

**Diseño y fabricación de un intercambiador de calor de tubos concéntricos para los
Laboratorios de Termofluidos de la Universidad Santo Tomás**

Edinson Ferley Guillén Cruz

**Universidad Santo Tomás
Facultad de Ingeniería Mecánica
División de Ingenierías
Bogotá D.C.
2014**

**Diseño y fabricación de un intercambiador de calor de tubos concéntricos para los
Laboratorios de Termofluidos de la Universidad Santo Tomás**

Edinson Ferley Guillén Cruz

Proyecto de trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico

Director:

Ph.D Ing. Qco Dionisio Humberto Malagón

Linea de investigación:

Área de Termofluidos y Energía

**Universidad Santo Tomás
Facultad de Ingeniería Mecánica
División de Ingenierías
Bogotá D.C.
2014**

Nota de Aceptación

Firma De Director

Firma Jurado

Firma Jurado

Bogotá D.C. 2014

*A mis padres y hermanos
Por ser la fuente de inspiración,
Que me dan las fuerzas necesarias
Para alcanzar las metas de mi vida,
A mi novia por brindarme todo su amor
Y apoyarme incondicionalmente.*

AGRADECIMIENTOS

La Universidad es una etapa de la vida de gran aprendizaje y crecimiento personal, en donde se expande la perspectiva de la vida con nuevas experiencias, se crean nuevos retos y se lleva hasta el límite la capacidad de imaginación. Es así que el último escalón para alcanzar la meta como Ingeniero, es el desarrollo del trabajo de grado en donde se evidencie todo el trayecto recorrido. Es muy grato agradecer especialmente a todas las personas que de alguna u otra forma, han colaborado para llegar hasta este punto.

Agradezco a la Universidad Santo Tomás, por brindarnos todas las herramientas necesarias para formarnos como ingenieros, aportando los espacios de estudio y prácticas apropiados para nuestras necesidades.

Agradezco a todo el personal docente de la facultad de Ingeniería Mecánica, por brindarnos todo el conocimiento necesario para crecer como Ingeniero, por acompañarnos y guiarnos en todo momento y por entregarnos los valores humanistas que caracterizan a la Universidad Santo Tomás.

De manera especial, agradezco al Ingeniero Dionisio Humberto Malagón quien con su ayuda y apoyo fue posible el desarrollo y la exitosa culminación del proyecto, brindando su entera confianza y asesoría durante todo este tiempo.

Un agradecimiento muy especial a mis padres y hermanos por su apoyo incondicional en todo momento, por brindarme la fortaleza necesaria para enfrentar todos los retos que involucraron esta etapa de la vida que finaliza.

CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	14
INTRODUCCIÓN.....	15
OBJETIVOS.....	16
Objetivo General.....	16
Objetivos Específicos	16
1 MARCO DE REFERENCIA.....	17
1.1 Definición de Calor.....	17
1.2 Mecanismos de Transferencia de Calor	17
1.2.1 Conducción.....	17
1.2.2 Convección	18
1.2.3 Radiación.....	18
1.3 Intercambiadores de Calor.....	19
1.3.1 Tipos de Intercambiadores de Calor	20
1.3.1.1 Intercambiador de Tubos Concéntricos.....	20
- Flujo Paralelo.....	22
- Flujo a Contracorriente	22
1.3.1.2 Intercambiador de Coraza y Tubos	23
1.4 Materiales para Fabricación de Intercambiadores de Calor.....	28
1.4.1 Acero al Carbono.....	28
1.4.2 Acero Inoxidable	28
1.4.3 Aluminio	29
1.4.4 Cobre.....	29
2 CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	31
2.1 Conceptos Básicos.....	31
2.1.1 Caudal	31
2.1.2 Flujo Másico	31
2.1.3 Regímenes de Flujo	32
2.1.4 Número De Reynolds	32

2.1.5	Número de Nusselt	33
2.1.5.1	Número de Nusselt turbulento	33
2.1.5.2	Número de Nusselt laminar en tubos circulares.....	33
2.1.5.3	Número de Nusselt laminar en Sección Anular	34
2.2	Análisis Transferencia De Calor.....	35
2.3	Coeficiente Global de Transferencia de Calor.....	37
2.4	Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM)	39
2.5	Efectividad y Número de Unidades de Transferencia (NTU)	40
2.6	Caída de Presión y Potencia de Bombeo	42
3	METODOLOGIA	43
3.1	Planteamiento del Problema	43
3.2	Modelo de diseño QFD	43
3.2.1	Cliente	43
3.2.2	Requerimientos del Cliente.....	43
3.2.3	Análisis de la Competencia	44
3.2.3.1	Banco de Pruebas referencia TITCA marca Edibon.....	45
3.2.3.2	Banco de Pruebas referencia HT30XC marca Armfield.....	46
3.2.3.3	Banco de Pruebas referencia HT101 marca P.A Hilton	47
3.2.3.4	Banco de Pruebas referencia MP100 marca Deltalab-SMT	48
3.2.4	Requerimientos de Ingeniería.....	49
3.2.5	Importancia Requerimientos Cliente	50
3.2.6	Calificación de la Competencia	51
3.2.7	Importancia requerimientos ingeniería	52
3.2.8	Matriz de Relaciones.....	53
3.2.9	Relación entre especificaciones de Ingeniería	54
3.2.10	Determinación de Objetivos a Cumplir	55
3.3	Parámetros de Diseño Según Análisis QFD	56
4	DISEÑO BANCO DE PRUEBAS TRANSFERENCIA DE CALOR	58
4.1	Requerimientos Iniciales.....	58
4.1.1	Fluidos de Trabajo.....	58
4.1.2	Materiales	58

4.1.3	Diámetros de la Tubería.....	58
4.1.4	Temperaturas.....	59
4.2	Datos Fluido Frio	60
4.3	Datos Fluido Caliente	61
4.4	Determinación de Caudales	61
4.5	Longitud Inicial del Intercambiador de Calor Tubos Concéntricos	62
4.5.1	Cálculo Transferencia de Calor	62
4.5.2	Determinación régimen de los Flujos	64
4.5.3	Cálculo de coeficientes de transferencia de calor por convección.....	65
4.5.4	Método de la diferencia de temperatura logarítmica media	66
4.5.5	Cálculo coeficiente global de transferencia de calor	67
4.6	Determinación nueva longitud Intercambiador de Calor	69
4.6.1	Cálculo de nuevo coeficiente global y flujo de calor.....	70
4.6.2	Cálculo de nuevos flujos máscicos y caudales.....	71
4.6.3	Temperaturas finales de los fluidos variando los caudales	72
4.7	Cálculo temperaturas de salida intercambiador de coraza y tubos	73
4.7.1	Determinación de la Efectividad y NTU	73
4.7.2	Determinación de las temperaturas de salida	76
4.8	Cálculo de la caída de presión y potencia de bombeo de aceite.....	77
4.9	Selección de la Bomba	78
4.10	Diseño CAD.....	80
4.10.1	CAD Intercambiador de calor tubos concéntricos	80
4.10.2	CAD Intercambiador de calor coraza y tubos.....	81
4.10.3	CAD Tanque de Calentamiento de Aceite.....	82
4.10.4	CAD Estructura de soporte.....	83
4.10.5	CAD Banco de pruebas de transferencia de calor.....	86
5	FABRICACION	88
5.1	Fabricación Mecánica	88
5.2	Fabricación Hidráulica.....	90
5.3	Montaje Eléctrico	92

6	PRUEBAS Y RESULTADOS	95
6.1	Pruebas intercambiador de calor tubos concéntricos	95
6.2	Pruebas intercambiador de calor coraza y tubos	101
	CONCLUSIONES	104
	RECOMENDACIONES.....	105
	Bibliografía	106
	ANEXOS	109
	ANEXO 1. MANUAL DE OPERACIÓN BANCO DE PRUEBAS TRANSCALOR	109
	ANEXO 2. GUIA DE LABORATORIO BANCO DE PRUEBAS TRANSCALOR	128
	ANEXO 3. ENSAMBLE BANCO DE PRUEBAS TRANSCALOR.....	130

LISTADO DE FIGURAS

<i>Figura 1 Conducción de calor a través de una pared plana de espesor Δx. Fuente: [2]</i>	17
<i>Figura 2 Convección forzada (izquierda), convección natural (derecha). Fuente: [3]</i>	18
<i>Figura 3 Intercambiador de calor de tubos concéntricos industrial. Fuente: [12]</i>	20
<i>Figura 4 Componentes principales de un intercambiador de calor de tubos concéntricos. Fuente: [13]</i>	20
<i>Figura 5 Distribución de los flujos en un intercambiador de calor de tubos concéntricos. Fuente: [14]</i>	21
<i>Figura 6 Configuración de flujo paralelo y perfil de temperatura en un intercambiador tubular. Fuente: [3]</i>	22
<i>Figura 7 Régimen de flujo contraflujo y perfil de temperatura asociado en un intercambiador. Figura: [3]</i>	22
<i>Figura 8 Intercambiador de calor de coraza y tubos para aplicaciones industriales. Fuente: [15]</i> ..	23
<i>Figura 9 Esquema interno de un intercambiador de coraza y tubos. Fuente: [4]</i>	23
<i>Figura 10 Esquema de trabajo de un intercambiador de calor de coraza y tubos. [3]</i>	24
<i>Figura 11 Clasificación de intercambiadores de calor de coraza y tubos según sus pasos. Fuente: [3]</i>	24
<i>Figura 12 Principales componentes según norma de un intercambiador de calor de coraza y tubo. Fuente: [16]</i>	25
<i>Figura 13 Nomenclatura según norma TEMA de intercambiadores de calor de coraza y tubos. Fuente: [16]</i>	26
<i>Figura 14 Regímenes de flujo, laminar (Derecha) turbulento (Izquierda). Fuente: [3]</i>	32
<i>Figura 15 Diámetros en sección anular de dos tubos concéntricos. Fuente: [3]</i>	35
<i>Figura 16 Volumen de control para un intercambiador de calor con flujo en paralelo. Fuente: [4]</i> ..	36
<i>Figura 17 Red de resistencias presentes en un intercambiador de tubos concéntricos. Fuente: [3]</i> ..	38
<i>Figura 18 Áreas superficiales en un intercambiador de tubos concéntricos. Fuente: [3]</i>	39
<i>Figura 19 Diferencia de temperatura entre dos fluidos a corrientes paralelas y en contraflujo. Fuente: [4]</i>	39
<i>Figura 20 Equipo didáctico de transferencia de calor fabricado por TITCA. Fuente: [25]</i>	45

<i>Figura 21 Modulo de servicios HT30XC. Fuente: [25]</i>	<i>46</i>
<i>Figura 22 Intercambiador de calor de tubos concéntricos HT36. Fuente: [26]</i>	<i>46</i>
<i>Figura 23 Base de servicios H101 para intercambiadores de calor. Fuente: [27]</i>	<i>47</i>
<i>Figura 24 Intercambiador de calor de tubos concéntricos P.A Hilton H101E. Fuente: [27]</i>	<i>47</i>
<i>Figura 25 Banco de pruebas didáctico MP100 de transferencia de calor. Fuente: [28]</i>	<i>48</i>
<i>Figura 26 Formato diagrama QFD online. Fuente: [29]</i>	<i>50</i>
<i>Figura 27 Importancia de los requerimientos del cliente. Fuente: Autor</i>	<i>51</i>
<i>Figura 28 Comparación de la competencia con los requerimientos del cliente. Fuente: Autor</i>	<i>52</i>
<i>Figura 29 Requerimientos de ingeniería. Fuente: Autor</i>	<i>52</i>
<i>Figura 30 Matriz de relaciones de los requerimientos. Fuente: Autor</i>	<i>53</i>
<i>Figura 31 Correlación entre las especificaciones de ingeniería. Fuente: Autor</i>	<i>54</i>
<i>Figura 32 Determinación de los objetivos a cumplir para el desarrollo del diseño. Fuente: Autor ..</i>	<i>55</i>
<i>Figura 33 Espacio disponible para ubicar el banco de pruebas en los laboratorios. Fuente: Autor .</i>	<i>69</i>
<i>Figura 34 Curva de la bomba periférica Pedrollo PQm 81. Fuente: [33]</i>	<i>79</i>
<i>Figura 35 Bomba Periférica Pedrollo referencia PQm 81. Fuente: [33]</i>	<i>79</i>
<i>Figura 36 Intercambiador de calor de tubos concéntricos. Fuente: Autor</i>	<i>80</i>
<i>Figura 37 Separación de los tubos por dónde van los fluidos. Fuente: Autor</i>	<i>80</i>
<i>Figura 38 Modelo CAD del intercambiador de coraza y tubos. Fuente: Autor</i>	<i>81</i>
<i>Figura 39 Intercambiador de calor con 4 conexiones NPT de ½" en la coraza. Fuente: Autor</i>	<i>81</i>
<i>Figura 40 Tanque de calentamiento de aceite. Fuente: Autor</i>	<i>82</i>
<i>Figura 41 Boceto de la estructura con sus medidas. Fuente: Autor</i>	<i>83</i>
<i>Figura 42 Estructura soporte en tubería cuadrada de acero inoxidable. Fuente: Autor</i>	<i>83</i>
<i>Figura 43 Análisis de cargas en los nodos principales de la estructura. Fuente Autor</i>	<i>84</i>
<i>Figura 44 Apoyos en la estructura donde van ubicadas las ruedas de soporte. Fuente: Autor</i>	<i>84</i>
<i>Figura 45 Deformación de la estructura con soportes en las 4 ruedas. Fuente: Autor</i>	<i>85</i>
<i>Figura 46 Apoyos en la estructura donde va soportado el equipo. Fuente: Autor</i>	<i>85</i>

