

DISEÑO Y MODELADO DE UN BANCO DE ANÁLISIS DE
INTERCAMBIADOR DE PLACAS PARA EL LABORATORIO DE SISTEMAS
TÉRMICOS

JULIÁN CAMILO LOZANO ORTIZ

KEVIN ANDRES ORTIZ VEGA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2025

DISEÑO Y MODELADO DE UN BANCO DE ANÁLISIS DE
INTERCAMBIADOR DE PLACAS PARA EL LABORATORIO DE SISTEMAS
TÉRMICOS

JULIÁN CAMILO LOZANO ORTIZ

KEVIN ANDRES ORTIZ VEGA

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

DIRECTOR:

JUAN PABLO FLÓREZ MERA

PhD. Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2025

DEDICATORIA

Primero siempre a Dios por darme la oportunidad de conseguir este logro tan importante y darme la salud necesaria para seguir adelante.

A mi madre Benilda Ortiz Valderrama y mi padre Pedro Julio Lozano Guerrero por apoyarme a lo largo de mi vida y mi carrera.

A mi hermana Laura Marcela Ortiz Diaz por ser un gran alivio en momentos difíciles.

A mis demás familiares y a mis grandes amigos cercanos por el apoyo emocional.

Julián Camilo Lozano Ortiz

A mis familiares, por su apoyo incondicional, su paciencia y su guía en cada paso de mi vida. Gracias por creer en mí incluso en los momentos más difíciles y por ser mi motivación para alcanzar este logro.

A mis profesores y mentores, por compartir su conocimiento, inspirarme a superar desafíos y mostrarme el camino hacia el crecimiento profesional y personal.

A mis amigos, por estar siempre ahí, brindándome alegría, ánimo y compañía durante esta etapa de mi vida.

Y, finalmente, a todos aquellos que de una u otra forma contribuyeron a que este sueño se hiciera realidad. Este logro es también de ustedes.

Kevin Andres Ortiz Vega

AGRADECIMIENTOS

Al profesor e ingeniero JUAN PABLO FLÓREZ MERA, director del proyecto, por sus aportes intelectuales, consejos, ideas y guía para llevar a cabo la realización de este proyecto de grado.

A todos los profesores de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander que contribuyeron de una u otra forma en nuestro proceso de formación.

A la Universidad Industrial de Santander por brindarnos el espacio y los recursos para una excelente formación profesional.

A todos nuestros amigos, compañeros de universidad que hicimos en el camino y familiares que siempre nos apoyaron y brindaron su ayuda cuando más se necesitó.

Julián Camilo Lozano Ortiz y Kevin Andres Ortiz Vega

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	20
1. EL PROBLEMA DEL LABORATORIO DE SISTEMAS TÉRMICOS EN LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA.....	21
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	21
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.....	22
1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO	22
1.3.1 Objetivos generales.....	22
1.3.2 Objetivos específicos.....	23
2. MARCO TEÓRICO.....	23
2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR POR PLACAS	23
2.1.1 Historia.	24
2.1.2 Componentes principales.	27
2.1.2.1 Bastidor.	28
2.1.2.2 Placas.....	28
2.1.2.3 Juntas.....	31
2.1.3 Funcionamiento.....	33
2.1.4 Tipos de intercambiadores de placas.	34

2.2 ANÁLISIS TEÓRICO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR POR PLACAS.	35
2.2.1 Balance de energía en sistemas de flujo estacionario.	35
2.2.2 Transferencia de calor en intercambiadores.	35
2.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor.	36
2.2.4 Diferencia media logarítmica de temperatura.	36
2.2.5 Área de transferencia de calor.	37
2.2.6 Numero de placas.	39
2.2.7 Diámetro hidráulico del canal.	39
2.2.8 Número de Reynolds para las placas corrugadas.	40
2.2.9 Número de Nusselt para las placas corrugadas.	42
2.2.10 Coeficiente de convección.	44
2.2.11 Caída de presión en intercambiadores de calor por placas.	45
2.3 ANÁLISIS TEÓRICO EN REDES DE TUBERÍAS.	46
2.3.1 Ecuación general de energía.	47
2.3.2 Flujos en tuberías.	47
2.3.2.1 Pérdidas de tuberías.	48
2.3.2.2 Pérdidas en tubos.	48
2.3.2.3 Pérdidas por accesorios.	51
2.3.3 Potencia necesaria de bombeo.	54
2.3.3.1 Cavitación y NPSH.	54

2.4 ANÁLISIS TERMICO PARA DETERMINAR EL ESPESOR DEL AISLANTE.....	55
2.4.1 Resistencia térmica.	56
2.4.2 Conducción.	56
2.4.3 Convección.....	57
2.4.3.1 Convección externa natural en tubería.....	58
2.4.3.2 Convección forzada interna en tubería.....	60
2.4.4. Radiación	61
3. DISEÑO CONCEPTUAL	62
3.1 DESPLIEGUE DE LA MATRIZ DE SELECCIÓN.	62
3.1.1 Requerimiento del banco de laboratorio.....	62
3.1.2 Organización de requerimientos.....	63
3.1.3 Criterios de diseño.	63
3.2 MATRIZ DE SELECCIÓN DEL BANCO DE LABORATORIO	63
3.3 MATRIZ DE SELECCIÓN DE LOS SUBSISTEMAS PRINCIPALES	65
3.3.1 Matriz de selección subsistema de intercambiador de placas.....	65
3.3.1.1 Planteamiento de alternativas de intercambiadores de placas.....	65
3.3.1.2 Evaluación de alternativas de intercambiadores de placas.....	67
3.3.2 Matriz de selección subsistema del subsistema de calentamiento.....	68
3.3.2.1 Planteamiento de alternativas de sistemas de calentamiento.....	69
3.3.2.2 Evaluación de alternativas de sistemas de calentamiento.	71

3.3.3 Matriz de selección subsistema de enfriamiento.....	72
3.3.3.1 Planteamiento de alternativas de sistemas de enfriamiento.....	72
3.3.3.2 Evaluación de alternativas de sistemas de enfriamiento.....	76
3.4 ESPECIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA.....	77
4. VERIFICACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO.....	78
5. DISEÑO EN DETALLE DEL BANCO DE ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE PLACAS	81
5.1 REQUERIMIENTOS INICIALES DEL SISTEMA.....	83
5.1.1 Selección de la unidad de enfriamiento.....	83
5.1.2 Selección del calentador eléctrico.....	83
5.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR POR PLACAS	84
5.2.1 Proceso de cálculo del intercambiador de calor por placas.....	85
5.3 DISEÑO DE LA MESA DE TRABAJO DEL BANCO DE LABORATORIO	88
5.3.1 Estructura de la mesa.....	88
5.3.2 Nivel superior de la mesa.....	89
5.3.3 Nivel inferior de la mesa	91
5.3.4 Ruedas de la mesa.....	93
5.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO Y TUBERIA	94
5.4.1 Distribución de sensores, tubería y accesorios.....	94
5.4.2 Proceso de cálculo y selección de la bomba recirculadora de agua caliente.....	97

5.4.3 Análisis térmico para el flujo de calor.	101
6. COSTOS	104
7. CONCLUSIÓN	107
BIBLIOGRAFÍA	109
ANEXOS	112

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Patente No. 58504 de un intercambiador de calor por placas.....	24
Figura 2. Intercambiador de calor inventado por el Dr. Richard Selifman.	25
Figura 3. Primer intercambiador de calor por placas comercial de Alfa Laval.	26
Figura 4. Intercambiador de placas con juntas.....	27
Figura 5. Placa de tipo Chevron.....	29
Figura 6. Disposición invertida de las placas tipo Chevron.	30
Figura 7. Disposición de las juntas en el intercambiador de placas.	31
Figura 8. Principio de flujo de los intercambiadores de calor por placas.....	33
Figura 9. Disposición de temperaturas a contra flujo.	37
Figura 10. a) Dimensiones de las placas corrugadas. b) Dimensiones del corrugado...	37
Figura 11. Configuración 1x1 para intercambiador de calor por placas.	40
Figura 12. a) Configuración 2x1. b) Configuración 2x2 para intercambiadores de calor por placas.....	41
Figura 13. Coeficientes de resistencia de entradas según su geometría.	52
Figura 14. Válvula de bola.....	52
Figura 15. Factor de fricción en la zona de turbulencia completa.	53
Figura 16. Codos de tubería y tes estándar.	53
Figura 17. Intercambiadores de placas soldadas.....	66

Figura 18. Intercambiadores de placas con juntas o desmontables.....	67
Figura 19. Calentador solar.....	69
Figura 20. Calentador eléctrico.....	70
Figura 21. Calentador a gas.....	71
Figura 22. Intercambiador de calor de doble tubo.....	73
Figura 23. Unidad de enfriamiento.....	74
Figura 24. Unidad de enfriamiento chiller.....	75
Figura 25. Torre de enfriamiento.....	76
Figura 26. Esquema de la alternativa ganadora.....	78
Figura 27. Ensayo de funcionamiento para intercambiador de placas Techno System TSC 510.....	79
Figura 28. Proceso de diseño del banco de laboratorio para análisis de intercambiador de calor por placas.....	82
Figura 29. Estructura de la mesa.....	89
Figura 30. Lamina de acero inoxidable para le nivel superior de la mesa.....	90
Figura 31. Láminas de sujeción del intercambiador de calor por placas.....	90
Figura 32. Ensamble del nivel superior de la mesa.....	91
Figura 33. Lamina de acero inoxidable para le nivel inferior de la mesa.....	91
Figura 34. a) Tanque de acrílico. b) Soporte para el tanque.....	92
Figura 35. Ensamble del nivel inferior de la mesa.....	93

Figura 36. Ensamble de las ruedas en la mesa	93
Figura 37. Disposición de los equipos de medición.....	95
Figura 38. Distribución de las tuberías en la mesa de laboratorio.....	96
Figura 39. a) Abrazadera de acero inoxidable con tuerca. b) Soporte de tubería con abrazadera perforada. c) Grapa de polipropileno.....	97
Figura 40. Vista frontal del modelo CAD del banco de laboratorio con los accesorios hidráulicos señalados.....	98
Figura 41. Punto de trabajo en la curva de la bomba Shinhoo Instant 15-1,5.....	100
Figura 42. Punto de trabajo en la curva de la bomba EVANS BRAC120W.	101
Figura 43. a) Circuito térmico equivalente para el fluido caliente. b) Circuito térmico equivalente para el fluido frío.	102

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Guía de selección de materiales de placa.....	30
Tabla 2. Guía de selección de materiales para juntas.....	32
Tabla 3. Constantes para transferencia de calor monofásica y pérdida de presión para el cálculo de intercambiadoras de calor por placas.....	44
Tabla 4. Matriz de calidad de los subsistemas.	64
Tabla 5. Resultados de la matriz de selección para los subsistemas.....	64
Tabla 6. Matriz de selección del subsistema de intercambiador de placas.	65
Tabla 7. Resultados de la selección del subsistema de intercambiador de placas.	65
Tabla 8. Resultados alternativas subsistema de intercambiador de placas.	68
Tabla 9. Resultados de la matriz de selección del subsistema de calentamiento.	68
Tabla 10. Resultados de la matriz de selección del subsistema de calentamiento.	68
Tabla 11. Resultados alternativas subsistema de calentamiento.....	71
Tabla 12. Resultados de la matriz de selección del subsistema de enfriamiento.....	72
Tabla 13. Resultados de la matriz de selección del subsistema de enfriamiento.....	72
Tabla 14. Resultados alternativas subsistema de enfriamiento.....	76
Tabla 15. Datos de entrada para la comprobación del modelo matemático.....	80
Tabla 16. Resultados de la validación del modelo matemático.	80
Tabla 17. Datos iniciales.	84

Tabla 18. Resultados del cálculo termodinámico para los valores iniciales propuestos en la Tabla 17.....	85
Tabla 19. Datos del Intercambiador de calor de placas soldadas de la serie BPHE B3-020-28.	86
Tabla 20. Resultados de la primera prueba del cálculo del intercambiador de calor por placas.....	86
Tabla 21. Resultados de las iteraciones.....	87
Tabla 22. Resultado de los parámetros de entrada y salida del intercambiador de calor por placas.....	88
Tabla 23. Resultado de la parametrización para selección de bomba.	99
Tabla 24. Resultado de los parámetros para los requisitos mínimos para la selección de la bomba recirculadora de agua caliente.....	100
Tabla 25. Resultados del cálculo térmico para el fluido caliente.	103
Tabla 26. Resultados del cálculo térmico para el fluido frío.	104
Tabla 27. Costos asociados a los tres sistemas principales del banco de laboratorio para análisis de intercambiadores de calor por placas.....	104
Tabla 28. Costos asociados a la construcción de la mesa.	105
Tabla 29. Costos de los sistemas de medición.	105
Tabla 30. Costos asociados al sistema hidráulico.....	106
Tabla 31. Costos totales.....	106

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Proceso de cálculo de la validación del modelo matemático cero dimensional.	112
Anexo B. Proceso de cálculo del intercambiador para el banco de laboratorio.....	120
Anexo C. Cálculo para determinar la bomba recirculadora de agua caliente.....	128
Anexo D. Cálculos del análisis térmico en tuberías.....	132
Anexo E. Ficha técnica de la unidad de enfriamiento – Chiller serie BR-6020.....	138
Anexo F. Datos técnicos del calentador termoeléctrico Bosch serie Tronic 4000 C.....	139
Anexo G. Catálogo de intercambiadores de calor tipo PHE de la marca Danfoss.	140
Anexo H. Catálogo de tubería estructural cuadrada Ternium.....	143
Anexo I. Catálogo de láminas de acero inoxidable.....	144
Anexo J. Catálogo de perfiles angulares.....	145
Anexo K. Catálogo de ruedas AGILA.	146
Anexo L. Ficha técnica de la termocupla tipo J.	147
Anexo M. Ficha técnica del manómetro.	148
Anexo N. Ficha técnica del medidor de flujo K24.....	149
Anexo Ñ. Catálogo de tubería de cobre flexible.	150
Anexo O. Catálogo de la bomba Shinhoo Instant 15-1,5.	151
Anexo P. Catálogo de la bomba EVANS BRAC120W.	153

Anexo Q. Catálogo de aislante térmico Yumbolon.....	154
Anexo R. Guía de funcionamiento.....	155
Anexo S. Planos del banco de laboratorio para análisis de intercambiadores de calor por placas.....	159

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y MODELADO DE UN BANCO DE ANÁLISIS DE INTERCAMBIADOR DE PLACAS PARA EL LABORATORIO DE SISTEMAS TÉRMICOS*

AUTORES: JULIÁN CAMILO LOZANO ORTIZ, KEVIN ANDRES ORTIZ VEGA**

PALABRAS CLAVE: Diseño, Modelado, Banco de laboratorio, Sistemas térmicos, Intercambiador por placas.

DESCRIPCIÓN:

El presente trabajo de grado tuvo como objetivo principal el diseño de un banco de laboratorio para el análisis de intercambiadores de calor de placas, destinado al Laboratorio de Sistemas Térmicos de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander. Mediante la aplicación de una metodología de diseño sistemática, se desarrolló inicialmente un diseño conceptual, identificando y seleccionando los sistemas principales que conformarían el banco. A partir de esta selección, se establecieron los parámetros operativos y de diseño necesarios para el proyecto. En paralelo, se validó un modelo de cálculo para intercambiadores de calor mediante la comparación con datos experimentales reales, asegurando la consistencia y precisión del modelo. Una vez validado el modelo, se procedió al cálculo y dimensionamiento de los sistemas de calentamiento, enfriamiento y el intercambiador de calor seleccionado para el diseño. Como resultado de estos cálculos, se determinó el tipo de intercambiador de placas más adecuado, se seleccionó la bomba requerida para el sistema y se eligió el material aislante necesario para minimizar las pérdidas de calor en las tuberías. Finalmente, se elaboró el diseño detallado del banco de laboratorio, utilizando el software SolidWorks para modelar cada componente y generar los planos técnicos correspondientes. Además, se realizó una consulta con distribuidores locales y nacionales para cotizar los elementos seleccionados, obteniendo así un estimado del costo total de construcción del proyecto.

*Trabajo de grado.

** Facultad de Ingenierías fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.
Director: Juan Pablo Flórez Mera. PhD. Ingeniería Mecánica.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND MODELING OF A PLATE EXCHANGER ANALYSIS BENCH FOR THE THERMAL SYSTEMS LABORATORY*

AUTHORS: JULIÁN CAMILO LOZANO ORTIZ, KEVIN ANDRES ORTIZ VEGA**

KEY WORDS: Design, Modeling, Laboratory bench, Thermal systems, Plate exchanger.

DESCRIPTION:

This degree project aimed to design a laboratory bench for the analysis of plate heat exchangers, intended for the Thermal Systems Laboratory of the School of Mechanical Engineering at the Universidad Industrial de Santander. By applying a systematic design methodology, an initial conceptual design was developed, identifying the main systems that would comprise the bench. Based on this selection, the operational and design parameters necessary for the project were established. In parallel, a calculation model for heat exchangers was validated by comparing it with real experimental data, ensuring the model's consistency and accuracy. Once the model was validated, the heating, cooling systems, and the selected heat exchanger for the design were calculated and sized. As a result of these calculations, the most suitable type of plate heat exchanger was determined, the required pump for the system was selected, and the necessary insulating material was chosen to minimize heat losses in the pipelines. Finally, the detailed design of the laboratory bench was developed using SolidWorks software to model each component and generate the corresponding technical drawings. Additionally, consultations were made with local and national distributors to obtain quotes for the selected components, providing an estimate of the total construction cost of the project.

*Degree work.

** Physical and Mechanical Engineering faculty. Mechanical Engineering School.
Director: Juan Pablo Flórez Mera. PhD. Mechanical Engineering

INTRODUCCIÓN

La Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, en su compromiso por formar profesionales integrales, ofrece diversos espacios para el desarrollo de actividades de investigación y práctica dentro de sus instalaciones. Entre estos espacios se encuentran una variedad de laboratorios especializados en diferentes áreas de estudio.

Uno de estos laboratorios es el Laboratorio de Sistemas Térmicos, el cual cuenta con una amplia gama de bancos de análisis para diversos tipos de intercambiadores de calor y procesos de transferencia térmica. Sin embargo, este laboratorio carece de un banco específico para el análisis de intercambiadores de calor de placas, lo que limita la investigación y el estudio de este tipo de dispositivos. Estos intercambiadores son fundamentales en numerosas aplicaciones de la Ingeniería Mecánica, como la climatización, refrigeración, pasteurización, entre otros.

Para abordar esta limitación, el presente proyecto tiene como objetivo diseñar un banco de laboratorio que permita el análisis de intercambiadores de calor de placas. Este banco facilitará el estudio de las variables que influyen en la transferencia de calor a través de estos dispositivos, asegurando que los valores obtenidos sean consistentes con un modelo matemático validado mediante pruebas experimentales.

El banco de laboratorio está equipado con sensores de temperatura, de flujo y presión para medir las condiciones de entrada y salida de los fluidos. Además, cuenta con un sistema de calentamiento y enfriamiento de agua para realizar las pruebas necesarias. Un aspecto clave del diseño es su independencia de los sistemas de calentamiento y enfriamiento, lo que permite su conexión con otros dispositivos de intercambio de calor, aumentando así su versatilidad y aplicabilidad en diferentes contextos de investigación.

1. EL PROBLEMA DEL LABORATORIO DE SISTEMAS TÉRMICOS EN LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten el proceso de intercambio de calor entre dos fluidos con temperaturas diferentes y sin que estos se mezclen entre sí. Los intercambiadores de calor son usados en una gran variedad de aplicaciones domésticas como la climatización de entornos, y aplicaciones industriales como la condensación de gases, el enfriamiento de aceites, el procesamiento de lácteos, etc. Uno de los tipos de intercambiadores usados para este tipo de trabajos son los intercambiadores de placas.

Los intercambiadores de calor por placas pueden crecer al aumentar la demanda de transferencia de calor sencillamente montando más placas, dichos intercambiadores son bastante apropiados para la transferencia de calor entre dos líquidos siempre y cuando el fluido frío y el fluido caliente se encuentren aproximadamente a la misma presión¹.

El rango de posibles aplicaciones se ha ampliado considerablemente y, en la actualidad, bajo condiciones específicas y apropiadas, se superpone y compite con éxito en áreas históricamente consideradas como el dominio de los intercambiadores de calor tubulares. Debido a que cumplen varias funciones en muchas industrias se consideran como una alternativa a los intercambiadores de calor tipo tubo y carcasa en aplicaciones de transferencia de calor líquido a líquido a baja y media presión².

La creación de intercambiadores de calor de placas requiere un enfoque especializado, dada la amplia gama de configuraciones posibles para las placas y su adaptabilidad a múltiples aplicaciones. A diferencia de los intercambiadores tubulares, cuyos datos y técnicas de diseño son de acceso público, los intercambiadores de placas están sujetos

¹YUNUS A. ÇENGEL, & AFSHIN J. GHAJAR. *Transferencia de Calor y Masa*. McGraw-Hill, Ed.; cuarta edición, 2011. P. 630.

²KAKAC, S; LIU, H y PRAMUANJAROENKIJ, A. *Heat Exchangers*. Nueva York: CRC Press, 2012. P. 451.

a diseños patentados. Por esta razón, los fabricantes han implementado métodos computarizados propios para diseñar los equipos que ofrecen en el mercado³.

Considerando las ventajas de este intercambiador de calor en comparación con sus contrapartes industriales, surge la necesidad de estudiar el funcionamiento de estos dispositivos. El objetivo de este estudio es proporcionar a los estudiantes de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander una sólida base de conocimiento que puedan aplicar con destreza en el contexto industrial.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

El proceso de aprendizaje de los estudiantes de la Universidad Industrial de Santander requiere bancos de pruebas que fortalezcan los conocimientos aprendidos durante las clases teóricas de la asignatura de sistemas térmicos, siendo uno de sus temas los intercambiadores de calor por placas, un equipo importante en la industria. Por lo anterior se requiere diseñar un banco de pruebas de laboratorio, el cual permita a los estudiantes realizar análisis térmicos de intercambiadores de calor por placas.

En este trabajo se desarrolló el diseño de un banco de intercambiadores de calor de tipo placas, evaluando las variables que influyen en el trabajo de estos dispositivos, a través de un modelamiento matemático para predecir las temperaturas de respuesta de los fluidos de trabajo y la pérdida de presión. De esta manera tener la base para la construcción de un banco de laboratorio que aporte al desarrollo de nuevos ingenieros mecánicos en la Universidad Industrial de Santander.

1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.3.1 Objetivos generales. Diseñar un banco de laboratorio de análisis de intercambiadores de calor de tipo placas para el laboratorio de sistemas térmicos de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

³ Ibid., P. 452.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Diseñar un intercambiador de calor tipo placas para operar con agua como fluido de trabajo, con una temperatura máxima de 50°C y temperatura mínima de 20 °C.
- Dimensionar y seleccionar los subsistemas de calentamiento, enfriamiento y monitoreo de presión, temperatura y caudal del banco de laboratorio.
- Elaborar el modelo de ensamble en un software tipo CAD (SolidWorks) del banco de laboratorio.
- Implementar un modelo matemático cero dimensional, térmico e hidráulico que describa el comportamiento del sistema.
- Validar el modelo cero dimensional a través de los datos de un ensayo de laboratorio de un fabricante de intercambiadores de calor por placas.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR POR PLACAS

Los intercambiadores de calor de placas (PHE, por sus siglas en inglés: *Plate Heat Exchangers*) son equipos diseñados para facilitar la transferencia de calor. Estos dispositivos se clasifican dentro de la categoría de intercambiadores de calor de contacto indirecto o transmurales, lo que significa que cuentan con una pared o barrera que sirve como interfaz para la transferencia térmica entre los fluidos calientes y fríos. Esta separación física evita que los fluidos entren en contacto directo y se mezclen⁴.

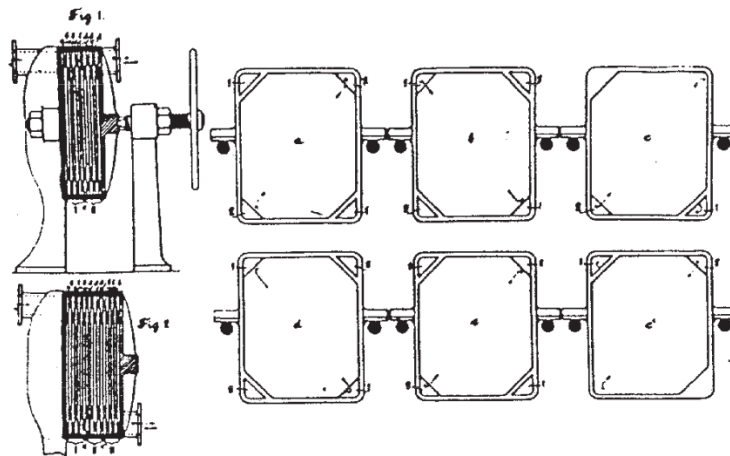
El diseño de los intercambiadores de calor es altamente especializado debido a la diversidad en la configuración de las placas y su adaptación a distintas aplicaciones. Sin embargo, a diferencia de los otros tipos de intercambiadores más convencionales, existe una amplia gama de literatura donde se puede encontrar datos y metodologías de diseño,

⁴ WANG, L.; SUNDEN, B. y MANGLIK, R.M. *Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance*. Boston: WIT press, 2007. P. 1.

el diseño de los intercambiadores de placas suele estar protegido por patentes. Esto lleva a que los fabricantes desarrollen sus propios métodos y procedimientos exclusivos.

2.1.1 Historia. Los primeros desarrollos y usos de intercambiador de calor datan de finales del siglo XIX debido a las leyes y requisitos cada vez más estrictos en la industria alimenticia, específicamente el proceso de pasteurización de leche, con el fin de llevar un control de enfermedades más riguroso, ya que algunas afecciones tales como la tuberculosis, se propagaba a través de la leche cruda o sin tratar⁵. Para cumplir con el proceso se necesitaba de un equipo que pudiese proporcionar un control de temperatura preciso, una transferencia de calor eficiente y lo más importante, facilidad para la limpieza, ya que se debía realizar diariamente, estas características llevaron al desarrollo de los intercambiadores de calor por placas (PHE), registrándose una patenté en Alemania 1878, por parte de Albrecht Drake, en la que propuso el enfriamiento de un líquido usando otro más frío fluyendo en lados opuestos de una serie de placas⁶.

Figura 1. Patente No. 58504 de un intercambiador de calor por placas.



Fuente: Wang, L., Sunden, B., y Manglik, R.M. Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance. Boston: WIT press, 2007. p. 3.

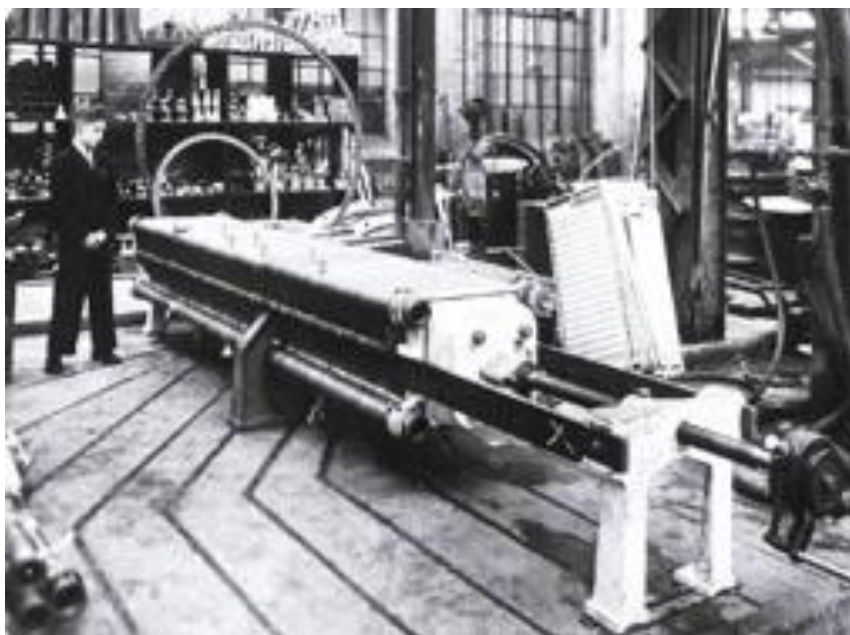
⁵ SANTOS, D. Análise experimental do comportamento termohidráulico de um trocador de calor do tipo placas corrugadas. Florianópolis: Tesis de postgrado en Ingeniería Mecánica: Universidad federal de santa Catarina, 2019.

⁶ WANG. Op. Cit., p.2.

La investigación de los intercambiadores de placas dio lugar a diferentes avances en la tecnología usada en estos, siendo en abril 5 de 1890 que dos alemanes, Langen y Hundhausen, patentaron el diseño de un PHE el cual ofrecía algunas mejoras para su paquete de placas, la patente No 58504 se puede ver en la Figura 1⁷.

En 1923 el Dr. Richard Seligman invento el primer intercambiador de calor por placas operativos, llamado pasteurizador de placas (ver Figura 2), cuyo objetivo era curar el calor de los lácteos, siendo una alternativa viable para el separador de la época. No fue sino hasta el año 1930 cuando Bergedorfer Eisenwerk en Suecia desarrollo el primer intercambiador de calor por placas comercial para la empresa Alfa laval⁸,

Figura 2. Intercambiador de calor inventado por el Dr. Richard Selifman.

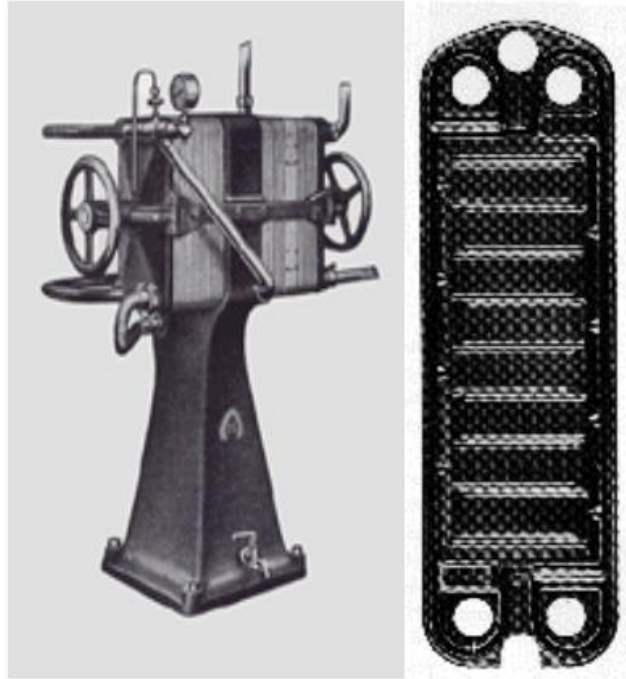


Fuente: SPX FLOW, Inc. 100 Years of APV: Engineering the Future with Plate Heat Exchangers [En Linea]. Charlotte, USA. [Consulta 4 de Agosto 2024]. Disponible en: <https://www.linkedin.com/pulse/100-years-apv-engineering-future-plate-heat-exchangers-spx-flow/>

⁷ Ibid., p.3.

⁸ KAKAC. Op. Cit., p.451.

Figura 3. Primer intercambiador de calor por placas comercial de Alfa Laval.



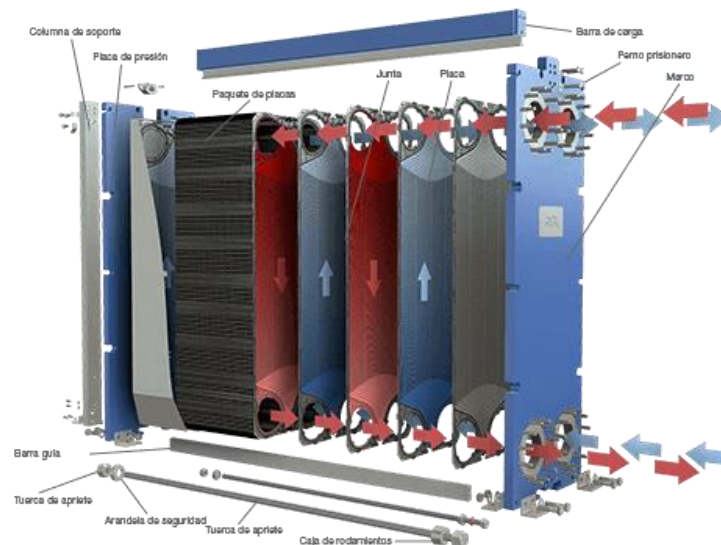
Fuente: Alfa Laval. Gasketed plate heat exchanger differentiation [Sitio Web]. Rudeboksvägen, Suecia. [Consulta 4 de Agosto 2024]. Disponible en: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/investors/swedish/kapitalmarknadsdagen/2013/2013_cmd_gphe.pdf

A lo largo del desarrollo de los intercambiadores de calor por placas su funcionamiento ha cambiado desde los primeros años, tanto su diseño como su construcción permitiendo mejores rendimientos, temperaturas y presiones de trabajo más altas, ampliando el abanico de aplicaciones para los PHE. Siendo posterior al año 1960 en el que estos dispositivos alcanzaron su madurez, impulsados por la crisis energética, donde se desarrollaron diferentes tipos de placas y técnicas de fabricación, con el fin de mejorar el rendimiento termo hidráulico de los intercambiadores de calor. Finalmente, el desarrollo de estos intercambiadores de calor ha llevado a obtener una gran variedad de placas con diferentes corrugados y geometrías, diseñadas para un espectro amplio de aplicaciones que van desde el procesado de la leche hasta la climatización, y bajo condiciones

específicas y adecuadas, se superpone y compite con éxito en áreas históricamente consideradas dominio de los intercambiadores de calor tubulares⁹.

2.1.2 Componentes principales. Un intercambiador de placas está compuesto por múltiples láminas metálicas corrugadas, las cuales se sujetan mediante presión dentro de un marco y se sellan utilizando juntas, empaques o soldaduras, según el modelo del equipo. Esta disposición crea una red de canales interconectados por donde circulan los fluidos de trabajo, los cuales pueden ser impulsados por bombas si es necesario. En términos generales, estos dispositivos constan de tres componentes principales: el marco, las juntas y las placas¹⁰.

Figura 4. Intercambiador de placas con juntas.



Fuente: Alfa Laval. Intercambiadores de calor de placas y bastidor con juntas [Sitio web]. Rudeboksvägen, Suecia. [Consulta 4 de Agosto 2024]. Disponible en: <https://www.alfalaval.lat/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiadores-de-calor-de-placas-y-bastidor-con-juntas/>

⁹ *Ibíd.*, p. 451.

¹⁰ DÁVILA, W. y OBANDO, F. Diseño y construcción de un intercambiador de calor de placas. Quito: Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánica: Escuela Politécnica Nacional, 2006. P. 20.

2.1.2.1 Bastidor. El bastidor del intercambiador de calor tiene como función mantener el apriete y soportar las presiones a las que se somete el dispositivo durante su funcionamiento, se compone principalmente de una barra de soporte, barra de carga, tuercas y pernos de apriete, y dos placas de presión, las cuales son hechas de acero al carbono para poder soportar esas presiones generadas durante el funcionamiento, a excepción de las zonas donde estas están en contacto con los fluidos, las cuales son las entradas y salidas de fluido, estas deben ser del mismo material del cual es fabricada la placa¹¹.

2.1.2.2 Placas. Las placas son los componentes principales que definen los canales por donde fluyen los fluidos de trabajo. Estas se fabrican principalmente con metales o aleaciones que permiten su conformación en frío o soldadura, ya que las superficies corrugadas se producen mediante procesos de conformado con distintos patrones de molde. Este diseño no solo incrementa el área disponible para la transferencia de calor, sino que también promueve un flujo turbulento, lo cual mejora significativamente la eficiencia del intercambiador¹². Los métodos de fabricación de las placas suelen ser similares entre los distintos fabricantes. No obstante, la eficiencia térmica e hidráulica de cada placa varía según sus características geométricas. Por esta razón, la cantidad y dimensiones de las placas en un intercambiador se determinan en función de factores como el caudal de los fluidos, sus propiedades físicas, la caída de presión permitida y los requisitos de temperatura específicos de la aplicación en la que se utilizará el equipo.¹³.

Aunque existen muchos patrones de corrugación para las placas, en la actualidad la mayoría de los intercambiadores de calor de placas usan placas de tipo Chevron, véase la Figura 5, estas se dividen en tres zonas, las zonas de entrada y salida, y la zona de distribución por las cuales los fluidos ingresan a la placa y se dirigen hacia la el área de intercambio de calor, la cual es la zona más importante de la placa, se caracteriza por el

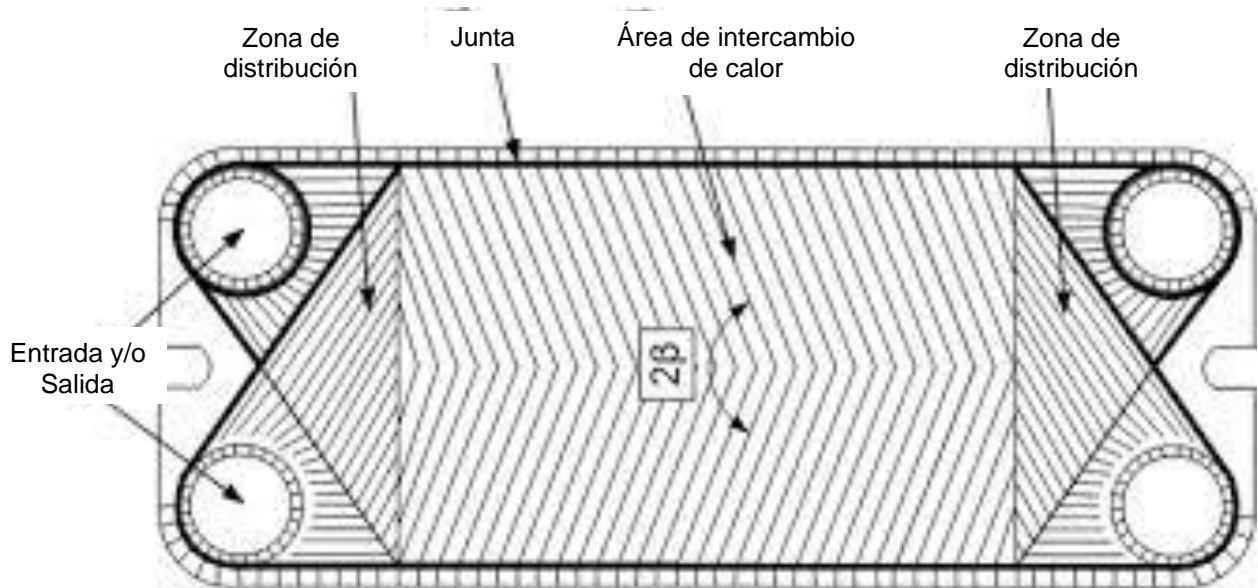
¹¹ *Ibíd.*, p. 20.

¹² SANTOS. *Op. Cit.*, p.49.

¹³ KAKAC. *Op. Cit.*, p.454.

ángulo de Chevron (β), el cual es determinante para las características técnicas del intercambiador, este ángulo puede oscilar entre 65° y 25° ¹⁴.

Figura 5. Placa de tipo Chevron.



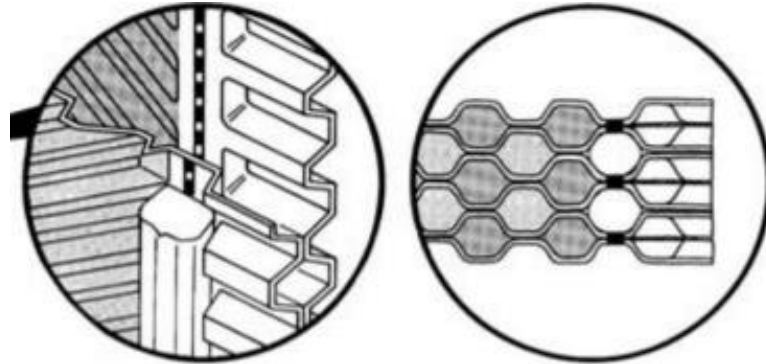
Fuente: KLEMEŁ, J., et all. Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation. Boca Raton: Crc Press, 2015.

