra*, pp. 3,4, 25 10 2015.
- [15] D. Gordejuela, "ingenioenred.es," 13 10 2015. [En línea]. Available: <http://www.ingenioenred.es/curso/53/aprovechamiento-de-energaas-residuales-en-la-industria>. [Último acceso: 03 01 2020].
- [16] I. Engineering, "innergy-global.com," 2017. [En línea]. Available: <https://innergy-global.com/es/divisiones/innergy-engineering/soluciones/soluciones-llave-en-mano/exploitation-de-la-chaleur-residuelle>. [Último acceso: 03 01 2020].
- [17] TVL Compañía Especialista en Vapor, "tlv.com," Recuperación de Calor Residual , [En línea]. Available: <https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/waste-heat-recovery.html>. [Último acceso: 03 01 2020].
- [18] D.A.Reay, "Recuperación de calor residual," *Bureau of Energy Efficiency*, pp. 173 - 189, 2016.
- [19] S. Nimbalkar, "Oak Ridge National Laboratory," Waste Heat Recovery from Industrial Process Heating Equipment, 20 05 2015. [En línea]. Available: http://www.iacforum.org:8080/iac/pdf/IAC%20Student%20Webinar_May_Sachin.pdf. [Último acceso: 03 01 2020].
- [20] W. Cotter, "A Guide to Heat Exchangers for Industrial Heat Recovery," The New York State Energy Research and Development Authority, New York, 1984.
- [21] Kalfrisa, S.A, "Recuperación de calor: la mejor forma de reducir consumos y emisiones de gases invernadero," *Química Interempresas*, 27 03 2009.
- [22] Maxxtec GmbH, "Precalentador de aire," 2014. [En línea]. Available: <http://www.maxxtec.com/en/product/automatisch-aus-titel-generieren/heat-exchanger/air-preheater>. [Último acceso: 03 01 2020].
- [23] K. Sreejith , B. Varghese , D. Das , D. Devassy , K. Harikrishnan , GK Sharath, "Diseño y optimización de costos del intercambiador de calor de placas," *Invento: int. J. Eng. Sci*, pp. 43-48, 10 04 2014.
- [24] Sondex, "Plate Heat Exchanger – Working Principle," 2012. [En línea]. Available: <http://www.sondex.net/Sondex-Global/Products/Heat-Exchangers/Working-Principle.aspx>. [Último acceso: 03 01 2020].
- [25] IPIECA, "Intercambiadores de calor," Asociación Internacional de Conservación Ambiental de la Industria del Petróleo, Londres, 2016.
- [26] J. Penaloza y F. Urgilés, "Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubería aletada para el laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica," Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, 2009.

- [27] E. Guillén, "Diseño y fabricación de un intercambiador de calor de tubos concéntricos para los Laboratorios de Termofluidos de la Universidad Santo Tomás," Universidad Santo Tomás , Bogotá , 2014.
- [28] M. Velázquez, "Materiales aislantes sostenibles," Universidad de Extremadura, Badajoz, 2015.
- [29] V. Rivero, "Análisis Medioambiental de los Aislamientos Térmicos en la Constucción," Universidade da Coruña , España, 2016 .
- [30] "Materiales de aislamiento térmico: una herramienta para la conservación de energía," *Journal of Food Process Technol*, vol. 8 , nº 1000670, pp. 2157-7110, 2017.
- [31] DIPAC, "Catálogo de Acero," DIPAC CIA. LTDA., Manta, 2019.
- [32] SODECA, "Ventiladores centrífugos y extractores para conductos," E.C. Technology and Efficient Fans, Guayaquil, 2020.

ANEXOS

ANEXO 1:

Propiedades del fluido frío del aire

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

ANEXO 2:

Propiedades del fluido caliente de los gases

TABLA A-16

Propiedades de gases a la presión de 1 atm

Temp., T, °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k, W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
<i>Bióxido de carbono, CO₂</i>							
-50	2.4035	746	0.01051	5.860×10^{-6}	1.129×10^{-5}	4.699×10^{-6}	0.8019
0	1.9635	811	0.01456	9.141×10^{-6}	1.375×10^{-5}	7.003×10^{-6}	0.7661
50	1.6597	866.6	0.01858	1.291×10^{-5}	1.612×10^{-5}	9.714×10^{-6}	0.7520
100	1.4373	914.8	0.02257	1.716×10^{-5}	1.841×10^{-5}	1.281×10^{-5}	0.7464
150	1.2675	957.4	0.02652	2.186×10^{-5}	2.063×10^{-5}	1.627×10^{-5}	0.7445
200	1.1336	995.2	0.03044	2.698×10^{-5}	2.276×10^{-5}	2.008×10^{-5}	0.7442
300	0.9358	1 060	0.03814	3.847×10^{-5}	2.682×10^{-5}	2.866×10^{-5}	0.7450
400	0.7968	1 112	0.04565	5.151×10^{-5}	3.061×10^{-5}	3.842×10^{-5}	0.7458
500	0.6937	1 156	0.05293	6.600×10^{-5}	3.416×10^{-5}	4.924×10^{-5}	0.7460
1 000	0.4213	1 292	0.08491	1.560×10^{-4}	4.898×10^{-5}	1.162×10^{-4}	0.7455
1 500	0.3025	1 356	0.10688	2.606×10^{-4}	6.106×10^{-5}	2.019×10^{-4}	0.7745
2 000	0.2359	1 387	0.11522	3.521×10^{-4}	7.322×10^{-5}	3.103×10^{-4}	0.8815
<i>Monóxido de carbono, CO</i>							
-50	1.5297	1 081	0.01901	1.149×10^{-5}	1.378×10^{-5}	9.012×10^{-6}	0.7840
0	1.2497	1 048	0.02278	1.739×10^{-5}	1.629×10^{-5}	1.303×10^{-5}	0.7499
50	1.0563	1 039	0.02641	2.407×10^{-5}	1.863×10^{-5}	1.764×10^{-5}	0.7328
100	0.9148	1 041	0.02992	3.142×10^{-5}	2.080×10^{-5}	2.274×10^{-5}	0.7239
150	0.8067	1 049	0.03330	3.936×10^{-5}	2.283×10^{-5}	2.830×10^{-5}	0.7191
200	0.7214	1 060	0.03656	4.782×10^{-5}	2.472×10^{-5}	3.426×10^{-5}	0.7164
300	0.5956	1 085	0.04277	6.619×10^{-5}	2.812×10^{-5}	4.722×10^{-5}	0.7134
400	0.5071	1 111	0.04860	8.628×10^{-5}	3.111×10^{-5}	6.136×10^{-5}	0.7111
500	0.4415	1 135	0.05412	1.079×10^{-4}	3.379×10^{-5}	7.653×10^{-5}	0.7087
1 000	0.2681	1 226	0.07894	2.401×10^{-4}	4.557×10^{-5}	1.700×10^{-4}	0.7080
1 500	0.1925	1 279	0.10458	4.246×10^{-4}	6.321×10^{-5}	3.284×10^{-4}	0.7733
2 000	0.1502	1 309	0.13833	7.034×10^{-4}	9.826×10^{-5}	6.543×10^{-4}	0.9302
<i>Metano, CH₄</i>							
-50	0.8761	2 243	0.02367	1.204×10^{-5}	8.564×10^{-6}	9.774×10^{-6}	0.8116
0	0.7158	2 217	0.03042	1.917×10^{-5}	1.028×10^{-5}	1.436×10^{-5}	0.7494
50	0.6050	2 302	0.03766	2.704×10^{-5}	1.191×10^{-5}	1.969×10^{-5}	0.7282
100	0.5240	2 443	0.04534	3.543×10^{-5}	1.345×10^{-5}	2.567×10^{-5}	0.7247
150	0.4620	2 611	0.05344	4.431×10^{-5}	1.491×10^{-5}	3.227×10^{-5}	0.7284
200	0.4132	2 791	0.06194	5.370×10^{-5}	1.630×10^{-5}	3.944×10^{-5}	0.7344
300	0.3411	3 158	0.07996	7.422×10^{-5}	1.886×10^{-5}	5.529×10^{-5}	0.7450
400	0.2904	3 510	0.09918	9.727×10^{-5}	2.119×10^{-5}	7.297×10^{-5}	0.7501
500	0.2529	3 836	0.11933	1.230×10^{-4}	2.334×10^{-5}	9.228×10^{-5}	0.7502
1 000	0.1536	5 042	0.22562	2.914×10^{-4}	3.281×10^{-5}	2.136×10^{-4}	0.7331
1 500	0.1103	5 701	0.31857	5.068×10^{-4}	4.434×10^{-5}	4.022×10^{-4}	0.7936
2 000	0.0860	6 001	0.36750	7.120×10^{-4}	6.360×10^{-5}	7.395×10^{-4}	1.0386
<i>Hidrógeno, H₂</i>							
-50	0.11010	12 635	0.1404	1.009×10^{-4}	7.293×10^{-6}	6.624×10^{-5}	0.6562
0	0.08995	13 920	0.1652	1.319×10^{-4}	8.391×10^{-6}	9.329×10^{-5}	0.7071
50	0.07603	14 349	0.1881	1.724×10^{-4}	9.427×10^{-6}	1.240×10^{-4}	0.7191
100	0.06584	14 473	0.2095	2.199×10^{-4}	1.041×10^{-5}	1.582×10^{-4}	0.7196
150	0.05806	14 492	0.2296	2.729×10^{-4}	1.136×10^{-5}	1.957×10^{-4}	0.7174
200	0.05193	14 482	0.2486	3.306×10^{-4}	1.228×10^{-5}	2.365×10^{-4}	0.7155
300	0.04287	14 481	0.2843	4.580×10^{-4}	1.403×10^{-5}	3.274×10^{-4}	0.7149
400	0.03650	14 540	0.3180	5.992×10^{-4}	1.570×10^{-5}	4.302×10^{-4}	0.7179
500	0.03178	14 653	0.3509	7.535×10^{-4}	1.730×10^{-5}	5.443×10^{-4}	0.7224
1 000	0.01930	15 577	0.5206	1.732×10^{-3}	2.455×10^{-5}	1.272×10^{-3}	0.7345

ANEXO 3:

Coefficientes totales de transferencia de calor

TABLA 11-1

Valores representativos de los coeficientes totales de transferencia de calor en los intercambiadores de calor

Tipo de intercambiador de calor	U , $W/m^2 \cdot ^\circ C^*$
Agua hacia agua	850-1 700
Agua hacia aceite	100-350
Agua hacia gasolina o queroseno	300-1 000
Calentadores de agua de alimentación	1 000-8 500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200-400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50-200
Condensador de vapor de agua	1 000-6 000
Condensador de freón (agua enfriada)	300-1 000
Condensador de amoniaco (agua enfriada)	800-1 400
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	250-700
Gas hacia gas	10-40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30-60 [†] 400-850 [†]
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30-300 [†] 400-4 000 [‡]

* Multiplíquense los valores de la lista por 0.176 para convertirlos en $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$.