<i>Figura 47 Deformación de la estructura aplicando cargas con todos los apoyos. Fuente: Autor</i>	86
<i>Figura 48 Posición de componentes principales. Fuente: Autor</i>	86
<i>Figura 49 Ensamble del banco de pruebas de transferencia de calor. Fuente: Autor</i>	87
<i>Figura 50 Pulido de la soldadura en las uniones de la estructura. Fuente: Autor.....</i>	88
<i>Figura 51 Tanque de almacenamiento de aceite recién soldado. Fuente: Autor</i>	89
<i>Figura 52 Revisión interna de los cabezales del intercambiador de coraza y tubos. Fuente: Autor .</i>	89
<i>Figura 53 Estado de los tubos internos dentro de la coraza. Fuente: Autor</i>	90
<i>Figura 54 Horquillas del intercambiador de tubos concéntricos. Fuente: Autor</i>	90
<i>Figura 55 Instalación de tuberías de conexión en el banco de pruebas. Fuente: Autor</i>	91
<i>Figura 56 Montaje de las conexiones en el intercambiador de coraza y tubos. Fuente: Autor</i>	91
<i>Figura 57 Instalación del tablero de control en el banco de pruebas. Fuente: Autor</i>	92
<i>Figura 58 Cableado de control y potencia de la bomba en el banco de pruebas. Fuente: Autor.</i>	92
<i>Figura 59 Instalación de termocuplas en los puntos de sensado de temperaturas. Fuente: Autor..</i>	93
<i>Figura 60 Cableado interno del tablero de control. Fuente: Autor</i>	93
<i>Figura 61 Puesta en marcha del banco y limpieza interna de las tuberías. Fuente: Autor.....</i>	94
<i>Figura 62 Banco de pruebas de transferencia de calor instalado en su sitio final. Fuente: Autor....</i>	94
<i>Figura 63 Cambio de temperaturas intercambiador tubos con caudales máximos en paralelo. Fuente: Autor.</i>	96
<i>Figura 64 Cambio de temperaturas intercambiador tubos con caudales medios en paralelo. Fuente: Autor.</i>	97
<i>Figura 65 Cambio de temperaturas intercambiador tubos con caudales mínimos en paralelo. Fuente: Autor.</i>	97
<i>Figura 66 Cambio de temperaturas intercambiador tubos caudales máximos en contracorriente. Fuente: Autor.</i>	98
<i>Figura 67 Cambio de temperaturas intercambiador tubos caudales medios en contracorriente. Fuente: Autor.</i>	99
<i>Figura 68 Cambio de temperaturas intercambiador tubos caudales mínimos en contracorriente. Fuente: Autor.</i>	99

Figura 69 Cambio de temperaturas intercambiador coraza caudales máximos a contracorriente.
Fuente: Autor. 101

Figura 70 Cambio de temperaturas intercambiador coraza caudales medios en contracorriente.
Fuente: Autor. 102

Figura 71 Cambio de temperaturas intercambiador coraza caudales medios en contracorriente.
Fuente: Autor. 102

RESUMEN

El presente proyecto buscó diseñar y fabricar un intercambiador de calor de tubos concéntricos, para que sirviera como dotación de los laboratorios de energía y termofluidos de la facultad de Ingeniería Mecánica, mediante la unificación e instalación de un banco de pruebas de transferencia de calor que integra dos módulos de intercambiadores de calor uno de tubos concéntricos y otro de coraza y tubos. El proyecto reunió diferentes áreas de Ingeniería Mecánica las cuales se ven reflejadas en el proceso metodológico, donde se describió el paso a paso del desarrollo del proyecto. Se diseñó el equipo de tal manera que pudiera ser instalado en el edificio Ángel Calatayud, para realizar prácticas de laboratorio haciendo uso del agua de la red hidráulica y de la corriente eléctrica. El banco de pruebas cuenta con termocuplas tipo J para la medición de la temperatura en diferentes puntos del equipo, las cuales se visualizan en un controlador de temperaturas instalado en el tablero de control, así mismo cuenta con rotámetros para la medición de los caudales que ingresan a las tuberías. Con estos datos se determina el flujo de calor involucrado en el proceso y los coeficientes de transferencia de calor por convección, así mismo se calcula el cambio de las temperaturas para compararlos con los valores teóricos. El equipo se fabricó por la empresa TECNOINOX Ltda. Según el diseño propuesto y se generó toda la documentación necesaria para dar un buen uso y realizar las prácticas de laboratorio de intercambio de calor con diferente tipo de configuración en los flujos.

INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor es uno de los campos de la Ingeniería Mecánica de mayor aplicación en la industria, el cual es implementado en diferentes áreas mediante el uso de varios equipos térmicos, en especial intercambiadores de calor, en donde dos fluidos separados por una barrera intercambian energía en forma de calor en un determinado proceso. Son por excelencia los mejores ejemplos de aplicación en la transferencia de calor, ya que su funcionamiento es sencillo y explica de una forma simple los diferentes mecanismos de transferencia: conducción, convección y/o radiación. Es de gran importancia conocer de cerca los equipos que se estudian y analizan en el papel, los cuales son de gran importancia para un Ingeniero Mecánico en formación, es donde un primer acercamiento genera una idea sobre qué esperar en el mundo laboral. Es por lo anterior que en el programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Santo Tomás, se cuenta con un pensum muy completo sobre materias de ciencias térmicas como termodinámica, mecánica de fluidos o transferencia de calor, todas con una excelente base teórica, pero con falencias en la parte experimental por la falta de equipos donde realizar prácticas. Al inicio del presente proyecto, la Universidad contaba con un intercambiador de calor de coraza y tubos, diseñado por estudiantes como proyecto de grado y apoyado por el semillero de investigación de energías y termofluidos [1], el cual funcionaba con vapor como fluido caliente y agua como fluido frío, pero debido a que la Universidad no tiene una fuente generadora de vapor, el equipo no había podido utilizarse. Entonces se planteó el diseño de un banco de pruebas de transferencia de calor, integrando y adaptando el actual intercambiador, con un nuevo intercambiador de calor de tubos concéntricos, para que funcionen con aceite térmico como fluido caliente y agua como fluido frío. Estos tipos de dispositivos se pueden encontrar en diferentes industrias, desde alimenticias hasta petroleras, en donde es necesario enfriar o calentar un fluido de trabajo. Para comprender los diferentes conceptos relacionados con la transferencia de calor, es necesario tener vivencias que relacionen toda la teoría de una manera práctica, para que se fortalezcan los conocimientos adquiridos.

Con la adecuación de este laboratorio, se pretende facilitar la realización de prácticas de transferencia de calor y termodinámica, para que los estudiantes vean los procesos de cerca y analicen los aspectos que intervienen en el desarrollo de una práctica real. Todo esto para el beneficio de los estudiantes y para el apoyo a los docentes con nuevas herramientas para la enseñanza. Así pues, el desarrollo de este equipo, como su implementación por parte de los estudiantes representa un paso hacia mejorar la dotación de los laboratorios de ingeniería, más importante aún, es que este trabajo es un ejercicio integrador de conceptos y conocimientos enfocados al desarrollo de las competencias en un Ingeniero Mecánico.

OBJETIVOS

Objetivo General

Diseñar y fabricar un intercambiador de calor de tubos concéntricos para dotación de los laboratorios de energía y termofluidos de la Universidad Santo Tomás.

Objetivos Específicos

- Realizar el diseño conceptual y de detalle de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.
- Integrar el intercambiador de calor de coraza y tubos, existente en los laboratorios, con el intercambiador de tubos concéntricos diseñado.
- Generar la documentación técnica del módulo de intercambio de calor.

1 MARCO DE REFERENCIA

1.1 Definición de Calor

El calor es definido como la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro debido a la diferencia de temperatura [2]. El estudio del calor, a nivel de la ingeniería, se suele realizar en dos enfoques diferentes: el termodinámico y el de la transferencia de calor [3]. El enfoque termodinámico determina, que el calor se puede transferir mediante las interacciones de un sistema con sus alrededores; el enfoque termodinámico trata los estados finales y de los estados de equilibrio durante el cual ocurre una interacción y no proporciona información alguna sobre el área de la transferencia de energía o el tiempo en el cual ocurre [4]. Por otro lado, la transferencia de calor se ocupa de los sistemas en los cuales no se presenta el equilibrio térmico, el cual es requisito básico para que exista dicha transferencia es la diferencia de temperatura [3]. En el estudio de procesos de transferencia de calor se suele despreciar las energías externas, mediante el análisis de la primera ley de la termodinámica donde los efectos del trabajo y las energías cinética y no participan directamente en el proceso, convirtiéndose así en un análisis relativamente sencillo de entalpías, para el cálculo y diseño de equipos [5].

1.2 Mecanismos de Transferencia de Calor

1.2.1 Conducción

El fenómeno de transferencia de calor por conducción constituye un proceso de propagación de energía en un medio sólido, líquido o gaseoso mediante la comunicación molecular [6]. Esta transferencia de energía se da en las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia, debido a sus interacciones o al movimiento entre las mismas [2]. De aquí que la transferencia de calor por conducción sea de particular importancia en sólidos sujetos a un cambio de temperaturas. En el caso de líquidos y gases, esta transferencia es importante siempre que se tomen en cuenta las diferencias de densidad que presentan ambos fluidos [5]. En la Figura 1 se puede observar la conducción de calor $\dot{Q}$ sobre una pared de espesor Δx , en la cual la temperatura disminuye de T_1 a T_2 .

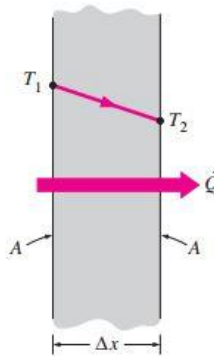


Figura 1 Conducción de calor a través de una pared plana de espesor Δx . Fuente: [2]

1.2.2 Convección

El fenómeno de transferencia de calor por convección es un proceso de transporte de energía que se lleva a cabo como consecuencia del movimiento de un fluido (líquido o gas) en contacto sobre una superficie [2]. El movimiento del fluido mejora la transferencia de calor, ya que pone en contacto porciones más calientes y más frías del fluido con la superficie, iniciando valores más altos de conducción; por lo tanto, entre más alta es la velocidad del fluido, mayor es la velocidad de la transferencia de calor [3].

Existen dos tipos de fenómenos para el transporte de calor por convección, el primero recibe el nombre de *convección forzada*, el cual ocurre cuando el fluido es obligado a moverse sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador o una bomba [6]. El segundo se conoce como *convección natural* (o libre) cuando el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido, es decir al libre movimiento de un fluido debido a las condiciones atmosféricas o climáticas del entorno [7]. En la Figura 2 la imagen de la izquierda, corresponde a un ejemplo de convección forzada, donde un ventilador mueve un flujo de aire a 20°C para enfriar una placa plana a 50°C, en la imagen de la derecha, se puede observar un ejemplo de convección natural donde una placa es enfriada por una corriente de aire.

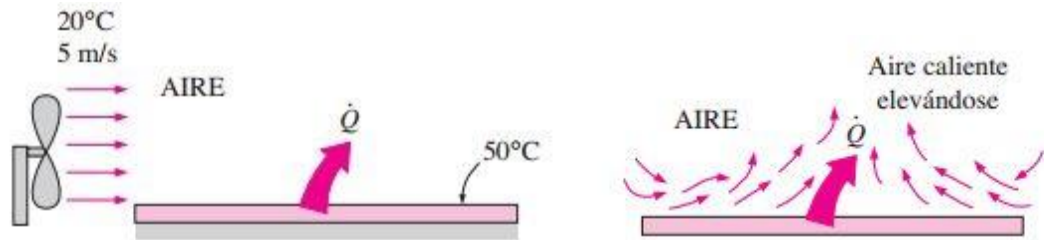


Figura 2 Convección forzada (izquierda), convección natural (derecha). Fuente: [3]

1.2.3 Radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas [4]. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor, como una superficie sólida o el movimiento de un fluido [7]. De hecho, la transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en el vacío, esta es la manera en la que la energía del sol llega a la tierra [8]. Todos los cuerpos a una temperatura arriba del cero absoluto emiten radiación térmica [3].

1.3 Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí [9]. Los procesos de generación de energía, refrigeración, calefacción, acondicionamiento de aire, elaboración de alimentos, elaboración de productos químicos, refinación de petróleo, y el funcionamiento de casi todos los vehículos dependen de diversos tipos de intercambiadores de calor [4]. En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa, así los posibles efectos de la radiación se ven inmersos en los efectos de la convección [7]. La razón de la transferencia de calor entre dos fluidos en un lugar dado, expuesto a condiciones ambientales como temperatura o humedad relativa, en un intercambiador de calor sin aislamiento, puede llegar a variar a lo largo de dicho intercambiador, dado que las condiciones no son constantes [10].

Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor en aplicaciones industriales se encuentran las siguientes [11]:

- Calentamiento de fluidos.
- Enfriamiento de fluidos.
- Cambio de fase de fluidos.

Se debe tener en cuenta que el calor sólo se transfiere en una sola forma, del fluido a mayor temperatura hacia el fluido a menor temperatura, donde a mayor sea el área la razón de transferencia de calor será mayor [11]. Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor, requieren diversos tipos de equipos fabricados con materiales, accesorios y configuraciones para determinada aplicación. En el intento de adecuar estos dispositivos para la transferencia de calor a cada tipo de necesidad, dentro de las restricciones específicas, se ha conducido a numerosos tipos de diseños innovadores de intercambiadores de calor [7].

Entre los distintos aspectos básicos que han de considerarse en el diseño de un intercambiador de calor cabe enumerar: dilataciones térmicas en las tuberías, problemas de corrosión, depósito de sólidos en las líneas de flujo, caídas de presión, peso y tamaño del intercambiador y, desde luego, costo [5]. Este último factor suele jugar un papel muy importante en el diseño o selección de un tipo de intercambiador de calor y debe tenerse siempre en mente [5]. Cada aplicación en particular dictará las reglas a seguir para obtener el mejor diseño en relación a consideraciones según las necesidades [5].

1.3.1 Tipos de Intercambiadores de Calor

Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor, los cuales varían dependiendo la configuración geométrica del flujo y su tipo de construcción, en este caso para el diseño del banco de pruebas se utiliza un intercambiador de tubos concéntricos y uno de coraza y tubos, en los cuales se centrará el presente marco teórico.

1.3.1.1 Intercambiador de Tubos Concéntricos

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes ensamblado uno dentro del otro, llamado intercambiador de calor de tubo doble o tubos concéntricos [7]. En la Figura 3 se observa un intercambiador de calor de tubos concéntricos industrial, fabricado en acero inoxidable para industrias alimenticias.



Figura 3 Intercambiador de calor de tubos concéntricos industrial. Fuente: [12]

En este tipo de dispositivo el fluido caliente pierde calor entrando al intercambiador por el tubo interno, y el fluido frío adquiere calor pasando por la sección anular, comúnmente conocida como encamisado [7]. Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos se componen principalmente de horquillas como se muestra en la Figura 4, las cuales son un arreglo de tubos en forma de U, conformadas por accesorios que cumplen la función de separar los fluidos de trabajo [9]. Estas horquillas se pueden ensamblar de diferente forma, dependiendo de los materiales disponibles o del diseño propuesto para una determinada necesidad [13].