El ensamble de las placas adyacentes tipo Chevron se realiza de tal manera que los ángulos queden invertidos entre las dos placas, véase la Figura 6, esto permite aumentar los puntos de contacto entre las placas, de esta manera aumentando la rigidez de los paquetes de placas, permitiendo que la fabricación de las placas se pueda hacer con materiales sumamente delgados, siendo el grosor de una placa de aproximadamente 0.6 mm¹⁵.

¹⁴ Ibíd., p. 455.

¹⁵ Ibíd., p. 456.

Figura 6. Disposición invertida de las placas tipo Chevron.



Fuente: KAKAC, S., LIU, H. y PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat Exchangers. Nueva York: CRC Press, 2012

En la Tabla 1 se muestra una guía de los materiales usados para fabricar las placas de los intercambiadores de calor, según el tipo de fluido y temperatura a la que se someterá.

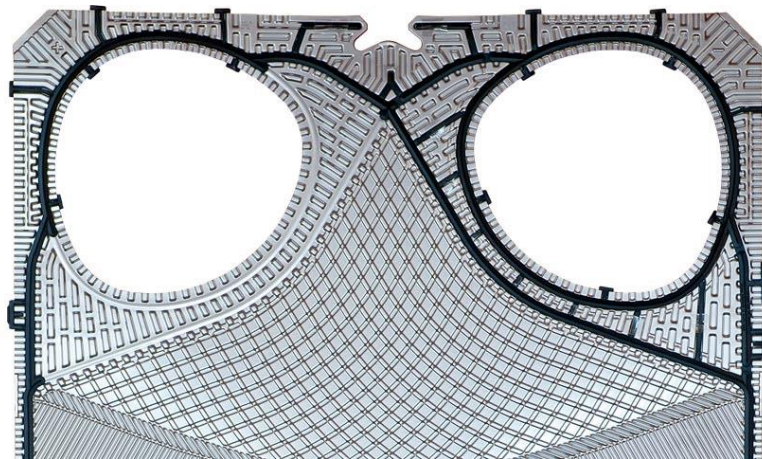
Tabla 1. Guía de selección de materiales de placa.

Material	Líquido
Acero inoxidable	Agua, Agua de torres de enfriamiento, soluciones de cloruro diluido (<200 ppm), soluciones de sulfato de cobre, productos alimenticios, medios farmacéuticos, cerveza, etc.
Incoloy	Soluciones causticas (50-70%).
Níquel	Gas hidrogeno/vapor de agua con restos de mercurio y ácidos (≤ 70 °C).
Hastelloy	Ácido sulfúrico y nítrico.
Titanio	Agua de mar o salobre, ácidos diluidos (≤ 70 °C), soluciones de cloruro (>200 ppm) t salmueras cloradas.
Aleación de Titanio-Paladio	Ácido nítrico y sulfúrico diluido (Concentración de 10% y ≤ 70 °C)

Fuente: Adaptado de WANG, L., SUNDEN, B., y MANGLIK, R.M. Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance. Boston: WIT press, 2007.

2.1.2.3 Juntas. El rendimiento (seguridad y confiabilidad a prueba de fugas de por vida) de la placa y el marco intercambiadores de calor depende en gran medida de las juntas utilizadas y de la fiabilidad de sus materiales. Las juntas suelen ser elastómeros moldeados de una sola pieza y sus características específicas. Las características del material se seleccionan en función de la compatibilidad del fluido, el funcionamiento condiciones de temperatura y presión. Básicamente funcionan como 'O'rings que son asentado en las ranuras periféricas de la superficie de la placa corrugada, como se muestra en la Figura 7, y evitar fugas de líquido dentro y fuera de la placa¹⁶. Para asegurar las juntas se usan las ranuras de la placa, la cual Tradicionalmente, las juntas se pegaban a la superficie de la placa en sus ranuras formadas a presión. Con los nuevos avances en materiales elastómeros y capacidades de fabricación, numerosos fabricantes de PHE han comenzado a suministrar juntas con clip o sin pegamento.

Figura 7. Disposición de las juntas en el intercambiador de placas.



Fuente: Alfa Laval. Intercambiadores de calor de placas y bastidor con juntas [Sitio web]. Rudeboksvägen, Suecia. [Consulta 4 de Agosto 2024]. Disponible en: <https://www.alfalaval.com.co/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiadores-de-calor-de-placas-y-bastidor-con-juntas/>

¹⁶ WANG. Op. Cit., p.43.

Tabla 2. Guía de selección de materiales para juntas.

Material	Temperatura máxima de funcionamiento [°C]	Aplicaciones típicas
Goma	70	Disolventes oxigenados, ácidos, alcoholes.
Neopreno	70	Alcoholes, álcalis, ácidos, disolventes de hidrocarburos.
Estireno butadieno (SBR)	85	Soluciones acuosas, álcalis, ácidos, disolventes oxigenados.
Nitrilo	135	Productos lácteos, bebidas, medios farmacéuticos y bioquímicos, gasolina, aceites, disolventes orgánicos.
Fluoroelastómero	150	Aceites.
Butilo	155	Álcalis, ácidos, aceites, aldehídos, cetonas, fenoles, ésteres.
Caucho de etileno propileno (EPDM)	155	Alcoholes, hipoclorito de sodio, amplia gama de medios químicos.
Caucho fluorado	180	Aceites, gasolinas, soluciones acuosas, disolventes orgánicos.
Silicona	180	Líquidos corrosivos.

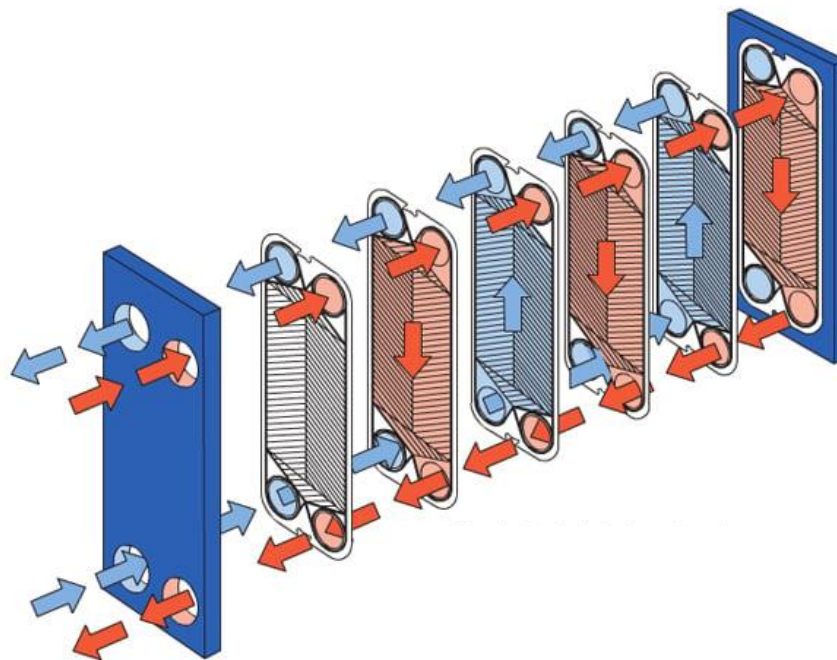
Fuente: Adaptada de WANG, L., SUNDEN, B., y MANGLIK, R.M. Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance. Boston: WIT press, 2007.

Además de las condiciones de operación (tipo de líquido, concentración de aditivos, temperatura, presión, etc.), también son críticas las características de compresión para

resistir las tensiones y fuerzas que genera el flujo de medios. Las juntas hechas de materiales elásticos y moldeables, como el caucho y sus diferentes formas polimerizadas. Cada uno tiene un umbral de temperatura límite, en la Tabla 2 se encuentra una guía de selección para algunos materiales comúnmente usados para las juntas y su aplicación, así como las temperaturas máximas a las que trabajan¹⁷.

2.1.3 Funcionamiento.

Figura 8. Principio de flujo de los intercambiadores de calor por placas.



Fuente: Alfa Laval. Industrial gasketed plate heat exchangers [Sitio web]. Rudeboksvägen, Suecia. [Consulta 4 de Agosto 2024]. Disponible en: <https://www.alfalaval.us/microsites/gasketed-plate-heat-exchangers/types/industrial/>

El funcionamiento de los intercambiadores de calor de placas se fundamenta en la interacción entre dos fluidos: uno caliente (representado en color rojo) que normalmente entra por una de las entradas superiores del equipo y sale por una salida inferior, y otro

¹⁷ Ibíd., p. 45.

frío (representado en color azul) que ingresa por una de las entradas inferiores y sale por una salida superior.¹⁸ Los dos fluidos fluyen a través de canales alternos, los cuales están separados por placas corrugadas y juntas. Estos canales se forman entre pares de placas adyacentes. Cuando los fluidos entran al intercambiador, se distribuyen hacia los canales alternos. De esta manera, el calor se transfiere desde el fluido caliente hacia el fluido frío a través de la pared que los divide, siguiendo un flujo en contracorriente. Esta disposición es una de las razones principales por las que este tipo de intercambiadores alcanza una eficiencia térmica tan elevada¹⁹.

2.1.4 Tipos de intercambiadores de placas.

- **Intercambiadores de placa y juntas:** Las placas se sujetan entre sí aplicando presión con las barras del marco, y se instalan juntas para garantizar un sellado hermético. El desmontaje del intercambiador es sencillo, ya que solo requiere desatornillar las barras de sujeción. Esta facilidad de desmontaje agiliza las tareas de mantenimiento y limpieza que puedan ser necesarias.
- **Intercambiador de placas soldadas:** Las placas se unen mediante soldadura, lo que elimina la necesidad de juntas para asegurar la estanqueidad. La mayor ventaja de este diseño es su capacidad para operar en aplicaciones con altas presiones, donde el uso de juntas sería problemático. Estos intercambiadores pueden soportar presiones de hasta 30 a 32 bar. No obstante, tienen una limitación importante: no pueden desmontarse para su limpieza. Además, si los requisitos del proceso cambian, no es posible ajustar el número de placas.
- **Intercambiador de placas semisoldadas:** Los intercambiadores de placas semisoldados combinan flexibilidad y fiabilidad, superando las limitaciones de los diseños que utilizan solo juntas o solo soldadura. Están formados por un número par

¹⁸ Alfa Laval. Intercambiador de calor: Definición, funcionamiento, tipos, aplicaciones y mucho más [Sitio web]. Rudeboksvägen, Suecia. [Consulta 4 de Agosto 2024]. Disponible en: <https://www.alfalaval.es/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiador-de-calor-definicion-funcionamiento-tipos-y-aplicaciones/>

¹⁹ WANG. Op. Cit., p.6.

de placas, en las que se alternan canales soldados con canales tradicionales que dependen de juntas para su sellado. En este diseño, un fluido circula por los canales soldados, mientras que el otro lo hace por los canales con juntas. Este tipo de intercambiador ofrece la resistencia y seguridad de la soldadura, manteniendo al mismo tiempo la versatilidad y facilidad de mantenimiento de los modelos que emplean juntas.

2.2 ANÁLISIS TEÓRICO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR POR PLACAS

2.2.1 Balance de energía en sistemas de flujo estacionario. En los intercambiadores de calor por placas, que operan en régimen estacionario, la tasa de transferencia de calor que sale del fluido caliente es igual a la que entra hacia el fluido frío. Esto se debe a que, en un sistema de flujo estacionario, el flujo másico, la temperatura y la velocidad de los fluidos a la entrada y salida del dispositivo permanecen constantes. Por lo tanto, la tasa de transferencia de calor puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad [Kw] \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

\dot{Q} : Razón de la transferencia neta de calor [Kw].

\dot{m} : flujo masico del fluido [Kg/s].

C_p : Capacidad calorífica específica [Kj/Kg°C].

ΔT : Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del fluido [°C].

2.2.2 Transferencia de calor en intercambiadores. La razón de transferencia de calor en intercambiadores de calor en general se puede expresar de una forma análoga a la ley de enfriamiento de Newton, esta ecuación viene dada por:

$$\dot{Q} = UA_s\Delta T_m \quad [Kw] \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor [$kW/m^2\text{°C}$].

A_s : Área superficial de transferencia de calor [m^2].

ΔT_m : Diferencia media logarítmica de temperatura [°C].

2.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor. El coeficiente global de transferencia de calor es un valor que nos permite saber que tan bien se puede transmitir el calor a través de una serie de medios resistentes, la determinación este elemento es de gran importancia a la hora de analizar todo tipo de intercambiadores de calor y está dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_H} + \frac{1}{h_C} + \frac{t}{k_p} + R_H + R_C \quad [m^2\text{°C}/W] \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

h_H : Coeficiente de convección del fluido caliente [$W/m^2\text{°C}$].

h_C : Coeficiente de convección del fluido frío [$W/m^2\text{°C}$].

k_p : Conductividad térmica del material de la placa [$W/m\text{°C}$].

R_H : Factor de ensuciamiento del fluido caliente [$m^2\text{°C}/W$].

R_C : Factor de ensuciamiento del fluido frío [$m^2\text{°C}/W$].

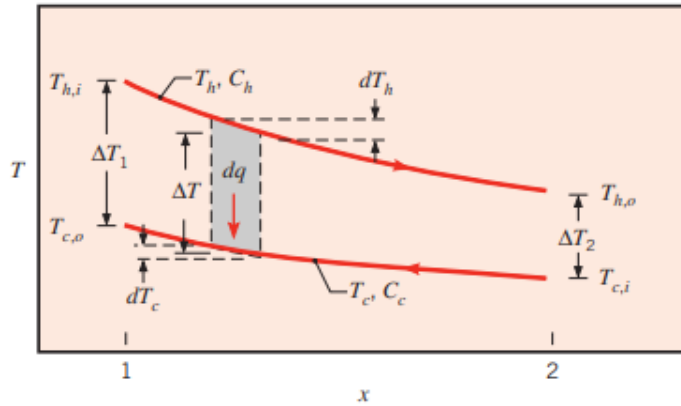
2.2.4 Diferencia media logarítmica de temperatura. Para analizar los intercambiadores de calor es necesario calcular de forma apropiada la diferencia de temperatura promedio a través del dispositivo, para ello se usa la diferencia media logarítmica de temperatura, la cual viene dada por:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad [^\circ\text{C}] \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperatura entre los fluidos en ambos extremos del intercambiador, siendo el caso de los intercambiadores de placas una

disposición a contra flujo, se puede apreciar en la Figura 9. Cabe aclarar que no existe diferencia alguna a la hora de asignar los valores res de ΔT_1 y ΔT_2 .

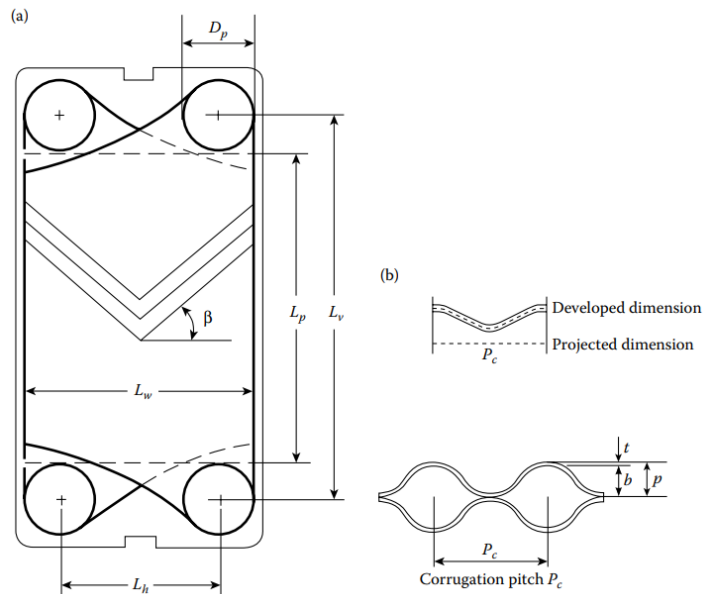
Figura 9. Disposición de temperaturas a contra flujo.



Fuente: INCROPERA, F. y DEWITT, D. Fundamentals of heat and mass transfer. Jefferson City: John Wiley & Sons, 2011.

2.2.5 Área de transferencia de calor. Las dimensiones de las placas son parte fundamental del cálculo que caracteriza el análisis de los intercambiadores de calor por placas, las medidas de estas placas se pueden ver en la Figura 10.

Figura 10. a) Dimensiones de las placas corrugadas. b) Dimensiones del corrugado.



Fuente: KAKAC, S., LIU, H. y PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat Exchangers. Nueva York: CRC Press, 2012.

Para poder calcular el área de transferencia de calor se debe calcular primero el área de cada placa, para ello inicialmente se calcula el área proyectada de esta, la cual viene dada por:

$$A_{1p} = L_p(L_h + D_p) \quad [m^2] \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde:

A_{1p} : Área proyectada de la placa [m^2].

L_p : Longitud de la placa proyectada [m].

L_h : Distancia horizontal entre cabezas [m].

D_p : Diámetro de cabeza de las placas [m].

Para el cálculo del área de transferencia de calor se deben tener en cuenta el corrugado de la placa, para ello se usa un factor de ampliación, el cual varía entre 1.15 y 1.25, se puede establecer que el valor típico de este factor es 1.17²⁰. El área efectiva de una placa viene dada por:

$$A_1 = \varphi * A_{1p} \quad [m^2] \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde:

A_1 : Área efectiva de una placa [m^2].

φ : Factor de ampliación.

Finalmente, el cálculo del área de transferencia de calor se puede calcular a partir del área efectiva de una placa y el número de placas efectivas del dispositivo.

²⁰ KAKAC. Op. Cit., p.466.

$$A_e = N_e * A_1 \quad [m^2] \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde:

A_e : Área efectiva del intercambiador de calor [m^2].

N_t : Número de placas del intercambiador.

2.2.6 Numero de placas. El número de placas del intercambiador se puede determinar a partir de la ecuación 7, siempre y cuando se posean los datos dimensionales de las placas, los cuales se pueden encontrar fácilmente es las fichas técnicas ofrecidas por los fabricantes de estos dispositivos, sin embargo, debido a que las placas en los extremos del intercambiador no están completamente en contacto con los fluidos que intercambian calor, estas no se tienen en cuenta a la hora de realizar el cálculo, por lo tanto el número de placas efectivas de un intercambiador de calor esta dado por:

$$N_e = N_t - 2 \quad \text{Ecuación 8}$$

2.2.7 Diámetro hidráulico del canal. Para poder definir cuál es el diámetro hidráulico de los canales del intercambiador de calor por placa se debe definir el espesor de una junta completamente comprimida, como se puede ver en la Figura 11-a, este valor viene dado por:

$$b = p - t \quad [m] \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde:

b : Espesor de una junta completamente comprimida [m].

p : Profundidad exterior de la placa corrugada [m].

t : Espesor de la placa [m].

En el caso del espesor de la placa, este valor viene dado por los fabricantes en los catálogos o fichas técnicas de sus productos, sin embargo, el espesor de una placa corrugada para intercambiadores de calor por placa esta entre 0.4 y 1.2 mm. Por otra

parte, la profundidad exterior de la placa dependerá del número total de placas que se encuentran en el intercambiador, esta viene dada por:

$$p = \frac{L_c}{N_t} \quad [m] \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

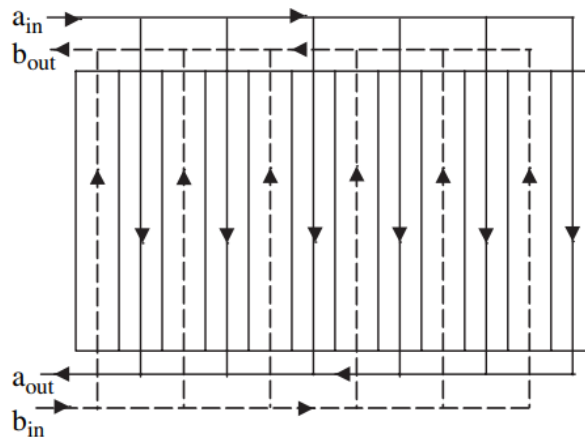
L_c : Longitud de las placas comprimidas [m].

Finalmente, a partir de estos los datos anteriormente expuestos es posible realizar el cálculo del diámetro hidráulico de los canales, el cual viene dado por la siguiente ecuación:

$$D_h = \frac{2 * b}{\phi} \quad [m] \quad \text{Ecuación 11}$$

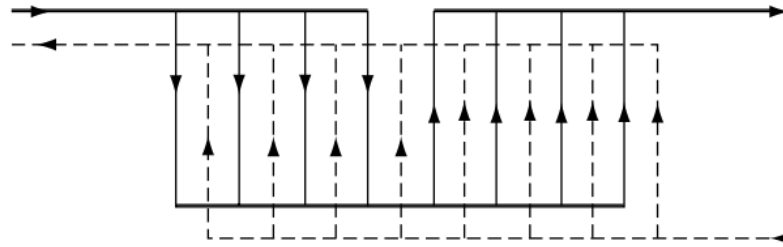
2.2.8 Número de Reynolds para las placas corrugadas. En primer lugar se debe definir la configuración de las placas del intercambiador, donde se establece el número de pasos que tendrá cada uno de los fluidos, el cual se refiere el número de grupos de canales por los cuales el flujo va en la misma dirección, sin embargo, la configuración 1x1, dispuesta en la Figura 11, es la más común y usada, siendo las configuraciones 2x1 y 2x2, ver Figura 12, también comunes, pero usadas en situaciones específicas en las que la configuración 1x1 no cumple con los requisitos.

Figura 11. Configuración 1x1 para intercambiador de calor por placas.

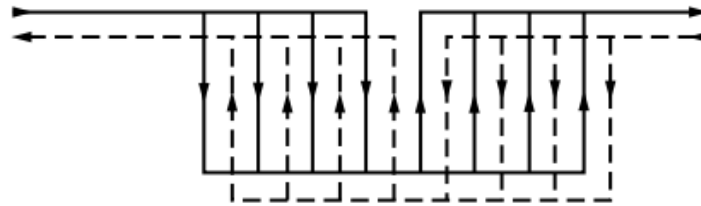


Fuente: WANG, L., SUNDEN, B., y MANGLIK, R.M. Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance. Boston: WIT press, 2007.

Figura 12. a) Configuración 2x1. b) Configuración 2x2 para intercambiadores de calor por placas.



a)



b)

Fuente: KAKAC, S., LIU, H. y PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat Exchangers. Nueva York: CRC Press, 2012.

Una vez definida la configuración del intercambiador de calor por placas, se determina el número de canales por paso, el cual se debe realizar de forma independiente para cada fluido en caso de tener una configuración en la que estos tengan un número de pasos diferentes, y se determina mediante la siguiente ecuación:

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 * N_p} \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

N_{cp} : Número de canales por paso.

N_p : Número de pasos.

Una vez calculado el número de canales por paso, se determina el flujo masico que pasa atreves de estos canales, el cual se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp}} \quad [kg/s] \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde:

\dot{m}_c : Flujo masico a través de un canal [kg/s].

\dot{m} : Flujo masico que entra al intercambiador de calor [kg/s].

Esto da la posibilidad de calcular la velocidad de masa a través de cada uno de los canales, la cual viene dada por la siguiente ecuación:

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{b * (L_h + D_p)} \quad [kg/m^2s] \quad \text{Ecuación 14}$$

Finalmente, a partir de los valores calculados se puede obtener el número de Reynolds para cada uno de los fluidos en el intercambiador de calor, el cual se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{G_c * D_h}{\mu} \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

Re : Número de Reynolds.

μ : Viscosidad dinámica [kg/m s].

D_h : Diámetro hidráulico [m].

2.2.9 Número de Nusselt para las placas corrugadas. El número de Nusselt es un valor clave a la hora de determinar el coeficiente de convección de los fluidos de trabajo en el intercambiador de calor por placas, muchos de los datos y ecuaciones usadas para el cálculo de este término se obtienen a partir de la experimentación, por lo que se requieren correlaciones para cada uno de los ángulos de corrugado de la placa, sin

embargo, Kumar propuso una correlación que permite calcular el número de Nusselt para transferencia de calor monofásica, a partir de dos valores constantes las cuales son dependientes del ángulo de corrugado de la placa y el número re Reynolds²¹, y está dada por la siguiente ecuación:

$$Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt.

P_r : Número de Prandtl.

C_h : Constante.

n : Constante.

μ : Viscosidad del fluido a temperatura media entre la entrada y la salida [$kg/m\ s$].

μ_w : Viscosidad del fluido a la temperatura de pared [$kg/m\ s$].

Con el fin de simplificar la Ecuación 16, se puede asumir que la viscosidad a la temperatura media entre la entrada y la salida de los fluidos, y la viscosidad a la temperatura de pared son aproximadamente iguales, obteniendo la siguiente simplificación:

$$Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 17}$$

Por otra parte, los valores de las constantes C_h y n se obtienen a partir de la Tabla 3, la cual hace parte de la correlación de Kumar para el cálculo del número de Nusselt.

²¹ *Ibíd.*, p. 473.

Tabla 3. Constantes para transferencia de calor monofásica y pérdida de presión para el cálculo de intercambiadoras de calor por placas.

Chevron Angle (degree)	Heat Transfer			Pressure Loss		
	Reynolds Number	C_h	n	Reynolds Number	K_p	m
≤30	≤10	0.718	0.349	<10	50.000	1.000
	>10	0.348	0.663	10–100	19.400	0.589
				>100	2.990	0.183
45	<10	0.718	0.349	<15	47.000	1.000
	10–100	0.400	0.598	15–300	18.290	0.652
	>100	0.300	0.663	>300	1.441	0.206
50	<20	0.630	0.333	<20	34.000	1.000
	20–300	0.291	0.591	20–300	11.250	0.631
	>300	0.130	0.732	>300	0.772	0.161
60	<20	0.562	0.326	<40	24.000	1.000
	20–400	0.306	0.529	40–400	3.240	0.457
	>400	0.108	0.703	>400	0.760	0.215
≥65	<20	0.562	0.326	50	24.000	1.000
	20–500	0.331	0.503	50–500	2.800	0.451
	>500	0.087	0.718	>500	0.639	0.213

Fuente: KUMAR, H. Heat Exchangers: Selection, desing and construction. New York: John Wiley & Sons. 1988.

2.2.10 Coeficiente de convección. El coeficiente de convención de cada uno de los fluidos de trabajo en el intercambiador permite calcular el coeficiente global de transferencia de calor, valor importante para obtener el calor que puede transferir el intercambiador de placas, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$h = \frac{Nu * k}{D_h} \quad [W/m^2\text{°C}] \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde:

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

k : Conductividad térmica del fluido [$W/m\text{°C}$].

D_h : Diámetro hidráulico [m].

2.2.11 Caída de presión en intercambiadores de calor por placas. En el análisis de la caída de presión dentro de un intercambiador de calor por placas se deben tener en cuenta las dos zonas por las cuales los fluidos circulan, en primer lugar, los puertos de entrada y salida por donde el fluido se distribuye hacia los canales y posteriormente sale del intercambiador, en segundo lugar, los canales creados por las placas, para ello se establece la siguiente ecuación:

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_p \quad [Pa] \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde:

ΔP_t : Caída de presión en el intercambiador de placas [Pa].

ΔP_c : Caída de presión en los canales [Pa].

ΔP_p : Caída de presión en los conductos de entrada y salida [Pa].

- **Caída de presión en los canales.** La caída de presión en los canales se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_c = 4 f \cdot \frac{L_v N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2\rho} \quad [Pa] \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

f : Factor de fricción.

L_v : Distancia entre los puertos de entrada y la salida de la placa [m].

D_h : Diámetro hidráulico del canal [m].

G_c : Velocidad de masa a través del canal [kg/m^2s].

ρ : Densidad del fluido [kg/m^3]

El factor de fricción se determina mediante la Ecuación 21, Donde K_p y m son las constantes de caída de presión encontradas en la Tabla 3 según el ángulo de corrugado de la placa y el número de Reynolds del fluido de trabajo.

$$f = \frac{K_p}{Re^m} \quad \text{Ecuación 21}$$

- **Caída de presión en los conductos de entrada y salida.** La caída de presión en los conductos se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_p = 1.4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho} \quad [Pa] \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}} \quad [kg/m^2s] \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

G_p : Velocidad de masa a través de los conductos de entrada y salida [kg/m^2s].

\dot{m} : Flujo masico que entra al intercambiador de calor [kg/s].

D_p : Diámetro de cabeza de las placas [m].

2.3 ANÁLISIS TEÓRICO EN REDES DE TUBERÍAS

El transporte de líquidos o gases a través de tuberías y ductos es una práctica común en sistemas de calefacción y enfriamiento, así como en redes de distribución de fluidos. En estas aplicaciones, el fluido generalmente es impulsado por un ventilador o bomba a lo largo de una sección del sistema. Es crucial considerar la fricción, ya que está directamente relacionada con la caída de presión y las pérdidas de carga que ocurren

durante el flujo en las tuberías y ductos. Por lo tanto, la caída de presión se utiliza para calcular la potencia necesaria para el bombeo²².

2.3.1 Ecuación general de energía. Para determinar la potencia de bombeo necesaria para el sistema, es fundamental considerar el comportamiento del fluido a lo largo de toda la tubería presente en el sistema hidráulico. A medida que el fluido avanza por las distintas secciones de la tubería, experimenta pérdidas de energía en forma de caída de presión. Por lo tanto, es necesario tener en cuenta la ecuación general de la energía expresada en la Ecuación 24:

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2 * g} + H_b - H_L = \frac{P_2}{\gamma_2} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2 * g} \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

P : presión [Pa].

V : velocidad del fluido [m/s].

g : gravedad [m/s²].

Z : altura del punto a considerar en la tubería [m].

γ : peso específico del fluido de trabajo [N/m].

H_b : altura de la bomba o cabeza de la bomba [m].

H_L : pérdidas por tuberías [m].

2.3.2 Flujos en tuberías. Se entiende que las tuberías están formadas por elementos y componentes. Los elementos de tubería son tramos con diámetro uniforme, mientras que los componentes incluyen válvulas, tes, codos, reductores y otros dispositivos que

²² YUNUS A. ÇENGEL, & AFSHIN J. GHAJAR. Mecánica de fluidos. McGraw-Hill, Ed.; cuarta edición, 2006. P. 322.

generan pérdidas en el sistema. Las bombas, por otro lado, aportan energía al sistema. Tanto los elementos como los componentes se conectan entre sí mediante juntas²³.

2.3.2.1 Pérdidas de tuberías. En la ecuación general de la energía (Ecuación 25), uno de los factores clave a considerar son las pérdidas en las tuberías. Como se mencionó anteriormente, es esencial tener en cuenta las caídas de presión o pérdidas en el sistema causadas por los componentes. Esto se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$H_L = H_{tubo} + H_{intercambiador} + H_{caudalímetro} + H_{accesorio} * \frac{V^2}{2 * g} \quad [m]. \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

H_{tubo} : Pérdidas por el tubo [m].

$H_{intercambiador}$: Pérdidas del intercambiador de calor [m].

$H_{caudalímetro}$: Pérdidas del caudalímetro [m].

$H_{accesorio}$: Pérdidas dadas por los componentes encontrados la tubería [m].

2.3.2.2 Pérdidas en tubos. No es lo mismo decir pérdidas en las tuberías que pérdidas en el tubo mismo. Las pérdidas en el tubo están influenciadas por el diámetro, la longitud, la velocidad del fluido y un factor crucial conocido como "factor de fricción".

Lo anterior describe mediante la ecuación de Darcy-Weisbach, la cual calcula la pérdida de carga debido a efectos viscosos. Esta ecuación representa el cambio en la carga piezométrica a lo largo del tubo²⁴, la cual se ve representada en la siguiente ecuación:

$$H_{tubo} = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2 * g} \quad [m] \quad \text{Ecuación 26}$$

²³ POTTER, M. & WIGGERT, D. Mecánica de fluidos. Editorial Ediciones Paraninfo, Tercera edición, 2003. P.480.

²⁴ CROWE, C., ELGER, D. & ROBERSON, J.J Mecánica de fluidos. Compañía editorial continental. Primera edición en español. Séptima edición en inglés. México, 2002. P 412.

Donde:

f : Factor de fricción

L : Longitud del tubo [m].

D : Diámetro del tubo [m].

Tanto el diámetro del tubo, como el área de flujo se obtienen de tablas comerciales o datos estandarizados. No es adecuado ingresar valores convertidos, como convertir una medida de pulgadas a mm^2 en la Ecuación 25.

- **Número de Reynolds para la tubería.** El comportamiento de un fluido, en particular en lo que se refiere a las pérdidas de energía, depende de que el flujo sea laminar o turbulento, por esta razón se necesita un medio para predecir el flujo sin tener que observarlo en realidad²⁵. El carácter del flujo en un tubo redondo depende de cuatro variables: la densidad del fluido, su viscosidad, el diámetro del tubo y la velocidad por la que pasa el fluido a través del tubo²⁶, lo anterior se ve mejor reflejado en la siguiente ecuación:

$$Reynolds = \frac{\rho_{fluido} * D * V}{\mu_{fluido}} \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde:

D : Diámetro del tubo [m].

V : velocidad del fluido [m/s].

²⁵ MOTT, R. Mecánica de fluidos, Pearson Educación, Sexta edición, México, 2006, p. 297.

²⁶ Ibid., p.230.

ρ_{fluido} : Densidad del fluido [kg/m^3].

μ_{fluido} : Viscosidad dinámica del fluido [$Pa * s$].

En general, para flujos laminares, el número de Reynolds suele ser inferior a 2000, mientras que, para flujos turbulentos, supera los 4000²⁷. Dado que en la práctica es muy raro encontrar flujos estrictamente laminares, se espera que el flujo de trabajo sea predominantemente turbulento.

- **Factor de fricción.** Como se mencionó anteriormente, el factor de fricción es crucial para calcular las pérdidas en los tubos. Para analizar redes de tuberías, es útil expresar el comportamiento del factor de fricción mediante fórmulas empíricas aproximadas. Estas fórmulas permiten obtener el factor de fricción directamente en función del número de Reynolds y la rugosidad del material del tubo²⁸. Existen varias ecuaciones que dan el factor de fricción en función del Reynolds y la rugosidad del tubo, pero la mejor ecuación fue desarrollada por Swamee y Jain mediante la fórmula de Colebrook-White²⁹, la cual está representada por la siguiente ecuación:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left[\frac{1}{3.7 * \frac{D}{e}} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right]^2} \quad \text{Ecuación 28}$$

Donde:

D : Diámetro del tubo [m].

e : rugosidad del tubo (depende del material por el cual está fabricado el tubo)

Re : Número de Reynolds

²⁷ Ibid., p. 231.

²⁸ POTTER. Op.Cit., p.482.

²⁹ CROWE. Op.Cit., p. 416.

2.3.2.3 Pérdidas por accesorios. Se cuenta como accesorios los elementos mencionados en la sección **2.3.2**, las pérdidas de dichos elementos o accesorios se pueden representar matemáticamente con la siguiente ecuación:

$$H_{\text{accesorio}} = \sum N_{\text{accesorio}} * K_{\text{accesorio}} \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde:

$N_{\text{accesorio}}$: Número de elementos presentes en la red de tubería analizada.

$K_{\text{accesorio}}$: Coeficiente de resistencia del elemento.

Un caso particular de contracción ocurre cuando un fluido se desplaza desde un depósito o tranque relativamente grande hacia una tubería. En este proceso, el fluido debe acelerar desde una velocidad casi nula hasta alcanzar la velocidad de flujo dentro de la tubería. La facilidad con la que se realiza esta aceleración influye en la cantidad de pérdida de energía. Por lo tanto, el coeficiente de resistencia en la entrada de la tubería depende de la geometría de esta entrada³⁰, la cual es mostrada en la Figura 13.

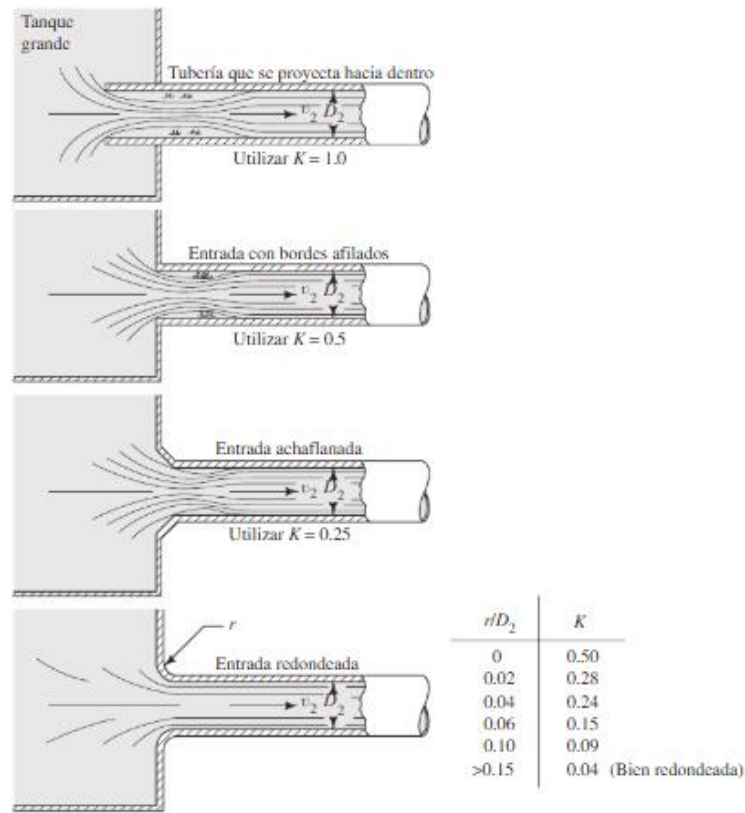
Como se muestra en la Figura 13, el factor de resistencia en las entradas redondeadas varía en función de la relación entre el radio de redondeo y el diámetro de la tubería.

Hay otros casos de pérdidas debido a accesorios, tales como válvulas y codos. Las válvulas, utilizadas para regular el flujo del fluido, pueden ser de diferentes tipos, incluyendo válvulas de globo, de ángulo, de compuerta, de mariposa, y varios tipos de válvulas de retención, entre otras³¹. En la Figura 14 se observa un ejemplo de una válvula de bola.

³⁰ MOTT. Op.Cit., p. 292.

³¹ Ibid., p. 294.

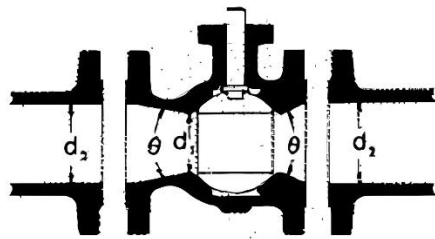
Figura 13. Coeficientes de resistencia de entradas según su geometría.



Fuente: MOTT, R. Mecánica de fluidos, Sexta edición. Pearson Educación, 2006. p.293.

Figura 14. Válvula de bola

BALL VALVES



$$\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_i \approx 3 f_T$$

Fuente: CRANE CO. Flow of fluids through valves, fittings, and pipe, Technical Paper No. 410 M. Metric Edition, 1982. p. 109.

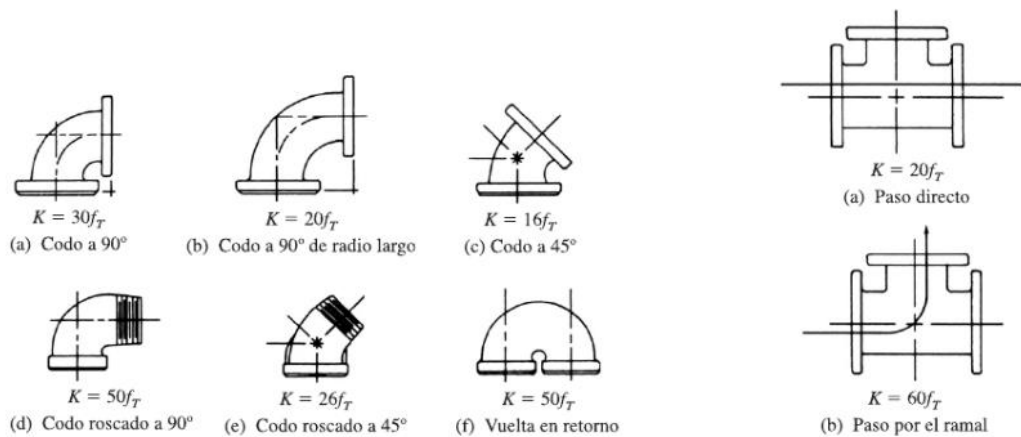
Como se puede observar en la Figura 14, la variable f_t , hace referencia al factor de fricción en la zona turbulencia completa para tubería³², dicho factor cambia con respecto al tamaño nominal de la tubería, la cual se puede observar en la Figura 15.