† Con base en el área superficial del lado del agua.

‡ Con base en el área superficial del lado del agua o del vapor de agua.

*Nota del RT: La inversa h , representaría R , la que controla la transferencia de calor, donde a h , se le conoce, para este ejemplo, como coeficiente de película controlante.

ANEXO 4:

Calculo con una velocidad de 5 m/s

Se calculó el caudal con la ecuación (5):

$$Q = V A$$

$$Q = (5 \text{ m/s})(0.0007917 \text{ m}^2)$$

$$\mathbf{Q = 0.00395 \text{ m}^3/\text{s}}$$

Con estos datos se pudo ya obtener el flujo másico del fluido frío con la ecuación (6):

$$\dot{m} = \rho V A = \rho Q$$

$$\dot{m} = (1.204 \text{ kg/m}^3)(0.00395 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$\mathbf{\dot{m} = 0.00477 \text{ kg/s}}$$

Luego se calculó la razón de transferencia de calor del fluido frío con la ecuación (7):

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

$$\dot{Q}_c = (0.00477 \text{ kg/s})(1007 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(35^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})$$

$$\mathbf{\dot{Q}_c = 71.99 \text{ W}}$$

Temiendo ya los datos calculados se procedió a reemplazar valores en la ecuación (22):

$$\dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{aislante}$$

$$(0.0094 \text{ kg/s})(919.06 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(105^\circ\text{C} - T_{ho}) = 71.99 \text{ W} + 11.61 \text{ W}$$

$$907.1122 - 8.639164 T_{ho} = 83.6$$

$$T_{ho} = \frac{907.1122 - 83.6}{8.639164}$$

$$\mathbf{T_{ho} = 95.32 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Anexo 5:
Anemómetro



Anexo 6:
Termómetro



Anexo 7:

Pirómetro infrarrojo



Anexo 8:

Ventilador/extractor



Anexo 9:
Pruebas de funcionamiento

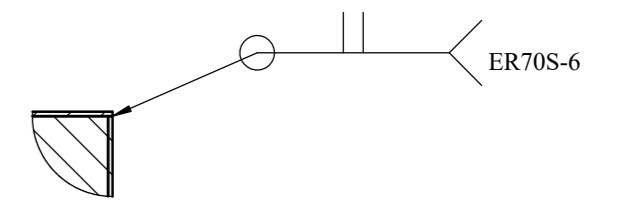
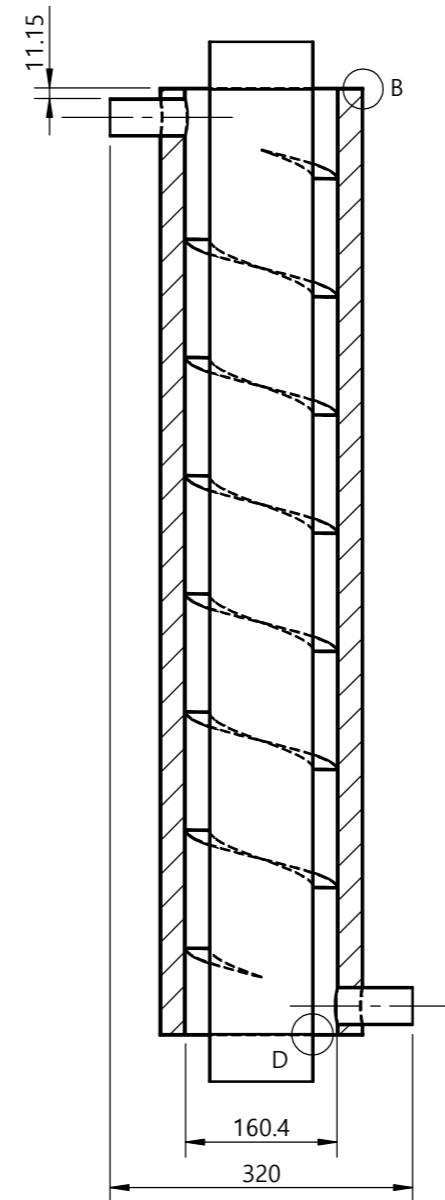
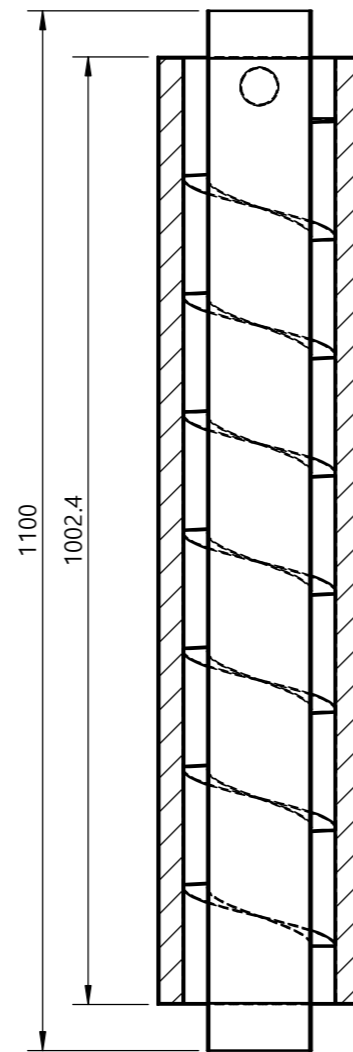
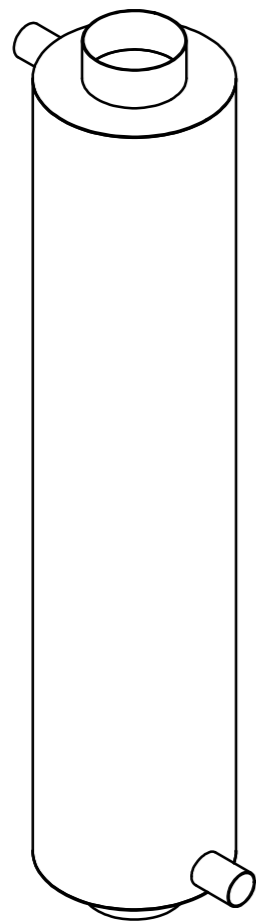