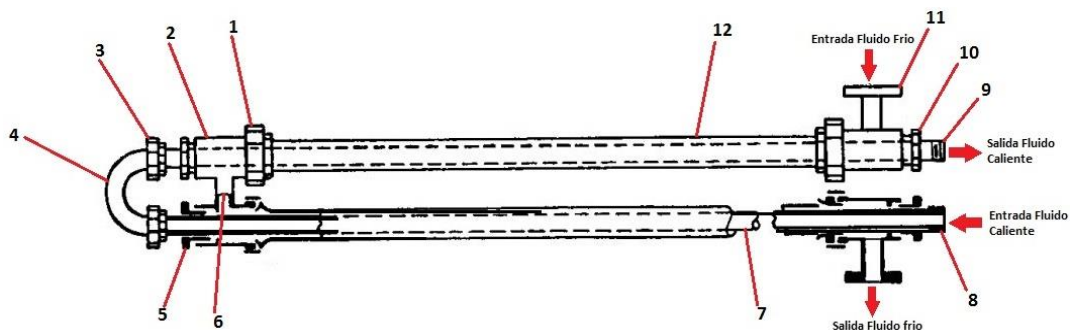


Figura 4 Componentes principales de un intercambiador de calor de tubos concéntricos. Fuente: [13]

1	Prensaestopas tubo exterior
2	T de conexión
3	Unión roscada
4	Codo en U
5	Prensaestopas tubo interno
6	Tubo conector
7	Tubo interior
8	Entrada tubo interno
9	Salida tubo externo
10	Prensaestopas de paso
11	Entrada tubo externo
12	Tubo externo
13	Salida tubo externo

Tabla 1 Lista de componentes de un intercambiador de calor de tubos concéntricos. Fuente [13]

El intercambiador de calor de tubos concéntricos es extremadamente útil, ya que se puede ensamblar en cualquier taller metalmecánico a partir de partes estándar, como las mencionadas en el listado anterior, pero además de estos componentes, es posible hacer un diseño más sencillo sustituyendo elementos como prensaestopas por arandelas soldadas o reemplazando las T de conexión por tubos soldados que conecten los tubos exteriores formando así la horquilla [13]. En general este dispositivo tiene diferentes posibilidades de ensamble, dependiendo del proceso a realizar o de aspectos económicos que determinan la calidad final del intercambiador [7]. En Figura 5 se puede observar el funcionamiento interno en un intercambiador de tubos concéntricos, donde el fluido caliente tiene color rojo y el fluido frío tiene color azul.

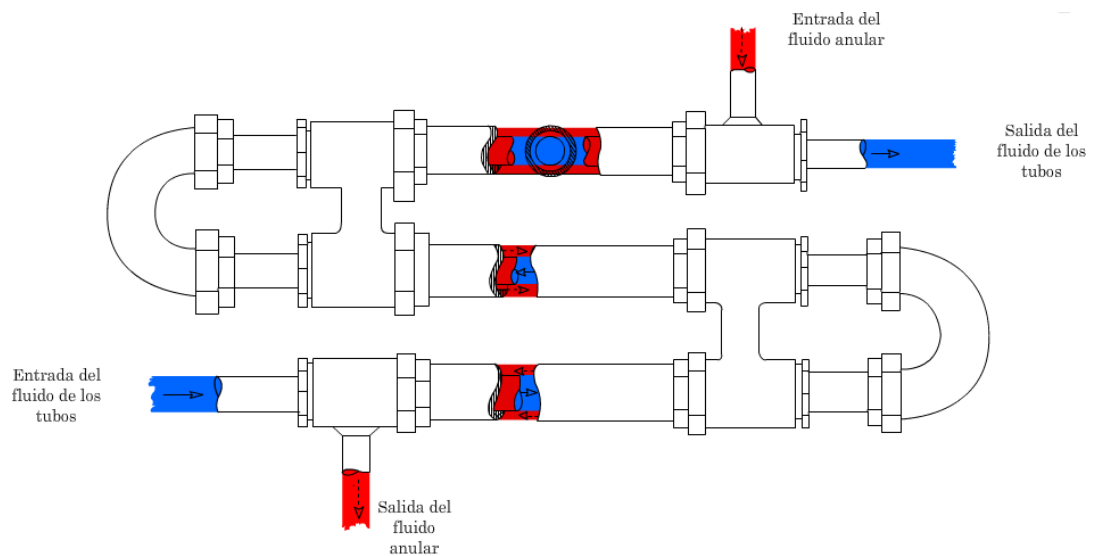


Figura 5 Distribución de los flujos en un intercambiador de calor de tubos concéntricos. Fuente: [14]

Los intercambiadores tubulares, pueden tener dos tipos de configuración de flujo: flujo en paralelo y flujo contracorriente, los cuales se describen a continuación.

- Flujo Paralelo

Se presenta flujo en paralelo, cuando los dos fluidos se mueven en la misma dirección, entrando por el mismo extremo del intercambiador [11]. En esta configuración de flujos, en las salidas del equipo, la temperatura final de los fluidos se aproxima la una de la otra, pero nunca el fluido frío alcanza la temperatura de salida del fluido caliente [11]. Como se muestra en la gráfica de la Figura 6, donde los perfiles de temperatura de los fluidos, indican el comportamiento de las temperaturas a lo largo del intercambiador con flujos paralelos.

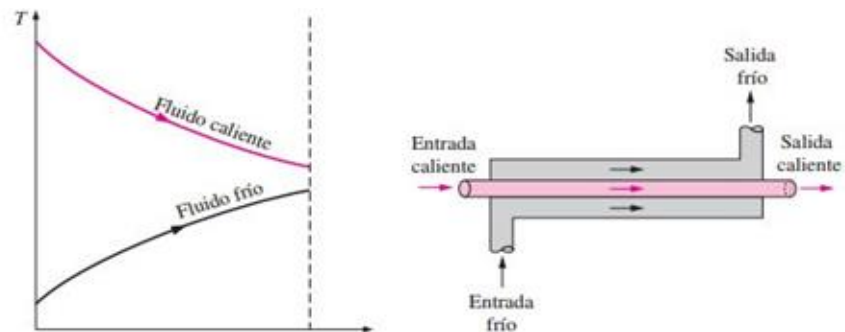


Figura 6 Configuración de flujo paralelo y perfil de temperatura en un intercambiador tubular. Fuente: [3]

- Flujo a Contracorriente

Se presenta un flujo a contracorriente o contraflujo, cuando los dos fluidos entran al intercambiador por extremos opuestos moviéndose en direcciones contrarias [11]. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, en un intercambiador a contraflujo se puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en la salida del equipo [11]. Como observa en la Figura 7, el perfil de temperaturas de los fluidos, indican que el fluido frío sale a mayor temperatura que la salida del fluido caliente.

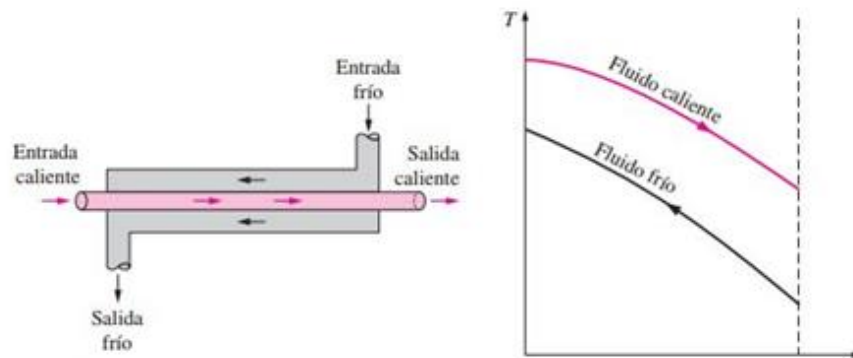


Figura 7 Régimen de flujo contraflujo y perfil de temperatura asociado en un intercambiador. Figura: [3]

1.3.1.2 Intercambiador de Coraza y Tubos

El tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales, es el de coraza y tubos, mostrado en la Figura 8. Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos (a veces varios cientos) empacados en un casco con sus ejes paralelos al de éste [4]. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza [3].



Figura 8 Intercambiador de calor de coraza y tubos para aplicaciones industriales. Fuente: [15]

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos, suelen encontrarse en diferentes tamaños estandarizados, según el área de transferencia requerida para un proceso, se fabrican según normas internacionales como la norma TEMA (*Tubular exchanger manufacturers association*) [16]. En la Figura 9 se observa el interior de un intercambiador de tubos en U, donde se evidencia el tipo de disposición de los flujos dentro de la coraza.

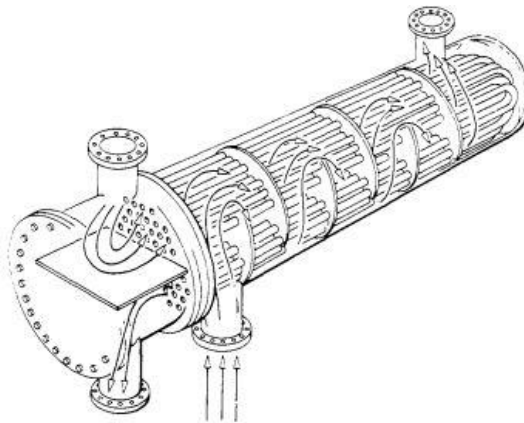


Figura 9 Esquema interno de un intercambiador de coraza y tubos. Fuente: [4]

Es común la distribución de componentes internos en la coraza, como placas deflectoras también conocidas como desviadores, que cumplen la función de distribuir el fluido por todo el intercambiador generando, los cuales se encargan de cambiar la dirección del flujo forzando al fluido a moverse en dirección transversal a la coraza, generando un régimen turbulento con el fin de mejorar la transferencia de calor y aumentar el coeficiente convectivo.

En un intercambiador de este tipo los tubos se abren hacia ciertas zonas grandes de flujo, llamadas cabezales, que se encuentran en ambos extremos del casco, en donde el fluido del lado de los tubos se acumula antes de entrar y salir de ellos [3]. En la Figura 10 se muestra el comportamiento de los fluidos en un intercambiador de coraza y tubos con flujo en contracorriente, donde el flujo que entra va por los tubos e inunda los cabezales.

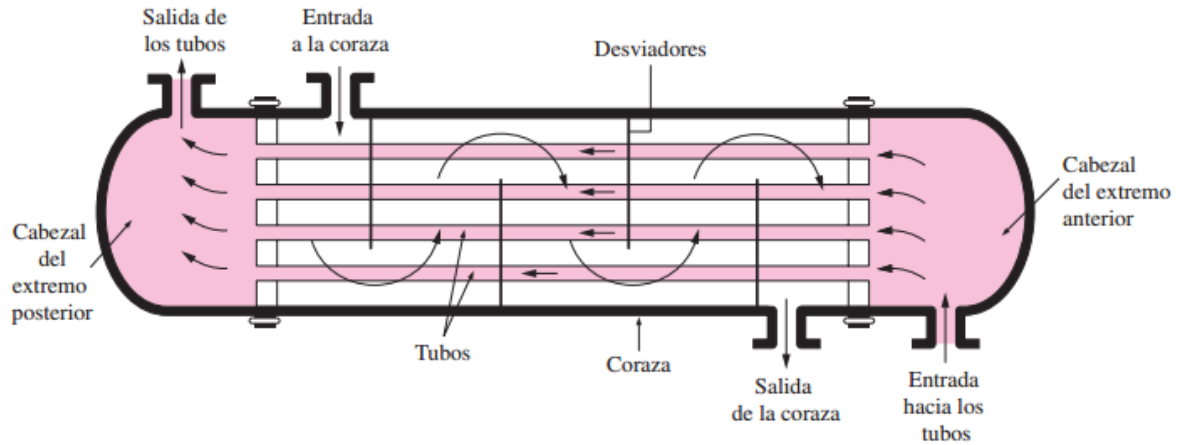


Figura 10 Esquema de trabajo de un intercambiador de calor de coraza y tubos. [3]

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos se pueden clasificar dependiendo los pasos que los fluidos tienen al interior del intercambiador, estos pueden ser según el número de pasos por la coraza y según el número de pasos por los cabezales [7]. En la Figura 11 se evidencian dos tipos de intercambiadores de coraza y tubos, el equipo de la izquierda es de paso simple por la carcasa y dos pasos por los tubos o tubo en U y el equipo de la derecha es de dos pasos por la carcasa y cuatro pasos por los tubos.

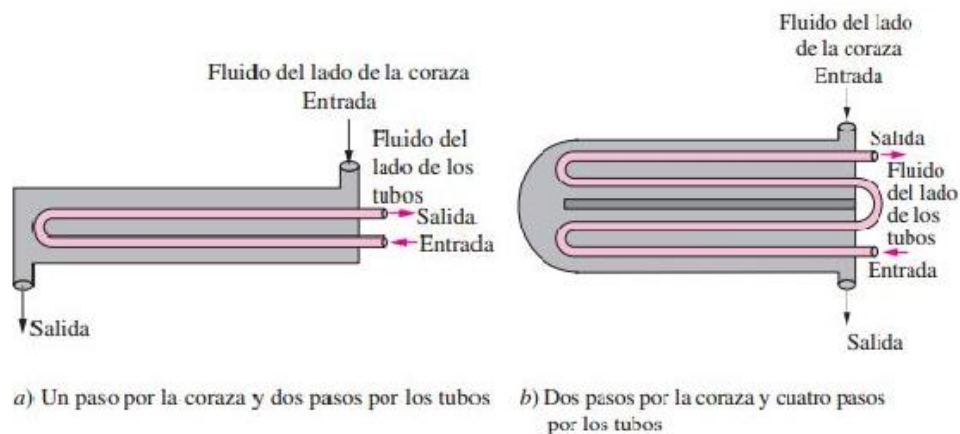


Figura 11 Clasificación de intercambiadores de calor de coraza y tubos según sus pasos. Fuente: [3]

Para el diseño y construcción de los intercambiadores de coraza y tubos, se hace uso de la norma TEMA [16], donde se dan los parámetros estandarizados y recomendaciones para la fabricación de intercambiadores, incluyendo las buenas prácticas de operación y mantenimiento en estos equipos. Según esta norma internacional, los principales componentes de un intercambiador de calor se muestran en la Figura 12, donde se enumeran las principales partes, estas son válidas para cualquier tipo de configuración en un intercambiador de coraza y tubos. En este caso, se numeran para una configuración de doble paso por la coraza y de paso simple por los tubos, uno de los más utilizados en la industria. En la Tabla 2 se describen los componentes.