Figura 15. Factor de fricción en la zona de turbulencia completa.

Tamaño nominal de la tubería (pulg)	Factor de fricción f_T	Tamaño nominal de la tubería (pulg)	Factor de fricción f_T
1/2	0.027	3 1/2, 4	0.017
3/4	0.025	5	0.016
1	0.023	6	0.015
1 1/4	0.022	8-10	0.014
1 1/2	0.021	12-16	0.013
2	0.019	18-24	0.012
2 1/2, 3	0.018		

Fuente: MOTT, R. Mecánica de fluidos, Sexta edición. Pearson Educación, 2006. p. 297.

Figura 16. Codos de tubería y tes estándar.



Fuente: MOTT, R. Mecánica de fluidos, Sexta edición. Pearson Educación, 2006. p. 296.

³² Ibid., p. 297.

Los acoplamientos y codos modifican la trayectoria del flujo o alteran su tamaño. Esto incluye codos de distintos diseños, tes, reductores, boquillas y orificios³³. las cuales se presentan en la Figura 16.

2.3.3 Potencia necesaria de bombeo. Con todas las pérdidas calculadas en las secciones anteriores, se puede determinar que la altura faltante en la ecuación general de la energía (Ecuación 30) corresponde a la altura de la bomba. La información previamente expuesta se utiliza para introducir en dicha ecuación y así calcular la altura de la bomba. Junto con el caudal y el peso específico del fluido, esto permite calcular la potencia necesaria para bombear el fluido a lo largo del sistema.

Esta potencia calculada también representa la potencia útil, que es la potencia requerida para accionar la bomba descontando todas las pérdidas internas. En otras palabras, es la potencia necesaria para impulsar el caudal útil a la altura determinada por la bomba³⁴. Lo anterior queda mejor interpretado en la siguiente ecuación:

$$Pot_{Bomba} = H_b * \gamma * \dot{V} \quad [W] \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde:

H_b : altura de la bomba o cabeza de la bomba [m].

γ : peso específico del fluido de trabajo [N/m].

\dot{V} : Caudal útil a impulsar [m³/s].

2.3.3.1 Cavitación y NPSH. La cavitación ocurre cuando la presión en un punto o zona de una corriente líquida cae por debajo de un umbral mínimo aceptable. Este fenómeno puede presentarse tanto en estructuras hidráulicas estáticas, como tuberías y venturis, como en máquinas hidráulicas, tales como bombas, hélices y turbinas.³⁵.

³³ Ibid., p. P 296.

³⁴ MATAIX, C. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Ediciones del Castillo, Segunda edición, Madrid, 1986, p. 395.

³⁵ Ibid., p. 318-319.

La cavitación en las bombas produce dos efectos perjudiciales: disminución del rendimiento y erosión. La aparición de la cavitación en las bombas está íntimamente relacionada con el tipo de bomba³⁶, la cual lo determina un factor muy importante a la hora de la selección de la bomba, el cual es la altura de aspiración disponible o el $NPSH_{necesario}$, lo cual se puede expresar con la siguiente ecuación:

$$NPSH = \frac{P_{atmosférica}}{\gamma} + H_{aspiración} - H_{L,succión} - \frac{P_{vapor}}{\gamma} \quad [m]. \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

$P_{atmosférica}$: Presión atmosférica a la cual se encuentra la bomba [Pa].

$H_{aspiración}$: Altura que hay entre la superficie del fluido y el ducto de aspiración de la bomba [m].

$H_{L,succión}$: Pérdidas por tubería únicamente por la red de tubería de succión o aspiración de la bomba [m].

P_{vapor} : Presión de vapor [Pa].

Las pérdidas por tubería de succión se calculan de la misma manera vista en la sección 2.3.2.1.

2.4 ANÁLISIS TÉRMICO PARA DETERMINAR EL ESPESOR DEL AISLANTE

Mientras el fluido circula por el sistema de tuberías, el flujo caliente pierde energía en forma de calor, mientras que el flujo frío la gana, lo que provoca un aumento de temperatura del fluido. Esta variación puede complicar los cálculos, ya que influye en los resultados de forma inesperada. Aunque en estas situaciones las pérdidas o ganancias de energía suelen ser mínimas, los bancos de laboratorio de este tipo generalmente incluyen un aislamiento térmico.

³⁶ Ibid., p. 399.

Este aislamiento ayuda a reducir las fluctuaciones de temperatura no deseadas y facilita los cálculos al minimizar las variables, asumiendo que la temperatura del flujo se mantiene constante a lo largo de la tubería. Para determinar el espesor adecuado, es crucial analizar los tres mecanismos de transferencia de calor: convección, conducción y radiación, específicamente en el contexto de tuberías.

2.4.1 Resistencia térmica. Existe una analogía específica entre la difusión de calor y el flujo de carga eléctrica. Así como la conducción eléctrica se relaciona con una resistencia eléctrica, la conducción de calor se vincula con una resistencia térmica. Esta resistencia se define como la relación entre un potencial de transmisión y la cantidad de calor transferido correspondiente³⁷. Lo anterior queda representado con la siguiente ecuación:

$$R_t = \frac{\Delta T}{q_x} \quad [K/W] \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde:

R_t : Resistencia térmica $[K/W]$

ΔT : Diferencia de temperaturas $[K \text{ o } ^\circ C]$.

q_x : Flujo de calor $[W]$.

2.4.2 Conducción. La conducción es el proceso mediante el cual la energía se transfiere desde las partículas más energéticas de una sustancia hacia las menos energéticas adyacentes, debido a las interacciones entre estas partículas³⁸.

³⁷ Incropera P. Frank & P. De Witt David. Fundamentos de transferencia de calor. Prentice Hall. Cuarta edición, México, 1999, p. 76.

³⁸ YUNUS A., op.cit.,2011, p.17.

En el caso de los cilindros, la resistencia térmica se maneja en sistemas radiales. Las superficies interna y externa del cilindro están en contacto con fluidos a diferentes temperaturas. Bajo condiciones de estado estacionario y sin generación interna de calor, la resistencia térmica por conducción en cilindros se calcula mediante la siguiente ecuación³⁹:

$$R_t = \frac{\ln(R_o/R_i)}{2\pi Lk} \quad [K/W] \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

R_o : Radio externo del cilindro [m].

R_i : Radio interno del cilindro [m].

L : Longitud del cilindro [m].

k : Conductividad térmica [W/mK].

2.4.3 Convección. La convección puede dividirse en dos tipos: natural (o libre) y forzada, según cómo se genere el movimiento del fluido. En el caso de la convección forzada, el fluido es impulsado a fluir sobre una superficie o dentro de un conducto mediante dispositivos externos, como bombas o ventiladores. Por otro lado, en la convección natural, el movimiento del fluido se produce de manera espontánea debido a factores naturales, como el efecto de flotación, que se manifiesta cuando el fluido caliente asciende y el fluido frío desciende. Además, la convección se clasifica como externa o interna, dependiendo de si el flujo ocurre sobre una superficie o dentro de un conducto⁴⁰.

La transferencia de calor por convección está influenciada por las propiedades del fluido (viscosidad, conductividad térmica, densidad y calor específico), su velocidad, la geometría y aspereza de la superficie, y el tipo de flujo (laminar o turbulento). Dado que

³⁹ Incropera., op.cit, p. 92.

⁴⁰ YUNUS A., op.cit.,2011, p.373.

depende de múltiples factores, las relaciones para describirla son complejas, lo cual refleja la naturaleza intrincada de este mecanismo de transferencia de calor, en el caso de una tubería, el calor se vería representado por la siguiente ecuación ⁴¹:

$$Q_{conv} = h_{conv} * 2\pi r * (T_{sup} - T_{ext}) \quad [W] \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde:

h_{conv} : Coeficiente de convección [$W/m^2 * K$]

r : radio [m]

T_s : Temperatura de la superficie [K]

T_{ext} : Temperatura del recinto o temperatura externa [K]

Cabe aclarar que para el cálculo del coeficiente convectivo (Ecuación 18), para el caso de convección externa y natural, no se calcula mediante el diámetro hidráulico, en su lugar se usa la longitud de la superficie, en este caso, el coeficiente de convección a analizar quedaría representada por la siguiente ecuación:

$$h_{conv} = \frac{Nu * k}{L} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad \text{Ecuación 35}$$

2.4.3.1 Convección externa natural en tubería. En la convección natural o libre, el movimiento del fluido ocurre debido a fuerzas de flotación internas, a diferencia de la convección forzada, (la cual se explicará luego), depende de una acción externa. Estas fuerzas de flotación surgen de la combinación de un gradiente de densidad en el fluido y una fuerza de cuerpo directamente relacionada con la densidad.⁴².

⁴¹ Ibid., p. 374.

⁴² Incropera., op.cit, p. 482.

Se necesita conocer un parámetro adimensional, la cual es una consecuencia directa de la fuerza de empuje, se acostumbra a trabajar con un término que es llamado el número de *Grashof* G_r , el cual se expresa con la siguiente ecuación⁴³:

$$G_r = \frac{g\beta(T_s - T_{ext})L^3}{\nu^2} \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde:

g : gravedad [m/s^2]

β : coeficiente de expansión volumétrica [$1/K$]

T_s : Temperatura de la superficie [K]

T_{ext} : Temperatura del recinto o temperatura externa [K]

L : Longitud de la superficie vertical [m]

ν : Viscosidad cinemática del fluido [m^2/s]

El coeficiente de expansión volumétrica se expresa con la siguiente ecuación:

$$\beta = \frac{1}{T_{prop,fluido}} \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde:

$T_{prop,fluido}$: Temperatura de las propiedades del fluido o temperatura absoluta ; $\frac{T_{sup}+T_{ext}}{2}$

⁴³ Ibid., p. 487.

El número de nusselt para la convección externa natural se puede representar de una manera similar a la vista en la ecuación 17:

Donde:

$$Nu = 0.1 * (Pr * Gr)^{1/3} \quad \text{Ecuación 38}$$

Pr : Número de prandtl

Gr : Número de Grashof

2.4.3.2 Convección forzada interna en tubería. En los procesos de calentamiento y enfriamiento, es habitual emplear el flujo de líquidos o gases a través de tubos y conductos. En estos casos, el fluido es impulsado mediante un ventilador o una bomba a lo largo de un tramo suficientemente extenso para lograr la transferencia de calor requerida⁴⁴.

Como se vio anteriormente en la sección 2.4.1, existe también una relación para la resistencia térmica para la convección, la cual se ve expresada por la siguiente ecuación:

$$R_t = \frac{1}{h_{conv,int} A_{flujo} L_{tubo}} \quad [K/W] \quad \text{Ecuación 39}$$

Donde:

$h_{conv,int}$: coeficiente de convección interna forzada [W/m^2K]

A_{flujo} : área de flujo interno [m]

L_{tubo} : Longitud del tubo [m]

El cálculo del coeficiente de convección se puede ver en la *ecuación 18*.

⁴⁴ YUNUS A., op.cit.,2011, p.465.

Una ecuación para calcular el número de nusselt para un flujo turbulento completamente desarrollado en un tubo circular, es la ecuación de *Colburn*, la cual se expresa mediante la siguiente ecuación⁴⁵ :

$$Nu = 0.023 * R_e^{0.8} * Pr^{1/3} \quad \text{Ecuación 40}$$

Donde:

R_e : Número de Reynolds (*ver ecuación 27*)

Pr : Número de prandlt

2.4.4. Radiación. La transferencia de calor por conducción y convección necesita un gradiente de temperatura en un material, mientras que la radiación térmica no requiere materia para ocurrir. Este último mecanismo es crucial en diversos procesos industriales, como el calentamiento, enfriamiento y secado.⁴⁶.

La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_s es expresada por la ley de *Stefan-Boltzmann*, y se expresa con la siguiente ecuación para el caso de tubos⁴⁷:

$$Q_{rad} = \sigma * L_{tubo} * 2 * \pi * r * [T_{sup}^4 - T_{ext}^4] \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde:

σ : coeficiente de Stefan-Boltzmann ; $5,67 \times 10^{-8} [W/m^2 K^4]$

L_{tubo} : Longitud del tubo [m]

r : Radio externo del tubo [m]

⁴⁵ Incropera., op.cit, p. 445.

⁴⁶ Ibid., p. 634.

⁴⁷ YUNUS A., op.cit.,2011, p.28.

T_{sup} : Temperatura de superficie [k]

T_{ext} : Temperatura de recinto o temperatura externa [k]

3. DISEÑO CONCEPTUAL

La escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander no cuenta con un banco de laboratorio del área de sistemas térmicos, en el cual se pueda realizar el análisis de intercambiadores de calor por placas, por lo cual los estudiantes no poseen una herramienta practica en la que puedan afianzar los conocimientos en este tipo de dispositivos.

El proyecto tiene como finalidad el diseño y modelado de un banco de laboratorio donde se puedan realizar pruebas y análisis de la transferencia de calor ocurrida en intercambiadores de placas, además, elaborar los planos del sistema térmico, dejando la base para la construcción del banco teniendo en cuenta las necesidades de los estudiantes y la universidad. A partir de esto se definirán alternativas que cubran esas necesidades, apoyado de una función de selección.

3.1 DESPLIEGUE DE LA MATRIZ DE SELECCIÓN.

3.1.1 Requerimiento del banco de laboratorio. Se especifican los requerimientos del banco de laboratorio en la creación del banco para el análisis de intercambiadoras de calor por placas:

- Seguridad de operación
- Funcionalidad
- Económico.
- Fácil manejo.
- Fácil mantenimiento.
- Estética.
- Consumo energético.

3.1.2 Organización de requerimientos. La matriz de selección consiste en una tabla donde las casillas verticales son las necesidades del banco de laboratorio, organizadas por importancia de mayor a menor por medio de un número, donde a mayor sea este, mayor jerarquía tendrá la necesidad. En las casillas horizontales se disponen los requerimientos ingenieriles. Para establecer una relación entre los requerimientos ingenieriles y las necesidades de la empresa se asignan valores de 0 a 9, con la siguiente relación:

- Sin relación: 0
- Baja relación: 1
- Media relación: 4
- Alta relación: 9

3.1.3 Criterios de diseño. Con el fin de facilitar el diseño del banco de laboratorio, se realizó una división en subsistemas para poder analizar de forma independiente los elementos que lo componen.

- Subsistema de calentamiento.
- Subsistema de enfriamiento.
- Subsistema de intercambiador de placas.
- Subsistema estructural.
- Subsistema de control.
- Subsistema hidráulico.

3.2 MATRIZ DE SELECCIÓN DEL BANCO DE LABORATORIO

Se realizó una matriz de selección para cada uno de los subsistemas más relevantes considerados en los criterios de diseño. En esta matriz se le dará prioridad a los tres subsistemas que obtengan la mayor puntuación respecto a los otros.

Tabla 4. Matriz de calidad de los subsistemas.

Subsistemas Requerimientos	Prioridad	Subsistema de calentamiento		Subsistema estructural		Subsistema de control		Subsistema de intercambiador de placas		Subsistema de enfriamiento		Subsistema hidráulico	
Seguridad	7	9	63	9	63	9	63	9	63	9	63	9	63
Funcionalidad	6	4	24	4	24	1	6	9	54	4	24	1	6
Bajo costo	5	4	20	4	20	4	20	9	45	4	20	4	20
Fácil manejo	4	9	36	1	4	4	16	9	36	9	36	4	16
Bajo consumo energético	3	9	27	0	0	4	12	1	3	9	27	9	27
Fácil mantenimiento	2	9	18	9	18	4	8	4	8	9	18	4	8
Estética	1	1	1	9	9	0	0	1	1	1	1	0	0
Total			189		138		125		210		189		140

Se determino que los subsistemas más importantes para el banco de laboratorio son; el subsistema de calentamiento, el subsistema de enfriamiento y el subsistema de intercambiador de placas. Al realizar la ponderación de los subsistemas, como se observa en la Tabla 5, se obtuvo el porcentaje de importancia de cada uno de estos.

Tabla 5. Resultados de la matriz de selección para los subsistemas.

N	Criterio	Ponderación %
1	Subsistema de intercambiador de placas	35,7%
2	Subsistema de enfriamiento	32,1%
3	Subsistema de calentamiento	32,1%

Con el fin de obtener los criterios principales para cada uno de los subsistemas se realizará una matriz de selección para cada uno de estos.

3.3 MATRIZ DE SELECCIÓN DE LOS SUBSISTEMAS PRINCIPALES

3.3.1 Matriz de selección subsistema de intercambiador de placas.

Tabla 6. Matriz de selección del subsistema de intercambiador de placas.

Requerimientos Requerimientos ingenieriles	Prioridad	Baja o media potencia		Bajo costo		Facilidad de mantenimiento		Facil operación		Adaptabilidad		Tamaño	
Seguridad	7	4	28	1	7	9	63	4	28	4	28	4	28
Funcionalidad	6	9	54	9	54	4	24	9	54	9	54	9	54
Bajo costo	5	9	45	9	45	4	20	1	5	4	20	9	45
Fácil manejo	4	4	16	4	16	4	16	9	36	4	16	4	16
Bajo consumo energético	3	9	27	4	12	1	3	1	3	1	3	4	12
Fácil mantenimiento	2	1	2	9	18	9	18	1	2	4	8	4	8
Estética	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total			172		152		144		128		129		163

Se determinan los principales requerimientos ingenieriles del subsistema de intercambiador de placas, los cuales son; Baja o media potencia, bajo costo y tamaño. Al realizar la ponderación de los requerimientos principales, como se observa en la Tabla 7, se obtuvo el porcentaje de importancia que tiene cada uno de estos.

Tabla 7. Resultados de la selección del subsistema de intercambiador de placas.

N	Criterio	Ponderación %
1	Baja o media potencia	35,3%
2	Tamaño	33,5%
3	Bajo costo	31,2%

3.3.1.1 Planteamiento de alternativas de intercambiadores de placas.

- **Alternativa 1: Intercambiador de calor de placas soldadas.** Los intercambiadores de calor de placas soldadas se componen de placas de acero inoxidable, las cuales se sueldan con distintos materiales como el cobre y el Inox, esto depende del modelo del intercambiador. Este tipo de intercambiador se caracteriza por su tamaño, siendo estos muy compactos, además, gracias a la soldadura presentan alta eficiencias y resistencia a las presiones altas. Las placas soldadas se usan comúnmente cuando

se requieren bajas o medias potencias y circuitos cerrados, además, el costo de estos intercambiadores es muy inferior al de sus homólogos de placas desmontables.

Figura 17. Intercambiadores de placas soldadas.

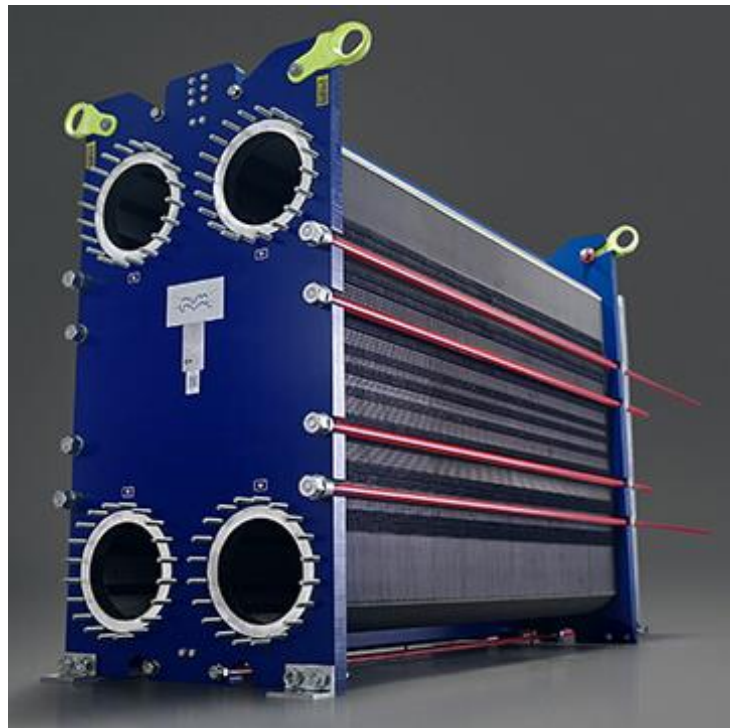


Fuente: Alfa Laval. Intercambiadores de calor de placas soldadas [Sitio web]. Rudeboksvägen, Suecia. [Consulta 20 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://www.alfalaval.com.co/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiadores-de-calor-de-placas-soldadas/>

- **Alternativa 2: Intercambiador de calor de placas y juntas.** Los intercambiadores de calor de placas desmontables o con juntas, se usan para intercambiar calor entre fluidos circulando independientemente, evitando que se mezclen, además, se caracterizan porque los fluidos circulan a contracorriente. Este tipo de intercambiador está formado por placas de acero inoxidable o titanio, las cuales se montan en paquetes formando canales por donde circularan los fluidos. Las uniones entre las placas se dividen gracias a unos empaques que sellan los espacios entre estas, impidiendo el escape de fluido, además, el ajuste de los paquetes de placas se realiza mediante un bastidor con dos placas más robustas que comprimen las placas por medio de un conjunto de pernos. Las condiciones temperatura a la que estos intercambiadores pueden funcionar dependerá del material del empaque y su presión

máxima de funcionamiento se define por el bastidor. Los intercambiadores de placas desmontables se recomiendan usar cuando se requieren transferencias de calor medias o elevadas, para procesos industriales donde el mantenimiento debe ser frecuente o cuando se trabaja con fluidos que generen incrustaciones de suciedad en las placas.

Figura 18. Intercambiadores de placas con juntas o desmontables.



Fuente: Alfa Laval. Intercambiadores de calor de placas y bastidor con juntas [Sitio web]. Rudeboksvägen, Suecia. [Consulta 20 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://www.alfalaval.com.co/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiadores-de-calor-de-placas-y-bastidor-con-juntas/>

3.3.1.2 Evaluación de alternativas de intercambiadores de placas. En la Tabla 8 se presenta la evaluación de las alternativas del intercambiador de calor por placas, obteniendo como ganador la alternativa 1, la cual se refiere a los intercambiadores de placas soldadas.

Tabla 8. Resultados alternativas subsistema de intercambiador de placas.

N	Criterio	Ponderacion %	Alternativa 1		Alternativa 2	
			C	P	C	P
1	Baja o media potencia	35,3%	4,5	1,6	3,5	1,2
2	Tamaño	33,5%	3,5	1,2	3,5	1,2
3	Bajo costo	31,2%	4	1,2	3,0	0,9
Resultados			4,0		3,3	

3.3.2 Matriz de selección subsistema del subsistema de calentamiento.

Tabla 9. Resultados de la matriz de selección del subsistema de calentamiento.

Requerimientos ingenieriles	Requerimientos		Prioridad	Materiales termoresistentes	Simplicidad	Facilidad de mantenimiento	Aislamiento termico	Adaptabilidad	Bajo costo				
	Requerimientos	Prioridad											
Seguridad	7	9	63	1	7	9	63	9	63	4	28	4	28
Funcionalidad	6	4	24	9	54	4	24	4	24	9	54	4	24
Bajo costo	5	4	20	9	45	9	45	4	20	4	20	9	45
Fácil manejo	4	1	4	9	36	4	16	1	4	9	36	4	16
Bajo consumo energético	3	1	3	4	12	1	3	4	12	1	3	9	27
Fácil mantenimiento	2	1	2	9	18	9	18	1	2	4	8	9	18
Estética	1	4	4	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1
Total			120	173	169	125	149	159					

Se determinan los principales requerimientos ingenieriles del subsistema calentamiento, los cuales son; simplicidad, facilidad de mantenimiento y bajo costo. Al realizar la ponderación de los requerimientos principales, como se observa en la Tabla 10, se obtuvo el porcentaje de importancia que tiene cada uno de estos.

Tabla 10. Resultados de la matriz de selección del subsistema de calentamiento.

N	Criterio	Ponderación %
1	Simplicidad	34,5%
2	Facilidad de mantenimiento	33,7%
3	Bajo costo	31,7%

3.3.2.1 Planteamiento de alternativas de sistemas de calentamiento.

- **Alternativa 1: Calentador solar.** Los sistemas de calentamiento solar transforman la energía solar en calor mediante la exposición a una superficie, que, al entrar en contacto con un fluido, lo calienta. Su funcionamiento es bastante simple. La clave que asegura que el agua se mantenga caliente radica en la variación de su densidad en función de la temperatura. En este sentido, el agua más caliente asciende rápidamente hacia la parte superior del depósito, mientras que la más fría se mantiene en la parte inferior, lo que genera una circulación continua y, por ende, un calentamiento constante.

Figura 19. Calentador solar.

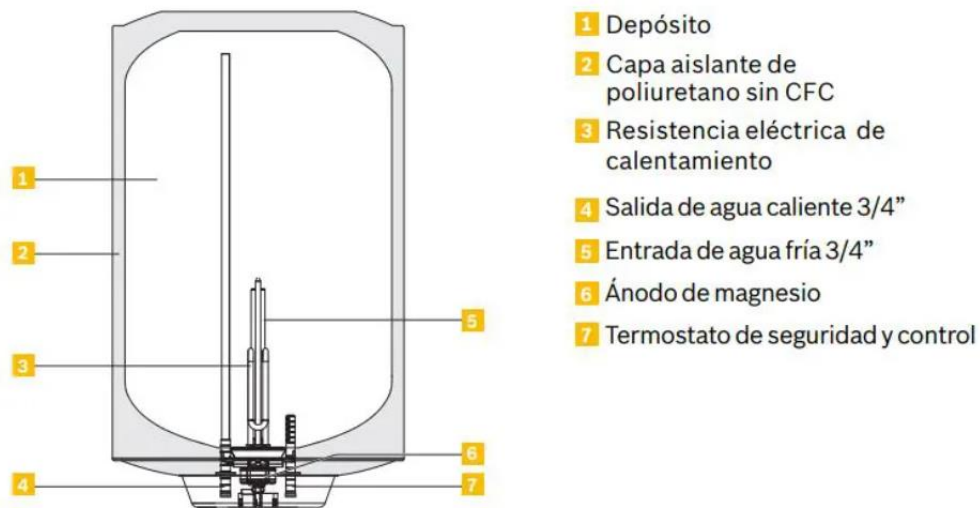


Fuente: Ecoled. Calentador De Agua Solar [Sitio web]. Bogotá, Colombia. [Consulta 23 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://ecoled.com.co/products/calentador-de-agua-solar>

- **Alternativa 2: Calentador eléctrico.** Un calentador de agua eléctrico le proporciona calor al agua utilizando una resistencia eléctrica dentro de un tanque de almacenamiento. Cuando se enciende, la electricidad calienta la resistencia que a su vez calienta el agua. Un termostato regula la temperatura del agua y lo apaga cuando

alcanza la temperatura deseada. El agua caliente se almacena en el tanque y está disponible para su uso. A medida que se utiliza, el calentador calienta agua fresca para reemplazarla. Estos dispositivos son seguros y eficientes para proporcionar agua caliente en hogares y negocios.

Figura 20. Calentador eléctrico.



Fuente. Ovacen. Termos eléctricos [Sitio web]. Valencia, España. [Consulta 26 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://ovacen.com/termos-electricos/>

- **Alternativa 3: Calentamiento por combustión.** El calentamiento de agua por combustión implica el uso de un sistema que quema un combustible, como gas natural o propano, para generar calor. En un calentador de agua típico, la combustión del gas se realiza en un quemador que está en contacto con un intercambiador de calor. El calor generado por la combustión se transfiere al agua que fluye alrededor del intercambiador de calor, elevando su temperatura. El agua caliente se almacena en un tanque y se distribuye para su uso cuando sea necesario. Este método es común en sistemas de calefacción de agua en hogares y en aplicaciones comerciales e industriales.

Figura 21. Calentador a gas.



Fuente: Casa de Calderas. Calentador de paso a gas natural [Sitio web]. Barcelona, España. [Consulta 26 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://casadecalderas.com/como-funciona-el-calentador-de-gas/>

3.3.2.2 Evaluación de alternativas de sistemas de calentamiento. En la Tabla 11 se presenta la evaluación de las alternativas para el sistema de calentamiento del banco de laboratorio, obteniendo como ganador la alternativa 2, la cual se refiere a los calentadores eléctricos.

Tabla 11. Resultados alternativas subsistema de calentamiento.

N	Criterio	Ponderacion %	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
			C	P	C	P	C	P
1	Simplicidad	34,5%	3	1,0	4,5	1,6	3,0	1,0
2	Facilidad de mantenimiento	33,7%	3,5	1,2	4,5	1,5	4,0	1,3
3	Bajo costo	31,7%	3	1,0	4,0	1,3	3,5	1,1
Resultados			3,2		4,3		3,5	

3.3.3 Matriz de selección subsistema de enfriamiento.

Tabla 12. Resultados de la matriz de selección del subsistema de enfriamiento.

Requerimientos	Requerimientos ingenieriles											
	Prioridad	Materiales termoresistentes		Bajo costo		Facilidad de mantenimiento		Aislamiento termico		Adaptabilidad		
Seguridad	7	9	63	4	28	9	63	9	63	4	28	
Funcionalidad	6	4	24	4	24	4	24	4	24	9	54	
Bajo costo	5	4	20	9	45	9	45	4	20	4	20	
Fácil manejo	4	1	4	4	16	4	16	1	4	9	36	
Bajo consumo energético	3	1	3	9	27	1	3	4	12	1	3	
Fácil mantenimiento	2	1	2	9	18	9	18	1	2	4	8	
Estética	1	4	4	0	0	0	0	0	0	0	0	
Total		120		158		169		125		149		

Se determinan los principales requerimientos ingenieriles del subsistema enfriamiento, los cuales son; facilidad de mantenimiento, bajo costo y adaptabilidad. Al hacer la ponderación de los requerimientos principales, como se observa en la Tabla 13, se obtuvo el porcentaje de importancia de cada uno.

Tabla 13. Resultados de la matriz de selección del subsistema de enfriamiento.

N	Criterio	Ponderación %
1	Facilidad de mantenimiento	35,5%
2	Bajo costo	33,2%
3	Adaptabilidad	31,3%

3.3.3.1 Planteamiento de alternativas de sistemas de enfriamiento.

- **Alternativa 1: intercambiador de calor tubular.** Este sistema consta de un intercambiador de calor tubular al cual llega el agua caliente, donde esta se enfría al intercambiar calor con un refrigerante conectado a una unidad de enfriamiento por compresión, que consta de cinco componentes principales: el compresor, el condensador, el evaporador, la válvula de expansión y el refrigerante, siendo este último el encargado de llevar a cabo el ciclo termodinámico a través de los cuatro

elementos mencionados previamente. El refrigerante absorbe el calor del espacio frío en el evaporador, se comprime en el compresor, libera el calor al entorno en el condensador y regresa al evaporador tras experimentar una disminución de presión en la válvula de expansión. Estos sistemas tienen como ventaja su fácil instalación, alta eficiencia ya que sólo se necesita del refrigerante y son altamente versátiles⁴⁸.

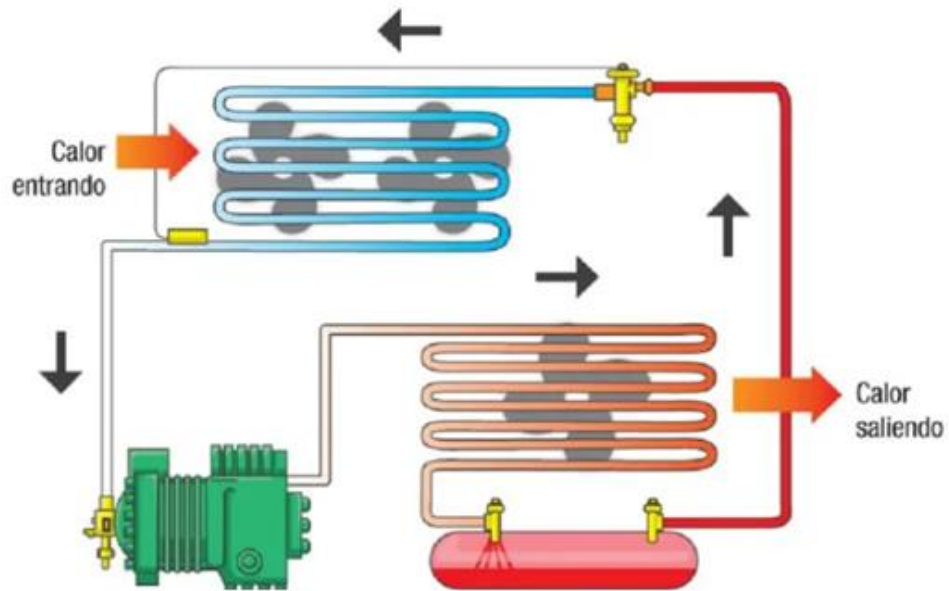
Figura 22. Intercambiador de calor de doble tubo.



Fuente: Tetra Pak. Tetra pak tubular heat exchanger C [Sitio web]. Lund, Suecia. [Consulta 30 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://www.tetrapak.com/content/dam/tetrapak/media-box/global/en/processing/technology-area-general/heat-treatment/documents/tetra-pak-tubular-heat-exchanger-pd-leaflet.pdf>

⁴⁸ GUALDRÓN, H. y RUIZ, M. Diseño y construcción de un sistema de refrigeración de baja temperatura por etapas tipo banco para el laboratorio de sistemas térmicos de la escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander. Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánica. Universidad Industrial de Santander, 2019.

Figura 23. Unidad de enfriamiento.



Fuente: HVAC Latam. Chiller vs Sistemas VRF [Sitio web]. Naucalpan de Juárez, México. [Consulta 30 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://hvaclatam.com/blog/chiller-vs-sistemas-vrf-cual-elegir/>

- **Alternativa 2: Unidad de enfriamiento de agua.** La climatización mediante agua fría guarda algunas similitudes con el sistema de expansión directa, con la diferencia de que, en este caso, el gas refrigerante es reemplazado por agua fría. Lo que genera el agua fría es un componente mecánicamente comúnmente conocido como Chiller o Unidad Generadora de Agua Fría. En este caso, su función principal se limita a extraer el calor del agua y liberarlo directamente en la atmósfera. Al utilizar un Chiller, la capacidad puede ser mucho mayor llegando a lograr por una sola unidad 480 TR (Toneladas de refrigeración) y que similar a la expansión directa, su instalación es sencilla⁴⁹.

⁴⁹ HVAC Latam. Chiller vs Sistema VRF [Sitio web]. Naucalpan de Juárez, México. [Consulta 30 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://hvaclatam.com/blog/chiller-vs-sistemas-vrf-cual-elegir/>

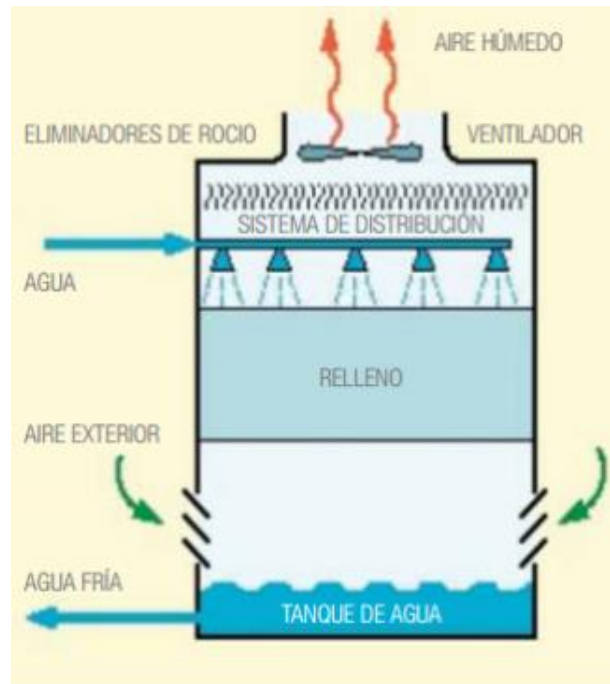
Figura 24. Unidad de enfriamiento chiller.



Fuente: Vevor. CW-5200 Industrial water chiller [Sitio web]. Shangái, China. [Consulta 30 de Septiembre 2023]. Disponible en: https://www.vevor.com/water-chiller-c_11145/vevor-industrial-water-chiller-cw-5200-for-co2-laser-tube-cnc-engraving-machine-p_010316910171

- **Alternativa 3: Torre de enfriamiento.** Las torres de enfriamiento son sistemas para el intercambio de calor que se caracterizan por que el agua rechaza calor a la atmosfera. Este proceso se lleva a cabo introduciendo el agua caliente por la parte superior de la torre, la cual se pulveriza por medio de unos aspersores. El agua pulverizada se distribuye por una superficie de transferencia de calor llamada relleno, donde parte del agua caliente se evapora gracias al aire que circula por la torre desde la parte inferior de la torre, gracias a un ventilador axial ubicado en la cima de la torre. Debido a la evaporación se enfría el agua restante y se almacena en la parte baja, para la recirculación.

Figura 25. Torre de enfriamiento.



Fuente: Glaciar ingeniería. ¿Qué es una torre de enfriamiento? [Sitio web]. Naucalpan de Antioquia, Colombia. [Consulta 30 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://glaciaringeneria.com.co/torre-enfriamiento/>

3.3.3.2 Evaluación de alternativas de sistemas de enfriamiento. En la Tabla 14 se presenta la evaluación de las alternativas para el sistema de enfriamiento del banco de laboratorio, obteniendo como ganador la alternativa 2, la cual se refiere a las unidades de enfriamiento de agua.

Tabla 14. Resultados alternativas subsistema de enfriamiento.

N	Criterio	Ponderación %	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
			C	P	C	P	C	P
1	Facilidad de mantenimiento	35,5%	3,5	1,2	4,0	1,4	3,5	1,2
2	Bajo costo	33,2%	3,5	1,2	3,5	1,2	3,0	1,0
3	Adaptabilidad	31,3%	4	1,3	4,5	1,4	3,0	0,9
Resultados			3,7		4,0		3,2	

3.4 ESPECIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA

Una vez terminado el análisis de las alternativas presentadas anteriormente, se determinó que la solución óptima consistirá en la integración de tres sistemas fundamentales: calentamiento, enfriamiento e intercambiador de calor.

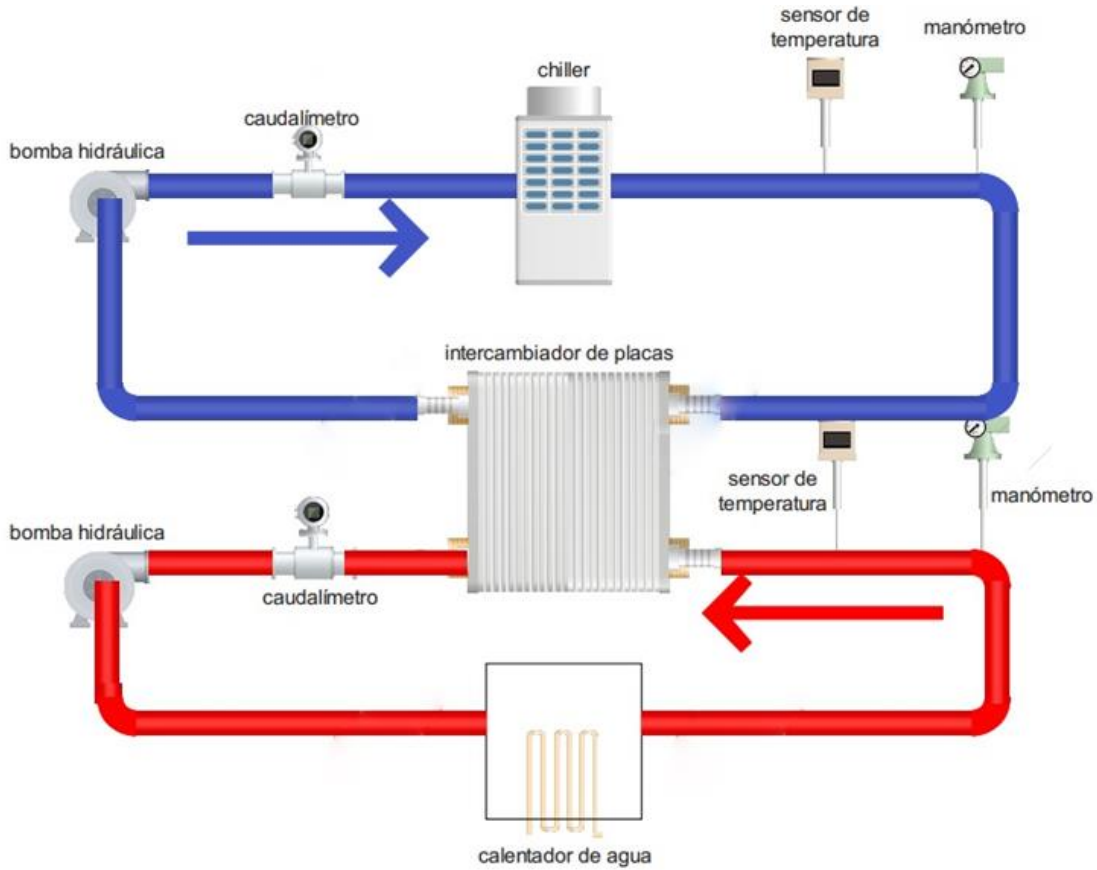
El estudio se enfoca en el análisis del sistema de transferencia de calor, específicamente en un intercambiador de placas soldadas. La selección de este modelo se justifica por su disponibilidad en el mercado, relación costo-beneficio favorable y capacidad para manejar rangos de potencia acordes con los requerimientos del proyecto.