Anexo 10:
Pruebas experimentales

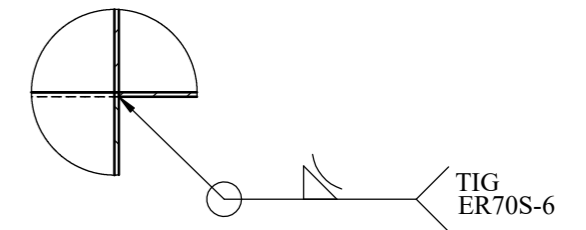


Anexo 10:

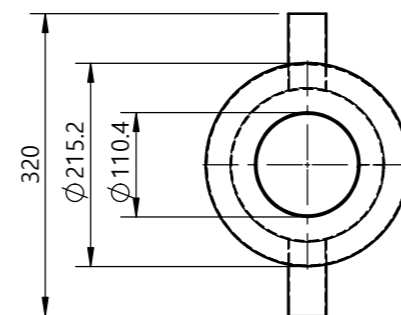
PLANOS



DETALLE B
ESCALA 1 : 2



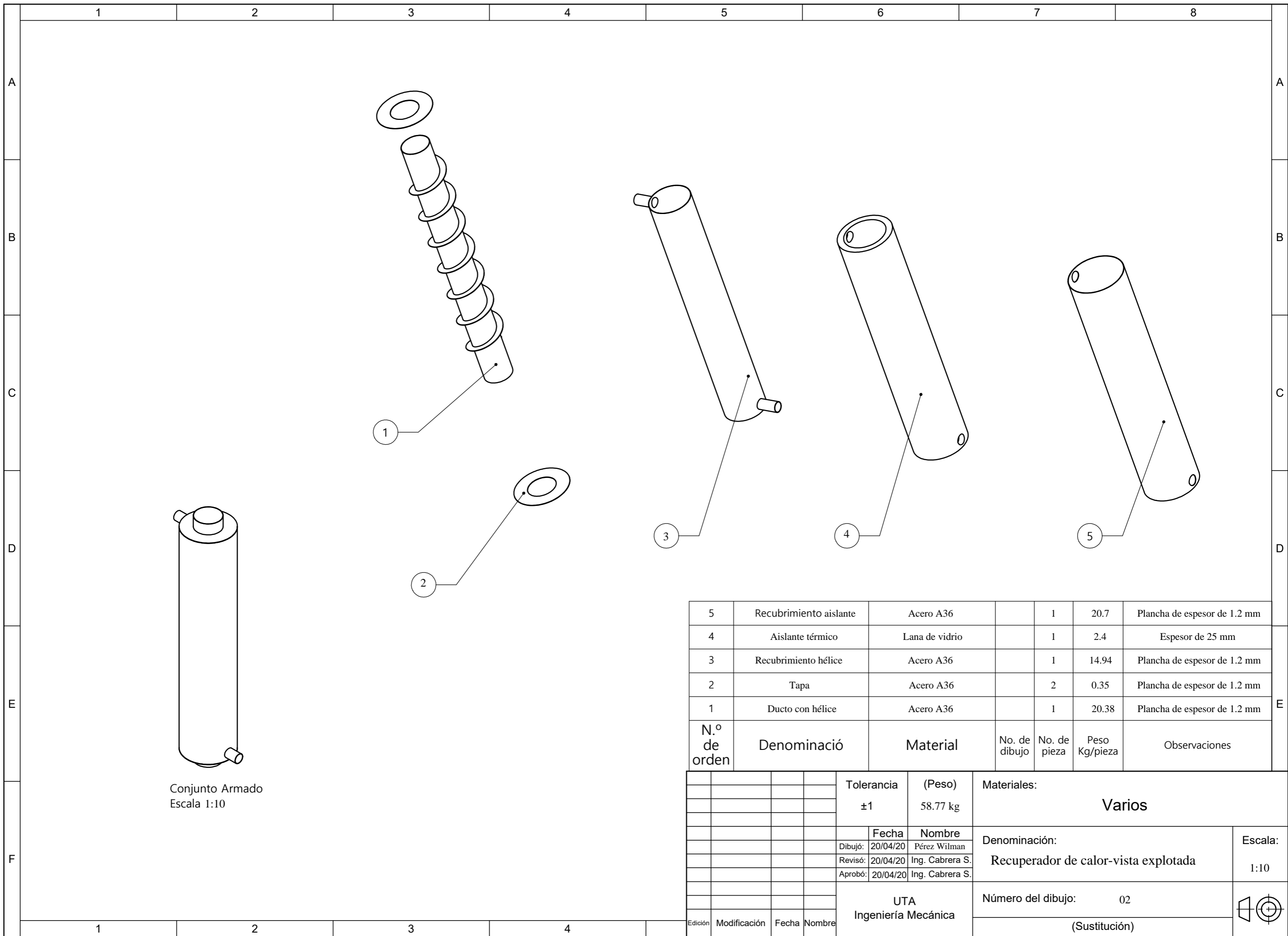
DETALLE D
ESCALA 1 : 2



CARACTERISTICAS GENERALES		
Parámetro	Valor	Unidades
Peso	58.77	kg
Altura	1	m
Número de hélices	7	-
Área de transferencia de calor	0.49	m ²
Velocidades del fluido frio	2.5 - 20	m/s
Temperatura del fluido frio	20 - 42	°C