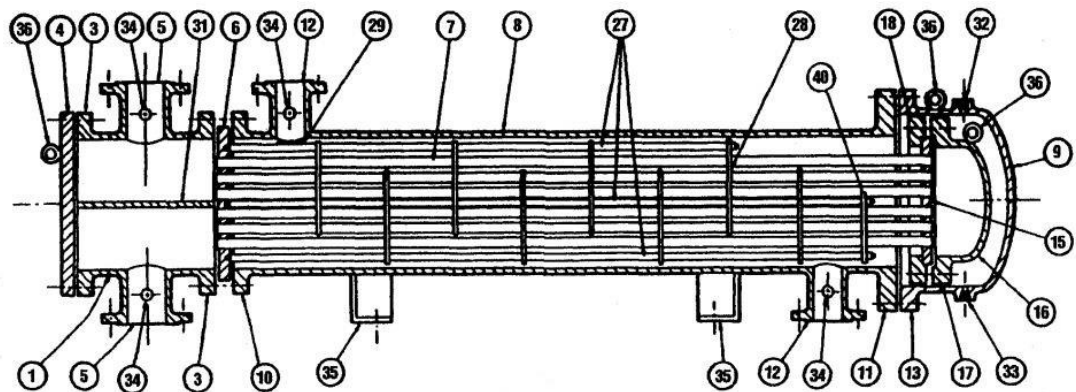


Figura 12 Principales componentes según norma de un intercambiador de calor de coraza y tubo. Fuente: [16]

1	Cabezal estacionario canal	21	Cubierta del cabezal flotador exterior
2	Cabezal estacionario casquete	22	Faldón de lámina de cierre tubular del flotador
3	Pestaña de cabezal estacionario, canal o casquete	23	Brida de prensaestopas
4	Cubierta de canal	24	Empaque
5	Tobera de cabezal estacionario	25	Anillo seguidor de empaque
6	Lámina estacionaria de tubo	26	Anillo de cierre hidráulico
7	Tubos	27	Bielas y espaciadores
8	Casco	28	Desviadores transversales o placas de apoyo
9	Cubierta del casco	29	Desviador de choque
10	Brida del casco, extremo del cabezal estacionario	30	Desviador longitudinal
11	Brida del casco, extremo del cabezal posterior	31	Separación de paso
12	Tobera del casco	32	Conexión de ventila
13	Brida de la cubierta del casco	33	Conexión de drenaje
14	Junta de expansión	34	Conexión de instrumentos
15	Lámina de cierre tubular del flotador	35	Albardilla de soporte
16	Cubierta del cabezal flotador	36	Talón elevador
17	Brida del cabezal flotador	37	Ménsula de soporte
18	Dispositivo de apoyo del cabezal flotador	38	Vertedero
19	Anillo de cizalla dividida	39	Conexión de nivel liquido
20	Brida de apoyo dividida	40	Soporte cabezal flotante

Tabla 2 Componentes numerados según norma TEMA de un intercambiador de coraza y tubos. Fuente: [16]

La nomenclatura de los intercambiadores de calor de coraza y tubos según la norma TEMA [16], se puede observar en la Figura 13, donde estos equipos se identifican con tres letras, las cuales varían dependiendo la configuración geométrica del intercambiador, según los tipos de cabezal frontales, los tipos de cabezales posteriores y los tipos de coraza.

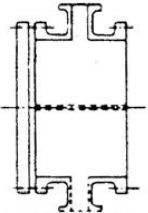
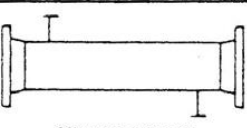
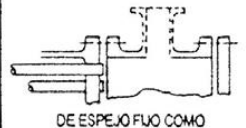
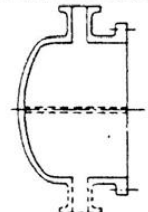
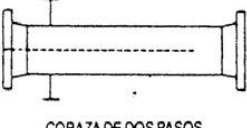
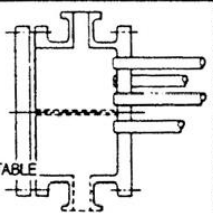
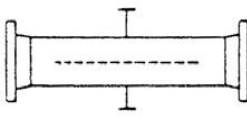
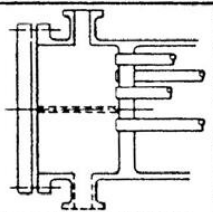
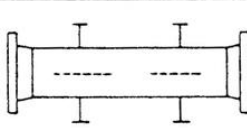
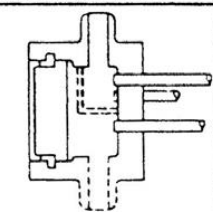
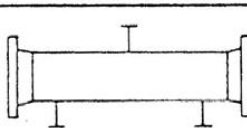
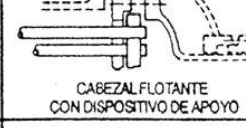
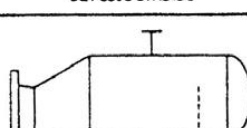
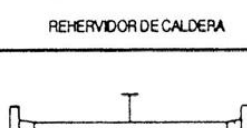
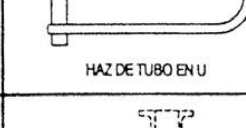
TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR	
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHERVIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Figura 13 Nomenclatura según norma TEMA de intercambiadores de calor de coraza y tubos. Fuente: [16]

La figura anterior muestra las posibles configuraciones de cabezales y corazas, en un intercambiador de coraza y tubos estandarizado según la norma TEMA, donde es posible identificar el tipo de construcción más favorable para una determinada aplicación, así como el modelo más apropiado según consideraciones de operación. La identificación de la nomenclatura viene dada por el abecedario, como se explica a continuación.

- **La primera letra (A-D):** Es la indicativa del tipo del cabezal estacionario por donde entra o sale el fluido que va por los tubos internos [16]. Los tipo A (Canal y cubierta desmontable) y B (Casquete) son los más comunes, debido a que esta configuración separa el flujo, permitiendo tener la entrada y la salida del fluido por el mismo cabezal, siendo esto favorable para algunas aplicaciones determinadas por restricciones de espacio, donde no es posible tener grandes líneas de tuberías [17].
- **La segunda letra (E-K):** Es la indicativa del tipo de carcasa. La más común es la E (coraza de un paso) la F de dos pasos es más complicada de mantener debido a su construcción, los tipos G, H y J se utilizan para reducir las pérdidas de presión en el casco y el tipo K es el tipo de rehervidor de caldera utilizado en torres de fraccionamiento para el calentamiento de fluidos [17].
- **La tercera letra (L-W):** Indica el tipo de cabezal del extremo posterior por donde puede salir el fluido de los tubos internos o cumplir la función de sellar el equipo. [16] Los cabezales de tipo S, T y U son los más utilizados debido a su facilidad de construcción y funcionamiento, en el tipo S (cabezal flotante con dispositivo de apoyo) el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo, el tipo T (cabezal flotante sin contra brida) necesita mayor diámetro de casco para la misma superficie de intercambio, el tipo U (haz de tubos en U) es el más económico debido a que solo cumple la función de sellar herméticamente los tubos internos del equipo [17].

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos también se pueden clasificar según su tipo de aplicación, como se describe a continuación según TEMA.

- **Clase R:** Especifican el diseño de intercambiadores de coraza y tubos generalmente para requerimientos severos de trabajo como en industrias petroleras o aplicaciones relacionadas [16].
- **Clase C:** Especifican el diseño de intercambiadores de coraza y tubo generalmente para aplicaciones de requisitos moderados comúnmente usados en procesos de producción o comerciales [16].
- **Clase B:** Especifican el diseño de intercambiadores de coraza y tubo generalmente para aplicaciones de requisitos ligeros comúnmente usados en procesos químicos [16].

1.4 Materiales para Fabricación de Intercambiadores de Calor

Para la fabricación de intercambiadores de calor es posible utilizar diferentes tipos de materiales, desde elementos metálicos hasta polímeros, los cuales se seleccionan dependiendo de las necesidades o de la aplicación destinada del equipo. Por lo general la selección de estos materiales dependen de las condiciones de trabajo a soportar, como presiones internas, temperaturas en los fluidos, flujos másicos, tiempos de operación o consideraciones de tamaño y peso [10]. A continuación se describen los principales materiales utilizados para la fabricación de intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

1.4.1 Acero al Carbono

El acero al carbono es una aleación o combinación de hierro y carbono (alrededor de 0.05% hasta menos de 2%), presenta algunos elementos como magnesio, silicio, azufre fósforo, oxígeno, nitrógeno, hidrógeno, cromo, níquel u otros, cuya presencia se debe a diversos factores como los procesos de su producción, también debido a la dificultad de excluirlos totalmente del metal o a circunstancias casuales [18]. El aumento del contenido de carbono en el acero eleva su resistencia a la tracción, pero incrementa el índice de fragilidad en frío y hace que disminuya la tenacidad y la ductilidad, así como disminuir su resistencia a la corrosión debido a la presencia de alto porcentaje de hierro [19].

1.4.2 Acero Inoxidable

Los aceros inoxidables son una gama de aleaciones formadas principalmente por una base de hierro con unos porcentajes del 12 a 30% de cromo, 0 a 22% de níquel y cantidades menores de carbono, molibdeno, selenio, tantalio y titanio [18]. Estos elementos forman en la superficie del acero una película pasivante o inerte extremadamente delgada, continua y estable, dejando la superficie protegida a reacciones químicas, siendo esta la característica principal de resistencia a la corrosión de los aceros inoxidables [18]. Tienen una gran resistencia mecánica, de al menos dos veces la del acero al carbono, son resistentes a temperaturas elevadas y a temperaturas criogénicas, son fáciles de transformar en gran variedad de productos y tiene una apariencia estética, que puede variarse sometiendo el acero a diferentes tratamientos superficiales, dado que es una aleación especial con diferentes elementos es necesario realizar un tratamiento térmico para mejorar sus propiedades generalmente elevando su costo, además haciendo costosa la mano de obra al hacer uso de este tipo de material, por su forma especial de trabajarlo siendo esto su principal debilidad [19]. Existen tres grupos de aleaciones inoxidables:

- Aceros Inoxidables Martensíticos: Contienen entre 12-20% de cromo, poseen elevada dureza por su contenido de carbono entre 0.2-1.2%, usado principalmente para fabricación de herramientas quirúrgicas y cuchillos [18].

- Aceros Inoxidables Ferríticos: Contienen entre 15-30% de cromo y bajo contenido de carbono 0.1%, poseen buena maquinabilidad y ductilidad, con buena resistencia a la corrosión, mayormente usados para aplicaciones arquitectónicas [18].
- Aceros Inoxidables Austeníticos: Contienen entre 16-26% de cromo y entre 8-22% de níquel con un contenido máximo de carbono de 0.08%, son los de mayor resistencia a la corrosión y tienen excelentes propiedades mecánicas [18].

1.4.3 Aluminio

El aluminio es un metal plateado muy ligero no ferroso, se produce prácticamente en todas las formas en las que se producen metales incluyendo vaciados [19]. Sus características físicas lo hacen uno de los elementos más utilizados después del acero, por su excelente conductividad térmica y eléctrica que hace especial para aplicaciones de transferencia de calor. En estado puro es uno de los metales más fáciles de trabajar en maquinados por su ductilidad y de buena soldabilidad mediante técnicas de arco eléctrico o gas inerte [18].

El aluminio posee naturalmente gran resistencia a la corrosión, bajo condiciones atmosféricas así como también a vapores y humos industriales, diferentes fluidos de trabajo y ácidos [18]. Una de sus más importantes limitaciones, es que pierde resistencia mecánica considerablemente después de 150°C o a someterse a cambios bruscos de temperatura, es así que para aplicaciones de grandes exigencias tanto mecánicas como térmicas, es recomendable utilizar aleaciones que mejoren las propiedades del aluminio [18].

1.4.4 Cobre

Es un metal de transición de color rojizo, que se emplea para el procesamiento químico, sobre todo debido a su excelente conductividad térmica y eléctrica, siendo estos factores determinantes para una aplicación [10]. La conductividad térmica del cobre equivale a un 69% mayor al del aluminio, y alcanza hasta un 90% la conductividad de la plata, siendo este el elemento más usado en la industria para conducción de electricidad y calor, mediante el uso de varios tipos de aleaciones como latones y bronce [18].

El cobre tiene excelentes propiedades térmicas a bajas temperaturas y se utiliza hasta a 200°C, ya que al aumentar más su temperatura se vuelve dúctil y pierde resistencia mecánica. Es un material de buena soldabilidad y tiene buena resistencia a la oxidación en atmósferas industriales de alta humedad o temperatura, aunque existen algunos ácidos que corroen con facilidad y rapidez el cobre, y con el paso del tiempo este pierde su apariencia estética [19].

Algunas de las propiedades más importantes de los materiales usados en la construcción de intercambiadores de calor, se muestran en la Tabla 3.

Propiedades	Acero al Carbono		Acero Inoxidable		Aluminio 6061	Cobre B-88
	ASTM A53	ASTM A106	AISI 304	AISI 316		
Conductividad térmica a 20°C (W/m °C)	47	52	15	15	200	338
Densidad (kg/m3)	7850	7830	7930	7960	2740	7160
Coefficiente de expansión térmica a 20°C (°C-1)	15x10-6	15x10-6	18x10-6	18x10-6	23x10-6	17x10-6
Temperatura de fusión (°C)	1200	1250	1450	1400	657	955
Resistencia a la tensión a 20°C (Mpa)	330	400	460	460	214	303
Resistencia a la corrosión	Baja	Baja	Alta	Alta	Alta	Media

Tabla 3 Propiedades de materiales para fabricación de intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

Fuente: [7] [9] [18]

Los materiales descritos anteriormente, son los más adecuados y los más utilizados en la industria para la fabricación de equipos térmicos, y su selección depende de las necesidades que se necesiten satisfacer en un determinado proceso, escogiendo adecuadamente el material según sus propiedades y especificaciones.

2 CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

2.1 Conceptos Básicos

Para realizar el diseño de un intercambiador de calor es necesario tener claros diferentes conceptos técnicos básicos, para poder realizar un correcto cálculo del equipo.