Para evaluar el desempeño térmico del intercambiador, se implementará un sistema de flujo con dos corrientes de agua en contracorriente (caliente y fría), utilizando los sistemas auxiliares previamente especificados en el diseño experimental.

Para el sistema de enfriamiento, se optó por un chiller, un sistema que utiliza agua fría para enfriar el fluido de trabajo, en este caso, agua. Esta elección se justifica por su diseño más compacto, completitud, costos más bajos (considerando la alternativa de un intercambiador de doble tubo más una unidad de enfriamiento) y facilidad de instalación en el banco de trabajo.

Finalmente, el sistema de calentamiento consiste en un tanque que almacena agua, junto con una resistencia eléctrica, responsable de calentar el agua a la temperatura deseada para que pase por el intercambiador, para lo cual se sugiere el uso de un calentador termoeléctrico. Esta elección se basa en su simplicidad, costos más accesibles en comparación con las otras opciones consideradas y su facilidad de control, ya que se trata de un sistema eléctrico que requiere una fuente de energía única. Además, gracias al controlador PID de este dispositivo, es posible mantener una temperatura constante y minimizar las fluctuaciones en la temperatura del flujo caliente, lo que facilita la evaluación del rendimiento en el intercambiador de calor por placas.

Figura 26. Esquema de la alternativa ganadora.

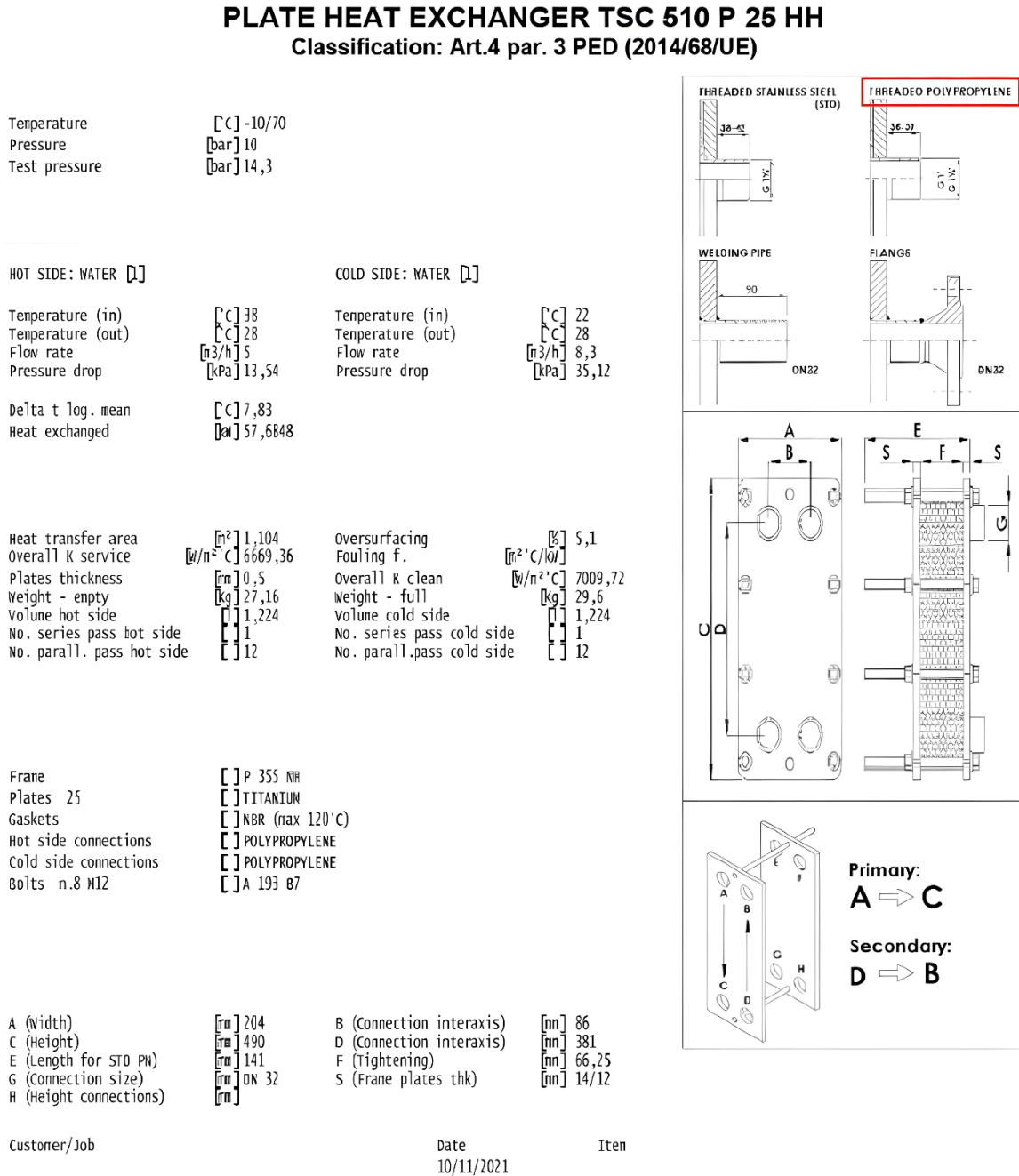


4. VERIFICACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

Con el fin de probar la validez del modelo usado para calcular los intercambiadores de calor por placas se realizó la prueba de las ecuaciones mediante ensayos o datos de intercambiadores existentes en funcionamiento, para evaluar si los datos de entrada generan los mismos datos de salida que los valores reales del intercambiador.

Esta información se comprobó mediante el uso de un ensayo realizado a un intercambiador TSC 510 P 25 HH de la marca Techno System, en el cual proporcionaba los siguientes datos de entrada para el cálculo: geométricos del intercambiador, el tipo de fluidos de trabajo que se usaron, las temperaturas de entrada y salida del intercambiador, el caudal y la presión, como se muestra en la Figura 27.

Figura 27. Ensayo de funcionamiento para intercambiador de placas Techno System TSC 510.



Fuente: MARTINEZ, A. diseño, construcción y puesta en marcha de un banco de ensayos para un intercambiador de calor de placas. Madrid: Tesis de pregrado en ingeniería en tecnología industriales. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, 2023.

Además, El ensayo proporcionó dos datos vitales para validar el funcionamiento del modelo, los cuales son el área de transferencia de calor y la capacidad del intercambiador para transferir el calor, los cuales como se muestra en la Figura 28 son 1.104 m² y 57.68 kW respectivamente.

Tomando los datos de entrada proporcionados en el ensayo, ver Tabla 15, para calcular el área de transferencia de calor del intercambiador y la cantidad de calor que este puede transferir mediante el modelo matemático representado por las ecuaciones del capítulo 2 y realizar la comparación de los resultados obtenidos con los dados en el ensayo (Véase Anexo A).

Tabla 15. Datos de entrada para la comprobación del modelo matemático.

Datos de entrada			
Fluido caliente		Fluido frio	
Tipo de fluido	Agua	Tipo de fluido	Agua
Temperatura de entrada	38 [°C]	Temperatura de entrada	22 [°C]
Temperatura de salida	28 [°C]	Temperatura de salida	28 [°C]
Flujo volumétrico	5 [m ³ /h]	Flujo volumétrico	8.3 [m ³ /h]
Caída de presión	13.54 [kPa]	Caída de presión	35.12 [kPa]

Tabla 16. Resultados de la validación del modelo matemático.

Resultados obtenidos			
Descripción	Ensayo experimental	Modelo matemático	% Error
Área de transferencia de calor	1.104 [m ²]	1.097 [m ²]	0.63%
Calor transferido por el intercambiador	57.68 [kW]	58.42 [kW]	1.27%
Caída de presión del fluido caliente	13.54 [kPa]	14.72 [kPa]	8.02%
Caída de presión del fluido frio	35.12 [kPa]	38.3 [kPa]	8.3%

Como se puede observar en la Tabla 16 se obtuvo un porcentaje de error bajo al comparar el área de transferencia de calor dada por la ficha técnica del intercambiador por placas TSC 510 y el valor obtenido mediante el modelo matemático, siendo este error de 0.63%.

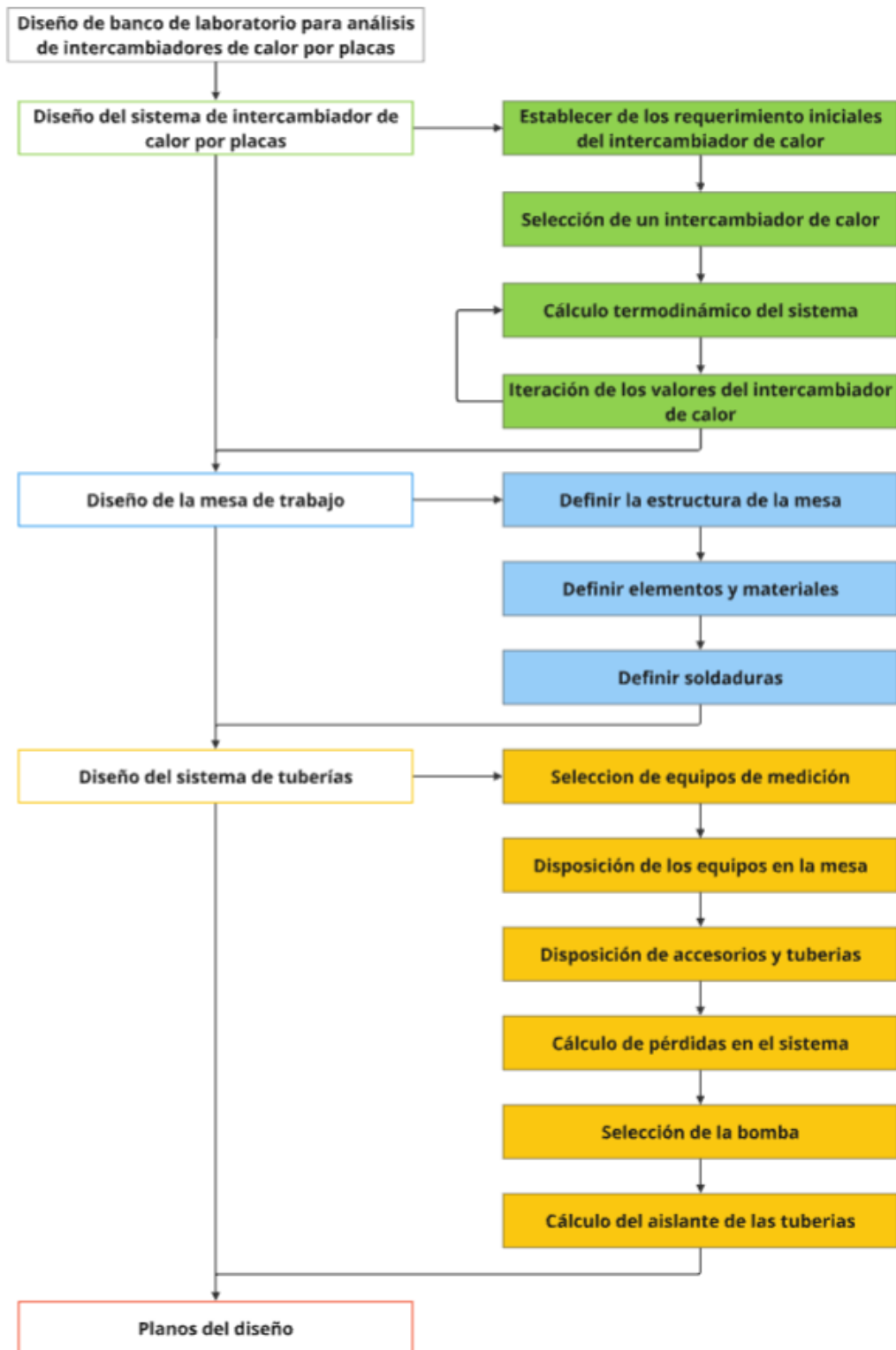
En el caso del calor transferido por el intercambiador al realizar la comparación entre el calor transferido en el ensayo y el modelo matemático se obtuvo un error de 1.27%, siendo un porcentaje de error más alto que el anterior, sin embargo, aún es bajo.

Por último, en el caso de la caída de presión de los fluidos se obtuvieron unos porcentajes de error de 8.02% y 8.3% para el fluido caliente y frío respectivamente, por lo cual el modelo matemático establecido en el capítulo 2 no se ajusta por completo a la predicción del comportamiento del intercambiador, esto puede ser debido a que cada fabricante tiene sus técnicas y modelos de diseño propias, sin embargo, el modelo permite realizar una buena aproximación al proceso real de transferencia de calor en intercambiadores de calor por placas.

5. DISEÑO EN DETALLE DEL BANCO DE ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE PLACAS

Para el proceso de diseño detallado, se contemplan tres etapas, las cuales se presentan en la Figura 28. En la primera etapa, se realizará la selección de un intercambiador de placas soldadas, basado en los requerimientos establecidos según los equipos que conformarán los sistemas de calentamiento y enfriamiento del banco de laboratorio para análisis de intercambiadores de calor por placas. La segunda etapa consiste en el diseño de la mesa, donde se distribuirán todos los elementos seleccionados para el funcionamiento del sistema. Finalmente, en la tercera etapa, se posicionará cada elemento dentro de la mesa del banco de laboratorio, lo que permitirá realizar la distribución de la tubería, así como la selección de la bomba y el aislante térmico para la tubería.

Figura 28. Proceso de diseño del banco de laboratorio para análisis de intercambiador de calor por placas.



5.1 REQUERIMIENTOS INICIALES DEL SISTEMA

Para iniciar el cálculo del sistema termodinámico y de transferencia de calor se deben hacer las siguientes suposiciones:

- Los cálculos se realizarán para un sistema estacionario.
- Se establecen los valores de temperatura de entrada al intercambiador, a partir de los elementos seleccionados para el sistema de enfriamiento y calentamiento.
- Establecer como suposición un requerimiento de temperatura de salida del fluido caliente o del fluido frío.
- Se establecen los valores de flujo volumétrico de agua para los fluidos caliente y frío, a partir de los elementos seleccionados para el sistema de enfriamiento y calentamiento.

Con el fin de poder establecer los requerimientos iniciales se hizo la selección de los sistemas de enfriamiento y calentamiento del banco de laboratorio, permitiendo así dar rangos de valores para las temperaturas y flujos volumétricos con los cuales se hará el cálculo del intercambiador de calor por placas.

5.1.1 Selección de la unidad de enfriamiento. En el caso de la unidad de enfriamiento, es un dispositivo que ya se encuentra dentro del laboratorio de sistemas térmicos, por lo cual para el diseño no se buscaran alternativas diferentes para el sistema de enfriamiento.

Por lo tanto, el sistema de enfriamiento consiste en una unidad de enfriamiento – Chiller de la marca ACEQ Laboratorios de la serie BR-6020. Dentro de su ficha técnica se establece que el rango de temperaturas de maneja es de 5 a 30 °C, cuenta con una bomba la cual proporciona un flujo volumétrico de 5 [L/min] y tiene una capacidad de enfriamiento de 450 W (Véase Anexo E). Estos valores dados por la ficha técnica permiten establecer los valores de entrada al intercambiador de temperatura y flujo volumétrico del fluido frío, ver Tabla 17.

5.1.2 Selección del calentador eléctrico. El sistema de calentamiento se realizó por medio de un calentador eléctrico de tipo termo eléctrico con el cual se debe permitir

establecer una temperatura específica, esto debido a que en el mercado existen calentadores de este tipo que no lo permiten. Para ello se seleccionó un calentador termo eléctrico de la marca BOSCH serie Tronic 4000 C, el cual maneja un rango de temperaturas es de 30 a 55 °C y un flujo volumétrico mínimo de operación de [2.1 L/min], sin embargo, el manual de uso de este dispositivo recomienda un flujo volumétrico de 5.4 [L/min] para una diferencia de temperaturas de 25 °C (Véase Anexo F). Estos valores dados por el manual permiten establecer los valores de entrada al intercambiador de temperatura y flujo volumétrico del fluido caliente, ver Tabla 17.

Tabla 17. Datos iniciales.

Parámetros iniciales	
Temperatura de entrada del agua caliente	30 - 55 [°C]
Temperatura de salida del agua caliente (Supuesta)	30 [°C]
Flujo volumétrico del agua caliente	5.4 [L/min]
Temperatura de entrada del agua fría	5 - 30 [°C]
Flujo volumétrico del agua fría	5 [L/min]

5.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR POR PLACAS

Esencialmente la selección de un intercambiador de calor por placas se debe hacer luego de realizar los cálculos termodinámicos determinados con los requerimientos del sistema, sin embargo, para este caso, esta selección está sujeta a la disponibilidad de estos intercambiadores en el mercado colombiano, por lo cual en primer lugar se seleccionó un intercambiador de calor. Para ello se tomó el catálogo de intercambiadores de placas tipo PHE de Danfoss y se seleccionó el intercambiador con la capacidad de transferencia de calor máxima más baja que estuviese disponible en Colombia, esto debido a que el banco está pensado para manejar una potencia de alrededor de 10 [kW].

El intercambiador seleccionado para el banco es un intercambiador de calor de placas soldadas de la serie BPHE B3-020, con un número de 28 placas, de la marca Danfoss (Véase Anexo G).

Una vez establecidos los datos de entrada se puede realizar el cálculo termodinámico y de transferencia de calor en el intercambiador de calor por placas.

5.2.1 Proceso de cálculo del intercambiador de calor por placas. El cálculo del intercambiador de calor consiste en un proceso iterativo donde interfieren diferentes variables. Aunque cada valor que influye durante el cálculo, las variables se pueden fijar a partir de requerimientos, necesidades o selección de equipos, como se realizó anteriormente, donde, al seleccionar el sistema de calentamiento y enfriamiento se definen los valores de temperatura y flujo volumétrico que manejara el intercambiador de calor, además, al seleccionar un intercambiador por placas, las variables dimensionales de este también pasan a ser constantes.

Una vez definido esto, se realiza el cálculo termodinámico para determinar cuál es el calor teórico que el intercambiador debe transferir, mediante la el balance de energía en sistemas de flujo estacionario (Véase la Ecuación 1). Debido a que las temperaturas de entrada del agua caliente y el agua fría tienen un rango se decidió empezar las iteraciones por el límite superior (55 °C) y el límite inferior (5 °C) de los rangos respectivamente obteniendo el siguiente resultado, ver Tabla 18.

Tabla 18. Resultados del cálculo termodinámico para los valores iniciales propuestos en la Tabla 17.

Resultados calculo termodinámico	
Temperatura de salida del agua fría	46.9 [°C]
Razón de transferencia de calor	9.33 [kW]

Conociendo la razón de transferencia de calor por termodinámica se puede determinar si el intercambiador seleccionado, para lo cual se deben conocer los valores dimensionales del intercambiador, además, se requiere calcular la diferencia media logarítmica de temperatura y el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador, usando las Ecuaciones 4 y 3 respectivamente. El cálculo se realiza por medio del sistema de ecuaciones del capítulo 2, donde se obtuvieron los resultados de la Tabla 20.

Tabla 19. Datos del Intercambiador de calor de placas soldadas de la serie BPHE B3-020-28.

Datos	
Conductividad térmica del material de la placa	15 [W/(m°C)]
Número total de placas	28
Diámetro de cabeza de las placas	½ [in]
Longitud efectiva	278 [mm]
Distancia horizontal entre cabezas	42 [mm]
Área efectiva del intercambiador	0.572 [m²]
Longitud del intercambiador comprimido	71.4 [mm]
Espesor de la placa	0.6 [m]
Ángulo de corrugado	45°

Tabla 20. Resultados de la primera prueba del cálculo del intercambiador de calor por placas.

Resultados del intercambiador	
Coeficiente global de transferencia de calor	1150 [W/(m²°C)]
Razón de transferencia de calor	5.5 [kW]

Como se puede observar en los resultados, con los parámetros establecidos, el intercambiador no puede cumplir con los requerimientos del sistema. En este punto se presentan dos posibles soluciones, ambas requiriendo un proceso de iteración, la primera es un cambio en el número de placas del intercambiador o directamente cambiar todo el intercambiador seleccionado, sin embargo como se expresó anteriormente el intercambiador está sujeto a la disponibilidad del mismo, por lo cual se siguió la segunda

solución, la cual consiste en realizar iteraciones con los rangos de temperatura que los sistemas de enfriamiento y calentamiento nos permiten seleccionar.

Debido a que tanto el sistema de calentamiento y el de enfriamiento presentan rangos de funcionamiento se decidió fijar la temperatura del agua fría en 20 °C, y la temperatura de agua caliente en 50 °C. El proceso iterativo consistió en variar la temperatura de salida del agua caliente de 28 a 32 °C siguiendo el procedimiento de análisis del capítulo 2; seleccionando la temperatura a la cual el intercambiador presenta una razón de transferencia de calor que sea lo más cercana a la calculada mediante la ecuación de balance de energía en sistemas de flujo estacionario, ver Tabla 21. Donde al realizar el cálculo se obtuvo que la temperatura de salida de agua caliente es de 31.2 °C (Véase Anexo B).

Tabla 21. Resultados de las iteraciones.

Temperatura de salida de agua caliente [°C]	Razón de transferencia de calor del balance de energía [kW]	Razón de transferencia de calor del intercambiador [kW]
28	8.22	4.77
28.4	8.07	5.05
28.8	7.92	5.33
29.2	7.77	5.61
29.6	7.62	5.89
30	7.47	6.17
30.4	7.32	6.45
30.8	7.17	6.73
31.2	7.02	7.01
31.6	6.87	7.29
32	6.72	7.57

Del análisis iterativo se obtuvieron finalmente los parámetros de entrada y salida del intercambiador de calor con placas, véase la Tabla 22.

Tabla 22. Resultado de los parámetros de entrada y salida del intercambiador de calor por placas.

Resultados de los parámetros	
Temperatura de entrada del agua caliente	50 [°C]
Temperatura de salida del agua caliente (Supuesta)	31.2 [°C]
Flujo volumétrico del agua caliente	5.4 [L/min]
Temperatura de entrada del agua fría	20 [°C]
Flujo volumétrico del agua fría	5 [L/min]
Razón de transferencia de calor del balance de energía	7.02 [kW]
Razón de transferencia del intercambiador	7.01 [kW]

5.3 DISEÑO DE LA MESA DE TRABAJO DEL BANCO DE LABORATORIO

Para el diseño de la mesa de trabajo del banco se tuvo en cuenta un modelo de mesa de doble nivel, esto con el fin de tener el intercambiador y los elementos de medición con los cuales se realizarán las prácticas en el nivel superior, al alcance de quienes realizan los ensayos y en el nivel inferior los sistemas de enfriamiento y calentamiento, además de una bomba para la circulación del agua caliente y un tanque de agua.

5.3.1 Estructura de la mesa. por medio del software CAD SolidWorks se realizó el diseño de la estructura, en donde se establecieron las medidas de la mesa, procurando que tuviese un área suficientemente grande para la instalación del circuito hidráulico y teniendo en cuenta el doble nivel, además, se debe tener en cuenta que el nivel superior debe ser cómodo para la toma de medidas durante las sesiones de laboratorio por lo cual se tomó como referencia las diferentes mesas que se encuentran dentro del laboratorio de sistemas térmicos.

Figura 29. Estructura de la mesa.



Para el diseño de la estructura se seleccionó tubería estructural cuadrada de acero de 30x30x2 [mm], esta tiene una altura de 1000 [mm], ancho de 700 [mm] y largo de 1200 [mm] (Véase Anexo H). Por otra parte, la unión de las piezas se realizará por medio de soldadura por arco con electrodo revestido.

5.3.2 Nivel superior de la mesa. El diseño del nivel superior se realizó a partir de una lámina de acero inoxidable calibre 14 (Véase Anexo I), a la cual se le hizo una serie de cortes en el interior a fin de poder realizar la una sujeción variable que permita adaptar intercambiadores de placas diferentes al seleccionado para la realización de este trabajo.

Figura 30. Lamina de acero inoxidable para le nivel superior de la mesa.

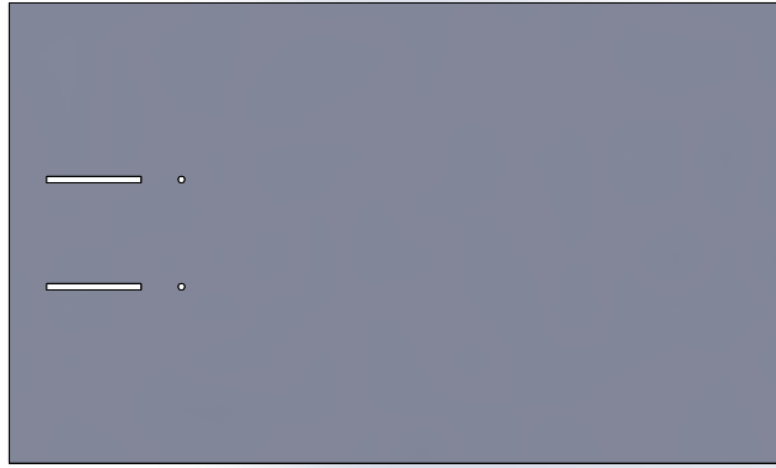
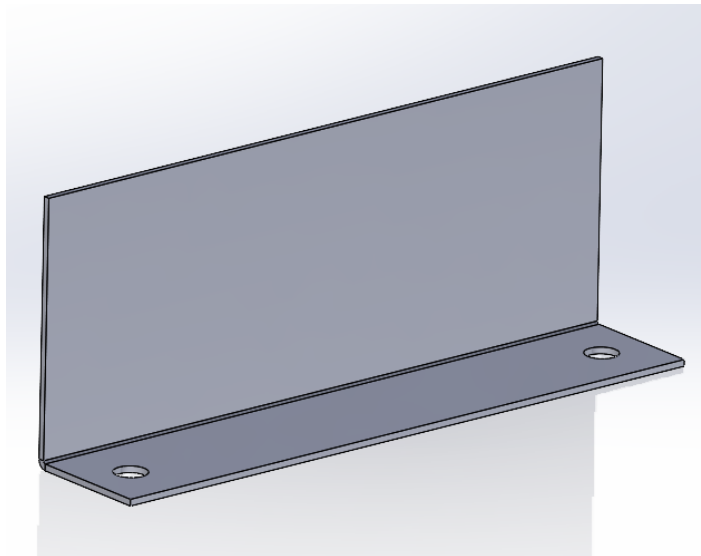
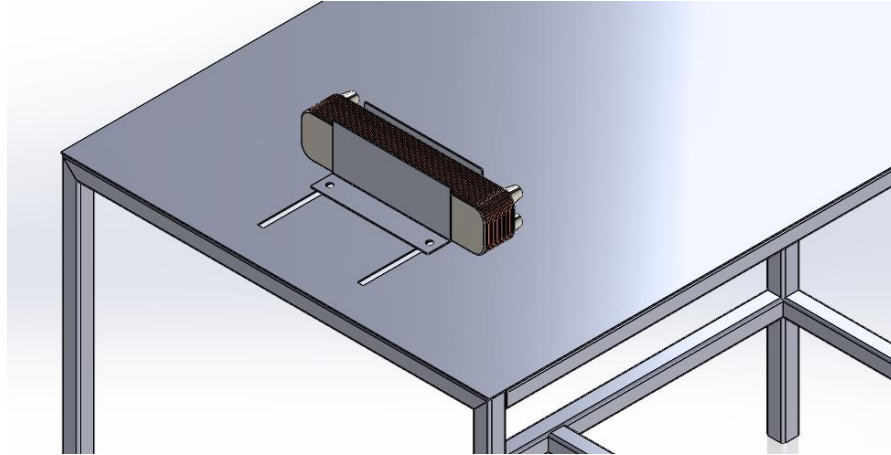


Figura 31. Láminas de sujeción del intercambiador de calor por placas.



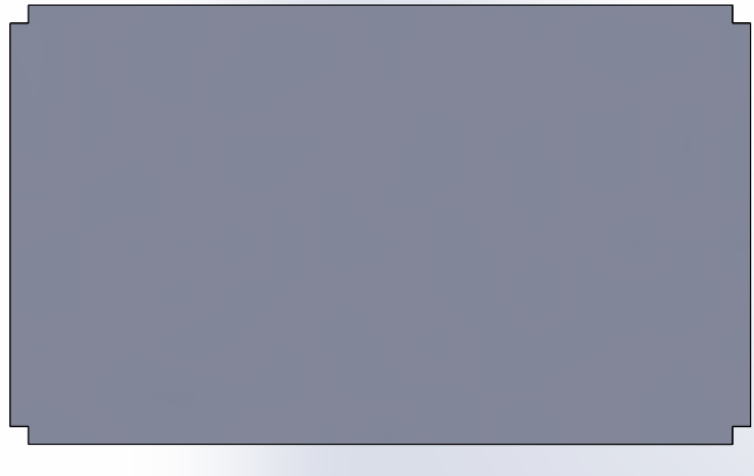
Para la sujeción del intercambiador se usó lamina de acero inoxidable de calibre 14, a la cual se le realizaron dobleces y se ajustaron a la mesa por medio de tornillos, tuercas y arandelas cuadradas, teniendo en cuenta que una de las láminas es fija y la otra permite movimiento de sujeción, fijándose mediante el apriete del tornillo y la tuerca. Finalmente, la fijación de la lámina se hará por medio de soldadura por arco con electrodo revestido.

Figura 32. Ensamble del nivel superior de la mesa.



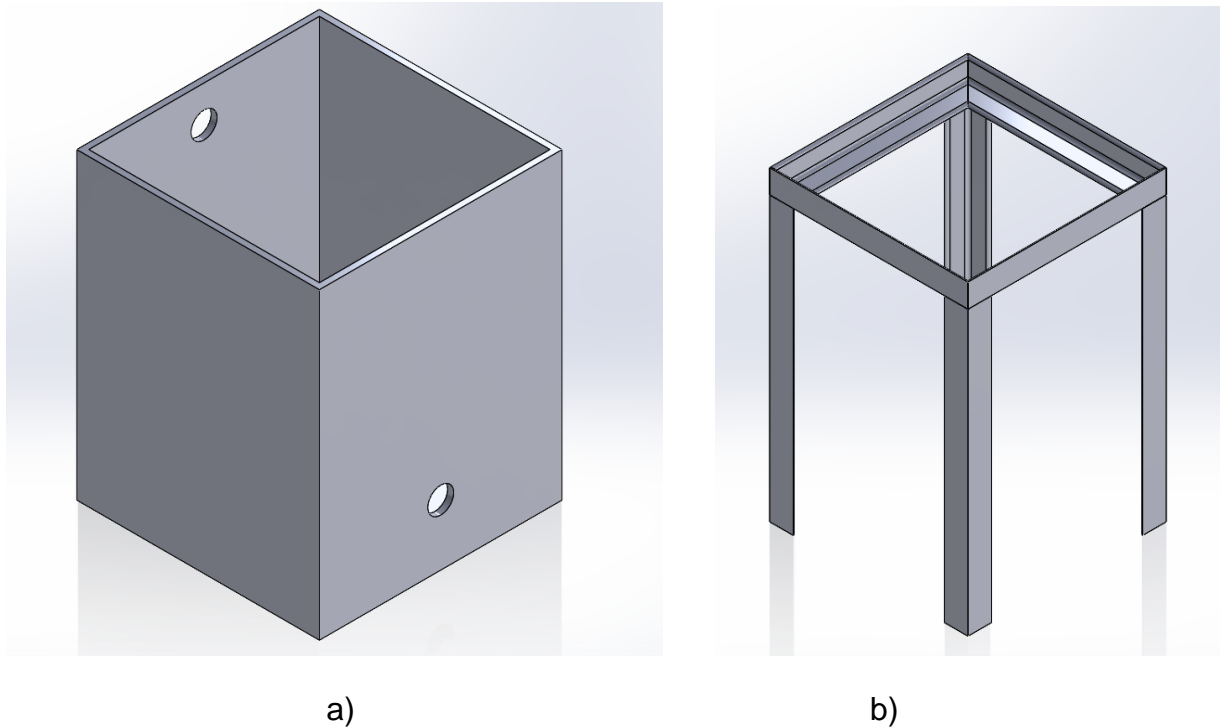
5.3.3 Nivel inferior de la mesa. Al igual que en el nivel superior, para el nivel inferior se usó una lámina de acero inoxidable calibre 14, a la cual se le realizaron cortes en las esquinas buscando que la lámina se apoye en todas las tuberías cuadradas, además, la fijación de la lámina se hará por medio de soldadura por arco con electrodo revestido.

Figura 33. Lámina de acero inoxidable para el nivel inferior de la mesa.



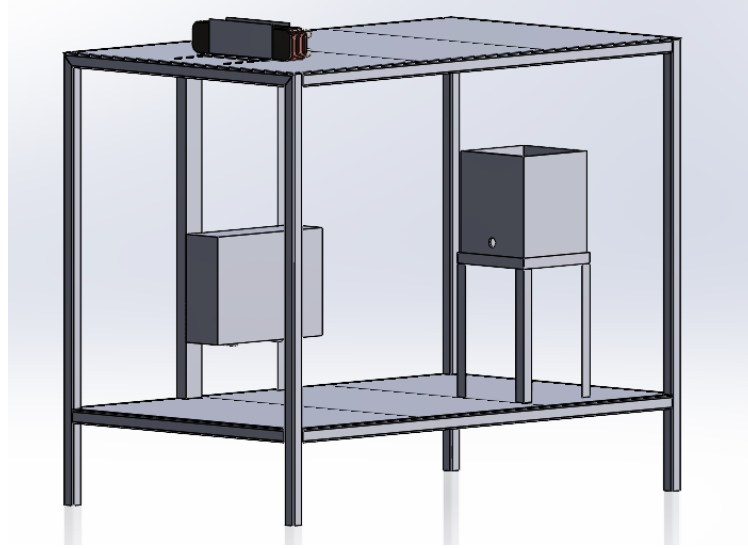
Como se mencionó anteriormente en el nivel inferior se dispondrán de diferentes elementos, siendo uno de ellos un tanque de acrílico de 9 litros, el cual se soporta sobre una estructura de ángulos de acero estructural de 25x25x2.5 [mm] (Véase Anexo J) soldados con soldadura por arco con electrodo revestido.

Figura 34. a) Tanque de acrílico. b) Soporte para el tanque.



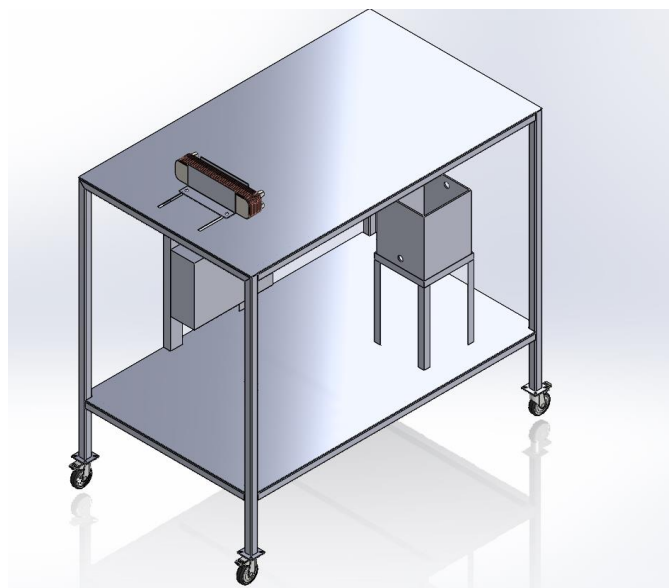
En el diseño también se incluyeron los sistemas de calentamiento y enfriamiento, sin embargo, para el caso de la una unidad de enfriamiento – Chiller no estará dentro de la mesa, esto debido a sus dimensiones y, además, en su ficha técnica se recomienda un espaciado de 15 [cm] alrededor de las paredes del quipo y 60 [cm] en la parte superior, por ende no es posible incluirlo dentro de la mesa. Por otra parte, el sistema de calentamiento termoeléctrico está diseñado para ser fijado en una pared, por lo cual se decidió agregar dos perfiles angulares 50x30 [mm] calibre 14, a los cuales se les realizo unas perforaciones en las cuales se anclará el calentador, además, estos perfiles se fijan a la mesa mediante soldadura por arco con electrodo revestido.

Figura 35. Ensamble del nivel inferior de la mesa.



5.3.4 Ruedas de la mesa. Para que la mesa fuese fácil de mover se decidió poner ruedas, para lo cual se usó cuatro patinas de lámina de acero inoxidable de calibre 14, con perforaciones para el paso de tornillos y soldadas a las patas de la mesa. Las ruedas usadas son de la Serie AGILA - 1477 PAO 075 P40 (Véase Anexo K), con una capacidad de carga estática individual de 120 [kg], las cuales también cuentan con freno para fijar la mesa y evitar que se ruede.