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±1	58.77 kg	Varios	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	20/04/20	Pérez Wilman	
				Revisó:	20/04/20	Ing. Cabrera S.	
				Aprobó:	20/04/20	Ing. Cabrera S.	Escala:
				UTA Ingeniería Mecánica			
							Número del dibujo:
							01
							(Sustitución)

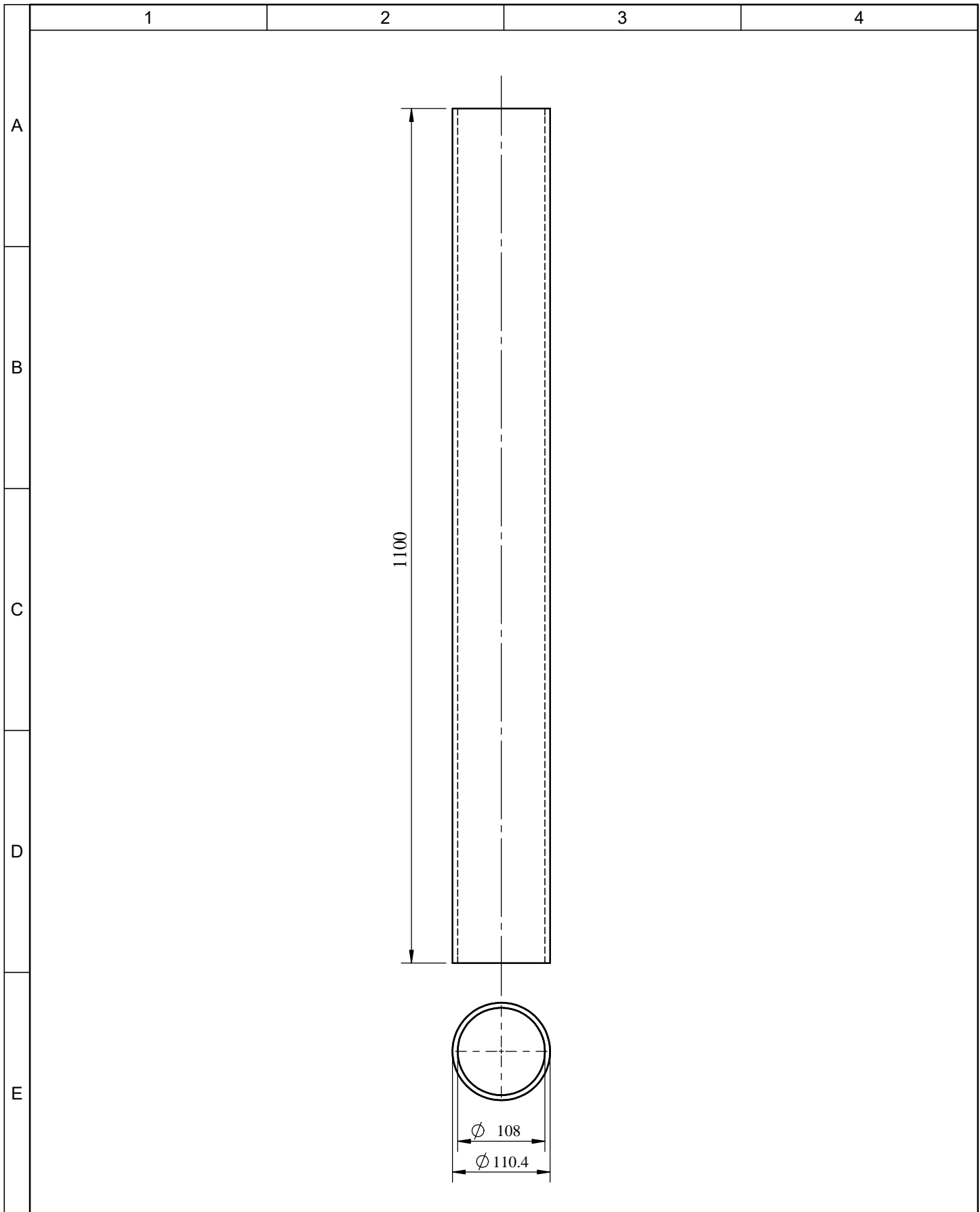




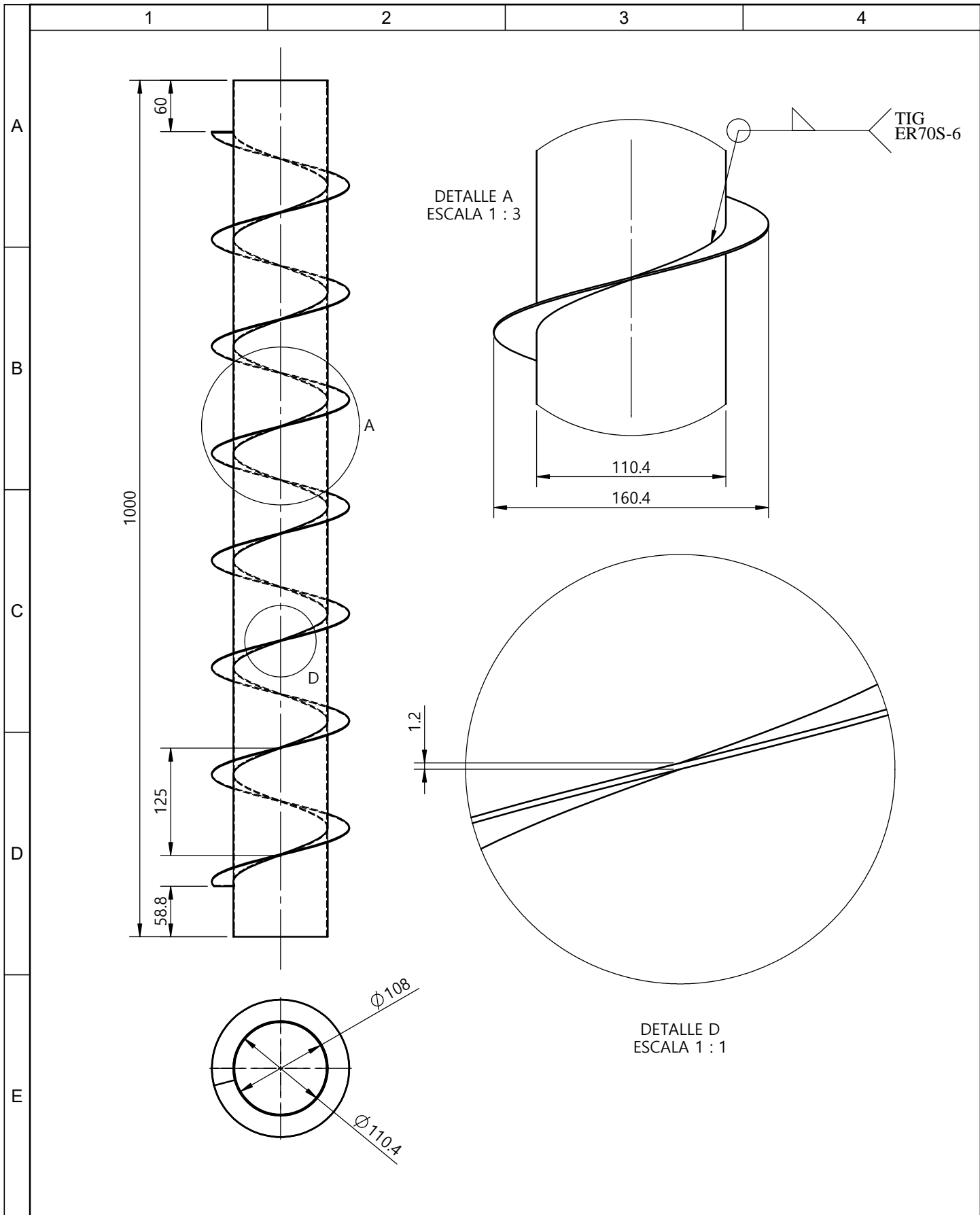
Conjunto Armado
Escala 1:10

N.º de orden	Denominación	Material	No. de dibujo	No. de pieza	Peso Kg/pieza	Observaciones
5	Recubrimiento aislante	Acero A36		1	20.7	Plancha de espesor de 1.2 mm
4	Aislante térmico	Lana de vidrio		1	2.4	Espesor de 25 mm