2.1.1 Caudal

El caudal Q es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente, así en una tubería el caudal es el volumen por unidad de tiempo de un fluido que circula a través de un plano transversal a la tubería [20]. Si la velocidad del flujo es perpendicular a la superficie, entonces existirá caudal, es decir que si se descompone vectorialmente la velocidad, solo su componente normal producirá caudal [20].

La ecuación que relaciona estas variables, es la ecuación de continuidad de fluidos, la cual es válida para una velocidad del flujo constante [20]:

$$Q = AV \quad (1)$$

- $Q = \text{Caudal} \left(\frac{m^3}{s} \right)$
- $A = \text{Área} (m^2)$
- $V = \text{Velocidad} \left(\frac{m}{s} \right)$

2.1.2 Flujo Másico

La cantidad de masa que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo, se llama flujo másico y se denota mediante $\dot{m}$, donde el punto se usa para indicar la rapidez de cambio respecto al tiempo [21]. Para un flujo tanto incompresible como compresible donde su densidad es uniforme en el área de la superficie, la ecuación del flujo másico es [21]:

$$\dot{m} = \rho AV = \rho Q \quad (2)$$

Donde:

- $\dot{m} = \text{Flujo masico} \left(\frac{Kg}{s} \right)$
- $\rho = \text{Densidad} \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$
- $Q = \text{Caudal} \left(\frac{m^3}{s} \right)$
- $A = \text{Área} (m^2)$

2.1.3 Regímenes de Flujo

El régimen de un flujo en una tubería puede ser *laminar o turbulento*, dependiendo de las condiciones del mismo. Un fluido es de comportamiento laminar cuando este sigue líneas de corriente a bajas velocidades o cuando su viscosidad es muy alta, pero se vuelve de régimen turbulento conforme se incrementa la velocidad más allá de un valor crítico en el cual la viscosidad del fluido no afecta el régimen desarrollado, creando un flujo inestable dentro de la tubería que lo contenga [9]. La transición entre un flujo laminar a turbulento no ocurre de manera repentina, esta se presenta sobre algún intervalo de velocidad, donde el flujo fluctúa entre laminar y turbulento antes de volverse por completo turbulento [6]. En la Figura 14 se observa el rastro que deja una tinta, al inyectarse con una determinada velocidad, mostrando así los diferentes regímenes de flujo.

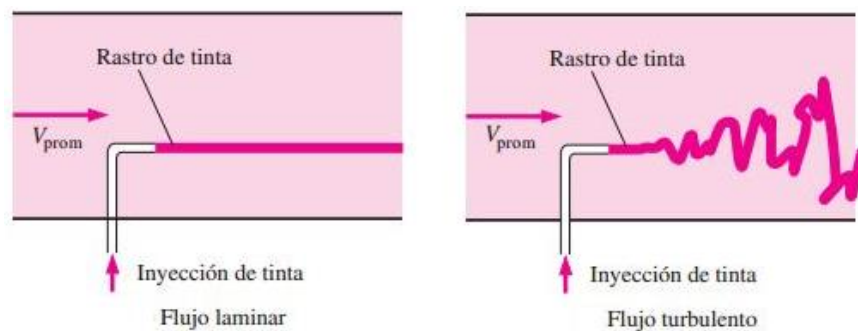


Figura 14 Regímenes de flujo, laminar (Derecha) turbulento (Izquierda). Fuente: [3]

2.1.4 Número De Reynolds

La mayor parte de los flujos en tubos que se encuentran en la práctica son turbulentos debido a que por lo general en aplicaciones se manejan grandes velocidades, mientras que el flujo laminar se encuentra cuando fluidos intensamente viscosos, como los aceites, fluyen en tubos de diámetro pequeño o pasos angostos [7]. Para el flujo en un tubo circular, el número de Reynolds se define como [9]:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (3)$$

- Re = Numero de Reynolds (Adimensional)
- V = Velocidad $\left(\frac{m}{s}\right)$
- μ = Viscosidad dinámica $\left(\frac{Kg}{m \cdot s}\right)$
- ν = Viscosidad cinemática $\left(\frac{m^2}{s}\right)$
- ρ = Densidad $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

En las condiciones más prácticas para el cálculo de sistemas y modelos, el flujo en un tubo es laminar para $Re < 2300$, turbulento para $Re > 10000$ y, en los valores intermedios, de transición [13].

2.1.5 Número de Nusselt

En los estudios sobre convección, es común eliminar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales [13]. El número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa, entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección [4].

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4)$$

- h = Coeficiente de transferencia de calor por convección $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right)$
- k = Conductividad Térmica fluido $\left(\frac{W}{m \text{ } ^\circ C}\right)$
- D = Diametro (m)

2.1.5.1 Número de Nusselt turbulento

La mayor parte de las correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor en el flujo turbulento se basan en estudios experimentales debido a la dificultad para tratar en forma teórica con este tipo de flujo [2]. Para el flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, se puede obtener una relación simple para el número de Nusselt.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (5)$$

Donde:

- $n = 0.4$ para calentamiento 0.3 para enfriamiento del fluido
- Re = Número de Reynolds
- Pr = Número de Prandtl

2.1.5.2 Número de Nusselt laminar en tubos circulares

Cuando se tiene un flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular sujeto a *flujo de calor constante en una superficie de longitud desconocida*, se supone que existe un número de Nusselt constante, debido a la conducción de calor presente lo largo del tubo [3]. Así el número de Nusselt para un flujo de calor constante es:

$$Nu_{Calor\ constante} = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad (6)$$

Cuando existe un flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular de una determinada longitud, para el caso de *una temperatura no uniforme a lo largo de un tubo de paredes lisas*, la relación del número de Nusselt que se obtiene mediante la siguiente ecuación determina un número constante a partir del número de Prandtl y el número de Reynolds [4].

$$Nu_{Temp\ no\ uniforme} = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{D}{L}\right) Re * Pr}{1 + 0.04 \left(\left(\frac{D}{L}\right) Re * Pr\right)^{\frac{2}{3}}} \quad (7)$$

- N_u = Número de nusselt
- Re = Número de Reynolds
- Pr = Número de Prandtl

2.1.5.3 Número de Nusselt laminar en Sección Anular

El flujo en un espacio anular está asociado con dos números de Nusselt Nu_i sobre la superficie interior del tubo y Nu_o sobre la superficie exterior del tubo ya que puede estar relacionado con transferencia de calor en las dos superficies [3]. Considerando un arreglo de tubos concéntricos de diámetro interior D_i y exterior D_o como se muestra en la Figura 15, entonces se tiene que el diámetro hidráulico entre los tubos es:

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4\pi(D_o^2 - D_i^2)/4}{\pi(D_o + D_i)} = D_o - D_i \quad (8)$$

Donde:

- D_h = Diametro hidraulico (m)
- A = Area (m^2)
- P = Perimetro (m)
- D_i = Diametro interno seccion anular
- D_o = Diametro externo seccion anular

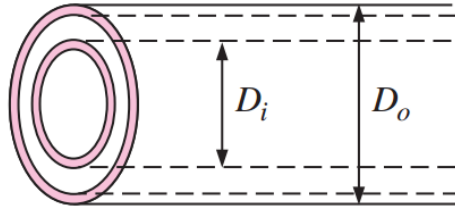


Figura 15 Diámetros en sección anular de dos tubos concéntricos. Fuente: [3]

En la Tabla 4, se dan los números de Nusselt para el flujo laminar completamente desarrollado con una superficie isotérmica y la otra adiabática. Cuando se conocen los números de Nusselt, los coeficientes de convección para las superficies interior y exterior se determinan a partir de [22]:

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad y \quad Nu_o = \frac{h_o D_h}{k} \quad (9)$$

Donde:

- Nu_i = Numero de Nusselt en superficie interna del tubo
- Nu_o = Numero de Nusselt en superficie externa del tubo

Di/Do	Nu_i	Nu_o
0	----	3,66
0,05	17,46	4,06
0,1	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,5	5,74	4,43
1	4,86	4,86

Tabla 4 Números de Nusselt para flujo laminar en espacio anular. Fuente: [3]

2.2 Análisis Transferencia De Calor

Para determinar la ecuación que determina la transferencia de calor en un intercambiador de calor, se realiza un análisis mediante la primera ley de la termodinámica o también conocida como el principio de la conservación de la energía, mediante la ecuación de balance energético de flujo, donde todo tipo de energía que entra a un volumen de control, debe ser igual a la energía que sale, bajo estado estacionario [13].

$$\dot{E}_{Ent} - \dot{E}_{Sal} = \Delta \dot{E}_{Sistema} = 0 \quad (10)$$

Donde los subíndices *Ent* y *Sal* denotan entrada y salida. Tomando la totalidad del intercambiador como volumen de control como se ve en la Figura 16, la ecuación se

convierte en una ecuación de balance de entalpías debido a que en el sistema no se aplica trabajo externo y no se transfiere calor al sistema [4].

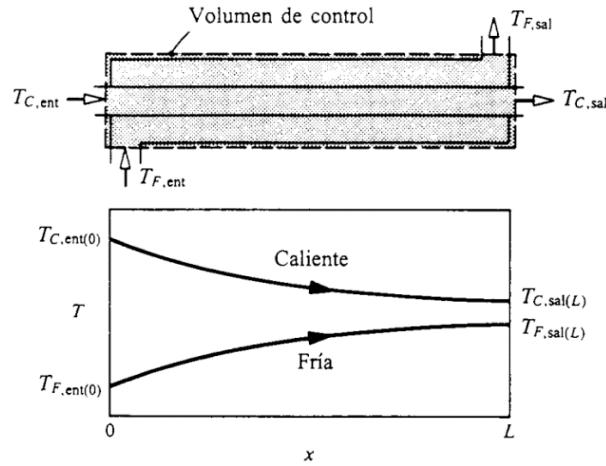


Figura 16 Volumen de control para un intercambiador de calor con flujo en paralelo. Fuente: [4]

Considerando despreciables los cambios de energía potencial y cinética, debido a que estas no interactúan en el volumen de control, además de tener valores generalmente despreciables, se llega a la ecuación de balance de entalpías [7]. Donde los subíndices C y f denotan el fluido caliente y el fluido frío respectivamente.

$$(\dot{m}_c h_c + \dot{m}_f h_f)_{ent} = (\dot{m}_c h_c + \dot{m}_f h_f)_{sal}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c (h_{c_{ent}} - h_{c_{sal}}) = \dot{m}_f (h_{f_{sal}} - h_{f_{ent}})$$

Donde:

- $\dot{Q} = \text{Calor (W)}$
- $\dot{m} = \text{Flujo masico } \left(\frac{kg}{s}\right)$
- $h = \text{Entalpia } \left(\frac{J}{kg}\right)$

Donde $\dot{Q}$ es el calor transferido de la corriente caliente a la corriente fría. Si se consideran los calores específicos de los fluidos constantes debido a la poca variación que tienen en un proceso, es posible determinar en la ecuación las temperaturas de entrada y salida, quedando la siguiente expresión [3].

$$\dot{Q} = (\dot{m} C_p)_c (T_{c_{ent}} - T_{c_{sal}}) = (\dot{m} C_p)_f (T_{f_{sal}} - T_{f_{ent}}) \quad (W) \quad (11)$$

2.3 Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Por lo general un intercambiador de calor funciona con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida [9]. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después el calor se propaga a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección [7]. El efecto de la radiación suele incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección, aunque no se aprecien directamente [13].

Para que exista una transferencia de calor, se presenta un fenómeno de resistencia del flujo del calor para cruzar una superficie, la cual depende de las propiedades térmicas del medio y de la configuración geométrica que se tenga [7]. Dicha resistencia térmica se puede expresar en términos generales como [3]:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (12)$$

Donde:

- $\dot{Q} = \text{Flujo de calor (W)}$
- $R = \text{Resistencia termica } (^{\circ}\text{C/W})$
- $\Delta T = \text{Cambio de Temperatura } (^{\circ}\text{C})$

Las resistencias térmicas pueden ser de dos tipos, resistencia por conducción según la ley de Fourier de la conducción por una pared, y resistencia por convección según la ley del enfriamiento de Newton, las cuales dependen de propiedades térmicas del medio (k), coeficientes de transferencia de calor (h) y del área o la geometría involucrada (A).

$$R_{\text{conducción}} = \frac{1}{kA} \text{ y } R_{\text{convección}} = \frac{1}{hA} \quad (13)$$

Se puede analizar la transferencia de calor mediante una red de resistencias térmicas asociadas con los dos flujos y la pared que los separa, la cual comprende dos resistencias por convección para los fluidos y una por conducción para la pared, como se muestra en la Figura 17.

En este caso se describe la red de resistencias asociadas en un arreglo de tubos concéntricos, donde los subíndices i y o representan las superficies interior y exterior del tubo interior en un intercambiador de tubos concéntricos, por el cual pasa un fluido caliente y por la sección anular existente entre los tubos pasa el fluido frío, también se evidencia la dirección en la cual se lleva la transferencia desde una temperatura inicial a una temperatura final mostrando el perfil de temperaturas [7].

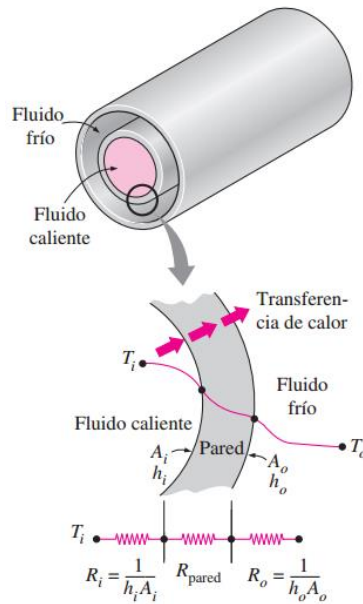


Figura 17 Red de resistencias presentes en un intercambiador de tubos concéntricos. Fuente: [3]

En la figura anterior pueden observarse tres resistencias, la primera generada por el fluido caliente por convección en la pared interior del tubo, la segunda por la conducción del calor a través de la pared del tubo y la tercera debido a la convección del fluido frío en la pared exterior del tubo [2]. Es así que la resistencia total para una transferencia de calor en un intercambiador de tubos concéntricos es [10] :

$$R = R_{Conv\ Int} + R_{Cond} + R_{Conv\ Ext} \quad (14)$$

Donde los subíndices *Conv Int*, *Conv Ext* y *Cond* hacen alusión a convección interna, convección externa y conducción. Teniendo la resistencia térmica total R y el área superficial del tubo, se puede determinar el coeficiente global de transferencia de calor U , despejándolo de la siguiente ecuación [7].

$$R = \frac{1}{UA_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (15)$$

- U = Coeficiente global de transferencia de calor ($W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$)
- A_i = Área diámetro interno (m^2)
- A_o = Área diámetro externo (m^2)
- L = Longitud (m)
- k = Conductividad térmica de la pared ($W/(m \text{ } ^\circ C)$)
- h = Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$)

En la Figura 18 se observan dos tubos concéntricos, en donde por el tubo interno pasa un fluido caliente que realiza la transferencia de calor hacia el fluido exterior.