Figura 36. Ensamble de las ruedas en la mesa



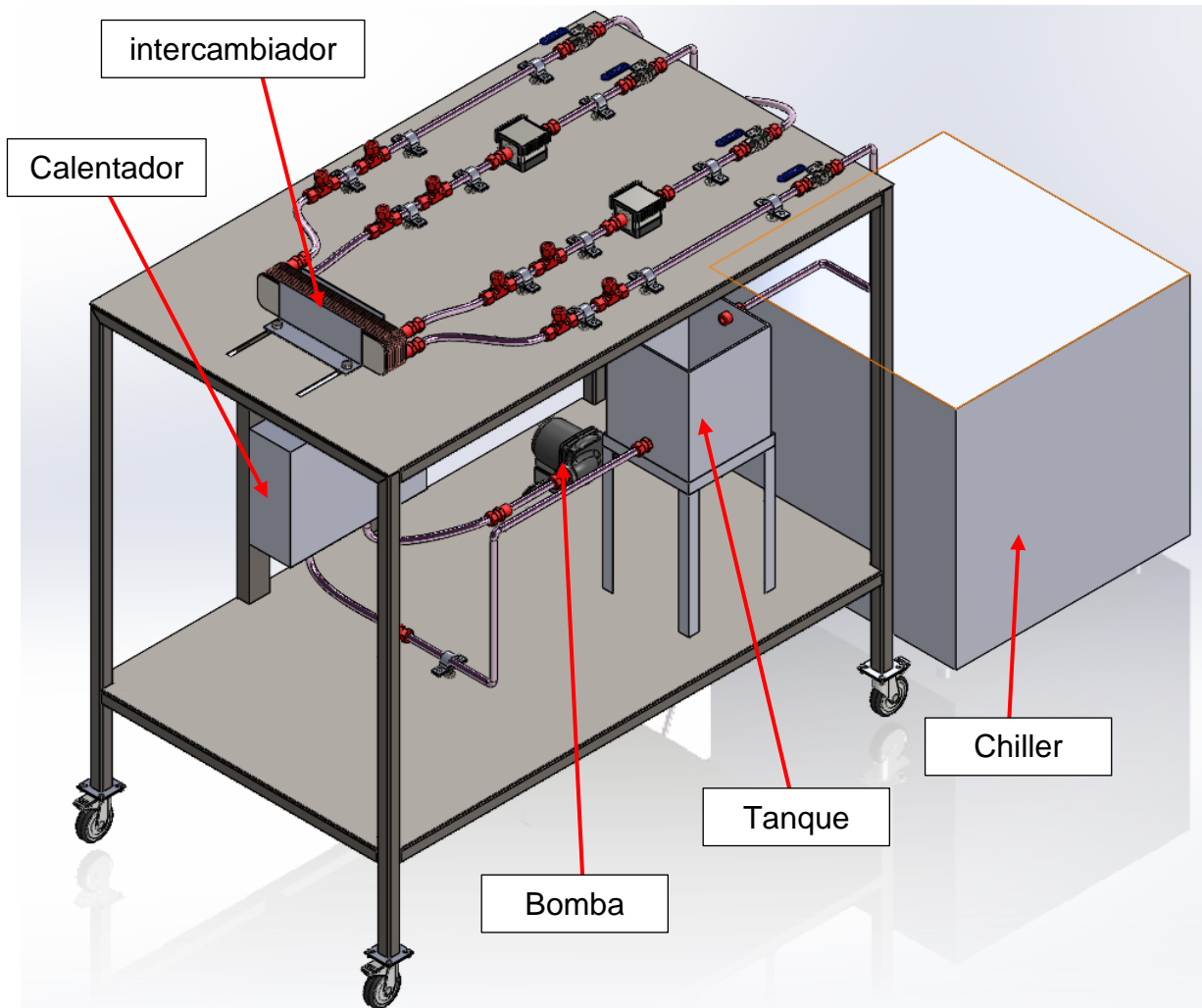
5.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO Y TUBERIA

El propósito de este apartado es determinar las especificaciones necesarias para seleccionar la bomba que proporcionará la energía requerida para superar las pérdidas de presión generadas por los accesorios presentes en la red hidráulica del flujo caliente. Es importante mencionar que esta selección estará limitada por la disponibilidad en los mercados nacional e internacional.

Además, se seleccionará el aislante térmico adecuado que se instalará en la tubería, con el objetivo de minimizar al máximo las pérdidas de calor indeseadas durante el paso del flujo de trabajo a través de la red de tuberías.

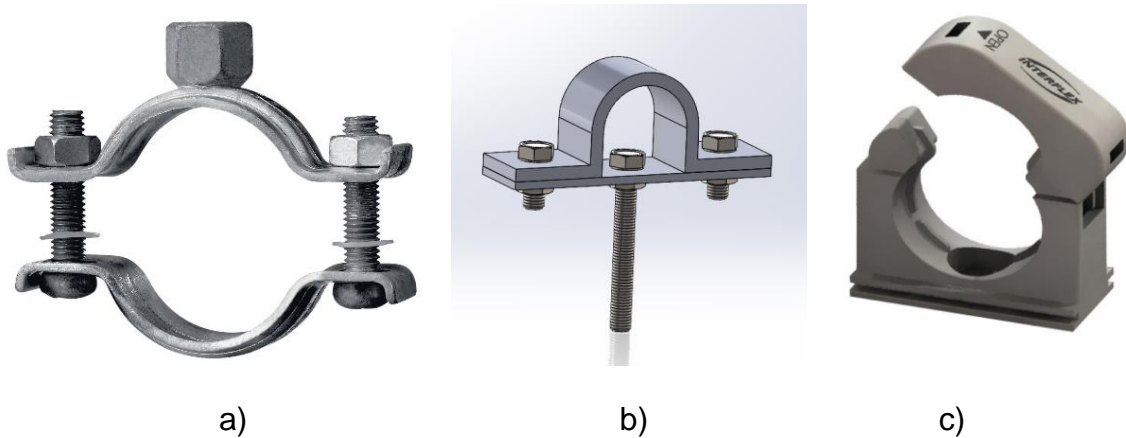
5.4.1 Distribución de sensores, tubería y accesorios. En primer lugar, se realizó el posicionamiento de los sensores y elementos de medición que serán usados en el banco de laboratorio. Para la ubicación de los sensores de temperatura se posiciono una conexión de racor tipo T en cada una de las entradas y salidas del intercambiador, en cada una de estas se ensambla una termocupla tipo J (Véase Anexo L) la cual permite roscarse en el racor tipo T. Al igual que con los sensores de temperatura, para la medición de la presión se usaron racores tipo T en las entradas y salidas del intercambiador, en los cuales se dispusieron manómetros secos C2.5 (Véase Anexo M), los cuales poseen una roca de $\frac{1}{4}$ " por lo cual para cada manómetro se debe usar un racor que se adapte a la rosca de $\frac{1}{2}$ ". Por otra parte, para la medición del flujo de agua se seleccionó un flujómetro digital por turbina K24 para fluidos de baja densidad (Véase Anexo N), para la medición se ubicó uno en cada entrada del intercambiador. La disposición de los equipos de medición se encuentra en la Figura 37.

Figura 38. Distribución de las tuberías en la mesa de laboratorio.



Para fijar las tuberías a la mesa y evitar que estas se muevan durante la manipulación del banco de laboratorio se plantearon tres diferentes alternativas. La primera consiste en una abrazadera de acero la cual cuenta con una tuerca en la zona inferior que permite anclar el soporte a la lámina mediante un perno (ver Figura 39-a). La segunda alternativa consiste en una arandela de acero inoxidable unida a una platina ajustada con tornillos y tuercas, además, la platina se perfora en el centro para que sea anclada a la mesa mediante tuercas, arandelas y un perno (ver Figura 39-b). Finalmente, la última alternativa consiste en usar una grapa de polipropileno, sin embargo, esta no cumple con la altura requerida para soportar la tubería en la mesa de laboratorio (ver Figura 39-c).

Figura 39. a) Abrazadera de acero inoxidable con tuerca. b) Soporte de tubería con abrazadera perforada. c) Grapa de polipropileno.

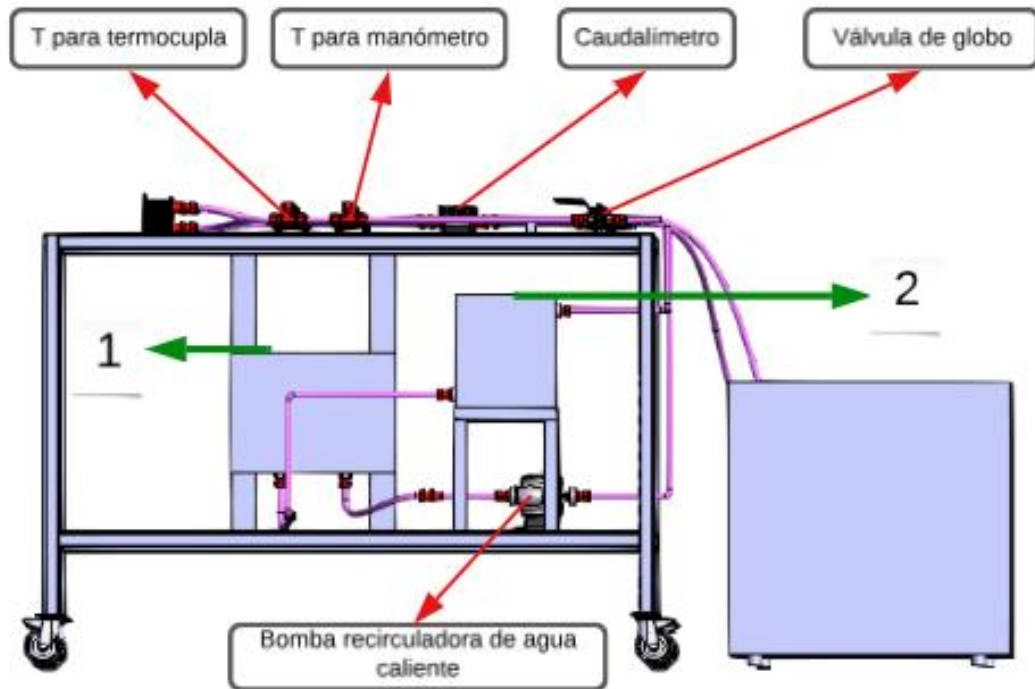


5.4.2 Proceso de cálculo y selección de la bomba recirculadora de agua caliente. El proceso de cálculo para la selección de la bomba comienza definiendo el tipo y la cantidad de accesorios presentes en la red hidráulica de flujo caliente. Es fundamental considerar el monitoreo de variables clave, como la temperatura y la presión, tanto en las entradas como en las salidas del intercambiador de calor (ver Figura 40).

Para seleccionar la bomba, se requieren tres parámetros principales: la altura (cabeza de la bomba), la potencia entregada al fluido y el NPSH. Estos se determinan aplicando la ecuación general de la energía (ver Ecuación 24), evaluada entre el punto 1 (tanque del calentador) y el punto 2 (depósito de agua), representados en la Figura 40, también considerando que en ambos puntos son abiertos al ambiente, o sea presión atmosférica, y que la línea de referencia se toma desde el mesón inferior.

A partir de la ecuación general de la energía se obtiene la cabeza de la bomba requerida. Con este valor, se procede al cálculo de la potencia suministrada al fluido por la bomba (ver Ecuación 30).

Figura 40. Vista frontal del modelo CAD del banco de laboratorio con los accesorios hidráulicos señalados.



También con la altura de la bomba se procede a calcular el último parámetro importante, el NPSH (véase la Ecuación 31).

Todo el proceso anterior se realiza mediante un proceso iterativo, asignándole valores a la longitud de la tubería desde 1 a 6 metros, con la longitud de la tubería de succión, se varió de 0,5 a 2 metros, obteniendo los resultados mostrados en la Tabla 23.

Tabla 23. Resultado de la parametrización para selección de bomba.

Longitud de tubería [m]	Altura de la bomba [m]	Potencia entregada al fluido [W]	Longitud de succión [m]	NPSH [m]
1	1.126	0.9091	0.5	8.047
1.556	1.131	0.9133	0.667	8.046
2.111	1.136	0.9175	0.833	8.044
2.667	1.141	0.9217	1	8.042
3.222	1.146	0.9259	1.167	8.041
3.778	1.152	0.9302	1.333	8.039
4.333	1.157	0.9344	1.5	8.038
4.889	1.162	0.9386	1.667	8.036
5.444	1.167	0.9428	1.833	8.035
6	1.173	0.947	2	8.033

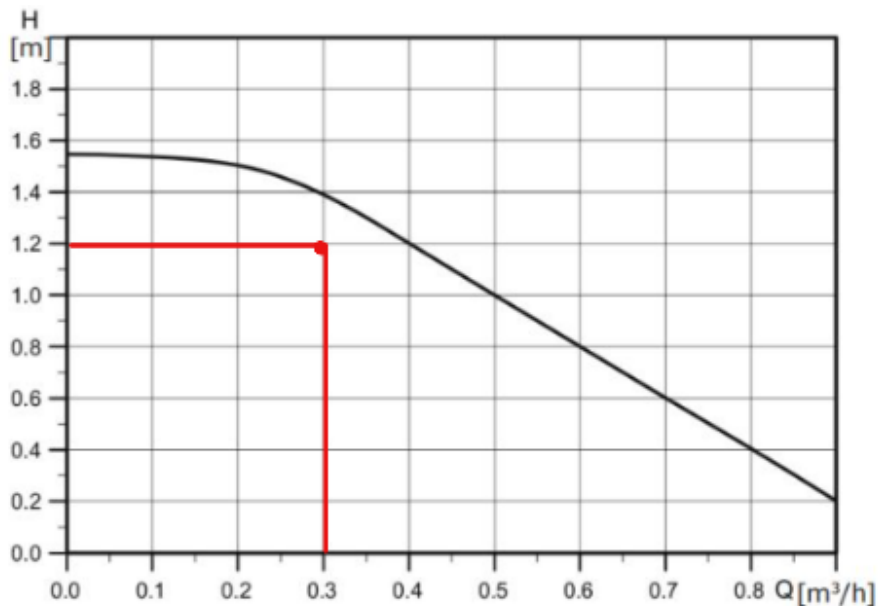
Del análisis anterior se determinan los requisitos mínimos para la selección de la bomba recirculadora de agua caliente, como se puede observar a continuación en la Tabla 24. El proceso de cálculo se puede ver reflejado en el Anexo C.

Tabla 24. Resultado de los parámetros para los requisitos mínimos para la selección de la bomba recirculadora de agua caliente

Resultados de los parámetros	
Altura o cabeza de la bomba	[1,2 m]
Potencia	[1 W]
NPSH	[8,05 m]

Ya con los requisitos mínimos obtenidos, se determinaron dos posibles opciones para la bomba, una es la bomba de la marca Shinhoo modelo Instant 15-1,5 (Véase Anexo O), esta bomba es la más ideal debido a que el punto de trabajo del banco, es adecuado de acuerdo con la curva de la bomba (véase Figura 41), el problema es que en Colombia probablemente no se pueda conseguir, ya que, no hay un distribuidor presente en el país, a no ser que se contacte directamente con la empresa en cuestión.

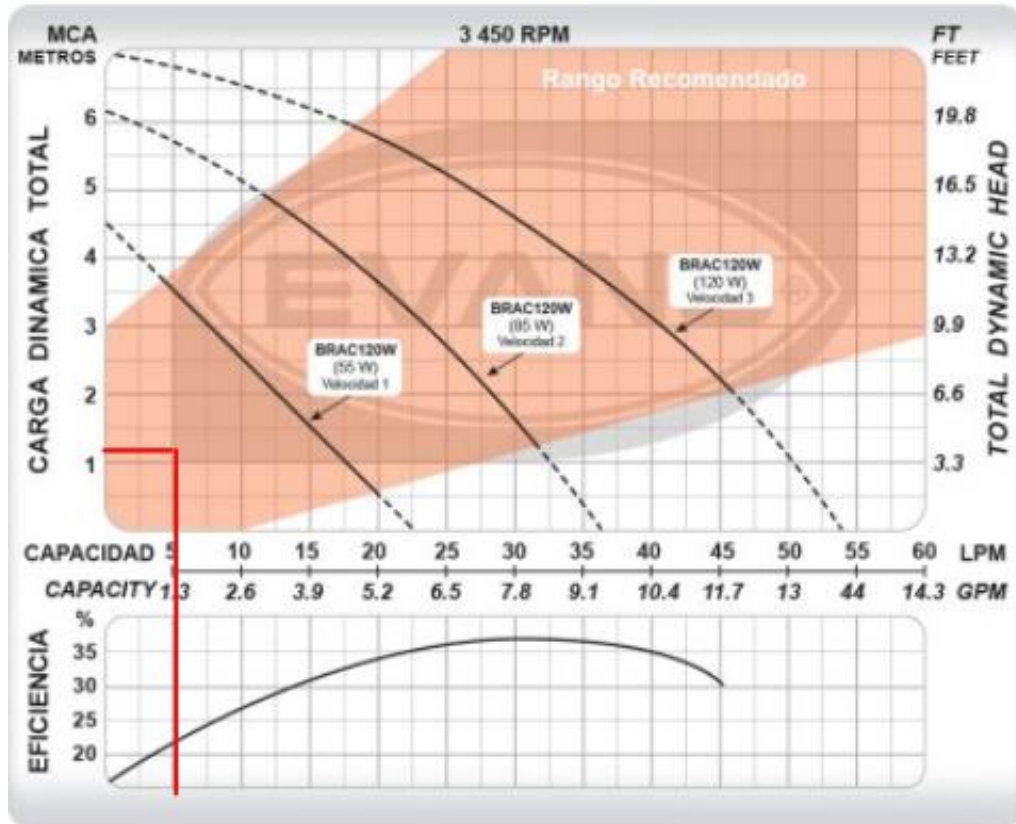
Figura 41. Punto de trabajo en la curva de la bomba Shinhoo Instant 15-1,5



Fuente: Shinhoo. Circulador Instant 15-1.5 de alta eficiencia [Sitio web].Hefei, China. [Consulta 22 de Diciembre 2024]. Disponible en: https://es.shinhoodump.com/instant-15-1-5-high-efficiency-circulator-pump_p393.html

Otra alternativa, que, si se puede conseguir a nivel nacional, es la bomba de la marca EVANS modelo BRAC120W (Véase Anexo P), esto es debido a que el punto de trabajo que maneja el banco de laboratorio si está dentro de un rango recomendado por la compañía, pero con una eficiencia inferior como se puede ver en la Figura 42.

Figura 42. Punto de trabajo en la curva de la bomba EVANS BRAC120W.



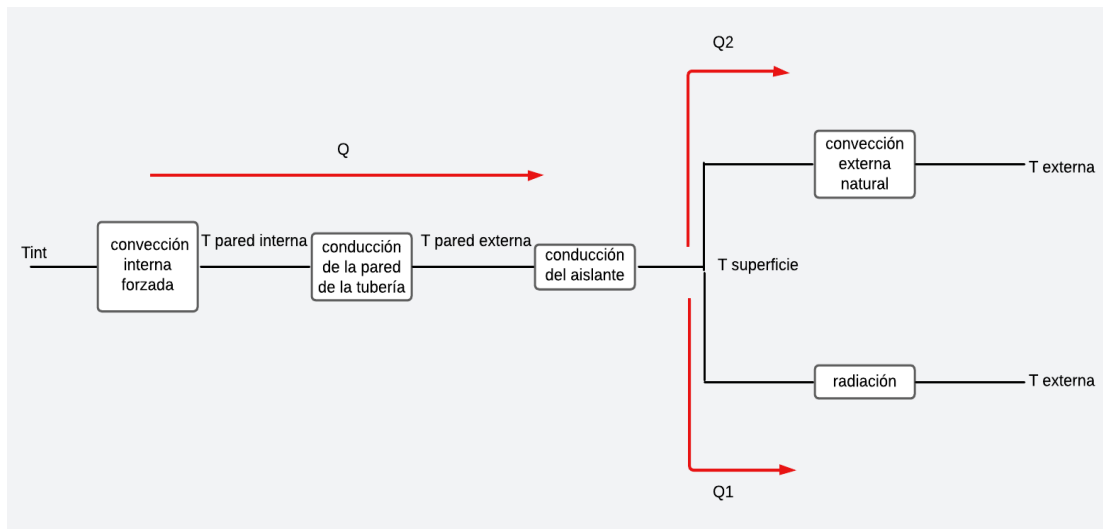
Fuente: Evans. Recirculadora Agua Caliente 120W. | BRAC120W [Sitio web]. Bogotá, Colombia. [Consulta 24 de Octubre 2024]. Disponible en: <https://evans.com.mx/spec/index/?sku=BRAC120W>

5.4.3 Análisis térmico para el flujo de calor. Para analizar la pérdida de energía que se puede presentar en el fluido a lo largo de la tubería, es necesario analizar el esquema térmico de la tubería, el cual es representado por un circuito térmico equivalente. Esto permite comprender el comportamiento del flujo de calor para el fluido caliente, desde su

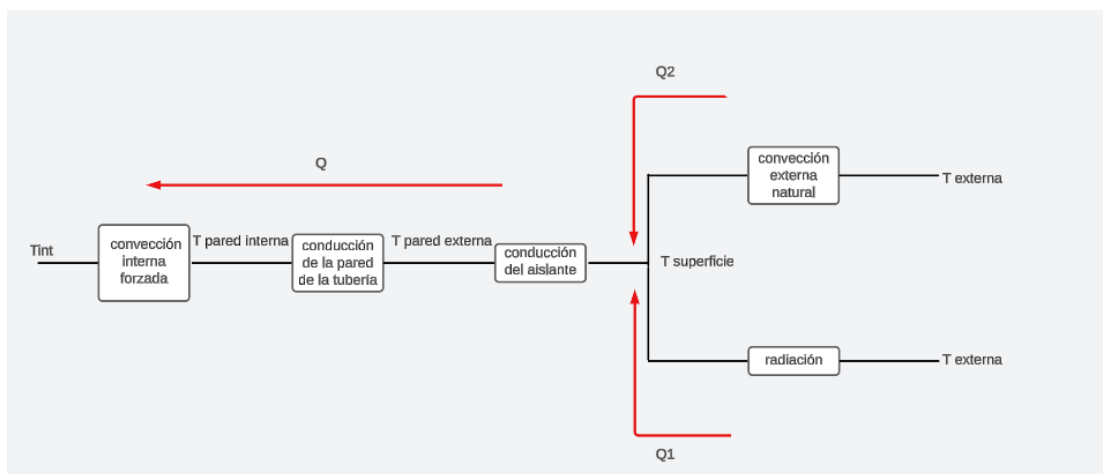
transferencia en la parte interna de la tubería, atravesando la pared del tubo y el aislante, hasta disiparse finalmente en el ambiente (Véase la Figura 43-a).

Para el fluido frío, se analiza de la misma manera, pero se invierte la dirección del flujo de calor, yendo desde el ambiente, hasta la parte interna de la tubería (Véase la Figura 43-b).

Figura 43. a) Circuito térmico equivalente para el fluido caliente. b) Circuito térmico equivalente para el fluido frío.



a)



b)

Una vez realizado y analizado el esquema térmico de la tubería, se procede a realizar un balance de energías en el punto de la temperatura de la superficie mostrada en la Figura 43, lo cual deja la siguiente ecuación:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad \text{Ecuación 42}$$

Donde Q representa el calor despejado de la Ecuación 32, expresado como una relación entre la diferencia de temperaturas ($T_{\text{int}} - T_{\text{superficie}}$) y la suma de las resistencias térmicas presentes antes del punto donde se realiza el balance de energías. Esta suma incluye la resistencia térmica por convección (ver Ecuación 39) y las dos resistencias térmicas por conducción (ver Ecuación 33).

Por otro lado, Q_1 corresponde a la transferencia de calor por radiación (ver ecuación 41), mientras que Q_2 representa la transferencia de calor por convección natural externa (ver Ecuación 34).

Todo el cálculo se realiza mediante un sistema de ecuaciones (véase Anexo D), asumiendo un valor para el espesor del aislante (Yumbolon) de 10mm, (véase Anexo Q), que es lo que se encuentra comercialmente para este tipo de aplicaciones.

Tabla 25. Resultados del cálculo térmico para el fluido caliente.

Resultados del cálculo térmico en tubería	
Espesor del aislante	[0.01 m]
Temperatura de superficie del aislante	[302,5 K]
Temperatura ambiente	[298 K]
Temperatura del fluido de trabajo	[323 K]

Como se puede observar en la tabla 25, con un aislante de 10 mm es suficiente para asegurar una mínima pérdida en forma de calor a medida que el agua recorra el sistema de tuberías.

Para el fluido frío, se realiza el mismo proceso anterior, con la diferencia de cambiar la temperatura interna de 50°C a 20°C, y también cambiando las propiedades del agua que circula por la tubería que dependan de la temperatura (véase Anexo D).

Tabla 26. Resultados del cálculo térmico para el fluido frío.

Resultados del cálculo térmico en tubería	
Espesor del aislante	[0.01 m]
Temperatura de superficie del aislante	[297.3 K]
Temperatura ambiente	[298 K]
Temperatura del fluido de trabajo	[293 K]

Como se puede observar en la tabla 26, con un aislante de 10 mm de espesor es suficiente para asegurar que las pérdidas de calor por transferencia de calor sean mínimas.

6. COSTOS

Con el fin de proporcionar un estimado del costo asociado a la construcción del banco de laboratorio, se consultaron y cotizaron los diferentes materiales con distribuidores colombianos. Los costos se dividirán en diferentes grupos a fin de que sean más claros.

Tabla 27. Costos asociados a los tres sistemas principales del banco de laboratorio para análisis de intercambiadores de calor por placas.

Costos de los tres sistemas principales			
Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Intercambiador de calor por placas Danfoss B3-020-28	1	\$ 1,500,000.00	\$ 1,500,000.00
unidad de enfriamiento – Chiller de la marca ACEQ Laboratorios de la serie BR-6020	1	\$ 11,000,000.00	\$ 11,000,000.00
Calentado eléctrico Brosh Tronic 4000 C	1	\$ 900,000.00	\$ 900,000.00
Subtotal			\$ 13,400,000.00

Tabla 28. Costos asociados a la construcción de la mesa.

Costos de la mesa			
Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
tubería estructural cuadrada de acero de 30x30x2 [mm] - Longitud 6 [m]	3	\$ 40,000.00	\$ 120,000.00
Lamina de acero inoxidable calibre 14 - 1219 x 2438 [mm]	2	\$ 190,000.00	\$ 380,000.00
ángulos de acero estructural de 25x25x2.5 [mm] - Longitud 6 [m]	1	\$ 33,000.00	\$ 33,000.00
Tanque de acrílico 25x20x4 [mm]	1	\$ 80,000.00	\$ 80,000.00
Ansi B18.2.4.1M - Hex nut Style1, M10 x 1.5 -- D-N	4	\$ 1,700.00	\$ 6,800.00
Ansi B18.22M - M10 - Wide	4	\$ 1,100.00	\$ 4,400.00
Ansi B18.2.3.1M - Hex cap Screw, M10 x 1.5 x 20 --20C	4	\$ 2,000.00	\$ 8,000.00
Ansi B18.2.4.1M - Hex nut, Style1, M5 x 0.8 -- D-N	81	\$ 1,850.00	\$ 149,850.00
Ansi B18.22M - M5 - Wide	13	\$ 1,950.00	\$ 25,350.00
Ansi B18.22M - M5 - Narrow	29	\$ 1,900.00	\$ 55,100.00
Ansi B18.2.3.2M - Formed Hex Screw, M5 x 0.8 x 12 --12WC	42	\$ 1,300.00	\$ 54,600.00
Ansi B18.2.3.2M - Formed Hex Screw, M5 x 0.8 x 40 --40WC	13	\$ 1,700.00	\$ 22,100.00
Abrazadera Omega Inoxidable - 1/2"	13	\$ 11,000.00	\$ 143,000.00
Dobladora	1	\$ 25,000.00	\$ 25,000.00
Taladro	1	\$ 25,000.00	\$ 25,000.00
Soldadura	3	\$ 70,000.00	\$ 210,000.00
Oxicorte	2	\$ 30,000.00	\$ 60,000.00
Subtotal			\$ 1,402,200.00

Tabla 29. Costos de los sistemas de medición.

Costos del sistema de medicion			
Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Termocupla Tipo J, Rosca de 1/2" NPT – Bulbo de 1/4" x 2"	4	\$ 67,000.00	\$ 268,000.00
Manómetro Seco C2.5 Inf 1/4npt, 0-15psi	4	\$ 25,000.00	\$ 100,000.00
Medidor de flujo digital por turbina k24 de 1/2 pulgada	2	\$ 258,000.00	\$ 516,000.00
Subtotal			\$ 884,000.00

Tabla 30. Costos asociados al sistema hidráulico.

Costos del sistema hidráulico			
Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Bomba EVANS BRAC120W	1	\$ 441,250.00	\$ 441,250.00
Tubería de cobre flexible de 1/2"	5	\$ 23,000.00	\$ 115,000.00
Válvula de bola Napoli 1/2"	4	\$ 12,000.00	\$ 48,000.00
Racor buje Hg (AB) 1/2" x 1/4"	4	\$ 2,000.00	\$ 8,000.00
Racor TE HG 1/2"	8	\$ 3,000.00	\$ 24,000.00
Racor codo 1/2"	7	\$ 20,000.00	\$ 140,000.00
Racor bronce 1/2" NPT x 1/2" tuerca	16	\$ 11,600.00	\$ 185,600.00
Kit de instalación de calentador	1	\$ 124,000.00	\$ 124,000.00
Conector Acero Inoxidable Calentador 1/2" X 1/2" - Longitud 60 cm	2	\$ 69,000.00	\$ 138,000.00
Conector Flexible Acero Inoxidable 1/2" X 1/2" - Longitud 100 cm.	2	\$ 90,000.00	\$ 180,000.00
Subtotal			\$ 1,403,850.00

Tabla 31. Costos totales.

Costos totales		
Descripción		Valor total
Costos de los tres sistemas principales		\$ 12,500,000.00
Costos de la mesa		\$ 1,402,200.00
Costos del sistema de medicion		\$ 884,000.00
Costos del sistema hidráulico		\$ 1,403,850.00
Subtotal		\$ 16,190,050.00
Imprevistos	10%	\$1,619,005.00
Total		\$ 17,809,055.00

7. CONCLUSIÓN

Se realizó el diseño de un intercambiador de calor por placas para una temperatura de entrada de agua caliente de 50 °C a un flujo volumétrico de 5.4 L/min y una temperatura de agua fría de 20 °C a un flujo volumétrico de 5 L/min, donde por medio de un modelo matemático cero dimensional se seleccionó el intercambiador Danfoss BPHE B3-020-28, asegurando que cumpliera con las condiciones de trabajo para el banco de laboratorio.

Para asegurar que se cumplan las condiciones a las cuales debe trabajar el banco de laboratorio se dimensionaron los sistemas de calentamiento y enfriamiento, para la cual se seleccionó un calentador termoeléctrico Bosch Tronic 4000 C el cual permite trabajar a una temperatura máxima regulable de 55 °C y un Chiller de enfriamiento BR 6020 de la marca ACEQ laboratorios que permite trabajar a una temperatura mínima regulable de 5°C. Además, para la medición de temperaturas se seleccionó una termocupla tipo J, para la medición de presión se seleccionó un manómetro en seco de 0 a 15 psi y para la medición de caudal se seleccionó un medidor de flujo digital K24 de la marca Piusi, permitiendo realizar la toma de datos para el análisis del intercambiador de calor por placas.

Se elaboró el modelado en 3D del banco de laboratorio por medio del software SolidWorks en el cual se aseguró que el diseño y disposición de los elementos dentro de la mesa permitieran la conexión de diferentes sistemas de calentamiento o enfriamiento diferentes a los seleccionados en este trabajo, además, la sujeción del intercambiador de placas se diseñó de tal forma que permitiera el acople de otros intercambiadores de placas diferentes al seleccionado en el diseño, asegurando que el banco de laboratorio presentara un diseño versátil. También se realizaron los planos detallados y una guía de funcionamiento, además, se cotizaron los costos para la construcción del proyecto.

Se implementó un modelo matemático cero dimensional, térmico e hidráulico que describe el comportamiento del sistema de tuberías. Mediante el análisis de caudal y altura manométrica de los elementos que conforman el banco de laboratorio, se determinó la bomba recirculadora de agua caliente más adecuada. Asimismo, el estudio térmico de

la tubería permitió evaluar el desempeño del aislante disponible en el mercado, demostrando que las pérdidas de calor son mínimas y que el sistema opera de manera eficiente.

Se validó el modelo matemático cero dimensional basado en la literatura, mediante un ensayo de funcionamiento realizado en un intercambiador de calor de placas modelo TSC 510 de la marca Techno System. Al comparar los resultados teóricos con los experimentales, se obtuvieron porcentajes de error del 1.27% para el calor transferido y del 0.63% para el área de transferencia de calor, lo que evidencia que el modelo térmico se ajusta adecuadamente a las condiciones reales. Por otro lado, al comparar los resultados de la caída de presión para los fluidos caliente y frío, se obtuvieron porcentajes de error del 8.02% y 8.3%, respectivamente, esto indica que el modelo que describe el comportamiento hidráulico se ajusta correctamente a los datos experimentales.

Se concluye que el modelo proporciona una buena aproximación a los valores reales del comportamiento de los intercambiadores de calor tipo placas, obteniendo errores menores al 10%. La razón por la cual el modelo no se ajusta al 100% puede atribuirse a las particularidades en el diseño de los intercambiadores de cada fabricante.

Se implementó un modelo matemático cero dimensional, térmico e hidráulico que describe el comportamiento del sistema de tuberías. Mediante el análisis de caudal y altura manométrica de los elementos que conforman el banco de laboratorio, se determinó la bomba recirculadora de agua caliente más adecuada. Asimismo, el estudio térmico de la tubería permitió evaluar el desempeño del aislante disponible en el mercado, demostrando que las pérdidas de calor son mínimas y que el sistema opera de manera eficiente.

El banco de pruebas diseñado representa una herramienta valiosa para el aprendizaje y la experimentación en el Laboratorio de Sistemas Térmicos. Permitirá a los estudiantes realizar ensayos prácticos y comprender el comportamiento de los intercambiadores de calor bajo diferentes condiciones operativas, contribuyendo así a su formación técnica y práctica.

BIBLIOGRAFÍA

- Alfa Laval. Intercambiadores de calor de placas [Sitio web]. Rudeboksvägen, Suecia. [Consulta 20 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://www.alfalaval.com.co>
- Baltimore Aircoil Company. Torres de enfriamiento placas [Sitio web]. Baltimore, USA. [Consulta 26 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://baltimoreaircoil.com/products/cooling-towers>
- CRANE CO. Flow of fluids through valves, fittings, and pipe, Technical Paper No. 410 M. Metric Edition, 1982.
- CROWE, C., ELGER, D. & ROBERSON, J.J Mecánica de fluidos. Compañía editorial continental. Primera edición en español. Séptima edición en inglés. México, 2002. P 412-416.
- Dunphy Energy. Catálogo de intercambiadores de calor [Sitio web]. Barcelona, España. [Consulta 18 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://dunphyenergy.es/wp-content/uploads/2020/07/DunphyEnergy-A4-Intercambiadores19-IMP.pdf>
- Ecoled. Calentadores solares [Sitio web]. Bogotá, Colombia. [Consulta 23 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://ecoled.com.co/collections/calentador-solar>
- Evans. Recirculadora Agua Caliente 120W. | BRAC120W [Sitio web]. Bogotá, Colombia. [Consulta 24 de Octubre 2024]. Disponible en: <https://evans.com.mx/spec/index/?sku=BRAC120W>
- Falabella. Ductolon negro 1/2" pulgadas 1,82 metros Yumbolon [Sitio web]. Bogotá, Colombia. [Consulta 18 de Febrero 2025]. Disponible en: <https://homecenter.falabella.com.co/homecenter-co/product/118838498/Ductolon-negro-1-2-pulgadas-1,82-metros-Yumbolon/118838500>
- GUALDRÓN, H. y RUIZ, M. Diseño y construcción de un sistema de refrigeración de baja temperatura por etapas tipo banco para el laboratorio de sistemas térmicos de la escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander. Bucaramanga: Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánica. Universidad Industrial de Santander, 2019.

Haceb. Calentadores [Sitio web]. Copacabana, Colombia. [Consulta 26 de Septiembre 2023]. Disponible en: <https://www.haceb.com/como-elegir-calentador-de-agua>

Incropera P. Frank & P. De Witt David. Fundamentos de transferencia de calor. Prentice Hall. Cuarta edición, México, 1999, p.76, p.92, p.445, p.482-487, p.634.

KAKAC, S., LIU, H. y PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat Exchangers. Nueva York: CRC Press, 2012. P. 451- 476.

KUMAR, H. Heat Exchangers: Selection, desing and construction. New York: John Wiley & Sons. 1988. P. 1275 – 1286.

MATAIX CLAUDIO. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Ediciones del Castillo, Segunda edición, Madrid, 1986, p. 395-399.

MOTT ROBERT. Mecánica de fluidos, Pearson Educación, Sexta edición, México, 2006, p.230-233, p.293-297.

POTTER MERLE. & WIGGERT DAVID. Mecánica de fluidos. Editorial Ediciones Paraninfo, Tercera edición,2003. P.480-482.

SANTOS, D. Análise experimental do comportamento termohidráulico de um trocador de calor do tipo placas corrugadas. Florianópolis: Tesis de postgrado en Ingeniería Mecánica. Universidad federal de santa Catarina, 2019.

Shinoo. Circulador Instant 15-1.5 de alta eficiencia [Sitio web]. Hefei, China. [Consulta 22 de Diciembre 2024]. Disponible en: https://es.shin hoopump.com/instant-15-1-5-high-efficiency-circulator-pump_p393.html

Vevor. Water chiller [Sitio web]. Shangái, China. [Consulta 30 de Septiembre 2023]. Disponible en: https://www.vevor.com/water-chiller-c_11145

WANG, L., SUNDEN, B., y MANGLIK, R.M. Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance. Boston: WIT press, 2007. P. 289.

YUNUS A. ÇENGEL, & AFSHIN J. GHAJAR. (2006). Mecánica de fluidos (McGraw-Hill, Ed.; cuarta edición). P. 322.

YUNUS A. ÇENGEL, & AFSHIN J. GHAJAR. (2011). *Transferencia de Calor y Masa* (McGraw-Hill, Ed.; cuarta edición). p.17, p.18, p.373-374, p.465, p.630-633.

ANEXOS

Anexo A. Proceso de cálculo de la validación del modelo matemático cero dimensional.

Cálculo de la razón de transferencia de calor para las condiciones del agua fría.

$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T$ Ecuación 1	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	\dot{m}	8.3	m^3/h	Razón de la transferencia neta de calor
	C_p	4.183	$Kj/Kg^{\circ}C$	Capacidad calorífica específica
	ΔT	6	$^{\circ}C$	Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del fluido
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	\dot{Q}	57.71	kW	Razón de la transferencia neta de calor

Cálculo de la razón de transferencia de calor para las condiciones del agua caliente.

$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T$ Ecuación 1	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	\dot{m}	5	m^3/h	Razón de la transferencia neta de calor
	C_p	4.183	$Kj/Kg^{\circ}C$	Capacidad calorífica específica
	ΔT	10	$^{\circ}C$	Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del fluido
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	\dot{Q}	57.83	kW	Razón de la transferencia neta de calor

Cálculo del área efectiva del intercambiador de calor.

		Variables de entrada			
		Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
$A_{1p} = L_p(L_h + D_p)$ Ecuación 5	L_p	0.35	m	Longitud de la placa proyectada	
	L_h	0.086	m	Distancia horizontal entre cabezas	
	D_p	1 1/4	in	Diámetro de cabeza de las placas	
$A_1 = \varphi * A_{1p}$ Ecuación 6	φ	1.16	-	Factor de ampliación (Rango: 1.15 - 1.25)	
	N_t	25	-	Número de placas del intercambiador	
$A_e = N_e * A_1$ Ecuación 7	Variables de salida				
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
$N_e = N_t - 2$ Ecuación 8	A_{1p}	0.041	m ²	Área proyectada de la placa	
	A_1	0.047	m ²	Área efectiva de una placa	
	A_e	1.097	m ²	Área efectiva del intercambiador de calor	
	N_e	23	-	Número de placas efectivas	

Cálculo del diámetro hidráulico de los canales formados entre las placas del intercambiador de calor.

		Variables de entrada			
		Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
$b = p - t$ Ecuación 9	t	0.0005	m	Espesor de la placa	
	L_c	0.06625	m	Longitud de las placas comprimidas	
	φ	1.16	-	Factor de ampliación (Rango: 1.15 - 1.25)	
$p = \frac{L_c}{N_t}$ Ecuación 10	N_t	25	-	Número de placas del intercambiador	
	Variables de salida				
$D_h = \frac{2 * b}{\varphi}$ Ecuación 11	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
	b	0.00215	m	Espesor de una junta completamente comprimida	
	p	0.00265	m	Profundidad exterior de la placa corrugada	
	D_h	0.0037	m	Diámetro hidráulico de los canales	

Cálculo del número de Reynolds para el fluido caliente.

Variables de entrada				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
N_t	25	-	Número de placas del intercambiador	
N_p	1	-	Número de pasos	
\dot{m}	1.383	kg/s	Flujo masico que entra al intercambiador de calor	
L_h	0.086	m	Distancia horizontal entre cabezas	
D_p	1 1/4	in	Diámetro de cabeza de las placas	
D_h	0.0037	m	Diámetro hidráulico de los canales	
μ	0.0007492	kg/m s	Viscosidad dinámica	
Variables de salida				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
N_{cp}	12	-	Número de canales por paso	
\dot{m}_c	2.299	kg/s	Flujo masico a través de un canal	
G_c	455.1	kg/m ² s	velocidad de masa a través de cada uno de los canales	
Re	2252	-	Número de Reynolds	

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 * N_p}$$

Ecuación 12

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp}}$$

Ecuación 13

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{b * (L_h + D_p)}$$

Ecuación 14

$$Re = \frac{G_c * D_h}{\mu}$$

Ecuación 15

Cálculo del número de Nusselt para el fluido caliente.