3	Recubrimiento hélice	Acero A36		1	14.94	Plancha de espesor de 1.2 mm
2	Tapa	Acero A36		2	0.35	Plancha de espesor de 1.2 mm
1	Ducto con hélice	Acero A36		1	20.38	Plancha de espesor de 1.2 mm

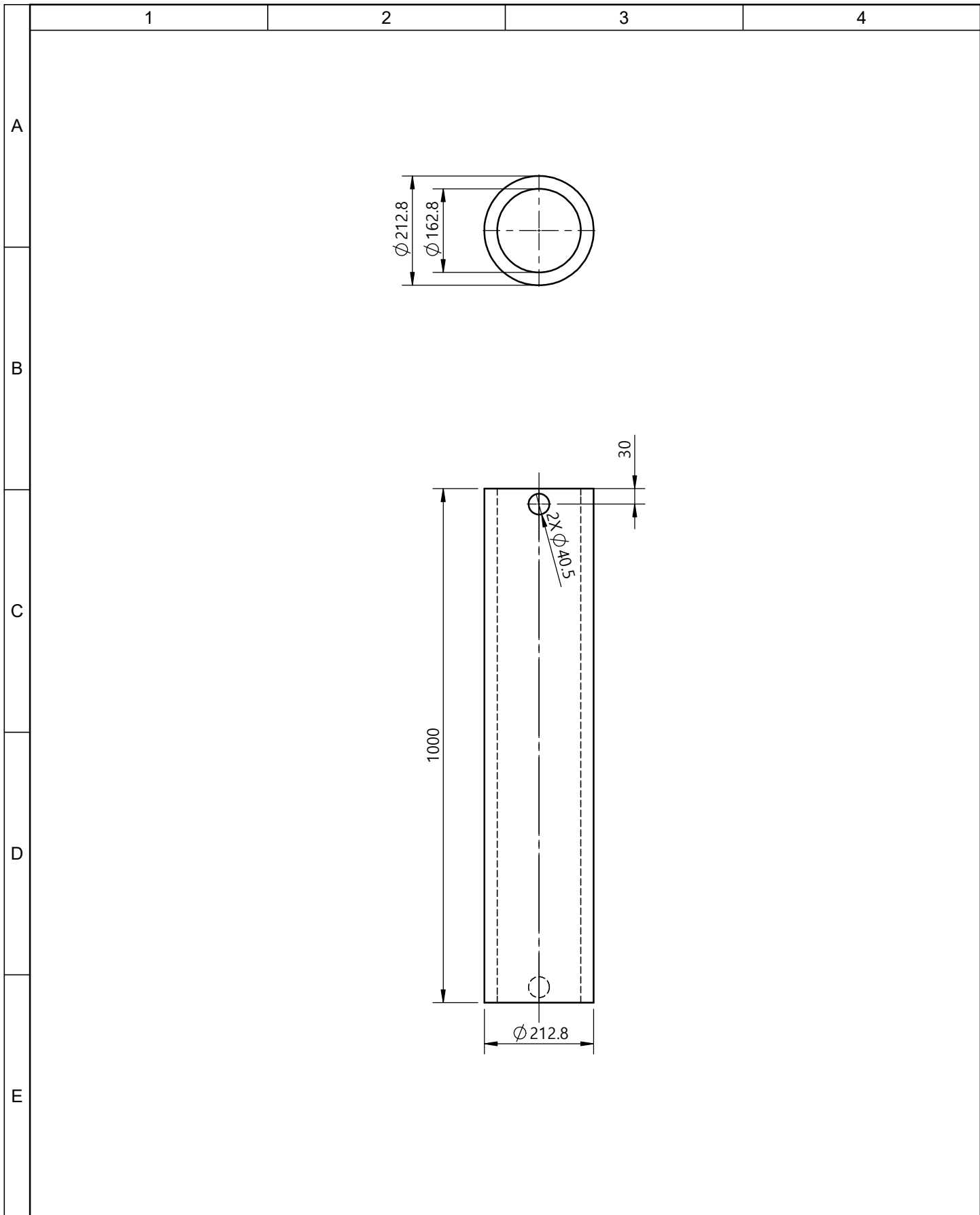
		Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
		±1	58.77 kg	Varios		
		Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
		Dibujó: 20/04/20	Pérez Wilman	Recuperador de calor-vista explotada		1:10
		Revisó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.			
		Aprobó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.			
		UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 02		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)		