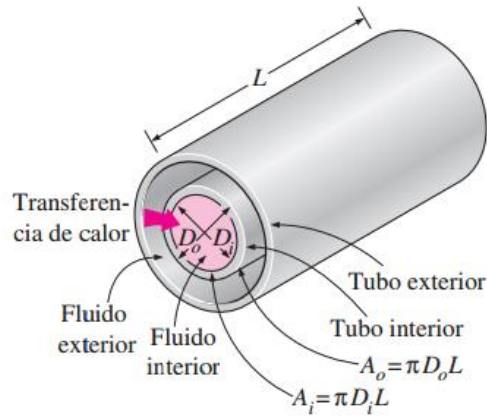


Figura 18 Áreas superficiales en un intercambiador de tubos concéntricos. Fuente: [3]

Si no se conoce la longitud del intercambiador es posible cancelar la longitud factorizando la L de la ecuación dejando en términos del perímetro interno y externo del tubo.

$$\frac{1}{UP} = \frac{1}{h_i 2\pi r_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k} + \frac{1}{h_o 2\pi r_o} \quad (16)$$

2.4 Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM)

La diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador, debido a la transferencia de calor entre estos, ya sea en configuraciones de flujo con entradas paralelas o a contracorriente, como se observa en la Figura 19 donde la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida [13].

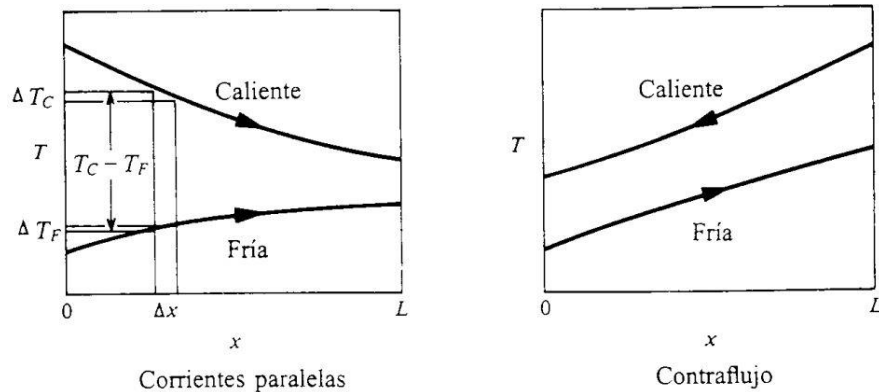


Figura 19 Diferencia de temperatura entre dos fluidos a corrientes paralelas y en contraflujo. Fuente: [4]

En un intercambiador de calor con flujo en paralelo o en contracorriente, se define la diferencia de temperatura logarítmica media mediante un balance de energía para un flujo estacionario en un volumen de control, obteniendo la expresión adecuada para el cálculo de la diferencia promedio que debe usarse en el cálculo y análisis en los intercambiadores de calor [4].

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_c - T_f)_{sal} - (T_c - T_f)_{ent}}{\ln \left(\frac{(T_c - T_f)_{sal}}{(T_c - T_f)_{ent}} \right)} \quad (17)$$

Donde:

- ΔT_{lm} = Diferencia de temperatura logarítmica media (°C)
- T_c = Temperatura fluido caliente (°C)
- T_f = Temperatura fluido frío (°C)

Luego es posible escribir la transferencia de calor total en el intercambiador de calor de tubos concéntricos de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (18)$$

2.5 Efectividad y Número de Unidades de Transferencia (NTU)

Se define la efectividad ε como un parámetro adimensional para determinar el rendimiento con respecto a la transferencia de calor específica y la máxima transferencia de calor que se puede transferir en un intercambiador de calor en contracorriente [7].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Trasferencia de calor real}}{\text{Máxima transferencia de calor}} \quad (19)$$

Para determinar la transferencia de calor máxima, se definen las capacidades caloríficas de los fluidos frío y caliente, donde los subíndices f y c denotan frío y caliente [13].

$$C_c = \dot{m}_c C_{p_c} \quad \text{y} \quad C_f = \dot{m}_f C_{p_f} \quad (20)$$

Donde:

- C = Capacidad calorífica (W/°C)
- C_p = Calor específico (kJ/(kg °C))
- $\dot{m}$ = Flujo masico (kg/s)

Con las capacidades caloríficas de determina la máxima razón de transferencia de calor.

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

Donde C_{min} es el valor menor entre C_c y C_f .

El número de unidades de transferencia (NTU), es un número adimensional inmerso en las relaciones de efectividad y se expresa como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (22)$$

Donde:

- $NTU = \text{Número de unidades de transferencia (Adimensional)}$
- $U = \text{Coeficiente global de transferencia de calor}(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$
- $A = \text{Area de transferencia de calor}(m^2)$

En el análisis de los intercambiadores de calor también se define un valor adimensional llamado relación de capacidades Rc , con el cual y con el número NTU, es posible encontrar una relación de efectividad dependiendo el tipo de intercambiador [4].

$$Rc = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (23)$$

Para determinar el número NTU según la relación apropiada, conociendo la efectividad y la relación de capacidad en un intercambiador con flujos en paralelo y a contracorriente, se utilizan las siguientes ecuaciones [4]:

Para flujo paralelo en un intercambiador de tubos [4]:

$$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + Rc)]}{1 + Rc} \quad (24)$$

Para flujo contracorriente en un intercambiador de tubos [4]:

$$NTU = \frac{1}{Rc - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon Rc - 1}\right) \quad (25)$$

2.6 Caída de Presión y Potencia de Bombeo

El análisis de un flujo en un tubo, puede determinar la caída de presión relacionada con las necesidades de potencia de bombeo con el fin de mantener el flujo constante y a una presión determinada, venciendo el rozamiento interno de los fluidos con la tubería debido a su rugosidad, para esto se utiliza la siguiente ecuación [13]:

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (N/m^2) \quad (26)$$

Donde:

- $\Delta P_L = \text{Caída de presión}$
- $f = \text{Factor de fricción de Darcy}$
- $L = \text{Longitud del Tubo (m)}$
- $D = \text{Diametro interno del tubo (m)}$
- $\rho = \text{Densidad del fluido a temperatura de entrada (kg/m}^3\text{)}$
- $V = \text{Velocidad del fluido (m/s)}$

El factor de fricción de Darcy (f), es un valor que corresponde a la fricción presente entre un fluido y la superficie por donde fluye [9]. Para un flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular, este puede hallarse mediante la siguiente ecuación [20].

$$f = \frac{64\mu}{\rho DV} = \frac{64}{Re} \quad (27)$$

Para determinar la bomba correcta encargada de impulsar el fluido por la tubería, venciendo la pérdida de presión, se calcula la potencia requerida de bombeo mediante la siguiente ecuación [4].

$$\dot{W}_{Bomba} = \frac{\dot{m}\Delta P_L}{\rho} \quad (28)$$

Luego de encontrada la potencia de la bomba, se determina el tipo de bomba a utilizar dependiendo el caudal que se requiera y el tipo de fluido a emplear, determinar la altura máxima a la que se va a impulsar el fluido, para que la curva de la bomba este en el rango de alturas y además seleccionar el tipo de corriente dependiendo el tiempo de operación que se le vaya a dar a la bomba, ya que de esto dependerá el consumo energético.

3 METODOLOGIA

La metodología que se utilizó para realizar el diseño del banco de pruebas de transferencia de calor, describe todo el proceso desde el planteamiento inicial del problema, hasta la fabricación y puesta en marcha del equipo.

3.1 Planteamiento del Problema

Se planteó el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos, para que se integrará con el intercambiador de coraza y tubos con el que ya disponía la Universidad en un banco de pruebas para realizar prácticas de transferencia de calor en los laboratorios de Ingeniería del edificio Ángel Calatayud, todo esto debido a la necesidad de un equipo de laboratorio para prácticas de termofluidos.

3.2 Modelo de diseño QFD

Para realizar el diseño del intercambiador de calor de tubos concéntricos, se aplicó una metodología con la cual se definieron los parámetros necesarios para realizar el diseño del equipo, así como se determinaron las condiciones y requerimientos a las cuales este estaría sometido, satisfaciendo las necesidades del cliente mediante una propuesta que integrara los aspectos más importantes, superando la posible competencia de empresas que ofrecieran el mismo tipo de equipo. Para esto se utilizó el método QFD (Quality Function Deployment) o despliegue en función de la calidad mediante el modelo de casa de la calidad [23], el cual integra y organiza de manera desarrollada los principales elementos de información, necesarios para entender el problema [24]. Esta define 8 pasos, los cuales relacionan toda la información necesaria para comenzar el diseño y se explican a continuación [24] .

3.2.1 Cliente

La identificación del quien en el desarrollo del proyecto, fue de forma directa, ya que el cliente que solicitó el equipo fue la Universidad Santo Tomás, para dotación de los laboratorios de termofluidos.

3.2.2 Requerimientos del Cliente

Los requerimientos dados por la Universidad Santo Tomas para la construcción del intercambiador de calor se describen continuación:

- Intercambiador de calor de configuración de tubos concéntricos: (Restricción fija)
El intercambiador a diseñar tenía que ser del tipo de tubos concéntricos es modelo más básico y de fácil operación.
- Fluidos de trabajo agua y aceite: (Restricción variable)
Debido a que la Universidad no cuenta con una caldera generadora de vapor, se optó por seleccionar aceite térmico como fluido caliente y el agua de la red hidráulica de la Universidad como fluido frío.

- Tamaño del equipo según espacio disponible: (Restricción variable)
El espacio disponible para ubicar el equipo en el 4to piso del edificio ángel Calatayud es aproximadamente de $2m^2$.
- Costo: (Restricción fija)
El costo del equipo debía estar acorde con el presupuesto disponible de la facultad de Ingeniería Mecánica, con un tope máximo de 25 millones de pesos.
- Fácil Transporte: (Restricción variable)
El equipo completo tenía que ser transportable, con el fin de poder moverse con facilidad para ubicarlo en un sitio determinado de los laboratorios.
- Sistemas de seguridad: (Restricción variable)
El equipo a diseñar tenía que contar con sistemas de seguridad, para evitar posibles accidentes tanto eléctricos como hidráulicos.
- Facilidad de Operación: (Restricción variable)
La universidad solicitó un equipo de fácil operación, para facilitar a los estudiantes las prácticas en el dispositivo, dado que el proceso es de control manual debido a que este no abarcaba la parte de automatización.
- Facilidad de Mantenimiento: (Restricción variable)
Se requirió que el equipo a diseñar fuera de fácil mantenimiento, para reducir futuros costos de mantenimiento.
- Vida Útil: (Restricción variable)
Se solicitó un equipo robusto de buenas características y excelentes materiales, con el fin de que este tuviera una larga vida útil en la Universidad.
- Integración con el intercambiador de coraza y tubos: (Restricción fija)
Se requirió integrar el equipo intercambiador de coraza y tubos con el que ya contaba la Universidad, con el nuevo intercambiador de tubos concéntricos, para que funcionará con los nuevos flujos de trabajo.

3.2.3 Análisis de la Competencia

En la industria existen diferentes empresas dedicadas a la fabricación de equipos didácticos para el aprendizaje en ingeniería, pero la mayoría de estas son empresas extranjeras donde sus productos pueden llegar a ser demasiado costosos por la tecnología que estos incorporan, además de tener que importar el equipo afrontando costos y tramites que pueden llegar a demorar el proceso.

3.2.3.1 Banco de Pruebas referencia TITCA marca Edibon

Su modelo de prácticas para la transferencia de calor está compuesto de 9 intercambiadores de calor con diferentes configuraciones, en los que destacan el TITCA [25] de tubos concéntricos y el TICT [25] de coraza y tubos, los cuales se instalan en una unidad base de servicio, referencia TIUS [25] que proporciona los flujos de trabajo y controles necesarios para la operación, desde un software especialmente desarrollado. El modelo TITCA es un módulo de intercambiador de tubos concéntricos con flujos laminares, que se integra a la unidad base para su funcionamiento y tiene las siguientes especificaciones:

- Tubos concéntricos en cobre
- Longitud total 4m
- Tubo interno $\frac{3}{4}$
- Tubo externo de $1 \frac{1}{4}$
- Bomba centrífuga de $\frac{1}{4}$ Hp agua caliente
- Caudal max agua caliente 6 L/min
- Presión max 0.6 Bar
- 10 Termocuplas tipo J
- Operación manual mediante válvulas
- Sistema de medición de temperaturas mediante tarjeta de adquisición de datos

En la Figura 20 se observa el equipo didáctico completo de transferencia de calor con los diferentes tipos de intercambiadores de calor.