Variables de entrada				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
Re	2252	-	Número de Reynolds	
P_r	5.157	-	Número de Prandtl	
C_h	0.3	-	Constante	
n	0.663	-	Constante	
Variables de salida				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
Nu	86.56	-	Número de Nusselt	

$$Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}}(\mu/\mu_w)^{0.17}$$

Ecuación 16

$$Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 17

Cálculo del coeficiente de convección para el fluido caliente.

$h = \frac{Nu * k}{D_h}$ Ecuación 18	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Nu	86.56	-	Número de Nusselt
	k	0.6077	$W/m^{\circ}C$	Conductividad térmica del fluido
	D_h	0.0037	m	Diámetro hidráulico de los canales
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
h	14190	$W/m^2^{\circ}C$	Coficiente de convección	

Cálculo del número de Reynolds para el fluido frio.

$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 * N_p}$ Ecuación 12 $\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp}}$ Ecuación 13 $G_c = \frac{\dot{m}_c}{b * (L_h + D_p)}$ Ecuación 14 $Re = \frac{G_c * D_h}{\mu}$ Ecuación 15	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	N_t	25	-	Número de placas del intercambiador
	N_p	1	-	Número de pasos
	\dot{m}	2.299	kg/s	Flujo masico que entra al intercambiador de calor
	L_h	0.086	m	Distancia horizontal entre cabezas
	D_p	1 1/4	in	Diámetro de cabeza de las placas
	D_h	0.0037	m	Diámetro hidráulico de los canales
	μ	0.0008905	$kg/m s$	Viscosidad dinámica
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	N_{cp}	12	-	Número de canales por paso
	\dot{m}_c	0.1916	kg/s	Flujo masico a través de un canal
	G_c	756.8	$kg/m^2 s$	velocidad de masa a través de cada uno de los canales
	Re	3150	-	Número de Reynolds

Cálculo del número de Nusselt para el fluido frío.

$Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}}(\mu/\mu_w)^{0.17}$ <p>Ecuación 16</p> $Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}}$ <p>Ecuación 17</p>	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Re	3150	-	Número de Reynolds
	P_r	6.263	-	Número de Prandtl
	C_h	0.3	-	Constante
	n	0.663	-	Constante
	Variables de salida			
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
Nu	115.4	-	Número de Nusselt	

Cálculo del coeficiente de convección para el fluido frío.

$h = \frac{Nu * k}{D_h}$ <p>Ecuación 18</p>	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Nu	115.4	-	Número de Nusselt
	k	0.5948	$W/m^{\circ}C$	Conductividad térmica del fluido
	D_h	0.0037	m	Diámetro hidráulico de los canales
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
h	18513	$W/m^2^{\circ}C$	Coficiente de convección	

Cálculo de la razón de la transferencia neta de calor del intercambiador.

$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m$ <p>Ecuación 2</p> $\frac{1}{U} = \frac{1}{h_H} + \frac{1}{h_C} + \frac{t}{k_p} + R_H + R_C$ <p>Ecuación 3</p> $\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$ <p>Ecuación 4</p>	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	h_H	14190	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	Coefficiente de convección del fluido caliente
	h_C	18513	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	Coefficiente de convección del fluido frío
	k_p	21.9	$W/m \text{ } ^\circ C$	Conductividad térmica del material de la placa
	R_H	0.0002	$m^2 \text{ } ^\circ C / W$	Factor de ensuciamiento del fluido caliente
	R_C	0.0001	$m^2 \text{ } ^\circ C / W$	Factor de ensuciamiento del fluido frío
	A_s	1.097	m^2	Área superficial de transferencia de calor
	ΔT_1	10	$^\circ C$	Representan la diferencia de temperatura entre los fluidos en ambos extremos del intercambiador
	ΔT_2	6	$^\circ C$	
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
ΔT_m	7.844	$^\circ C$	Diferencia media logarítmica de temperatura	
U	6788	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	Coefficiente global de transferencia de calor	
\dot{Q}	58.42	kW	Razón de la transferencia neta de calor del intercambiador	

Cálculo de las pérdidas de presión en el fluido caliente.

		Variables de entrada			
		Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_p$ Ecuación 19 $\Delta P_c = 4 f \cdot \frac{L_v N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2\rho}$ Ecuación 20 $f = \frac{K_p}{Re^m}$ Ecuación 21 $\Delta P_p = 1.4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho}$ Ecuación 22 $G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}}$ Ecuación 23	L_v	0.381	m	Distancia entre los puertos de entrada y la salida de la placa	
	N_p	1	-	Número de pasos	
	D_h	0.0037	m	Diámetro hidráulico del canal	
	G_c	455.1	kg/m^2s	velocidad de masa a través de cada uno de los canales	
	ρ	994.7	kg/m^3	Densidad del fluido	
	K_p	1.441	-	Constante	
	Re	2252	-	Número de Reynolds	
	m	0.206	-	Constante	
	D_p	1 ¼	in	Diámetro de cabeza de las placas	
	\dot{m}	1.383	kg/s	Flujo masico que entra al intercambiador de calor	
		Variables de salida			
		Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
		f	0.2938	-	Factor de ficción
		G_p	1746	kg/m^2s	Velocidad de masa a través de los conductos de entrada y salida
		ΔP_c	12576	Pa	Caída de presión en los canales
		ΔP_p	2146	Pa	Caída de presión en los conductos de entrada y salida
		ΔP_t	14722	Pa	Caída de presión en el intercambiador de placas

Cálculo de las pérdidas de presión en el fluido frío.

Variables de entrada				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_p$ Ecuación 19 $\Delta P_c = 4 f \cdot \frac{L_v N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2\rho}$ Ecuación 20 $f = \frac{K_p}{Re^m}$ Ecuación 21 $\Delta P_p = 1.4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho}$ Ecuación 22 $G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}}$ Ecuación 23	L_v	0.381	m	Distancia entre los puertos de entrada y la salida de la placa
	N_p	1	-	Número de pasos
	D_h	0.0037	m	Diámetro hidráulico del canal
	G_c	756.8	kg/m^2s	velocidad de masa a través de cada uno de los canales
	ρ	997.1	kg/m^3	Densidad del fluido
	K_p	1.441	-	Constante
	Re	3150	-	Número de Reynolds
	m	0.206	-	Constante
	D_p	1 ¼	in	Diámetro de cabeza de las placas
	\dot{m}	2.299	kg/s	Flujo masico que entra al intercambiador de calor
Variables de salida				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
f	0742	-	Factor de ficción	
G_p	2904	kg/m^2s	Velocidad de masa a través de los conductos de entrada y salida	
ΔP_c	32376	Pa	Caída de presión en los canales	
ΔP_p	5935	Pa	Caída de presión en los conductos de entrada y salida	
ΔP_t	38311	Pa	Caída de presión en el intercambiador de placas	

Anexo B. Proceso de cálculo del intercambiador para el banco de laboratorio.

Cálculo de la razón de transferencia de calor para las condiciones del agua caliente.

$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_{in} - T_{out})$ Ecuación 1 (Para fluido caliente)	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	\dot{m}	5.4	m ³ /s	Razón de la transferencia neta de calor
	C_p	4.182	Kj/Kg°C	Capacidad calorífica específica
	T_{in}	50	°C	Temperatura de entrada
	T_{out}	31.2	°C	Temperatura de entrada
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	\dot{Q}	7.02	kW	Razón de la transferencia neta de calor

Cálculo de la temperatura de salida de agua fría.

$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})$ Ecuación 1 (Para fluido frío)	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	\dot{m}	5	m ³ /h	Razón de la transferencia neta de calor
	C_p	4.182	Kj/Kg°C	Capacidad calorífica específica
	T_{in}	20	°C	Temperatura de entrada
	\dot{Q}	7.02	kW	Razón de la transferencia neta de calor
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	T_{out}	40.23	°C	Temperatura de salida

Cálculo del diámetro hidráulico de los canales formados entre las placas del intercambiador de calor.

Variables de entrada				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
$b = p - t$ Ecuación 9 $p = \frac{L_c}{N_t}$ Ecuación 10	t	0.0006	m	Espesor de la placa
	L_c	0.0714	m	Longitud de las placas comprimidas
	φ	1.17	-	Factor de ampliación (Rango: 1.15 - 1.25)
	N_t	28	-	Número de placas del intercambiador
Variables de salida				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
$D_h = \frac{2 * b}{\varphi}$ Ecuación 11	b	0.00195	m	Espesor de una junta completamente comprimida
	p	0.00255	m	Profundidad exterior de la placa corrugada
	D_h	0.0033	m	Diámetro hidráulico de los canales

Cálculo del número de Reynolds para el fluido caliente.

$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 * N_p}$ <p>Ecuación 12</p> $\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp}}$ <p>Ecuación 13</p> $G_c = \frac{\dot{m}_c}{b * (L_h + D_p)}$ <p>Ecuación 14</p> $Re = \frac{G_c * D_h}{\mu}$ <p>Ecuación 15</p>	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	N_t	28	-	Número de placas del intercambiador
	N_p	1	-	Número de pasos
	\dot{m}	0.089	kg/s	Flujo masico que entra al intercambiador de calor
	L_h	0.042	m	Distancia horizontal entre cabezas
	D_p	0.0127	in	Diámetro de cabeza de las placas
	D_h	0.0033	m	Diámetro hidráulico de los canales
	μ	0.00065	kg/m s	Viscosidad dinámica
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	N_{cp}	13	-	Número de canales por paso
	\dot{m}_c	0.0066	kg/s	Flujo masico a través de un canal
	G_c	62.01	kg/m ² s	velocidad de masa a través de cada uno de los canales
	Re	319.9	-	Número de Reynolds

Cálculo del número de Nusselt para el fluido caliente.

$Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}$ <p>Ecuación 16</p> $Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}}$ <p>Ecuación 17</p>	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Re	319.9	-	Número de Reynolds
	P_r	4.37	-	Número de Prandtl
	C_h	0.3	-	Constante
	n	0.663	-	Constante
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Nu	22.46	-	Número de Nusselt

Cálculo del coeficiente de convección para el fluido caliente.

$h = \frac{Nu * k}{D_h}$ Ecuación 18	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Nu	22.46	-	Número de Nusselt
	k	0.6187	$W/m^{\circ}C$	Conductividad térmica del fluido
	D_h	0.033	m	Diámetro hidráulico de los canales
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
h	4168	$W/m^2^{\circ}C$	Ceficiente de convección	

Cálculo del número de Reynolds para el fluido frio.

$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 * N_p}$ Ecuación 12 $\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp}}$ Ecuación 13 $G_c = \frac{\dot{m}_c}{b * (L_h + D_p)}$ Ecuación 14 $Re = \frac{G_c * D_h}{\mu}$ Ecuación 15	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	N_t	28	-	Número de placas del intercambiador
	N_p	1	-	Número de pasos
	\dot{m}	0.083	kg/s	Flujo masico que entra al intercambiador de calor
	L_h	0.042	m	Distancia horizontal entre cabezas
	D_p	0.0127	in	Diámetro de cabeza de las placas
	D_h	0.0033	m	Diámetro hidráulico de los canales
	μ	0.00079	$kg/m s$	Viscosidad dinámica
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	N_{cp}	13	-	Número de canales por paso
	\dot{m}_c	0.00615	kg/s	Flujo masico a través de un canal
	G_c	57.62	$kg/m^2 s$	velocidad de masa a través de cada uno de los canales
	Re	241.4	-	Número de Reynolds

Cálculo del número de Nusselt para el fluido frío.

$Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}$ <p>Ecuación 16</p> $Nu = C_h(Re)^n(P_r)^{\frac{1}{3}}$ <p>Ecuación 17</p>	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Re	241.4	-	Número de Reynolds
	P_r	5.52	-	Número de Prandtl
	C_h	0.3	-	Constante
	n	0.663	-	Constante
	Variables de salida			
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
Nu	20.14	-	Número de Nusselt	

Cálculo del coeficiente de convección para el fluido frío.

$h = \frac{Nu * k}{D_h}$ <p>Ecuación 18</p>	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Nu	20.14	-	Número de Nusselt
	k	0.6032	$W/m^{\circ}C$	Conductividad térmica del fluido
	D_h	0.0033	m	Diámetro hidráulico de los canales
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
h	3645	$W/m^2^{\circ}C$	Coficiente de convección	

Cálculo de la razón de la transferencia neta de calor del intercambiador.

Variables de entrada				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
h_H	4168	$W/m^2\text{°C}$	Coeficiente de convección del fluido caliente	
h_C	3645	$W/m^2\text{°C}$	Coeficiente de convección del fluido frío	
k_p	15	$W/m\text{°C}$	Conductividad térmica del material de la placa	
R_H	0.0002	$m^2\text{°C}/W$	Factor de ensuciamiento del fluido caliente	
R_C	0.0001	$m^2\text{°C}/W$	Factor de ensuciamiento del fluido frío	
A_s	0.572	m^2	Área superficial de transferencia de calor (Catalogo)	
ΔT_1	18.2	°C	Representan la diferencia de temperatura entre los fluidos en ambos extremos del intercambiador	
ΔT_2	20.23	°C		
Variables de salida				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
ΔT_m	10.47	°C	Diferencia media logarítmica de temperatura	
U	1171	$W/m^2\text{°C}$	Coeficiente global de transferencia de calor	
\dot{Q}	7.011	kW	Razón de la transferencia neta de calor del intercambiador	

$$\dot{Q} = UA_s\Delta T_m$$

Ecuación 2

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_H} + \frac{1}{h_C} + \frac{t}{k_p} + R_H + R_C$$

Ecuación 3

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

Ecuación 4

Cálculo de las pérdidas de presión en el fluido caliente.

		Variables de entrada			
		Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_p$ Ecuación 19 $\Delta P_c = 4 f \cdot \frac{L_v N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2\rho}$ Ecuación 20 $f = \frac{K_p}{Re^m}$ Ecuación 21 $\Delta P_p = 1.4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho}$ Ecuación 22 $G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}}$ Ecuación 23	L_v	0.278	m	Distancia entre los puertos de entrada y la salida de la placa	
	N_p	1	-	Número de pasos	
	D_h	0.0033	m	Diámetro hidráulico del canal	
	G_c	62.01	kg/m ² s	velocidad de masa a través de cada uno de los canales	
	ρ	992.1	kg/m ³	Densidad del fluido	
	K_p	1.441	-	Constante	
	Re	241.4	-	Número de Reynolds	
	m	0.206	-	Constante	
	D_p	0.0127	m	Diámetro de cabeza de las placas	
	\dot{m}	0.089	kg/s	Flujo masico que entra al intercambiador de calor	
		Variables de salida			
		Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
		f	0.439	-	Factor de ficción
		G_p	704.8	kg/m ² s	Velocidad de masa a través de los conductos de entrada y salida
		ΔP_c	283.9	Pa	Caída de presión en los canales
		ΔP_p	350.5	Pa	Caída de presión en los conductos de entrada y salida
		ΔP_t	634.4	Pa	Caída de presión en el intercambiador de placas

Cálculo de las pérdidas de presión en el fluido frío.

	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_p$ Ecuación 19 $\Delta P_c = 4 f \cdot \frac{L_v N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2\rho}$ Ecuación 20 $f = \frac{K_p}{Re^m}$ Ecuación 21 $\Delta P_p = 1.4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho}$ Ecuación 22 $G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}}$ Ecuación 23	L_v N_p D_h G_c ρ K_p Re m D_p \dot{m}	0.278 1 0.0033 57.62 995.7 1.441 241.4 0.206 0.0127 0.083	m - m kg/m^2s kg/m^3 - - - in kg/s
Variables de salida				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
	f G_p ΔP_c ΔP_p ΔP_t	0.465 655 258.9 302.7 561.6	- kg/m^2s Pa Pa Pa	Factor de ficción Velocidad de masa a través de los conductos de entrada y salida Caída de presión en los canales Caída de presión en los conductos de entrada y salida Caída de presión en el intercambiador de placas

Anexo C. Cálculo para determinar la bomba recirculadora de agua caliente.

Calculo por medio de la ecuación general de la energía.

$\frac{P_1}{\gamma_1} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2 * g} + H_b - H_L = \frac{P_2}{\gamma_2} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2 * g}$			
Ecuación 24			
Variables de entrada			
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
P_1	0	Pa	Presión superficial del calentador eléctrico
P_2	0	Pa	Presión superficial del tanque con agua
V_1	0	m/s	Velocidad del fluido en la superficie del calentador eléctrico
V_2	0	m/s	Velocidad del fluido en la superficie tanque con agua
Z_1	0,372	m	Altura de la superficie del calentador eléctrico
Z_2	0,478	m	Altura de la superficie del tanque con agua
γ_1	9692.28	N/m	Peso específico del fluido de trabajo
γ_2	9770.76		
g	9.81	m/s^2	Gravedad
Variables de salida			
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
H_b	1.2	m	altura de la bomba o cabeza de la bomba
H_L	0.671	m	pérdidas por tuberías

Cálculo de las pérdidas generadas por la tubería.

	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	$H_L = H_{tubo} + H_{intercambiador} + H_{caudalímetro} + H_{accesorio} * \frac{V^2}{2 * g}$ <p>Ecuación 25</p> $H_{tubo} = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2 * g}$ <p>Ecuación 26</p> $Reynolds = \frac{\rho_{fluido} * D * V}{\mu_{fluido}}$ <p>Ecuación 27</p> $f = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left[\frac{1}{3.7 * \frac{D}{e}} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right]^2}$ <p>Ecuación 28</p>	$H_{accesorio}$	27	-
	V	0.671	m/s	Velocidad del fluido
	g	9.81	m/s^2	Gravedad
	L	6	m	Longitud de la tubería
	D	0.0127	m	Diámetro interno de la tubería
	ρ_{fluido}	988	kg/m^3	Densidad del fluido
	μ_{fluido}	5.4110×10^{-4}	$Pa * s$	Viscosidad dinámica del fluido
	e	1.5×10^{-6}	m	Rugosidad del tubo
	$H_{intercambiador}$	0.065	m	Pérdidas del intercambiador de calor por placas
	$H_{caudalímetro}$	0.722	m	Pérdidas del caudalímetro
Variables de salida				
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
H_L	0.671	m	pérdidas por tuberías	
H_{tubo}	0.0564	m	Pérdidas por el tubo	
f	0.005245	-	Factor de fricción	
$Reynolds$	15499	-	Número de Reynolds	

Cálculo de pérdidas por accesorios

				Variables de entrada			
				Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
$H_{\text{accesorio}} = \sum N_{\text{accesorio}} * K_{\text{accesorio}}$ <p>Ecuación 29</p>				$N_{\text{accesorio}}$		-	Número de elementos presentes en la red de tubería analizada
				<i>Entrada</i>	1		
				<i>Válvula de bola</i>	2		
				<i>Codos</i>	7		
				<i>T</i>	4		
				<i>Salida</i>	1		
				$K_{\text{accesorio}}$		-	Coeficiente de resistencia del elemento
				<i>Entrada</i>	0.5		
				<i>Válvula de bola</i>	0.081		
				<i>Codos</i>	0.78		
<i>T</i>	0.52						
<i>Salida</i>	1						
f_r	0.027	-	factor de fricción en la zona turbulencia completa para tubería				
				Variables de salida			
				Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
				$H_{\text{accesorio}}$	9.72	-	Pérdidas dadas por los componentes encontrados en la tubería

Cálculo de la potencia y NPSH de la bomba.

$$Pot_{Bomba} = H_b * \gamma * \dot{V}$$

Ecuación 30

$$NPSH = \frac{P_{atmosférica}}{\gamma} + H_{aspiración} - H_{L,succión} - \frac{P_{vapor}}{\gamma}$$

Ecuación 31

Variables de entrada

Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
H_b	1.2	m	altura de la bomba o cabeza de la bomba
γ	988	N/m	peso específico del fluido de trabajo
\dot{V}	8.3×10^{-5}	m^3/s	Caudal útil a impulsar
$P_{atmosférica}$	101300	Pa	Presión atmosférica
$H_{aspiración}$	0.292	m	Altura que hay entre la superficie del fluido y el ducto de aspiración de la bomba
$H_{L,succión}$	0.07206	m	Pérdidas por tubería únicamente por la red de tubería de succión o aspiración de la bomba
P_{vapor}	19900	Pa	Presión de vapor

Variables de salida

Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
Pot_{Bomba}	1	W	Potencia necesaria de bombeo
$NPSH$	8.05	m	Aspiración disponible

Anexo D. Cálculos del análisis térmico en tuberías.

Cálculo de la conducción de la pared de la tubería.

$R_t = \frac{\ln(R_o/R_i)}{2\pi Lk}$ Ecuación 33	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	R_o	7.935×10^{-3}	m	Radio externo del cilindro o tubería
	R_i	6.35×10^{-3}	m	Radio interno del cilindro o tubería
	L	5	m	Longitud del cilindro o tubería
	k	385	W/mK	Conductividad térmica
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
R_t	9.2×10^{-5}	K/W	Resistencia térmica por conducción	

Cálculo de la conducción de la pared del aislante.

$R_t = \frac{\ln(R_o/R_i)}{2\pi Lk}$ Ecuación 33	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	R_o	1.794×10^{-2}	m	Radio externo del aislante
	R_i	7.935×10^{-3}	m	Radio interno del aislante
	$R_o - R_i$	0.01	m	Espesor del aislante
	L	5	m	Longitud del cilindro o tubería
	k	0.04	W/mK	Conductividad térmica
	Variables de salida			
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
R_t	3.245	K/W	Resistencia térmica por conducción	

Cálculo de la convección externa natural para el fluido caliente.

					Variables de entrada				
					Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
$Q_{conv} = h_{conv} * 2\pi r * (T_{sup} - T_{ext})$ <p>Ecuación 34</p> $h_{conv} = \frac{Nu * k}{L}$ <p>Ecuación 35</p> $Gr = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{ext})L^3}{\nu^2}$ <p>Ecuación 36</p> $\beta = \frac{1}{T_{prop, fluido}}$ <p>Ecuación 37</p> $Nu = 0.1 * (Pr * Gr)^{1/3}$ <p>Ecuación 38</p>					T_{ext}	298	K	Temperatura del recinto o temperatura externa	
					T_{sup}	302.5	K	Temperatura de la superficie	
					L	5	m	Longitud de la superficie vertical	
					k	0.02566	W/mK	Conductividad térmica del aire	
					r	1.794X10 ⁻²	m	Radio externo del aislante	
					g	9.81	m/s ²	gravedad	
					ν	1.581X10 ⁻⁵	m ² /s	Viscosidad cinemática del aire	
					$T_{prop, fluido}$	323	K	Temperatura de las propiedades del aire o temperatura absoluta del aire	
					Pr	0.7275	-	Número de Prandlt	
					Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción	
					Q_{conv}	0.9675	W	Transferencia de calor por convección	
					h_{conv}	1.928	W/m ² K	Coeficiente de convección	
					Nu	75.11	-	Número de Nusselt	
					Gr	5.823X10 ⁸	-	Número de Grashof	
					β	3.331X10 ⁻³	1/K	Coeficiente de expansión volumétrica	

Cálculo de la convección interna forzada del fluido caliente.

$h_{conv} = \frac{Nu * k}{L}$ <p>Ecuación 35</p> $R_t = \frac{1}{h_{conv,int} A_{flujo} L_{tubo}}$ <p>Ecuación 39</p> $Nu = 0.023 * R_e^{0.8} * P_r^{1/3}$ <p>Ecuación 40</p>	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	A_{flujo}	1.247×10^{-4}	m	Temperatura de la superficie
	L	5	m	Longitud de la superficie vertical
	R_e	18155	-	Número de Reynolds
	P_r	3.638	-	Número de Prandtl
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	R_t	1.83	K/W	Resistencia térmica por conducción interna forzada
	h_{conv}	4381	W/m^2K	Coefficiente de convección
Nu	86.54	-	Número de Nusselt	

Cálculo de la transferencia de calor por radiación para el fluido caliente.

$Q_{rad} = \sigma * L_{tubo} * 2 * \pi * r * [T_{sup}^4 - T_{ext}^4]$ <p>Ecuación 41</p>			
Variables de entrada			
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
T_{ext}	298	K	Temperatura del recinto o temperatura externa
T_{sup}	302.5	K	Temperatura de la superficie
L_{tubo}	5	m	Longitud de la superficie vertical
σ	5.67×10^{-8}	W/m^2K^4	coeficiente de Stefan-Boltzmann
r	1.794×10^{-2}	m	Radio externo del aislante
Variables de salida			
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
Q_{rad}	3.081	W	Transferencia de calor por radiación

Cálculo de la convección externa natural para el fluido frío.

Variables de entrada				
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
$Q_{conv} = h_{conv} * 2\pi r * (T_{ext} - T_{sup})$ <p style="text-align: center;">Ecuación 34</p> $h_{conv} = \frac{Nu * k}{L}$ <p style="text-align: center;">Ecuación 35</p> $Gr = \frac{g\beta(T_{ext} - T_{sup})L^3}{\nu^2}$ <p style="text-align: center;">Ecuación 36</p> $\beta = \frac{1}{T_{prop, fluido}}$ <p style="text-align: center;">Ecuación 37</p> $Nu = 0.1 * (Pr * Gr)^{1/3}$ <p style="text-align: center;">Ecuación 38</p>	T_{ext}	298	K	Temperatura del recinto o temperatura externa
	T_{sup}	297.3	K	Temperatura de la superficie
	L	5	m	Longitud de la superficie vertical
	k	0.04403	W/mK	Conductividad térmica del aire
	r	1.794×10^{-2}	m	Radio externo del aislante
	g	9.81	m/s ²	gravedad
	ν	4.732×10^{-5}	m ² /s	Viscosidad cinemática del aire
	$T_{prop, fluido}$	297.7	K	Temperatura de las propiedades del aire o temperatura absoluta del aire
	Pr	0.6938	-	Número de Prandtl
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Q_{conv}	0.0634	W	Transferencia de calor por convección
	h_{conv}	0.8369	W/m ² K	Coficiente de convección
	Nu	19.01	-	Número de Nusselt
	Gr	9.894×10^6	-	Número de Grashof
	β	3.3359×10^{-3}	1/K	Coficiente de expansión volumétrica

Cálculo de la convección interna forzada del fluido frío.

$h_{conv} = \frac{Nu * k}{L}$ <p>Ecuación 35</p> $R_t = \frac{1}{h_{conv,int} A_{flujo} L_{tubo}}$ <p>Ecuación 39</p> $Nu = 0.023 * R_e^{0.8} * Pr^{1/3}$ <p>Ecuación 40</p>	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	A_{flujo}	1.247X10 ⁻⁴	m	Temperatura de la superficie
	L	5	m	Longitud de la superficie vertical
	R_e	8304	-	Número de Reynolds
	Pr	0.9421	-	Número de Prandlt
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	R_t	5.133	K/W	Resistencia térmica por conducción interna forzada
	h_{conv}	1562	W/m ² K	Coefficiente de convección
Nu	30.86	-	Número de Nusselt	

Cálculo de la transferencia de calor por radiación para el fluido caliente.

$Q_{rad} = \sigma * L_{tubo} * 2 * \pi * r * [T_{ext}^4 - T_{sup}^4]$ <p>Ecuación 41</p>			
Variables de entrada			
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
T_{ext}	298	K	Temperatura del recinto o temperatura externa
T_{sup}	297.3	K	Temperatura de la superficie
L_{tubo}	5	m	Longitud de la superficie vertical
σ	5.67X10 ⁻⁸	W/m ² K ⁴	coeficiente de Stefan-Boltzmann
r	1.794X10 ⁻²	m	Radio externo de la tubería
Variables de salida			
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
Q_{rad}	0.4532	W	Transferencia de calor por radiación

Cálculo del balance de energía para el fluido caliente.

$Q = Q_1 + Q_2$ Ecuación 42 $Q = \frac{\Delta T}{\sum R_T}$ (Despejando de la ecuación 32)	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Q_1	3.081	W	Transferencia de calor por radiación
	Q_2	0.9675	W	Transferencia de calor por convección natural externa
	ΔT	20.55	K	Diferencia de temperaturas
	R_T	5.075	K/W	Suma de las resistencias térmicas presentes antes del punto donde se realiza el balance de energías
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
Q	4.048	W	Relación entre la diferencia de temperaturas y la suma de las resistencias térmicas presentes antes del punto donde se realiza el balance de energías	

Cálculo del balance de energía para el fluido frío.

$Q = Q_1 + Q_2$ Ecuación 42 $Q = \frac{\Delta T}{\sum R_T}$ (Despejando de la ecuación 32)	Variables de entrada			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
	Q_1	0.4532	W	Transferencia de calor por radiación
	Q_2	0.0634	W	Transferencia de calor por convección natural externa
	ΔT	4.328	K	Diferencia de temperaturas
	R_T	8.377	K/W	Suma de las resistencias térmicas presentes antes del punto donde se realiza el balance de energías
	Variables de salida			
	Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
Q	0.5166	W	Relación entre la diferencia de temperaturas y la suma de las resistencias térmicas presentes antes del punto donde se realiza el balance de energías	

Anexo E. Ficha técnica de la unidad de enfriamiento – Chiller serie BR-6020.

Chillers De Enfriamiento

Capacidades: 6, 12, 20, 28 y 45 Lts | 5°C a 35°C

PERSONALIZACIÓN Y ADAPCIÓN



Los **Chillers o Enfriadores de Agua** para Laboratorio de Aceq Laboratorios son equipos diseñados para proporcionar un **control térmico preciso y eficiente** en una variedad de aplicaciones científicas e industriales. Ideales para mantener la temperatura estable en procesos que requieren enfriamiento constante, estos equipos destacan por su rendimiento confiable y su diseño compacto.

DATOS TÉCNICOS

Modelo	BR-6005	BR-6009	BR-6012	BR-6020	BR-6028	BR-6045	
Capacidad de almacenamiento tanque	6 Lts	9 Lts	12 Lt	20 Lt	28 Lt	45 Lt	
Capacidad de enfriamiento a 5°C	BTU / Hr	2380	3100	4470	4950	11000	33000
Temperatura	Alcance	5°C - 30°C					
	Precisión	± 0,1°C a 10°C					
Control	Tipo	Control Digital					
	Sensor	Termistor					
Dispositivo de seguridad	Temperatura	Detección de error del sensor					
	Eléctrico	Protección contra sobrecarga o corto circuito					
Bomba de re-circulación	Re-circulación (Flujo)	5 Lt/Min			8 Lt/Min	12 Lt/Min	
	Puertos de entrada/Salida	10 mm					
Refrigerante	R134a o 404a						
Dimensiones tanque a l*h (cm)	Interior	15*30*15	15*30*20	30*24*20	50*30*15	50*30*20	60*26*30
	Exterior	37*50*52	37*50*52	38*50*58	57*60*57	57*60*62	32*93*95
Material	Aislamiento	Aislante PIR (TermoPIR)					
	Externo	Acero inoxidable					
Consumo de Corriente	2.7 Amp	3 Amp	4 Amp	5 Amp	10 Amp	21 Amp	
Requisito eléctrico	110 VAC 50/60 Hz - 1 fase con polo a tierra				220 VAC 50/60 Hz - 2 o 3 fases y polo a tierra		



La capacidad de enfriamiento son estimaciones realizadas bajo las siguientes condiciones estándar:
Temperatura ambiente: 35°C y humedad relativa: 50%
Es importante señalar que la capacidad de enfriamiento puede variar significativamente según las condiciones ambientales del lugar de instalación y aplicaciones de uso del chiller.

15

Fuente: ACEQ. (2025). Ficha técnica del baño refrigerado-chiller serie BR-60XX [Ficha técnica]. Bogotá, Colombia.

Anexo F. Datos técnicos del calentador termoeléctrico Bosch serie Tronic 4000 C.

2.6 Datos técnicos

Datos técnicos	Unidades	Tronic 4000 C	
Datos del agua			
Presión mín.	bar	0,5	
Presión máx.	bar	8	
Diámetro de Tubería	Pulg.	1/2	
Flujo mínimo de operación	L/min	2,1	
Datos del sistema eléctrico			
Potencia	kW	9,5	12
Caudal ($\Delta T = 25\text{ }^\circ\text{C}$)		5,4 L/min	6,9 L/min
Interruptor y calibre del cable		45A (1/2 Ph) 6 AWG	60 A (1/2 Ph) 4 AWG
Tensión de conexión	VAC	1/2 - N -PE-220	
Frecuencia	Hz	50/60	
Corriente eléctrica	A	10-55	
Clase de protección		I	
Grado de protección		IP24	
Temperatura del agua			
Rango de temperatura	$^\circ\text{C}$	30- 55 $^\circ\text{C}$	

Tab. 4 Datos técnicos

2.7 Dimensiones

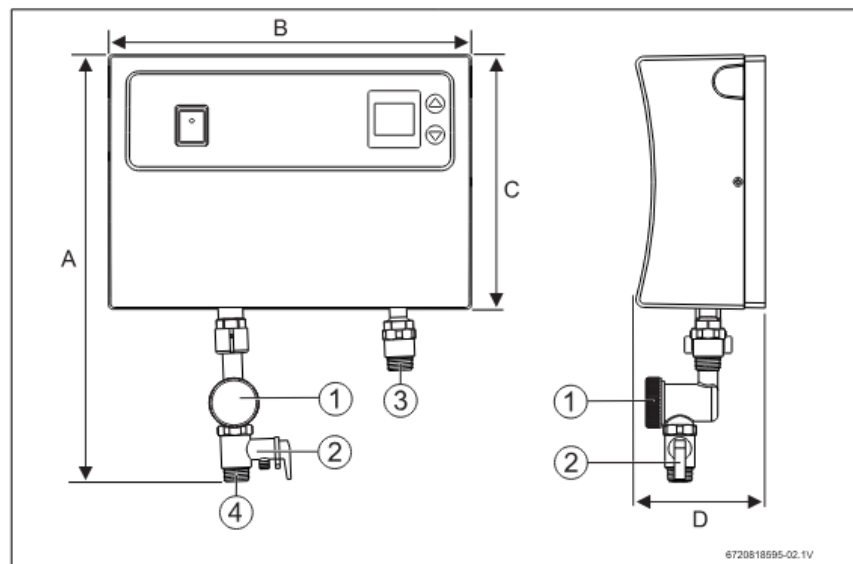


Fig. 2 Dimensiones en mm

- [1] Filtro de agua
- [2] Válvula de seguridad (PRD)
- [3] Salida de agua
- [4] Entrada de agua

Modelo	A	B	C	D
Tronic 4000 C	344	292	235	104

Tab. 5 Dimensiones (en mm)

Fuente: BOSCH. (2015). Ficha técnica del calentador eléctrico de agua Tronic 4000C [Ficha técnica]. Bogotá, Colombia.

Anexo G. Catálogo de intercambiadores de calor tipo PHE de la marca Danfoss.



Technical data-Select the type that fits your application

BPHE data	B3-012	B3-014	B3-018	B3-020
Heat Load (kW) (Max)	12	15	20	30
Heat exchanger area (m ²) (n=number of plates)	(n-2)×0.012	(n-2)×0.014	(n-2)×0.018	(n-2)×0.022
Design temperature (°C)	-196 /+200	-196 /+200	-196 /+200	-196 /+200
Standard Design pressure Q1-Q2/Q3-Q4 (bar)	10	30	30	30
Hign Design pressrue Q1-Q2/Q3-Q4 (bar)	30	45	45	40
Test pressure standard (bar)	15/45	45/67.5	45/67.5	45/60
Channel pattern	H	H, L, M	H	H, L, M
Max. number of plates	50	60	60	60
Height/width (mm) ¹⁾	186/72	207/77	231/90	314/72
Weight (kg) , empty (n=number of plates)	0.6+0.044×n	0.7+0.06×n	1+0.06×n	1.1+0.09×n
Max. size of thread connection ²⁾	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Standard plate material ³⁾	AISI 304	AISI 304	AISI 316	AISI 304
Brazing material	Copper or Nickel	Copper or Nickel	Copper or Nickel	Copper or Nickel

1) Look for all dimensions and drawings in data sheet

2) Find various connections in the table on page 18-19

3) SMO 254 or AISI 316L steel plates on demand

Product Introduction

● Brazed Plate Heat Exchanger PHE B3-020

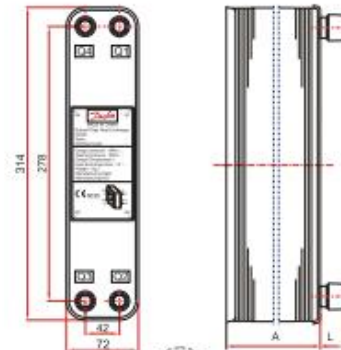
PHE B3-020 Dimensional Data				
Number of plates	A (mm)	Weight (kg)	Channel volume (L) Q1 Q2 side/ Q3 Q4 side	Heat transfer area (m ²)
n	7+2.3n	0.44+0.076n	0.04 × n/2 0.04 × ((n-2)/2)	(n-2) 0.022

Technical Data	
Design pressure	30 bar (A type)
	40 bar (B type)
Testing pressure	45 bar (A type)
	60 bar (B type)
Design temperature	-196 ~ +200 °C
Plate type	H, L, M
Heat load	2-30KW
Number of max plates	60

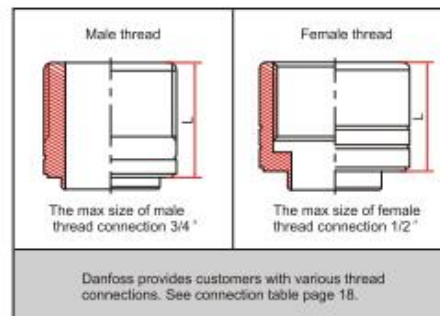
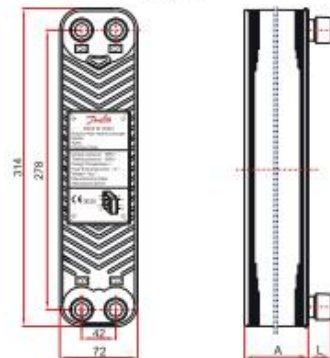
The standard plate material is stainless steel AISI 304. For other plate material (AISI 316L, SMO 254) please contact local sales organization.



Flat front / back cover plate

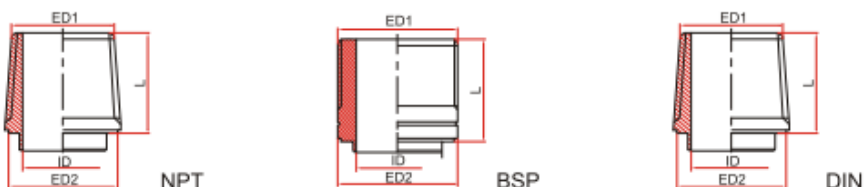


Corrugated front / back cover plate



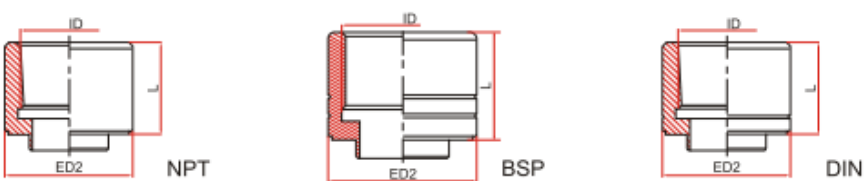
Thread connection

● Male thread



Connection Type	Connection Size (inch)	External Diameter (ED1) (inch)	External Diameter (ED2) (mm)	Internal Diameter (ID) (mm)	Length (L) (mm)	B3-012 B3-014 B3-018 B3-020	B3-027 B3-052	B3-048	B3-095 B3-095B	B3-113	B3-136	B3-210	B3-260B
NPT	1/2	NPT 1/2	23	13	20	x							
	3/4	NPT 3/4	26.5	16	29		x						
	1	NPT 1	33.5	23	29			x					
	1 1/4	NPT 1 1/4	42	30	29				x				
	1 1/2	NPT 1 1/2	48	36	29					x			
	2	NPT 2	60.3	49	48							x	
	2 1/2	NPT 2 1/2	75.2	62	52								x
	3	NPT3	89	78	52								
BSP	G 1/2	G 1/2	24	12	29			x					
	G 1/2	G 1/2	21	15.5	15		x						
	G 3/4	G 3/4	26.5	16	29			x					
	G 3/4	G 3/4	22	16	25		x						
	G 3/4	G 3/4	26.5	20	15		x						
	G 1	G 1	33.5	23	29			x					
	G 1 1/4	G 1 1/4	42	30	29				x				
	G 1 1/2	G 1 1/2	48.3	36	29					x			
DIN	R 1/2	R 1/2	21	15.5	15		x						
	R 3/4	R 3/4	26.5	16	29			x					
	R 3/4	R 3/4	26.5	20	15		x						
	R 3/4	R 3/4	22	19.2	25		x						
	R 1	R 1	33.5	23	29			x					
	R 1 1/4	R 1 1/4	42	30	29				x				
	R 1 1/2	R 1 1/2	46	36	29					x			
	R 2	R 2	60.3	49	48						x		
R 2 1/2	R 2 1/2	75.2	62	52							x		
R 3	R 3	89	78	52								x	

● Female thread



Connection Type	Connection Size (inch)	External Diameter (ED1) (mm)	External Diameter (ED2) (mm)	Internal Diameter (ID) (inch)	Length (L) (mm)	B3-012 B3-014 B3-018 B3-020	B3-027 B3-052	B3-048	B3-095 B3-095B	B3-113	B3-136	B3-210	B3-260B
NPT	3/4	20	20	NPT 1/4	29			x					
	1/2	27	27	NPT 1/2	25		x						
	3/4	30	30	NPT 3/4	29			x					
	1	40	40	NPT 1	29				x				
BSP	G 1/2	27	27	G 1/2	29			x					
	G 3/4	33	33	G 3/4	29				x				
	G 1	40	40	G 1	29					x			
	G 1 1/4	52	52	G 1 1/4	49						x		
DIN	R 1/2	27	27	R 1/2	29			x					
	R 3/4	30	30	R 3/4	29				x				
	R 3/4	33	33	R 3/4	29					x			
	R 1	40	40	R 1	29						x		
	R 1/2	61	61	R 1 1/2	49							x	



Fuente: Danfoss. (2009). Catálogo de intercambiadores de calor por placas tipo PHE [Catálogo]. Nordborg, Dinamarca.