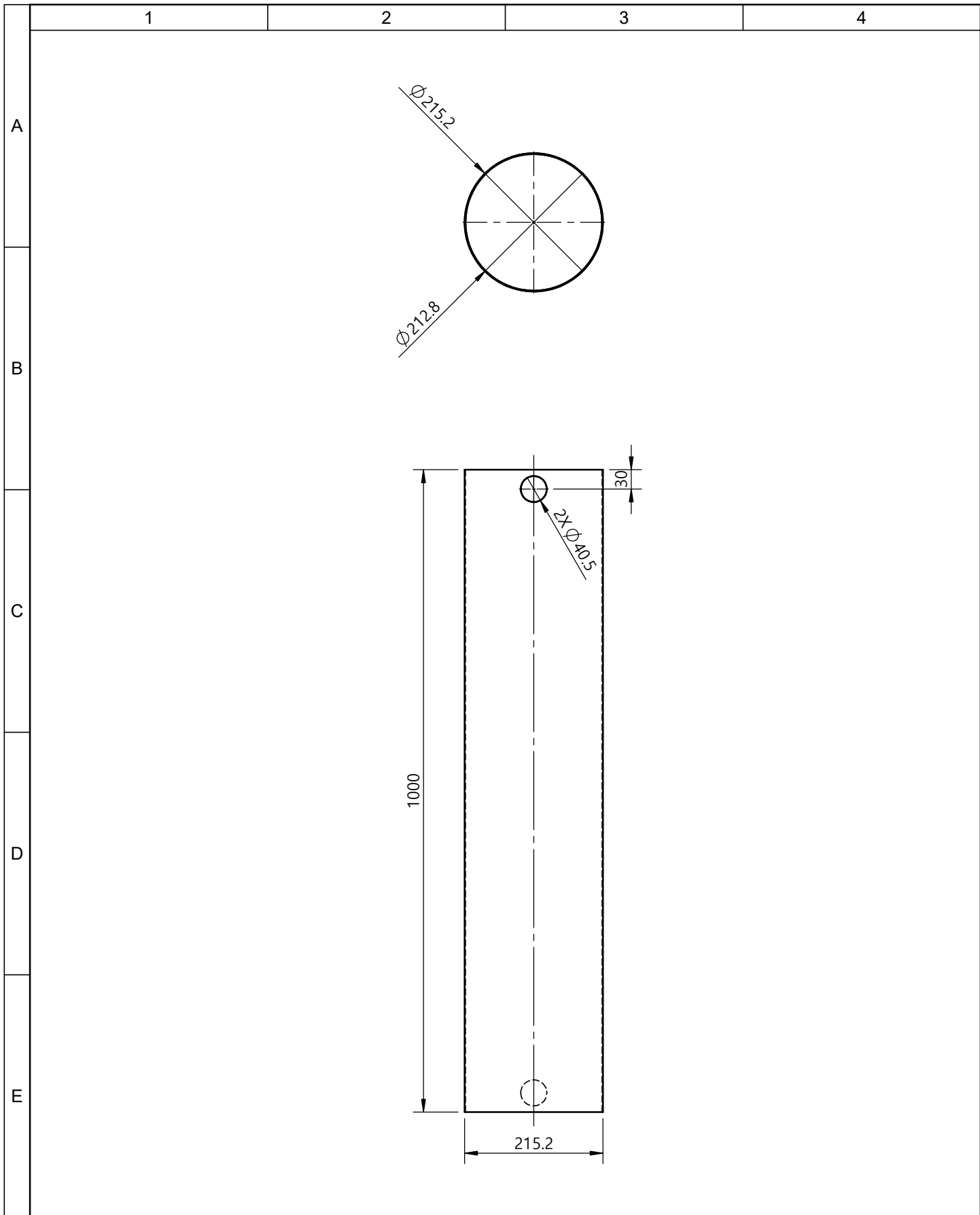
				Tolerancia ± 1	(Peso) 16.38 Kg	Materiales: Acero A36 (1.2mm)	
				Fecha	Nombre	Denominación: Ducto	Escala: 1:5
				Dibujó: 20/04/20	Pérez Wilman		
				Revisó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.		
				Aprobó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 03	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