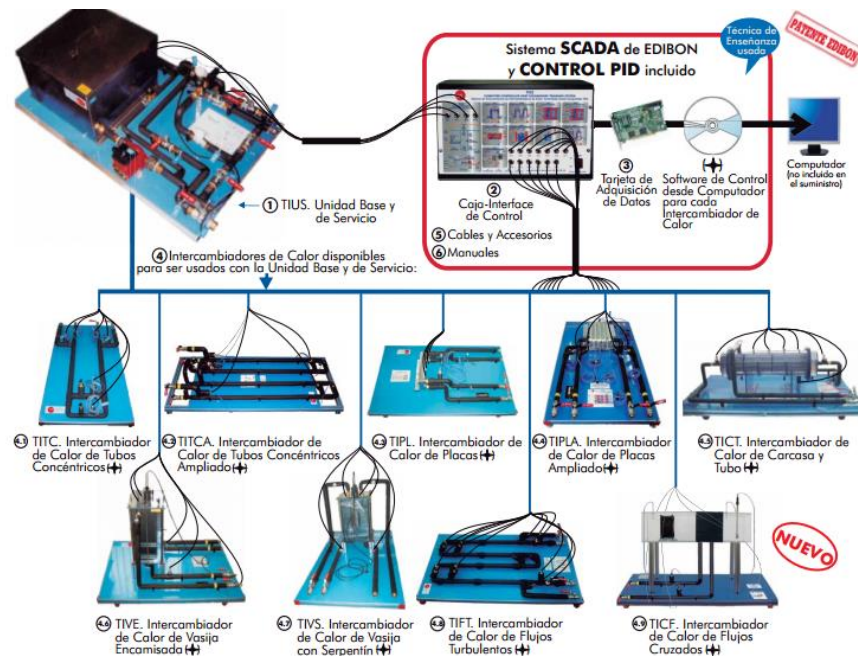


Figura 20 Equipo didáctico de transferencia de calor fabricado por TITCA. Fuente: [25]

3.2.3.2 Banco de Pruebas referencia HT30XC marca Armfield

El equipo didáctico para la transferencia de calor HT30XC fabricado por la empresa Armfield [26] está conformado por una serie de 4 tipos de intercambiadores de calor, los cuales se montan sobre un banco de servicio que proporciona los caudales e instrumentos de control necesarios para operar el equipo mostrado en la Figura 21. El modelo de intercambiador de tubos concéntricos HT36 para el equipo didáctico cuenta con unas especificaciones muy básicas, logrando un área de transferencia de calor suficiente para observar los cambios de temperatura en los fluidos.



Figura 21 Módulo de servicios HT30XC. Fuente: [25]

- Caudal máximo de 10 L/min agua caliente y agua fría
- Presión máxima de 1 Bar
- Tubo interno de $\frac{1}{2}$ in en acero inoxidable 304
- Tubo externo de 1 in en acrílico
- 2 Bombas centrífugas $\frac{1}{4}$ Hp
- Resistencia de calentamiento de 2kW
- Longitud total del intercambiador 2m
- 10 Termocuplas tipo J

En la Figura 22 se observa el modelo del intercambiador de calor de tubos concéntricos HT36 diseñado por Armfield, con el sistema de medición de temperaturas.

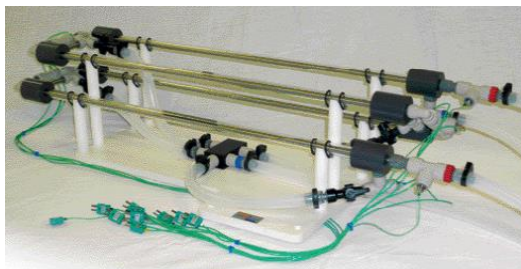


Figura 22 Intercambiador de calor de tubos concéntricos HT36. Fuente: [26]

3.2.3.3 Banco de Pruebas referencia HT101 marca P.A Hilton

El banco de pruebas de la empresa P.A Hilton de referencias HT101 para prácticas de transferencia de calor, está compuesto de una base de servicios y cuatro tipos diferentes de intercambiadores de calor: tubos concéntricos, coraza y tubos, placas y compacto, los cuales son los más utilizados en la industria [27]. La base de servicios se muestra en la Figura 23, integra un sistema de bombeo para agua fría y agua caliente, un sistema de medición de caudales mediante rotámetros análogos, sistema de calentamiento independiente, sensado de temperaturas mediante termocuplas y visualizadores de temperaturas.



Figura 23 Base de servicios H101 para intercambiadores de calor. Fuente: [27]

Las especificaciones del intercambiador de calor de tubos concéntricos H101 para la base de servicios marca Hilton se muestran a continuación.

- Caudal máximo 12L/min
- Presión máxima 1 Bar
- Longitud total 4m
- Tubo interno ½ in de acero inoxidable
- Tubo externo 1 in en acrílico
- Resistencia de calentamiento de 1kw
- Bomba centrífuga de ½ hp
- 10 Termocuplas tipo J

El modelo de intercambiador de calor de tubos concéntricos H101E que se integra al módulo base de servicios se muestra en la Figura 24.



Figura 24 Intercambiador de calor de tubos concéntricos P.A Hilton H101E. Fuente: [27]

3.2.3.4 Banco de Pruebas referencia MP100 marca Deltalab-SMT

El equipo diseñado para la transferencia de calor por la empresa Deltalab-SMT, se compone de una estructura base de servicios que integra 4 tipos de intercambiadores de calor que quedan fijos para su uso [28]. Este equipo se caracteriza por disponer de los intercambiadores en un solo banco, sin necesidad de realizar conexiones externas, que puedan llegar a afectar el proceso, cuenta además con un sistema de bombeo independiente de fluidos, tanque de calentamiento de agua, rotámetros análogos para determinación de caudales, una estructura soporte fija al piso, visualizadores de temperatura, tablero de control y sistema para adquisición de datos en el PC. El banco de pruebas tiene las siguientes especificaciones.

- Caudal máximo 15 L/min agua caliente y fría
- Presión máxima 2 Bar
- Tubo interno ½ in en acero inoxidable
- Tubo externo 1 ¼ en acero inoxidable
- Bombas centrífugas de ½ Hp
- Intercambiador tubos concéntricos longitud total de 2m
- 10 Termocuplas de sensado de temperatura
- Tanque de calentamiento con resistencia de 2000W
- Estructura soporte fija en acero inoxidable de 1 ½"
- Tablero de control con salida a pc para adquisición de datos

En la Figura 25 se muestra el banco de pruebas completo, con la base de servicios y los diferentes intercambiadores de calor integrados.



Figura 25 Banco de pruebas didáctico MP100 de transferencia de calor. Fuente: [28]

3.2.4 Requerimientos de Ingeniería

Para cumplir con los requerimientos de la Universidad, fue necesario definir los requerimientos ingenieriles para abarcar con totalidad las necesidades planteadas por el cliente, encontrando así valores iniciales para comenzar a realizar un diseño acorde con lo solicitado. Los requerimientos definidos desde el punto de ingeniería se describen a continuación:

- Caudales:
Para definir los caudales de ambos flujos, se usará el caudal máximo agua disponible en la red hidráulica de la Universidad, y realizando un balance por la primera ley de la termodinámica se encontraría el caudal del fluido caliente, posiblemente en un rango de 3L/min a 15L/min según las especificaciones de los equipos analizados.
- Potencia de Bombeo flujo caliente:
La potencia de bombeo necesaria iría acorde con el caudal necesario para realizar la transferencia de calor, debido a que se usara un pequeño caudal no será necesaria una potencia de bombeo mayor a 1Hp como lo demuestran los equipos de la competencia.
- Cambio de temperaturas:
Para evidenciar un adecuado cambio de temperaturas, se planteó que con los caudales máximos se debería evidenciar un cambio mínimo de 1°C, entre las temperaturas de los fluidos.
- Área del equipo:
El tamaño aproximado del equipo se determinó por las restricciones de espacio existentes en los laboratorios, con un área de 2m² disponible para ubicar el dispositivo en el laboratorio de termofluidos.
- Peso del equipo:
Para poder transportar y trasladar el equipo de forma sencilla, se determinó un peso máximo de 200Kg, para poder manejarlo y ubicarlo fácilmente.
- Voltaje de la Red:
Es la alimentación eléctrica disponible en el laboratorio de termofluidos para el funcionamiento de los equipos de laboratorio, en este se dispone de dos tipos de voltaje trifásico 220V y bifásica 110V.
- Potencia de resistencia eléctrica:
Para calentar el aceite térmico como fluido caliente se estima usar una resistencia eléctrica con valores entre 1000W a 2500W según el cambio de temperaturas esperado.

- Resistencia a la corrosión:
Selección de materiales de fabricación con buena resistencia a la corrosión como acero inoxidable o cobre, para aumentar la vida útil del equipo, evitando que se corroa con el tiempo.
- Conductividad térmica de los materiales:
Como es necesario que el equipo sea resistente a la corrosión y al desgaste, se determinó que el material también tenía que tener una buena conductividad térmica para evidenciar la transferencia de calor como aluminio, cobre o acero.
- Resistencia mecánica de los materiales:
La estructura a soportar los intercambiadores, tenía que tener buena resistencia mecánica, de tal forma que no se pandeen o deformen los elementos por el peso que esta soportara, usando tubería cuadrada de acero estructural.
- Presión:
Las presiones de trabajo, están dadas según la presión de la red hidráulica para el agua, con valores entre 20 PSI y 40 PSI, y la presión del aceite se determina según la bomba a seleccionar.
- Control:
El control del equipo se planeó de forma manual de tal manera que el estudiante interactuara de forma directa con el equipo y determinara fácilmente el proceso.

3.2.5 Importancia Requerimientos Cliente

Teniendo los requerimientos del cliente y los requerimientos de ingeniería necesarios, estos se ubicaron en el formato de la matriz QFD online [29] que se muestra en la Figura 26, donde a cada uno se le asigna un valor numérico el cual le da un nivel de importancia para clasificar el requerimiento.

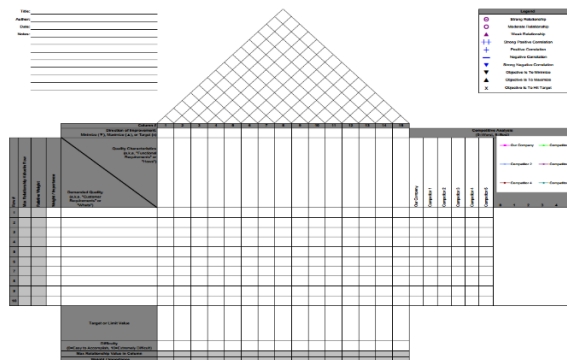


Figura 26 Formato diagrama QFD online. Fuente: [29]

Los requerimientos del cliente se ubican en la izquierda de la matriz o en los “Que”, y en la casilla importancia se le asigna un valor numérico del 1 al 5, el cual automáticamente asigna un peso relativo a relacionar con los requerimientos de ingeniería. En la Figura 27 se muestra una sección del diagrama donde se ubican los requerimientos del cliente.

				Column #
				Direction of Improvement Minimize (▼), Maximize (▲), or Target (x)
Row #	Max Relationship Value in Row	Relative Weight	Weight / Importance	Quality Characteristics (a.k.a. "Function Requirements" or "Hows")
				Demanded Quality (a.k.a. "Customer Requirements" or "Whats")
1	9	11,4	5,0	Costo
2	9	11,4	5,0	Configuracion de tubos concetricos
3	9	11,4	5,0	Tamaño según espacio disponible
4	9	9,1	4,0	Fácil Transporte
5	9	6,8	3,0	Sistema de seguridad
6	9	9,1	4,0	Facilidad de operación
7	9	11,4	5,0	Larga Vida Util
8	9	9,1	4,0	Facilidad de Mantenimiento
9	9	9,1	4,0	Fluidos de trabajo agua fria y aceite caliente
10	9	11,4	5,0	Integracion con intercambiador de coraza y tubos

Figura 27 Importancia de los requerimientos del cliente. Fuente: Autor

Es así que los requerimientos del cliente de mayor importancia asignado una valor de 5 son: costo del equipos, que el intercambiador de calor sea de tubos concéntricos, que tenga una integración con el intercambiador de calor de coraza y tubos, que tenga un adecuado tamaño según el espacio disponible en los laboratorios, que tenga una larga vida útil y que se tenga una integración con el intercambiador de coraza y tubos. Es decir que los demás requerimientos también son de importancia, pero de los anteriores dependen que el equipo sea lo más práctico y funcional acomodándose a las necesidades de la universidad.

3.2.6 Calificación de la Competencia

Para determinar que ofrece la competencia según las necesidades del cliente, se enuncian las diferentes equipos didácticos de transferencia de calor consultados en el diagrama QFD, asignando un valor de 1 a 5 según el cumplimiento que ofrecen con los requerimientos donde 1 es la calificación más baja y 5 la calificación más alta. Los valores asignados se representan en una gráfica para determinar cuál de las diferentes empresas cumple mejor,

acorde con el requerimiento del cliente. En la Figura 28 se muestra la comparación de la competencia en el diagrama QFD.

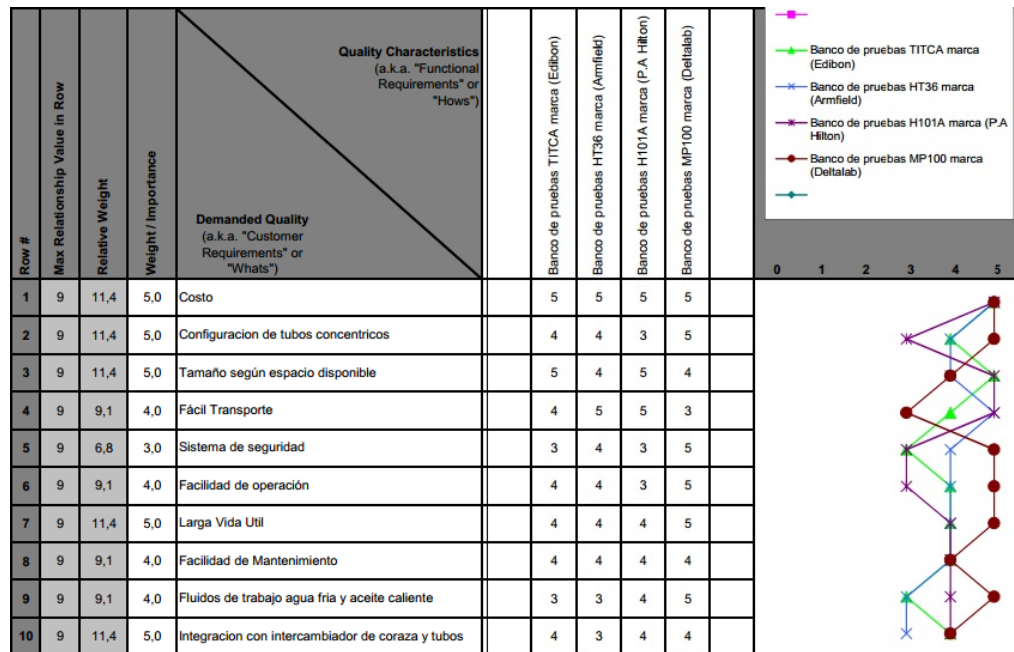


Figura 28 Comparación de la competencia con los requerimientos del cliente. Fuente: Autor

Según el análisis anterior el equipo que ofrece las mejores características para satisfacer la necesidad del cliente es el banco de pruebas MP100 fabricado por la empresa Deltalab [28], obteniendo una calificación de 5 en 6 de los 10 requerimientos, siendo así el equipo competidor más fuerte.