Anexo H. Catálogo de tubería estructural cuadrada Ternium.

Ternium Tubería y Perfiles

Tubería estructural / cuadrada

Normas

Fabricación:

NTC 4526 (ASTM A500 /A500M)

Tubería estructural grado

C con costura

(para $t \geq 2.0$ mm).

Tubería estructural grado

A con costura

(para $t = 1.5$ mm).



NTC 4526:2012
Tubo Estructural
de Acero al Carbono

Descripción

Tubería estructural cuadrada, formada en frío a partir de lámina rollada en caliente y soldada por inducción de alta frecuencia.

Aplicaciones

Usada en la industria y la construcción civil de edificios (pórticos, correas para cerramiento y cubierta, cerchas, vigas, viguetas, columnas y riostras) así como para infraestructura y carrocerías.

Longitud

Longitud estándar de 6 m.

Ventajas

Cuenta con variedad de dimensiones y espesores; siendo las más resistentes del mercado y con excelente soldabilidad.

Tubería Estructural Cuadrada				
Referencia	Espesor - t (mm)	Lado B (mm)	Masa Teórica Lineal A (kg/m)	Unidades por paquete
PTE CUA. 26 x 26 mm *	1,5	26,0	1,21	49
PTE CUA. 26 x 26 mm	2,0	26,0	1,60	49
PTE CUA. 26 x 26 mm *	2,5	26,0	1,96	42
PTE CUA. 26 x 26 mm *	3,0	26,0	2,33	30
PTE CUA. 30 x 30 mm	2,0	30,0	1,82	49
PTE CUA. 30 x 30 mm *	2,5	30,0	2,26	42
PTE CUA. 30 x 30 mm *	3,0	30,0	2,66	30
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	2,0	38,1	2,34	49
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	2,5	38,1	2,88	42
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	3,0	38,1	3,41	30
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	3,5	38,1	3,96	25
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	4,0	38,1	4,46	25
PTE CUA. 40 x 40 mm	1,5	40,0	1,77	49
PTE CUA. 40 x 40 mm	2,0	40,0	2,34	49
PTE CUA. 40 x 40 mm	2,5	40,0	2,88	42
PTE CUA. 40 x 40 mm *	3,0	40,0	3,41	30
PTE CUA. 40 x 40 mm *	3,5	40,0	3,96	25
PTE CUA. 40 x 40 mm *	4,0	40,0	4,46	25
PTE CUA. 50 x 50 mm	1,5	50,0	2,33	49
PTE CUA. 50 x 50 mm	2,0	50,0	3,09	49
PTE CUA. 50 x 50 mm	2,5	50,0	3,83	42
PTE CUA. 50 x 50 mm	3,0	50,0	4,55	30
PTE CUA. 50 x 50 mm *	3,5	50,0	5,28	25
PTE CUA. 60 x 60 mm	2,0	60,0	3,72	49
PTE CUA. 60 x 60 mm	2,5	60,0	4,61	42
PTE CUA. 60 x 60 mm *	3,0	60,0	5,51	30
PTE CUA. 60 x 60 mm *	3,5	60,0	6,37	25
PTE CUA. 60 x 60 mm *	4,0	60,0	7,25	25
PTE CUA. 70 x 70 mm	2,0	70,0	4,35	49
PTE CUA. 70 x 70 mm *	2,5	70,0	5,42	42
PTE CUA. 70 x 70 mm *	3,0	70,0	6,45	30
PTE CUA. 70 x 70 mm *	3,5	70,0	7,50	25
PTE CUA. 70 x 70 mm *	4,0	70,0	8,51	25
PTE CUA. 90 x 90 mm	2,0	90,0	5,60	49
PTE CUA. 90 x 90 mm	2,5	90,0	6,99	42
PTE CUA. 90 x 90 mm *	3,0	90,0	8,34	30
PTE CUA. 90 x 90 mm *	3,5	90,0	9,67	25
PTE CUA. 90 x 90 mm *	4,0	90,0	11,02	25
PTE CUA. 100 x 100 mm	2,0	100,0	6,15	30
PTE CUA. 100 x 100 mm	2,5	100,0	7,65	30
PTE CUA. 100 x 100 mm	3,0	100,0	9,16	25
PTE CUA. 100 x 100 mm *	3,5	100,0	10,66	25
PTE CUA. 100 x 100 mm	4,0	100,0	12,12	25

Nota: A - La masa teórica lineal (kg/m) cumple con el peso definido en la norma NTC4526:2017 Tablas 2, 3 y 4 +/- 10%.
Nota: Para longitudes especiales se requiere aprobación por parte de las áreas de planificación e ingeniería de producto, el pedido mínimo para cada longitud es de 5 unidades.

*Producción bajo pedido, previa consulta de volúmenes mínimos a planificación.



ETP consultada(s):
DATETPO1010 N3 ETP COCLO T01 NTC 4526. Revisión 10 / Sujetas a cambio sin previo aviso

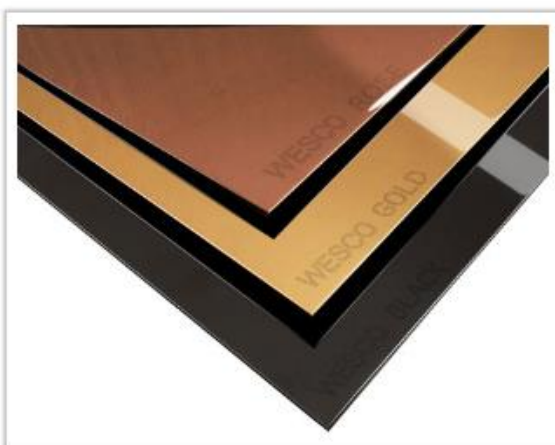
Fuente: Ternium. (2019). Catálogo de tubería y perfiles [Catálogo]. Itagüí, Colombia.

Anexo I. Catálogo de láminas de acero inoxidable.



Láminas Planas

Grado	Acabado	Espesor mm	Dimensión mm		
			1219 x 2438	1524 x 3048	1524 x 6096
316L	2B*	1.20 hasta 6.00	∅	∅	
	T1	4.5 hasta 12		∅	
304	2B*	0.60 hasta 6.00	∅	∅	∅
	T1	2.00 hasta 19.00	∅	∅	∅
	T4 + PVC	0.75 hasta 3.00	∅	∅	
430	2B*	2.50 hasta 3.00	∅		
	BA	0.60 hasta 1.90	∅	∅	
	BA + PVC	0.60 hasta 1.90	∅	∅	
	T4 + PVC	0.70 hasta 1.50	∅		



Láminas Planas Referencia T8

Grado	Acabado	Espesor mm	Dimensión mm
304	T8 GOLD	0,90 - 1,50	1219 x 2438
	T8 ROSE	1,5	1219 x 2438
	T8 PVC	0,9 - 1,20	1219 x 2438

NORMA: ASTM A240

*También disponible con PVC

P= ANCHO X LARGO X PESO ESPECIFICO* X CALIBRE

	Formula para Cálculo de Peso de la Lámina:
Grado 316L	Peso= Ancho x Largo x 7,98 x Calibre
Grado 304	Peso= Ancho x Largo x 7,93 x Calibre
Grado 430	Peso= Ancho x Largo x 7,7 x Calibre

Wesco. (2025). Catálogo de láminas planas de acero inoxidable [Catálogo].

Recuperado de <https://www.wesco.com.co/default.asp?iID=GFLDDI>

Anexo J. Catálogo de perfiles angulares.

1



Ficha Técnica
ÁNGULOS NTC 1920



Normatividad

NTC 1920 (ASTM A36/A36M).

Aplicaciones

Los ángulos son perfiles de acero en forma de L laminados en caliente. Estos ángulos tienen dos alas o lados iguales rectos y se producen en diferentes espesores y tamaños para adaptarse a diversas aplicaciones.

Características Dimensionales y Presentación

Designación	Ancho de Alas Nominal (mm)	Tolerancia ancho ala (mm)	Diferencia de Alas (mm)	Espesor	
				Nominal (mm)	Tolerancia Espesor (mm)
19 x 2.5 mm	19,0	1,0 (+/-)	1,0	2,50	0,20 (+/-)
25 x 2.5 mm	25,0	1,0 (+/-)	1,0	2,50	0,20 (+/-)
1" x 1/8"	25,4	0,8 (+/-)	1,0	3,18	0,20 (+/-)
1" x 3/16"	25,4	0,8 (+/-)	1,0	4,76	0,20 (+/-)
1 1/8" x 1/8"	31,8	1,19 (+/-)	1,0	3,18	0,20 (+/-)
1 1/8" x 3/16"	31,8	1,19 (+/-)	1,0	4,76	0,20 (+/-)

*Los ángulos son cortados en Longitudes de 6 m.

Propiedades Químicas y Mecánicas

Composición Química		
Elemento	Composición de coñada	Composición para verificación de producto
Carbono (máx)	0,26 %	+ 0,04 %
Manganeso	--	--
Fósforo (máx)	0,040 %	+ 0,010 %
Azufre(máx)	0,050 %	+ 0,010 %
Silicio(máx)	0,40 %	+0,05 %

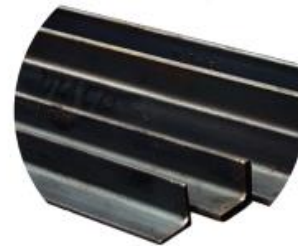
Propiedades Mecánicas		NTC 1920
Resistencia a la Tracción	Min	400 MPa - (58 ksi)
	Max	550 MPa - (80 ksi)
Resistencia a la Fluencia		250 Mpa - (36 ksi)
% Alargamiento en 200 mm		20%

Marcación Producto

Los ángulos se identifican con un grabado en alto relieve con la marca DIACO.

Reportes de Ensayos

El reporte de ensayos se emite para cada lote despachado e incluye los resultados de composición química, propiedades mecánicas y características geométricas.











Fuente: Diaco. (2025). Ficha técnica de ángulos NTC 1920 [Catálogo]. Bogotá, Colombia.

Anexo K. Catálogo de ruedas AGILA.

Serie AGILA – 1470 – PAO

Serie AGILA – 1470 Soporte de chapa de acero zincado, rodamiento giratorio de dos hileras de bolas, pletina de fijación. Núcleo de la rueda de polipropileno, bandaje de poliuretano, buje liso.

-  **Capacidad de carga:** 40 - 70 kg
-  **Temperatura:** - 20 / + 60 °C
-  **Altura total:** 70 - 125 mm
-  **Diámetro de la rueda:** 50 - 100 mm

	Diámetro de la rueda [mm]	Ancho de la rueda [mm]	Medida de pletina [mm]	Distancia de agujeros [mm]	Diámetro de agujero [mm]	Desplazamiento [mm]	Altura total [mm]	Capacidad de carga dinámica [kg]	Capacidad de carga estática [kg]	Número de serie
Ruedas giratorias	50	19	60 x 60	48/38 x 48/38	6,3	25	70	40	80	1470 PAO 050 P40
	75	25	60 x 60	48/38 x 48/38	6,3	25	100	60	120	1470 PAO 075 P40
	100	25	77 x 67	61,5/56 x 51,5/46,5	8,5	28	125	70	140	1470 PAO 100 P50
Ruedas giratorias con freno	50	19	60 x 60	48/38 x 48/38	6,3	25	70	40	80	1475 PAO 050 P40
	75	25	60 x 60	48/38 x 48/38	6,3	25	100	60	120	1477 PAO 075 P40
	100	25	77 x 67	61,5/56 x 51,5/46,5	8,5	28	125	70	140	1477 PAO 100 P50
Ruedas giratorias	50	19	11			25	70	40	80	1470 PAO 050 P30-11
	75	25	11			25	100	60	120	1470 PAO 075 P30-11
	100	25	11			28	125	70	140	1470 PAO 100 P30-11
Ruedas giratorias con freno	50	19	11			25	70	40	80	1475 PAO 050 P30-11
	75	25	11			25	100	60	120	1477 PAO 075 P30-11
	100	25	11			28	125	70	140	1477 PAO 100 P30-11

Suministros Industriales SP. (2025). Catálogo de ruedas institucionales [Catálogo]. Recuperado de <https://sisp.com.co/ruedas-marca-tente/ruedas-institucionales/>

Anexo L. Ficha técnica de la termocupla tipo J.



Datos técnicos	
Referencia:	TJR-1/2-B-1/4-2
Sensor de temperatura:	Termocupla Tipo J
Rosca:	1/2" NPT
Bulbo:	1/4" x 2"
Rango de Temperatura:	-50 ~ 400°C
Cable fibra de vidrio recubierto con Malla inoxidable	1,7 m

Fuente: Adaptado de Ingecom S.A.S (2025). Termocupla Tipo J, Rosca de 1/2" NPT – Bulbo de 1/4" x 2" [Sitio web]. Bogotá, Colombia. [Consultado el 15 de Enero 2025]. Disponible en: <https://ingecom.com/producto/termocupla-tipo-j-rosca-de-1-2-npt-bulbo-de-1-4-x-2/>

Anexo M. Ficha técnica del manómetro.

	
Datos técnicos	
Referencia:	Serie 90 tipo seco
Conexión:	1/4" NPT
Rango de presión:	0 ~ 30 psi
Material	Acero y latón

Fuente: Adaptado de Helbert (2025). Manómetro de Presión Tipo Seco Conexión Vertical 1/4" NPT Presión / Diámetro de Carátula 0-30 PSI / 2" [Sitio web]. Bogotá, Colombia. [Consultado el 21 de Enero 2025]. Disponible en: <https://www.helbertycia.com/producto/manometro-de-presion-tipo-seco-conexion-vertical-14-npt>

Anexo N. Ficha técnica del medidor de flujo K24.


ENGLISH

H TECHNICAL SPECIFICATIONS

Measurement system		TURBINE
Resolution (nominal)	Hi Flow	0.010 lit/pulse
	Low Flow	0.005 lit/pulse
Flow Rate (Range)	K24 COL. BLACK Flow-rates:	5 ÷ 120 (Litres/minute) FOR DIESEL FUEL, WATER..
	K24 COL. BEIGE Flow-rates	5 ÷ 100 (Litres/minute) FOR WATER/ UREA SOLUTION..
Operating pressure (Max)	10 (Bar) 145 (psi)	
Bursting pressure (Min)	40 (Bar)	
Storage temperature (Range)	-20 ÷ + 70 (°C)	
Storage humidity (Max)	95 (% RU)	
Operating temperature (Range)	-10 ÷ + 50 (°C)	
Flow resistance	0.30 Bar at 100 lit/min.	
Viscosity (Range)	2 ÷ 5.35 cSt	
Accuracy	±1% after calibration within 10+90 (litres/min) 2,65+23,8 (gallons/min) range	
Reproducibility (Typical)	±0,3 (%)	
Screen	Liquid crystals LCD. Featuring: - 5-figure partial - 6-figure Reset Total plus x10 / x100 - 6-figure non reset Total plus x10 / x100	
Power Supply	2x1.5 V alkaline batteries size AAA	
Battery life	18 + 36 months	
Weight	0.25 Kg (included batteries)	
Protection	IP65	

K24

ELECTRONIC TURBINE METER



PIUSI

think genius

**MANUALE D'USO, MANUTENZIONE
E CALIBRAZIONE**

**USE, MAINTENANCE AND
CALIBRATION MANUAL**

Italiano

English

Bulletin M0171A1TEN rev. 3

Fuente: Piusi. (2009). Ficha técnica del medidor digital de flujo K24 [Ficha técnica]. Suzzara, Italia.

Anexo Ñ. Catálogo de tubería de cobre flexible.



TIPO	DIÁMETRO		ESPESOR DE PARED		PESO POR ROLLO		LONGITUD DE ROLLO	USOS Y APLICACIONES			
	NOMINAL	EXTERIOR									
L	1/4"	6.35mm	3/8"	0.375"	9.525mm	0.030"	0.762 mm	7.575 lb	3.439 kg	18.30 m	<ul style="list-style-type: none"> • Tomas domiciliarias de agua potable, gas L.P. y natural • Aire acondicionado • Refrigeración
	3/8"	9.5mm	1/2"	0.500"	12.700mm	0.035"	0.889mm	11.907lb	5.406kg		
	1/2"	12.7mm	5/8"	0.625"	15.875mm	0.040"	1.016mm	17.127lb	7.776kg		
	5/8"	15.785mm	3/4"	0.750"	19.090mm	0.042"	1.067mm	21.760lb	9.879 kg		
	3/4"	19mm	7/8"	0.875"	22.225mm	0.045"	1.143mm	27.337 lb	12.411kg		
	1"	25mm	1/18"	1.125"	28.575mm	0.050"	1.270mm	39.341lb	17.861 kg		
USOS GENERALES Y REFRIGERACIÓN	1/8"	3.175 mm	1/8"	0.125"		0.030"	0.762 mm	1.735 lb	0.788kg	15.24 m	<ul style="list-style-type: none"> • Instalaciones de gas L.P. y natural • Aire acondicionado • Refrigeración (Tubería con puntas selladas y deshidratada)
	3/16"	4.762mm	3/16"	0.187"		0.030"	0.762 mm	2.870lb	1.303kg		
	1/4"	6.350mm	1/4"	0.250"		0.030"	0.762 mm	4.022lb	1.826kg		
	5/16"	7.937mm	5/16"	0.312"		0.032"	0.813mm	5.460lb	2.479kg		
	3/8"	9.525mm	3/8"	0.375"		0.032"	0.813mm	6.665lb	3.023kg		
	1/2"	12.700mm	1/2"	0.500"		0.032"	0.813mm	9.094lb	4.125 kg		
	5/8"	15.875mm	5/8"	0.625"		0.035"	0.889mm	12.586lb	5.714kg		
3/4"	19.00mm	3/4"	0.750"		0.035"	0.889mm	15.240lb	6.924kg			

Tuberías	Norma NMX	Norma ASTM
M, L y K	NMX-W-018-SCFI	B-88
L Flexibles Gas	NMX-W-018-SCFI	B-88
Usos Generales	NMX-W-018-SCFI	B-68
Refrigeración	NMX-W-018-SCFI	B-280

Fuente: Nacobre. (2025). Catálogo de tubería de cobre flexible [Catálogo]. Bogotá, Colombia.

Anexo O. Catálogo de la bomba Shinhoo Instant 15-1,5.

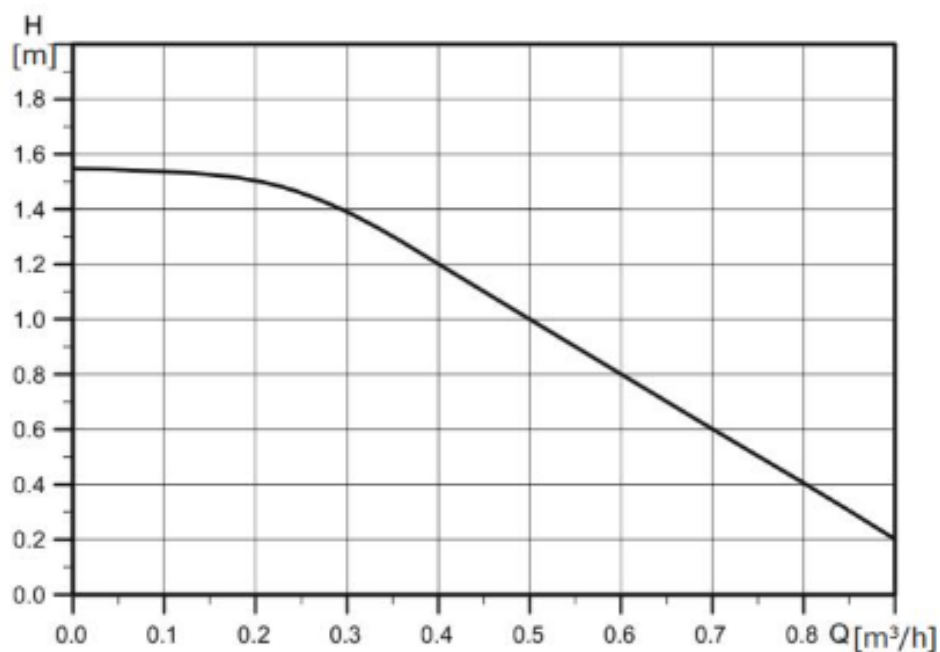


DATOS TÉCNICOS

Tensión de alimentación	220-240 V 50/60 Hz, PE
Protección del motor	No se requiere protección externa
clase IP	IP44
Clase de aislamiento	h
(HR) Humedad	Máx. 95%
Presión del sistema	1,0 MPa
Cumplimiento	CE/GS/EMC/LVD/RoHS/REACH
Temperatura ambiental	0 ~ +40 °C
Clase de temperatura	TF110
Temperatura del líquido	2 ~ +110 °C

Artículo No.: Instant 15-1.5

[CONSULTA AHORA](#)



Fácil instalación y operación

La bomba funciona una vez que se conecta la energía y funciona con la máxima velocidad de rotación todo el tiempo.

Bajo nivel de ruido y alto confort

Índice de ruido: ≤ 42 dB(A)

Bajo consumo de energía

Consumo de energía mínimo a 5W

Protección múltiple

Con protección contra sobrecorriente

Enchufe de alimentación de liberación rápida

Arranque y pare la bomba rápidamente.

1. Las bombas se pueden utilizar para sistemas abiertos y cerrados. Construido para instalación en interiores.
2. Una parte conductora de agua de estas bombas está hecha de latón resistente a la corrosión para protegerlas del contacto químico con el agua caliente bombeada.
3. Las bombas son energéticamente eficientes y silenciosas debido a su diseño funcional avanzado de recirculación de agua caliente de circuitos múltiples.
4. Las longitudes de instalación reducidas y el tamaño compacto de estas bombas permiten integrarlas en el circuito de recirculación incluso en los espacios más reducidos. Si corresponde, el diseño desmontable permitirá purgar fácilmente la parte de flujo de la bomba.

Líquidos bombeados

1. Líquidos puros, no viscosos, no agresivos y no explosivos, sin sólidos ni fibras. • Líquidos refrigerantes sin aceites minerales.
2. Agua caliente sanitaria con dureza máx. 14 °dH, máx. 110°C.
3. Agua ablandada. Viscosidad cinemática del agua $\nu = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$ (1 cSt) a 20 °C. Cuando se utiliza una bomba circuladora para bombear un líquido más viscoso, el rendimiento del sistema hidráulico disminuye.

Temperatura del líquido

De +2 a +110 °C. Se recomienda mantener una temperatura de 50 a 60 °C para minimizar los depósitos de cal y prevenir Legionella.

Temperaturas ambiente y líquida.

La temperatura del líquido bombeado siempre debe ser superior a la temperatura ambiente. De lo contrario, puede aparecer condensación en la carcasa.

Presión máxima del sistema

Bombas con grupos (PN 10): 1,0 MPa (10 bar).

Presión de entrada

Para evitar el ruido de cavitación y daños a los cojinetes de la bomba, se debe configurar la siguiente presión mínima para un puerto de entrada:

Temperatura del líquido	75°C	90 °C	110°C
Presión de entrada	0,5 metros	5 metros	10,8 metros
	0,049 barras	0,5 barras	1,08 barras

Construcción

El diseño de las bombas INSTANT permite desconectar el motor de la bomba de la carcasa para facilitar el mantenimiento. Un cojinete de rotor se lubrica con líquido bombeado. Las bombas cuentan con:

1. las piezas que entran en contacto con el líquido bombeado están aisladas del estator colocado en una caja sellada de acero inoxidable;
2. La disminución de la fricción en el rodamiento y la ausencia de pendiente proporcionan una disminución significativa de la potencia consumida y del ruido.

Las bombas INSTANT están equipadas con motores monofásicos de imanes permanentes.

El motor tiene resistencia eléctrica total y protección térmica.

El motor no requiere ninguna protección adicional.

Clase de protección: IP 44.

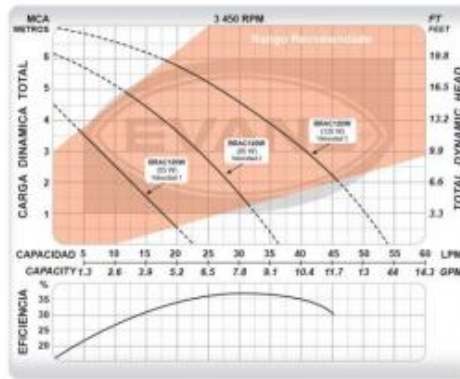
Clase de resistencia térmica del aislamiento: H.

Fuente: Shinhoo. (2025). Ficha técnica de bomba Shinhoo Instant 15-1,5. [Ficha técnica]. Hefei, China.

Anexo P. Catálogo de la bomba EVANS BRAC120W.

Recirculadora Agua Caliente 120W. | BRAC120W

[evans.com.co/producto/recirculadora-agua-caliente-120w-brac120w/](https://www.evans.com.co/producto/recirculadora-agua-caliente-120w-brac120w/)



[Bombas](#), [Bombas de superficie](#), [PROMOCIONES](#), [Residencial](#)

Availability:

Hay existencias

[Comparar](#)

Descripción: Recirculadora de Agua Caliente 3 Velocidades

Característica especial: Silenciosa y eficiente.

Descripción comercial: Recirculadora Agua Caliente 120W

Marca: EVANS

\$227.242 \$278.463 IVA incluido

Hay existencias

Usos: Ideal para recircular agua caliente en todo tipo de calentadores. Obtendrás agua caliente al instante sin desperdiciar agua.

Beneficios: Abastecimiento confiable de agua caliente hasta 110 C. Motor eficiente con bajo consumo de energía. Sistema sumamente silencioso. Compacto solo 13 cm de largo.

SKU: BRAC120W Categorías: [Bombas](#), [Bombas de superficie](#), [PROMOCIONES](#), [Residencial](#)

Fuente: Evans. (2025). Ficha técnica de bomba recirculadora de agua caliente 3 velocidades 120W [Ficha técnica]. Bogotá, Colombia.

Anexo Q. Catálogo de aislante térmico Yumbolon.



POLYLON Código: 118838500 | Cód. tienda: 292342
 Ductolon negro 1/2" pulgadas 1,82 metros Yumbolon

★★★★★ (0) Calificar

Vendido por Homecenter

\$ 8.400 /Und
 (metro a \$ 4.615,38)

Entrega en Bucaramanga

Llega mañana Retira mañana

1

Agregar al Carro

CMR ¿AÚN NO TIENES TU CMR?
 Ábrelo ahora y obtén \$45.000 de descuento.

Especificaciones

Diámetro	1/2 pulgadas
Material	Espuma de polietileno celda cerrada de baja densidad
Garantía	12 meses; No instalar a mas de 60°C
País de Origen	Colombia
Largo	1.82 m
Características	Utilizado para el aislamiento de tuberías en el sistema de riego aire acondicionado y refrigeración; Ideal para uso en tuberías de cobre y pvc; Mejora el desempeño de los equipos
Color	Gris
Forma de conexión	Fusión
Tipo de cañería	Agua; Gas
Tipo de aislación	Térmica

Fuente: Falabella. (2025). Ficha técnica de aislante térmico Yumbolon [Ficha técnica]. Bogotá, Colombia.

		LABORATORIO DE SISTEMAS TERMICO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
GUÍA DE FUNCIONAMIENTO		
		
INTRODUCCIÓN		
<p>Con el fin de garantizar el correcto manejo y uso del banco de laboratorio para el análisis de intercambiadores de calor de placas, se ha establecido una guía de operación. Esta guía especifica el uso adecuado del equipo, así como los procedimientos y normas que deben seguirse durante las prácticas realizadas en este espacio.</p>		
OBJETIVO		
<p>1.1 El objetivo de este documento es garantizar el funcionamiento adecuado y seguro del banco de laboratorio para analisis de intercambiadores de calor por placas.</p> <p>1.2 Especificar los procedimientos para la correcta manipulacion del dispositivo.</p>		

ALCANCE

2.1 Definición del alcance: Este procedimiento se aplica al laboratorio de sistemas termicos para proteger a quienes esten manipulando el equipo.

2.2 Personal afectado: El procedimiento se aplica a estudiantes, personal docente e investigativo de la Universidad Industrial de santander que se encuentre manipulando el banco de laboratorio para analisis de intercambiadores de calor por placas de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

RESPONSABLES

El docente encargado del laboratorio y/o el auxiliar seran los responsables de dar a conocer y hacer cumplir las normas de uso.

PROTECCION PERSONAL

El equipo de protección se usara para prevenir que el personal que se encuentra manipulando el dispositivo no presente lesiones.

4.1 Protección facial

- Gafas de seguridad.

4.2 Protección corporal

- Bata de laboratorio.
- Pantalón largo sin huecos.
- Calzado cerrado. No se podrá usar sandalias o similares.

INSPECCIÓN PREOPERACIONAL

Una de las actividades mas recomendables para evitar cualquier incidente al momento del funcionamiento del equipo es inspeccionar el estado de ente antes de su puesta en funcionamiento, para ello se recomienda hacer lo siguiente:

- a) Verificar fugas en el sistema de tuberías.
- b) Verificar fugas en todas las conexiones.
- c) Verificar el estado de las mangueras y tuberías.
- d) Verificar que el sistema eléctrico no presente peladuras o cortes.
- e) Verificar las conexiones eléctricas de los dispositivos.
- f) Verificar el buen estado físico de los sensores.
- g) Verificar el buen estado físico de la bomba.
- h) Verificar el buen estado físico del calentador eléctrico.
- i) Verificar el buen estado físico del tanque de agua.
- j) Verificar el buen funcionamiento de las válvulas.

OPERACIÓN DEL EQUIPO

El personal que se encuentre manipulando el sistema deberá tener presente los siguientes dispositivos y procedimiento para efectuar la práctica.

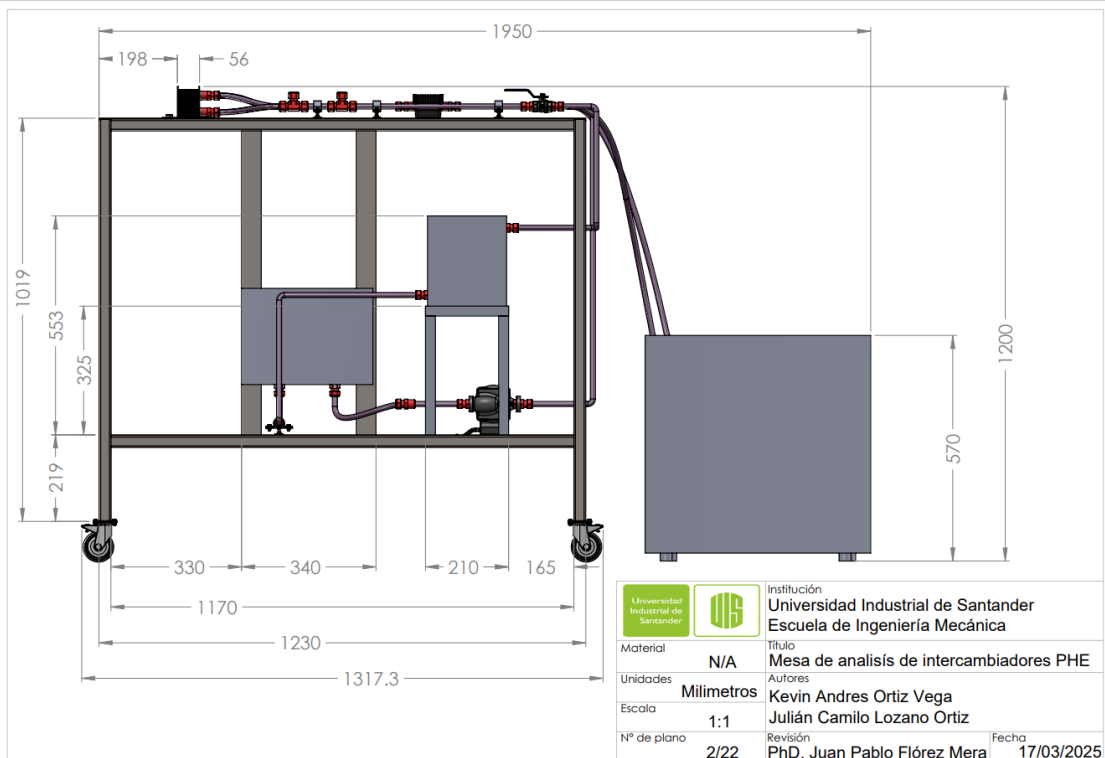
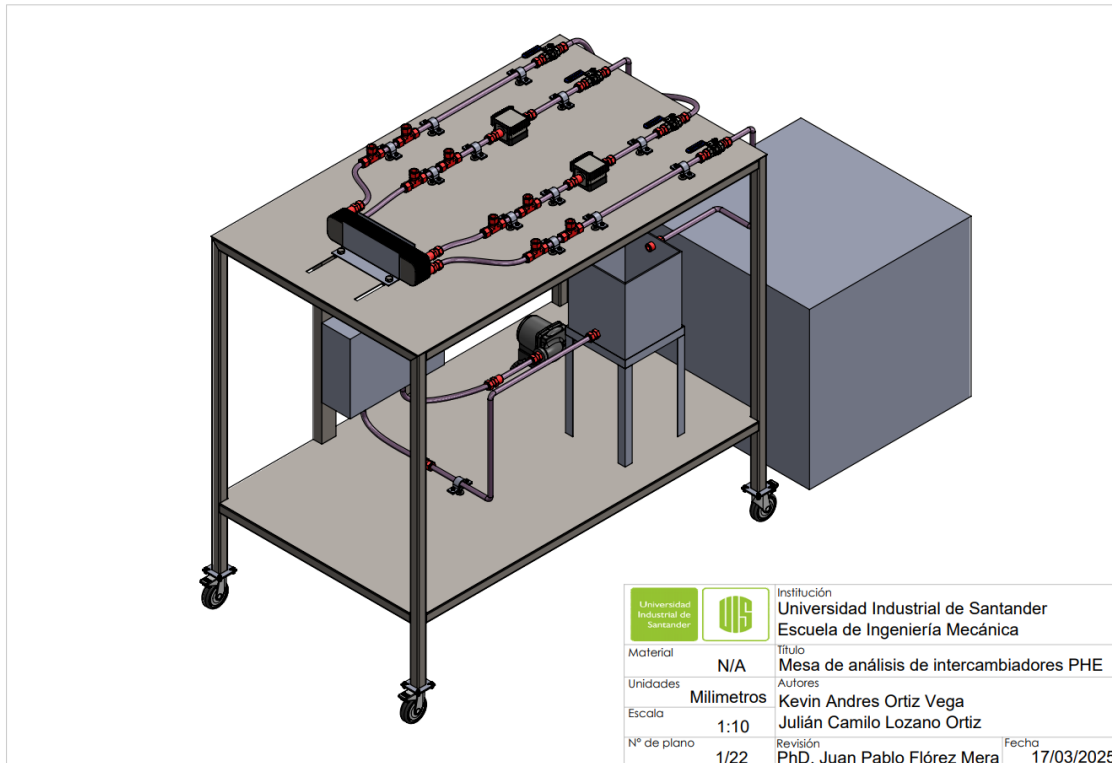
6.1 Equipos.

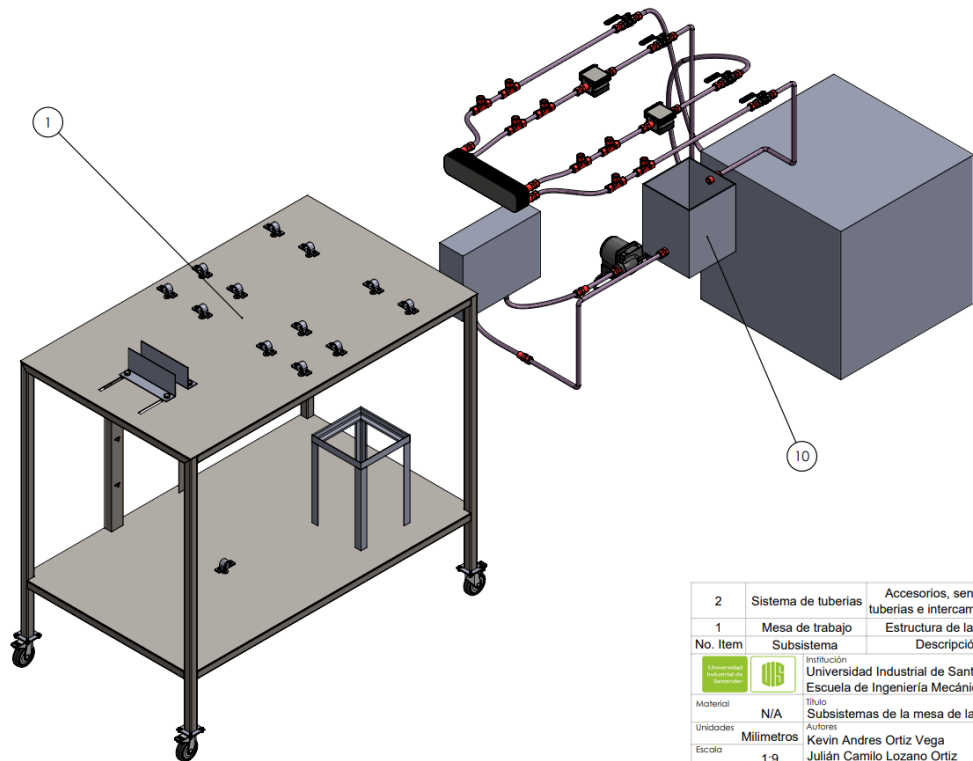
- Intercambiador de calor por placas.
- Sistema de calentamiento de agua.
- Sistema de enfriamiento de agua.
- Sensor de temperatura.
- Manómetro.
- Medidor de flujo.
- Multímetro.

6.2 Procedimiento.

- a) Verificar que el sistema de calentamiento y enfriamiento tengan suficiente agua para el correcto funcionamiento de las bombas.
- b) Verificar que las valvulas de paso de la linea de agua caliente y fria se encuentren cerradas.
- c) Encender los sistemas de calentamiento y enfriamiento para llegar a la temperatura de funcionamiento, 50°C y 20°C respectivamente.
- d) Abrir completamente el paso de las valvulas de las lineas de agua caliente y fria.
- e) Encender el sistema de bombeo.
- f) Ajustar la apertura de la valvula de entrada al intercambiador de calor del agua caliente hasta que en el medidor de flujo marque un caudal de 5.4 [L/min].
- g) Ajustar la apertura de la valvula de entrada al intercambiador de calor del agua fria hasta que en el medidor de flujo marque un caudal de 5 [L/min].
- h) Verificar que las presiones de entrada y salida del intercambiador se mantengan constantes.
- i) Para verificar las temperaturas de entrada y salida de las lineas de agua caliente y frio es necesario usar un multmetro para medir las temperaturas cada una de las termocuplas tipo J.
- j) Verificar que la temperatura de entrada y salida del intercambiador se mantenga constante.