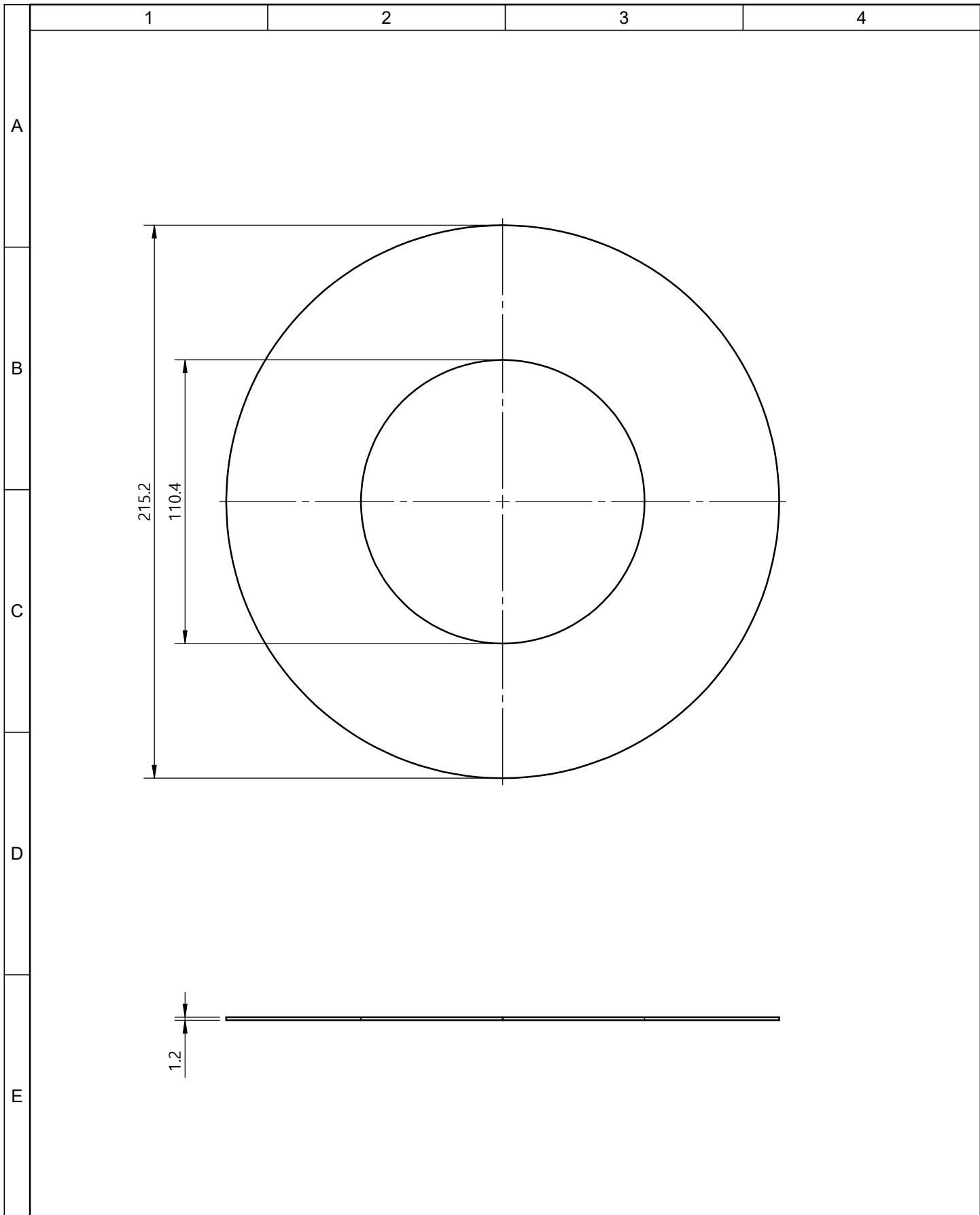
				Tolerancia ± 1	(Peso) 20.38 kg	Materiales: Acero A36 (1.2 mm)	
				Fecha	Nombre	Denominación: Ducto con hélice	Escala: 1:5
				Dibujó: 20/04/20	Pérez Wilman		
				Revisó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.		
				Aprobó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 04	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±1	2.4 kg	Lana de vidrio			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dibujó:	20/04/20	Pérez Wilman			Aislante térmoco	1:10
			Revisó:	20/04/20	Ing. Cabrera S.				
				Aprobó:	20/04/20	Ing. Cabrera S.			
				UTA		Número del dibujo:	06		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±1	20.7 kg	Acero A36 (1.2mm)	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 20/04/20	Pérez Wilman		
				Revisó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.		
				Aprobó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.	Recubrimiento aislante Número del dibujo: 07 (Sustitución)	1:10
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica			



				Tolerancia ±1	(Peso) 0.35 kg	Materiales: Acero A36 (1.2 mm)	
						Denominación: Tapa	Escala: 1:2
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 20/04/20	Pérez Wilman		
				Revisó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.		
				Aprobó: 20/04/20	Ing. Cabrera S.		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 08	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	