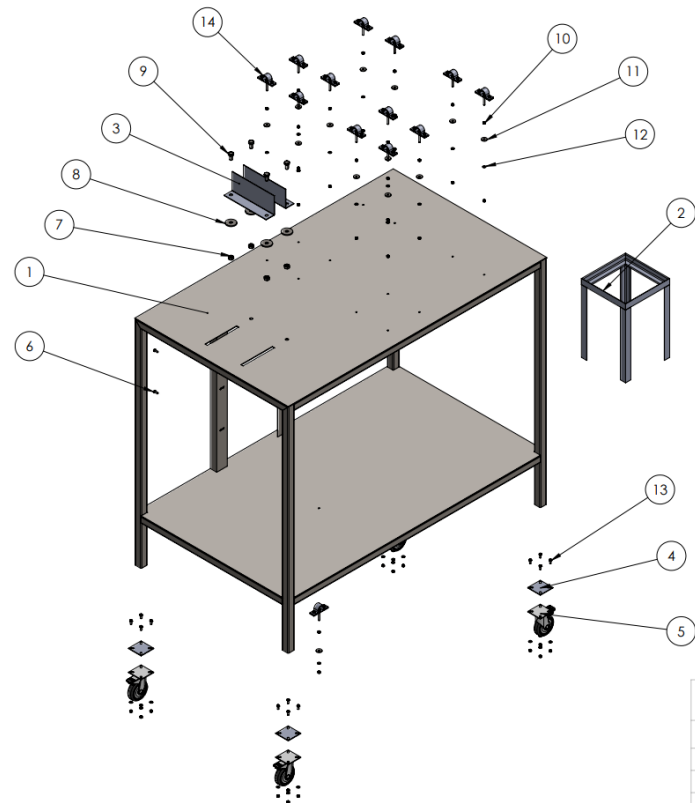
Anexo S. Planos del banco de laboratorio para análisis de intercambiadores de calor por placas.





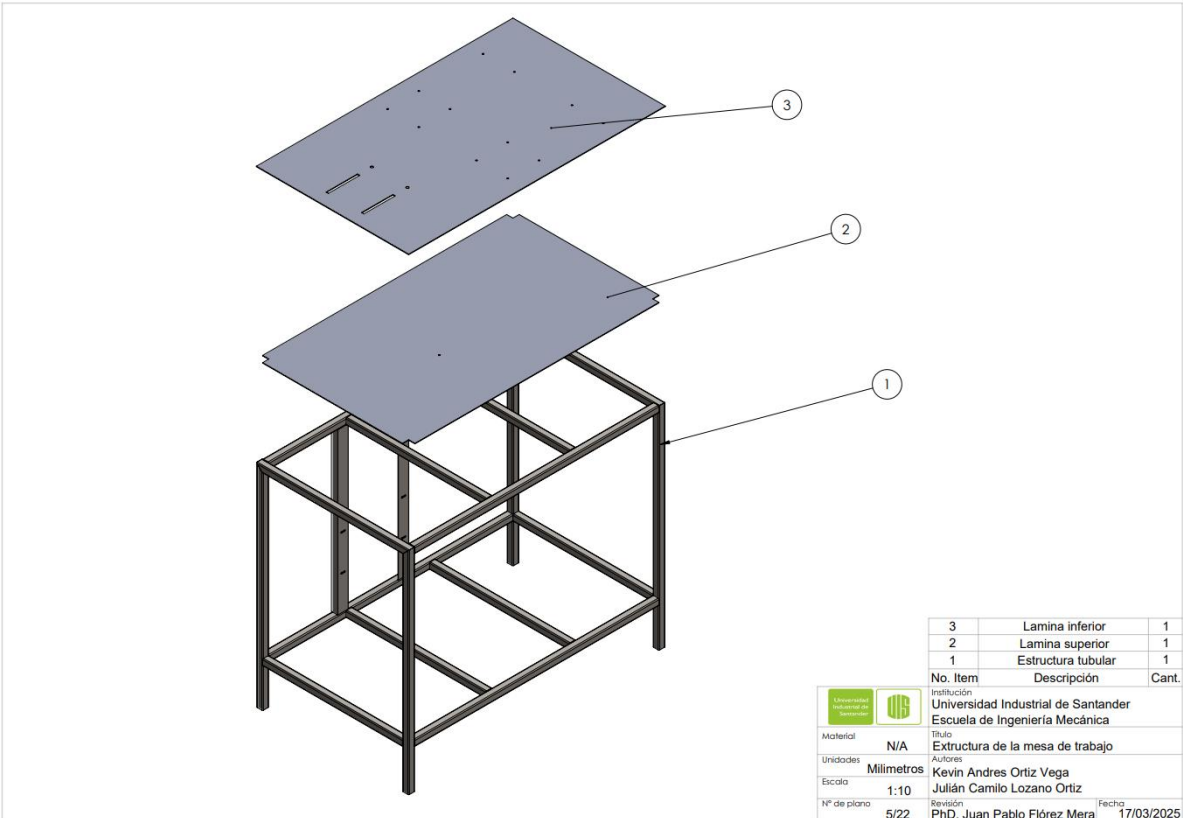
No. Item	Subsistema	Descripción	Cant.
2	Sistema de tuberías	Accesorios, sensores, tuberías e intercambiadores	1
1	Mesa de trabajo	Estructura de la mesa	1

		Institución Universidad Industrial de Santander Escuela de Ingeniería Mecánica	
Material	N/A	Título	Subsistemas de la mesa de laboratorio
Unidades	Milímetros	Autores	Kevin Andres Ortiz Vega
Escala	1:9		Julián Camilo Lozano Ortiz
Nº de plano	3/22	Revisión	PhD. Juan Pablo Flórez Mera
		Fecha	17/03/2025



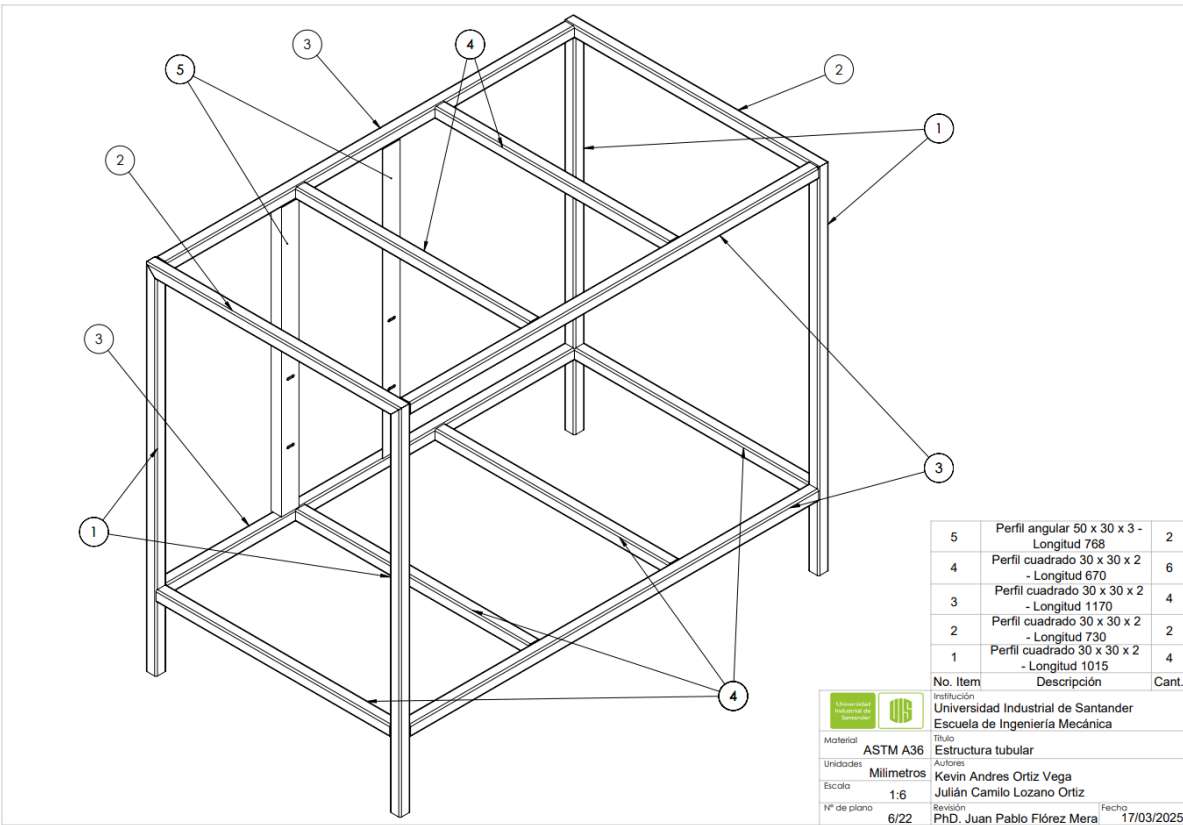
14	Soporte para tuberías	13
13	Ansi B18.2.3.2M - Formed Hex Screw, M5 x 0.8 x 12 -12WC	16
12	Ansi B18.22M - M5 - Narrow	29
11	Ansi B18.22M - M5 - Wide	13
10	Ansi B18.2.4.1M - Hex nut, Style1, M5 x 0.8 -D-N	42
9	Ansi B18.2.3.1M - Hex cap Screw, M10 x 1.5 x 20 -20C	4
8	Ansi B18.22M - M10 - Wide	4
7	Ansi B18.2.4.1M - Hex nut, Style1, M10 x 1.5 -D-N	4
6	Tronillo de anclaje del calentador	4
5	Rueda Agila-1477 PAO 075 P40	4
4	Placa de ruedas	4
3	Placa de presión	2
2	Soporte de tanque	1
1	Mesa	1

		Institución Universidad Industrial de Santander Escuela de Ingeniería Mecánica	
Material	N/A	Título	Explosionado de la mesa de trabajo
Unidades	Milímetros	Autores	Kevin Andres Ortiz Vega
Escala	1:10		Julián Camilo Lozano Ortiz
Nº de plano	4/22	Revisión	PhD. Juan Pablo Flórez Mera
		Fecha	17/03/2025



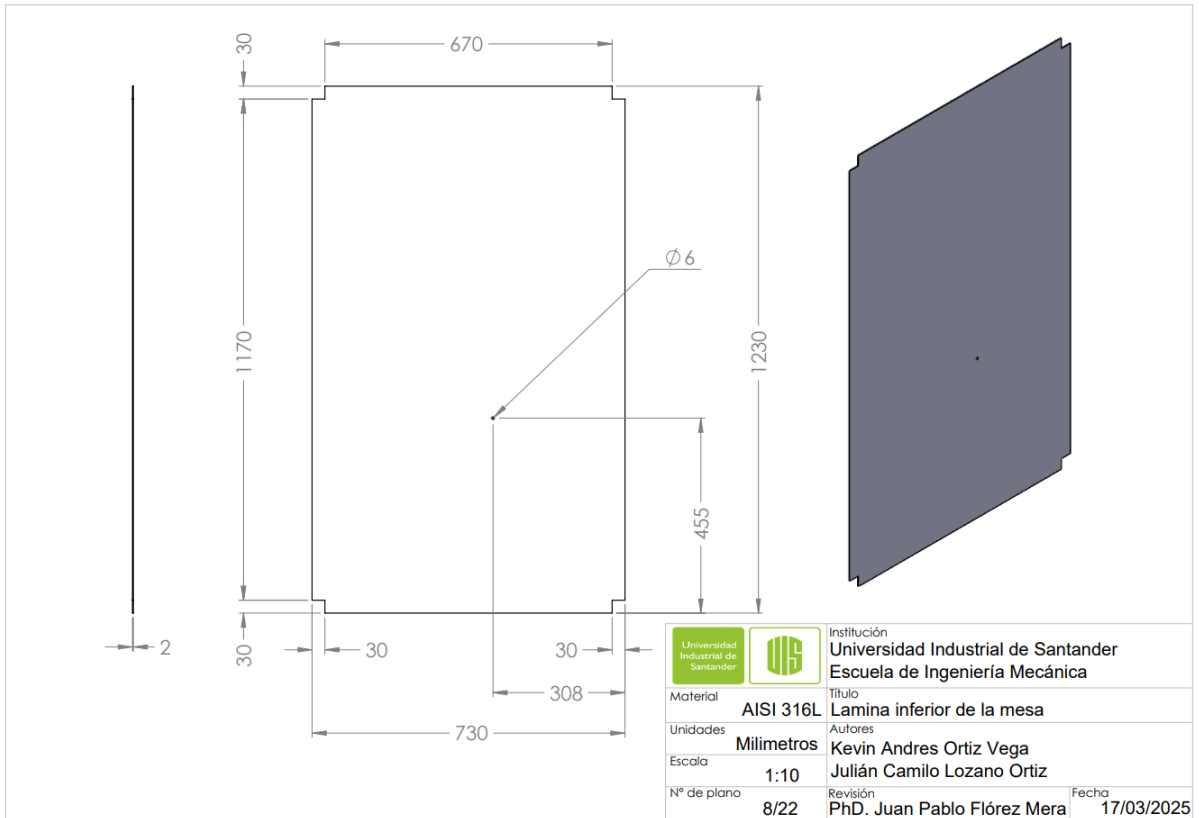
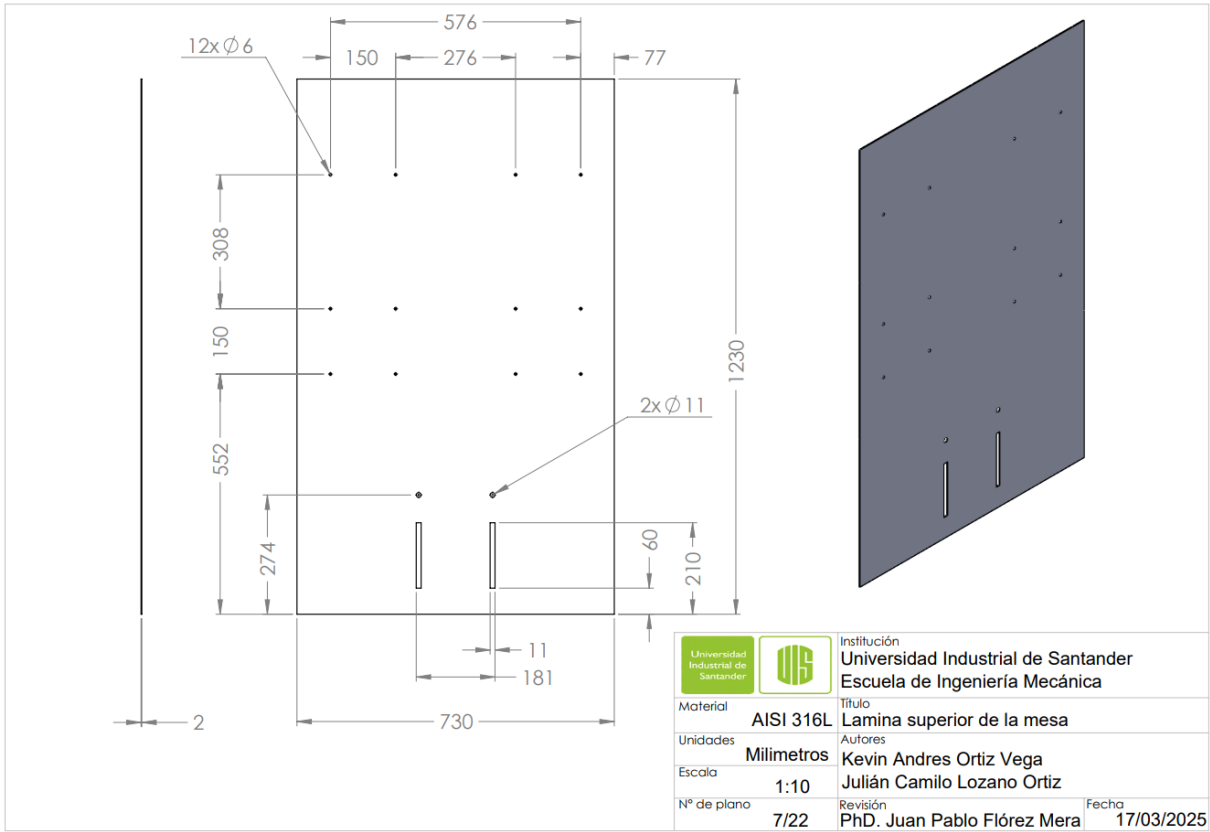
No. Item	Descripción	Cant.
3	Lamina inferior	1
2	Lamina superior	1
1	Estructura tubular	1

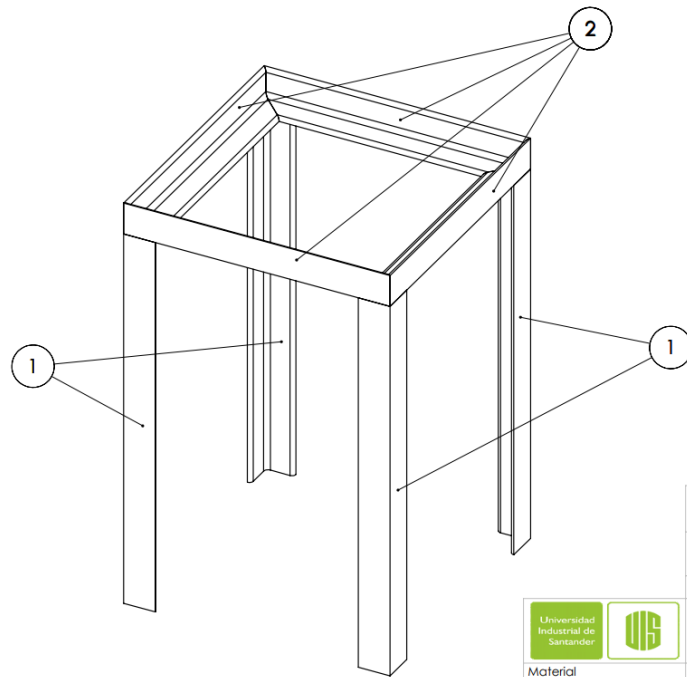
		Institución	Universidad Industrial de Santander
		Título	Escuela de Ingeniería Mecánica
Material		N/A	Título
Unidades		Milímetros	Autores
Escala		1:10	Kevin Andres Ortiz Vega
N° de plano		5/22	Revisión
			Julían Camilo Lozano Ortiz
			Revisión
			PhD. Juan Pablo Flórez Mera
			Fecha
			17/03/2025



No. Item	Descripción	Cant.
5	Perfil angular 50 x 30 x 3 - Longitud 768	2
4	Perfil cuadrado 30 x 30 x 2 - Longitud 670	6
3	Perfil cuadrado 30 x 30 x 2 - Longitud 1170	4
2	Perfil cuadrado 30 x 30 x 2 - Longitud 730	2
1	Perfil cuadrado 30 x 30 x 2 - Longitud 1015	4

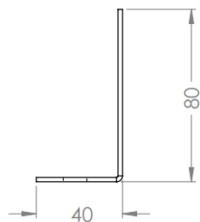
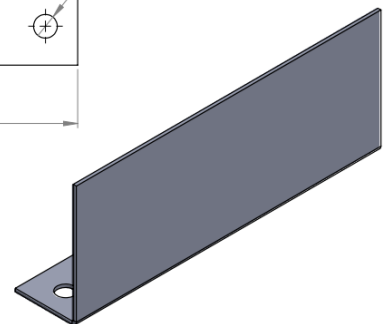
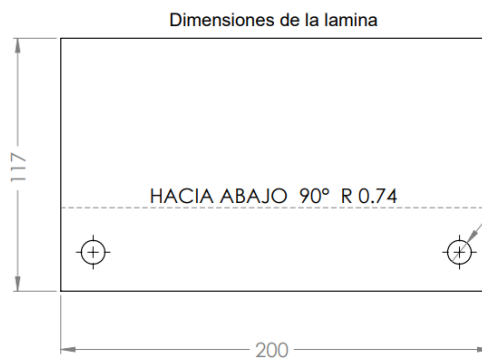
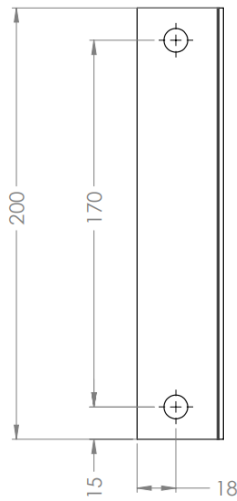
		Institución	Universidad Industrial de Santander
		Título	Escuela de Ingeniería Mecánica
Material		ASTM A36	Título
Unidades		Milímetros	Autores
Escala		1:6	Kevin Andres Ortiz Vega
N° de plano		6/22	Revisión
			Julían Camilo Lozano Ortiz
			Revisión
			PhD. Juan Pablo Flórez Mera
			Fecha
			17/03/2025





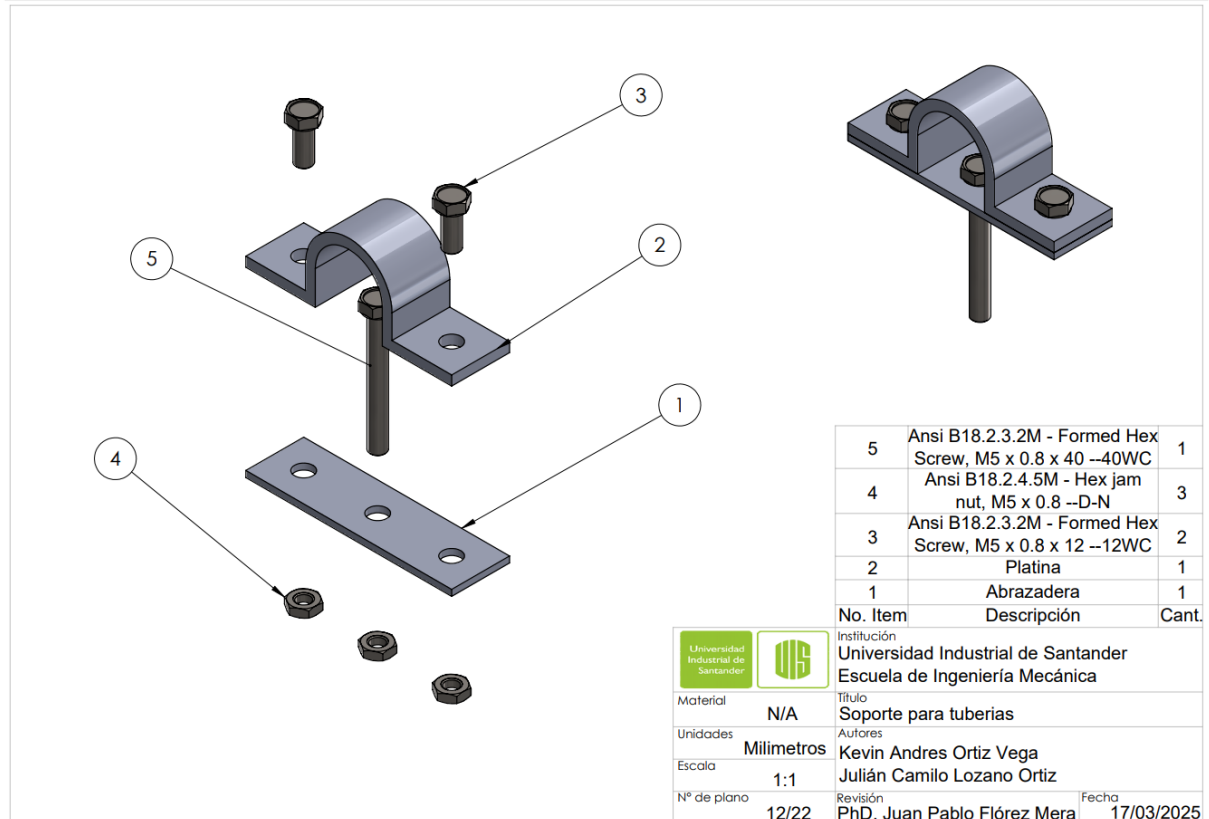
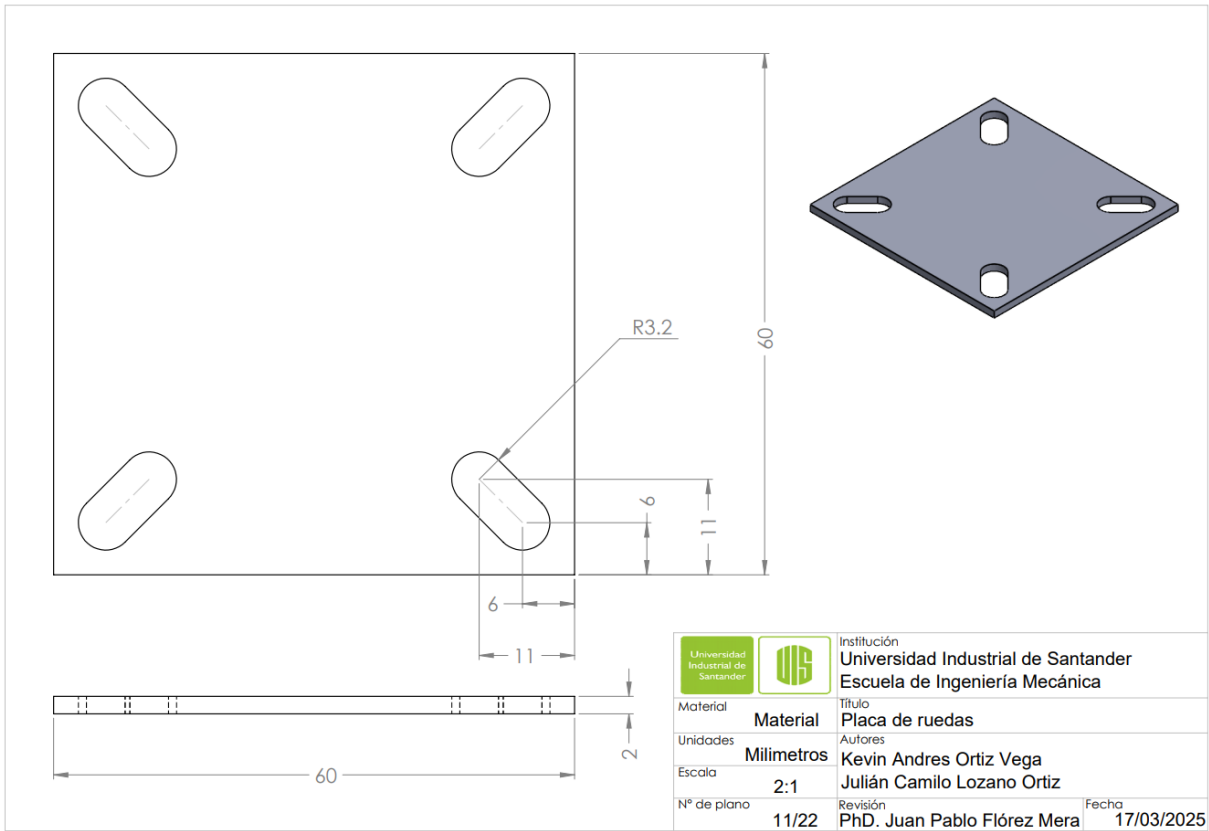
No. Item	Descripción	Cant.
2	Perfil angular 25 x 25 x 2.5 - Longitud 210	4
1	Perfil angular 25 x 25 x 2.5 - Longitud 300	4

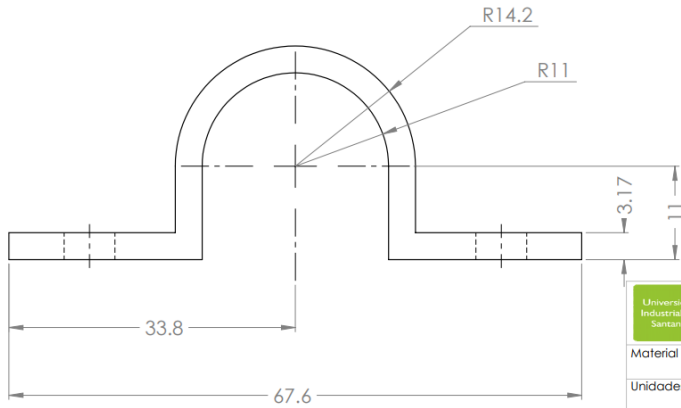
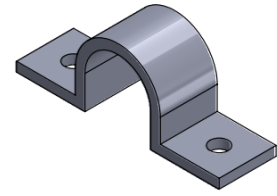
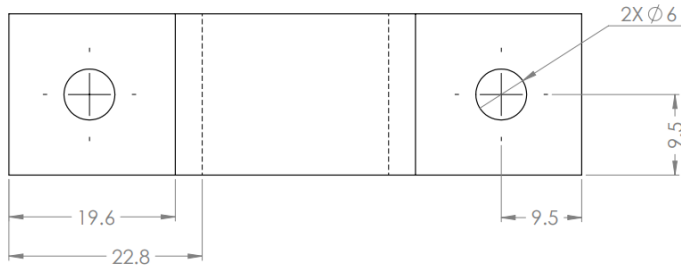
 		Institución
		Universidad Industrial de Santander Escuela de Ingeniería Mecánica
Material	ASTM A36	Título Soporte del tanque
Unidades	Milímetros	Autores Kevin Andres Ortiz Vega Julián Camilo Lozano Ortiz
Escala	1:3	Revisión
Nº de plano	9/22	PhD. Juan Pablo Flórez Mera
		Fecha 17/03/2025



Nota: Espesor de la lamina de 2mm

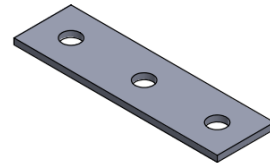
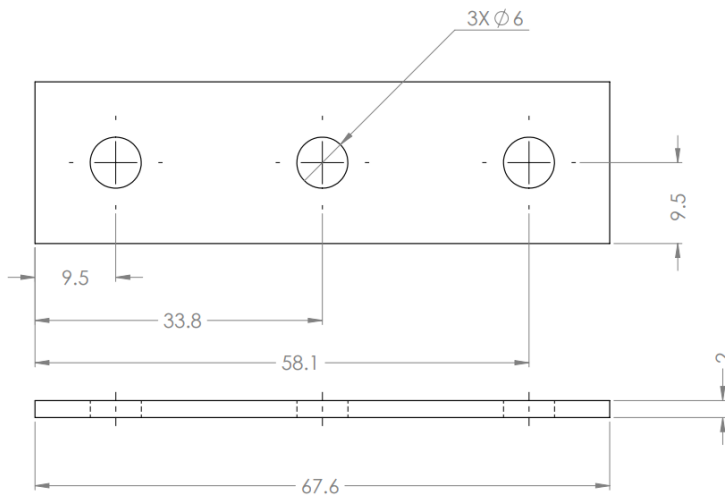
 		Institución
		Universidad Industrial de Santander Escuela de Ingeniería Mecánica
Material	AISI 316L	Título Placa de presión
Unidades	Milímetros	Autores Kevin Andres Ortiz Vega Julián Camilo Lozano Ortiz
Escala	1:2	Revisión
Nº de plano	10/22	PhD. Juan Pablo Flórez Mera
		Fecha 17/03/2025



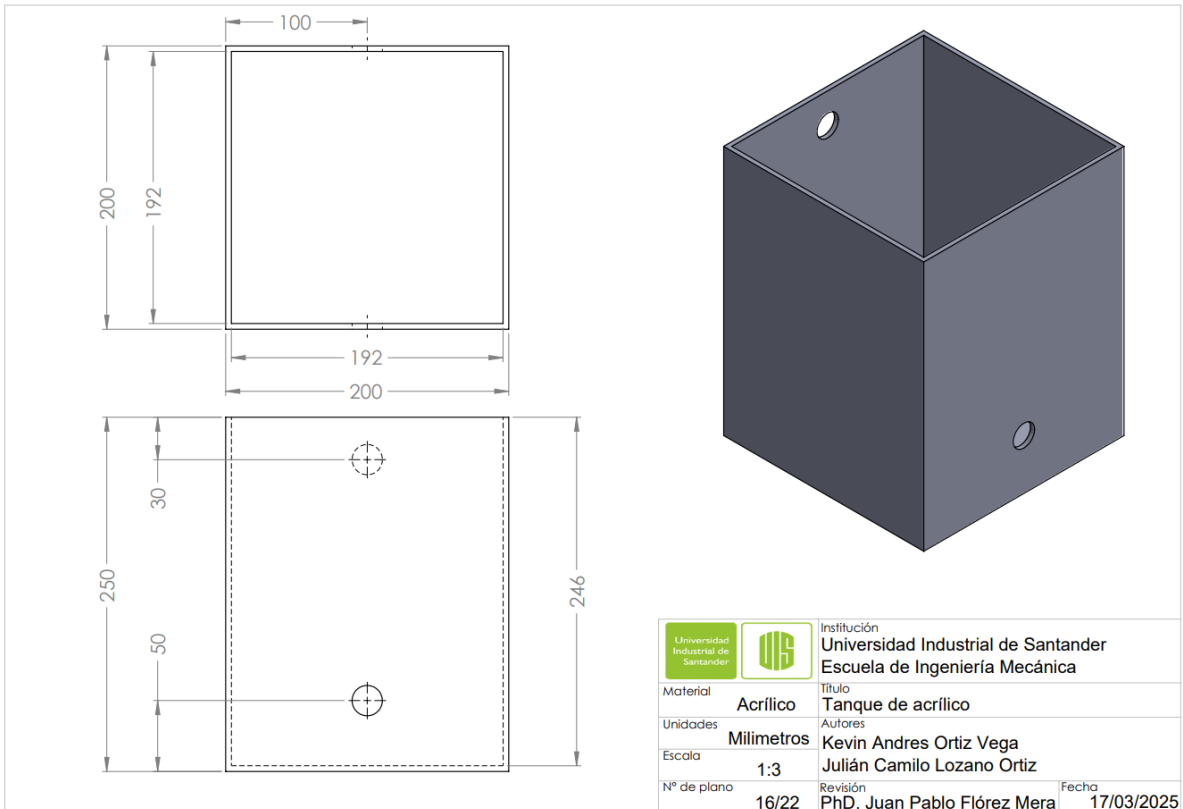
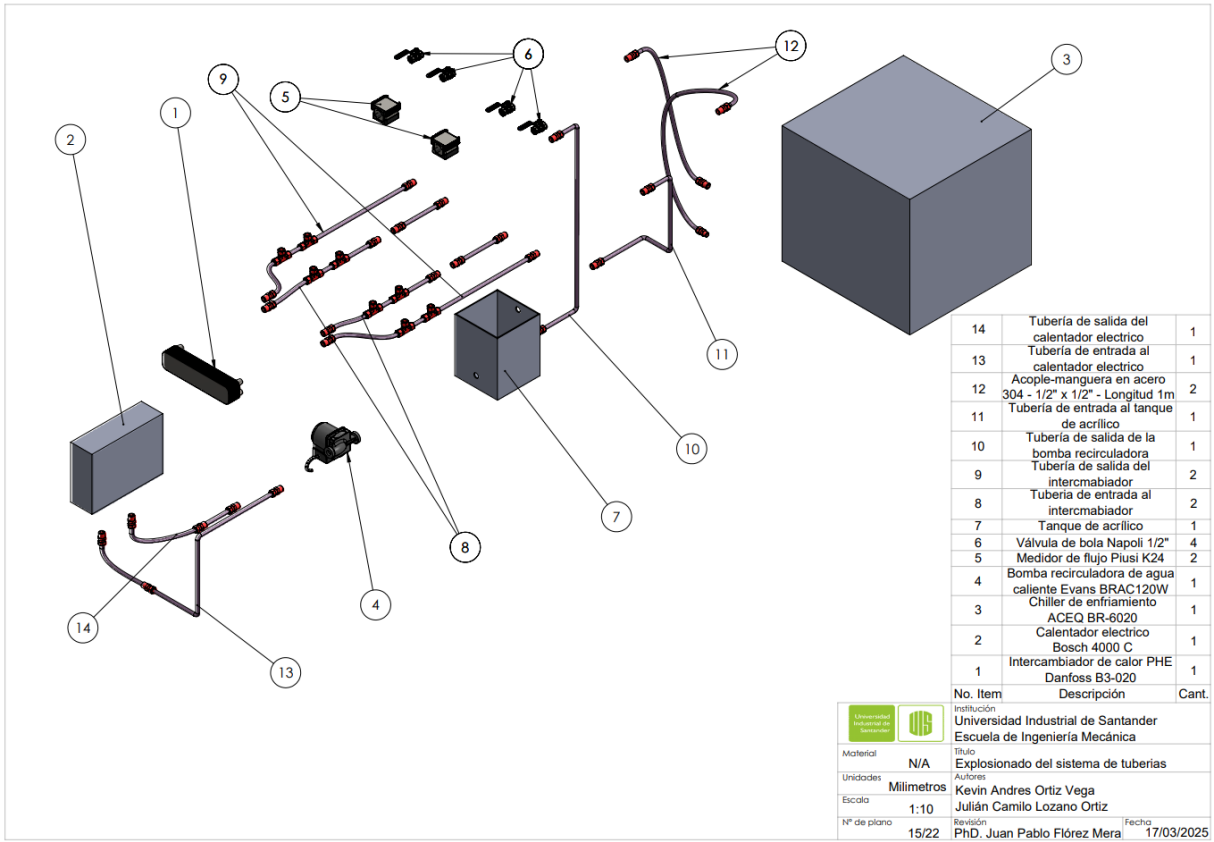


Nota: El diámetro interno de la abrazadera debe ser mas grande que el el diámetro externo del tubo, para tener en cuenta los 10mm del espesor del aislante termico

		Institución	Universidad Industrial de Santander
		Escuela de Ingeniería Mecánica	
Material	AISI 304	Título	Abrazadera
Unidades	Milímetros	Autores	Kevin Andres Ortiz Vega
Escola	2:1		Julián Camilo Lozano Ortiz
Nº de plano	13/22	Revisión	PhD. Juan Pablo Flórez Mera
		Fecha	17/03/2025



		Institución	Universidad Industrial de Santander
		Escuela de Ingeniería Mecánica	
Material	AISI 316L	Título	Platina
Unidades	Milímetros	Autores	Kevin Andres Ortiz Vega
Escola	2:1		Julián Camilo Lozano Ortiz
Nº de plano	14/22	Revisión	PhD. Juan Pablo Flórez Mera
		Fecha	17/03/2025



No. Item	Descripción	Cant.
6	Acople-manguera en acero 304 - 1/2" x 1/2" - Longitud 400	1
5	Tubería de cobre flexible - Longitud 210	1
4	Tubería de cobre flexible - Longitud 100	1
3	Tubería de cobre flexible - Longitud 140	1
2	Racor TE HG 1/2"	2
1	Racor bronce 1/2" NPT x 1/2" tuerca	3

	Institución	Universidad Industrial de Santander
		Escuela de Ingeniería Mecánica
Material	N/A	Título
		Tubería de entrada al intercambiador
Unidades	Milímetros	Autores
		Kevin Andres Ortiz Vega
Escala	1:3	Julián Camilo Lozano Ortiz
Nº de plano	17/22	Revisión
		PhD. Juan Pablo Flórez Mera
		Fecha
		17/03/2025

No. Item	Descripción	Cant.
5	Acople-manguera en acero 304 - 1/2" x 1/2" - Longitud 400	1
4	Tubería de cobre flexible - Longitud 100	1
3	Tubería de cobre flexible - Longitud 460	1
2	Racor TE HG 1/2"	2
1	Racor bronce 1/2" NPT x 1/2" tuerca	1

	Institución	Universidad Industrial de Santander
		Escuela de Ingeniería Mecánica
Material	N/A	Título
		Tubería de salida del intercambiador
Unidades	Milímetros	Autores
		Kevin Andres Ortiz Vega
Escala	1:3	Julián Camilo Lozano Ortiz
Nº de plano	18/22	Revisión
		PhD. Juan Pablo Flórez Mera
		Fecha
		17/03/2025