3.2.7 Importancia requerimientos ingeniería

Los requerimientos de ingeniería establecidos luego de analizar la competencia, se colocan en el diagrama QFD, estableciendo un nivel de mejora que se analiza para minimizar o maximizar el requerimiento. En la Figura 29 se muestran los requerimientos de ingeniería ubicados en la parte superior del diagrama.

Column #	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Direction of Improvement: Minimize (▼), Maximize (▲), or Target (x)	▲	x	▲	▲	x	▼	x	▲	x	▼	x	▲
Quality Characteristics (a.k.a. "Functional Requirements" or "Hows")	Potencia de bombeo fluido caliente	Voltaje	Cambio de temperaturas	Resistencia a la corrosión	Area del equipo	Peso del equipo	Conductividad térmica de los materiales	Caudales	Resistencia de materiales	Presión	Control	Potencia resistencia eléctrica
Demanded Quality (a.k.a. "Customer Requirements" or "Whats")												

Figura 29 Requerimientos de ingeniería. Fuente: Autor

3.2.8 Matriz de Relaciones

Para relacionar los requerimientos del cliente con los requerimientos de ingeniería, el diagrama QFD hace uso de una matriz donde se establece, que tan fuerte es la relación de un requerimiento con el otro, y así determinar los más importantes que influirán en el diseño del equipo. En la Figura 30 se observa la matriz de relaciones donde se compararon todos los requerimientos y se les dio un valor según el recuadro “legend”.

Legend												
		Strong Relationship		9								
		Moderate Relationship		3								
		Weak Relationship		1								

Column #	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Direction of Improvement: Minimize (▼), Maximize (▲), or Target (x)	▲	X	▲	▲	X	▼	X	▲	X	▼	X	▲
Quality Characteristics (a.k.a. "Functional Requirements" or "Hows")	Potencia de bombeo fluido caliente	Voltaje	Cambio de temperaturas	Resistencia a la corrosión	Area del equipo	Peso del equipo	Conductividad térmica de los materiales	Caudales	Resistencia de materiales	Presión	Control	Potencia resistencia eléctrica
Demanded Quality (a.k.a. "Customer Requirements" or "Whats")												
Costo	○	○		○	○	○	○	○		▲	○	○
Configuración de tubos concéntricos			○	○	○		○		○	▲		▲
Tamaño según espacio disponible	▲		○		○	○			○			
Fácil Transporte				▲	○	○			○			
Sistema de seguridad	▲	○			○			○		○	○	○
Facilidad de operación	○	▲				○		○		○	○	○
Larga Vida Útil			▲	○			○	▲	○		○	
Facilidad de Mantenimiento	▲			○		▲	▲		○		○	
Fluidos de trabajo agua fría y aceite caliente	○		○				○	○		▲		○
Integración con intercambiador de coraza y tubos	○		○	○	○	○		○	○	○	○	○

Figura 30 Matriz de relaciones de los requerimientos. Fuente: Autor

Según la matriz realizada, todos los requerimientos tienen una muy fuerte relación entre sí, obteniendo en todos los requerimientos de ingeniería y del cliente por lo menos un valor numérico 9 de fuerte relación, haciendo evidente que dichos requerimientos son necesarios para cumplir con las necesidades del cliente a cabalidad, entregando un producto que cumpla con todas las condiciones esperadas desde la parte técnica hasta de proceso. Se determinó que los requerimientos de ingeniería con la relación más fuerte son: área del equipo, el peso, los caudales, la conductividad térmica de los materiales y la resistencia a la corrosión.

3.2.9 Relación entre especificaciones de Ingeniería

Es importante determinar la relación que cumplen entre si las especificaciones de ingeniería para determinar el diseño de un producto, ya que en ocasiones un requerimiento puede tener una correlación negativa con otro causando problemas con el objeto final de diseño, si estas resultan incompatibles es necesario replantear la idea para no afectar el proyecto. En la Figura 31 se observa el techo de la casa de la calidad, donde se relacionaron los requerimientos de ingeniería y se determinó su tipo de correlación.

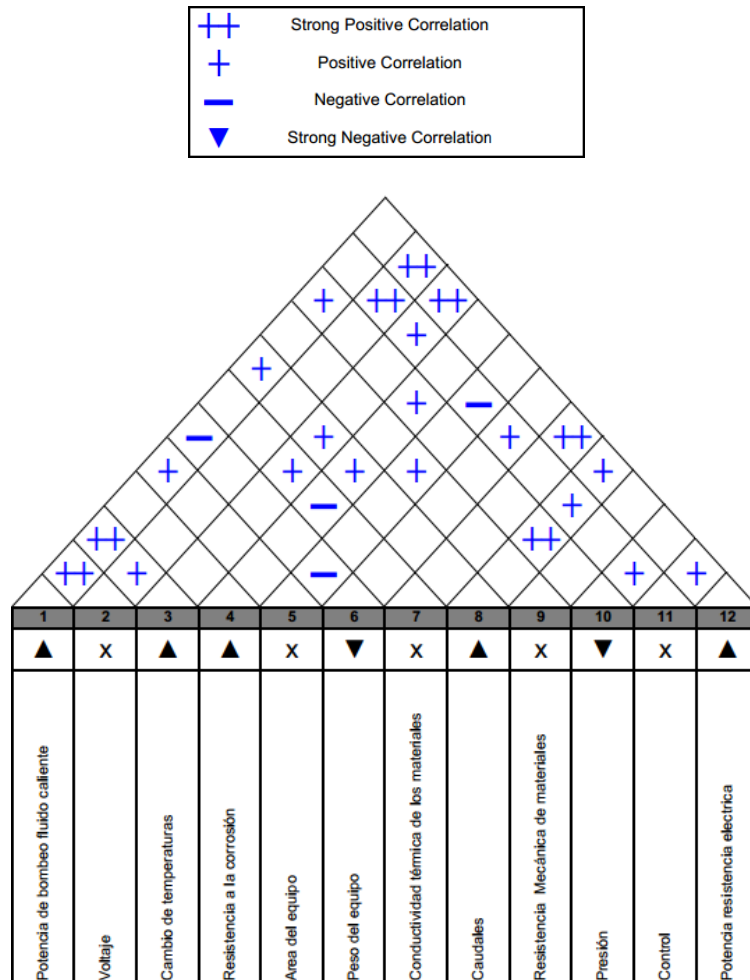


Figura 31 Correlación entre las especificaciones de ingeniería. Fuente: Autor

En el análisis anterior se determinó que las relaciones analizadas entre sí, no afectan el desarrollo de un diseño del intercambiador de calor, ya que son más las correlaciones positivas que las negativas. Se encontraron 4 correlaciones negativas las cuales no afectan directamente las especificaciones para la generación del diseño del equipo, ya que se pueden acomodar a las restricciones del dispositivo, como el material a fabricarse, el área y peso del equipo, la potencia de bombeo con los caudales, son variables que se pueden adecuar para realizar el mejor diseño posible.

3.2.10 Determinación de Objetivos a Cumplir

En el sótano de la casa de la calidad, es donde se determina la importancia de los objetivos o los requerimientos para iniciar con el proceso de diseño, allí se asigna un valor numérico del 1 al 10, el cual especifica la dificultad para cumplir con el requerimiento de ingeniería visto desde el plano del diseño, asignando así un valor de importancia numérico y un peso relativo en porcentaje. En la Figura 32 se observan los valores numéricos de dificultad que se le asignaron a los requerimientos de ingeniería, así como unos valores aproximados de las posibles especificaciones técnicas que podría tener el equipo con sus respectivas unidades, según las especificaciones analizadas de los equipos que ofrece la competencia.

Quality Characteristics (a.k.a. "Functional Requirements" or "Hows") Demanded Quality (a.k.a. "Customer Requirements" or "Whats")	Potencia de bombeo fluido caliente	Voltaje	Cambio de temperaturas	Resistencia a la corrosión	Area del equipo	Peso del equipo	Conductividad térmica de los materiales	Caudales	Resistencia de materiales	Presión	Control	Potencia resistencia eléctrica
Target or Limit Value	Aprox 1/2 Hp	110 V	5-10°C Min		Aprox 2 m2	Max 150 kg	15 W/m K	Max 15 L/min	Aprox 400 Mpa	Max 1 bar		Entre 1000-2000W
Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)	5	4	7	5	8	10	4	7	4	5	7	5
Max Relationship Value in Column	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Weight / Importance	204,5	104,5	209,1	445,5	306,8	411,4	206,8	304,5	381,8	209,1	340,9	290,9
Relative Weight	6,0	3,1	6,1	13,0	9,0	12,0	6,1	8,9	11,2	6,1	10,0	8,5

Figura 32 Determinación de los objetivos a cumplir para el desarrollo del diseño. Fuente: Autor

Según los resultados que se obtuvieron, los objetivos o requerimientos de mayor dificultad para cumplir con un adecuado diseño son: el peso de la máquina, generación de caudales necesarios, el área de la máquina, y el mecanismo de control o instrumentación del equipo. Luego los requerimientos de mayor importancia y primordiales en el cálculo y diseño del equipo en orden de importancia son:

- Resistencia a la corrosión
- Peso del equipo
- Resistencia de los materiales
- Caudales
- Área de la maquina

3.3 Parámetros de Diseño Según Análisis QFD

A partir de todo el análisis desarrollado con la metodología QFD, se llegó a la determinación de diferentes parámetros básicos a tener en cuenta, para iniciar con el proceso de diseño del intercambiador de calor de tubos concéntricos y así poder ser competitivo frente a los equipos que ofrece la competencia, en especial frente al banco de pruebas MP100 de la empresa Deltalab, el cual posee las mejores especificaciones acorde con los requerimientos de las instalaciones físicas en los laboratorios. Atendiendo a los requerimientos del cliente se determinó que el diseño básico debía cumplir con las siguientes condiciones:

- Intercambiador de calor de configuración de tubos concéntricos
- Fluidos de trabajo agua como fluido frío y aceite como fluido caliente
- Integración con intercambiador de coraza y tubos
- Sistema de calentamiento para el aceite
- Estructura soporte de los intercambiadores con ruedas para fácil traslado
- Tamaño adecuado ubicarlo en los laboratorios
- Larga vida útil

Para cumplir con las condiciones anteriores y según las características técnicas que ofrecían los equipos didácticos de la competencia, se determinaron las especificaciones técnicas básicas que debía tener el diseño del intercambiador las cuales son:

- Longitud del intercambiador, según espacio disponible.
- Material del intercambiador con buena resistencia a la corrosión puede ser acero inoxidable 304 o cobre B88.
- Diámetros de tuberías según caudales y consumos.
- Sistema de bombeo de aceite con una potencia entre $\frac{1}{4}$ hp a $\frac{3}{4}$ hp.
- Sistema de calentamiento con resistencia eléctrica con una potencia entre 1kW a 2kW.
- Capacidad del tanque de almacenamiento de aceite acorde al caudal de la bomba seleccionada.
- Medición de caudales con rotámetros con un rango según la bomba seleccionada.
- Sistema de medición con termocuplas tipo J en diferentes puntos.
- Estructura resistente al peso y a la corrosión.
- Tablero de control para las principales funciones de operación.

Title: Diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos
 Author: Edinson Ferley Guillén Cruz
 Date: 8/23/13

Legend		
⊙	Strong Relationship	9
○	Moderate Relationship	3
△	Weak Relationship	1
++	Strong Positive Correlation	
+	Positive Correlation	
-	Negative Correlation	
▼	Strong Negative Correlation	
▼	Objective Is To Minimize	
▲	Objective Is To Maximize	
X	Objective Is To Hit Target	

Row #	Max Relationship Value in Row	Relative Weight	Weight / Importance	Quality Characteristics (a.k.a. "Functional Requirements" or "Hows")	Column #															Competitive Analysis (0=Worst, 5=Best)				
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15					
					▲	X	▲	▲	X	▼	X	▲	X	▼	X	▲								
					Potencia de bombeo fluido caliente	Voltaje	Cambio de temperaturas	Resistencia a la corrosión	Area del equipo	Peso del equipo	Conductividad térmica de los materiales	Caudales	Resistencia de materiales	Presión	Control	Potencia resistencia eléctrica								
1	9	11,4	5,0	Costo	○	○		○	○	○	○	○		▲	○	○					5	5	5	5
2	9	11,4	5,0	Configuración de tubos concéntricos			○	○	○		○		○	▲		▲					4	4	3	5
3	9	11,4	5,0	Tamaño según espacio disponible	▲		○		○	○			○								5	4	5	4
4	9	9,1	4,0	Fácil Transporte				▲	○	○			○								4	5	5	3
5	9	6,8	3,0	Sistema de seguridad	▲	○			○			○		○	○	○					3	4	3	5
6	9	9,1	4,0	Facilidad de operación	○	▲				○		○		○	○	○					4	4	3	5
7	9	11,4	5,0	Larga Vida Útil			▲	○			○	▲	○		○						4	4	4	5
8	9	9,1	4,0	Facilidad de Mantenimiento	▲			○		▲	▲		○		○						4	4	4	4
9	9	9,1	4,0	Fluidos de trabajo agua fría y aceite caliente	○		○				○	○		▲		○					3	3	4	5
10	9	11,4	5,0	Integración con intercambiador de coraza y tubos	○		○	○	○	○		○	○	○	○	○					4	3	4	4
				Target or Limit Value	Aprox 1/2 Hp	110 V	5-10°C Min		Aprox 2 m2	Max 150 kg	15 W/m K	Max 15 L/min	Aprox 400 Mpa	Max 1 bar		Entre 1000-2000W								
				Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)	5	4	7	5	8	10	4	7	4	5	7	5								
				Max Relationship Value in Column	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9								
				Weight / Importance	204,5	104,5	209,1	445,5	306,8	411,4	206,8	304,5	381,8	209,1	340,9	290,9								
				Relative Weight	6,0	3,1	6,1	13,0	9,0	12,0	6,1	8,9	11,2	6,1	10,0	8,5								

Powered by QFD Online (<http://www.QFDOnline.com>)

4 DISEÑO BANCO DE PRUEBAS TRANSFERENCIA DE CALOR

4.1 Requerimientos Iniciales

A partir del análisis de la casa de la calidad o modelo QFD, se determinaron las especificaciones técnicas básicas que debe tener un banco de pruebas de transferencia de calor, y se obtuvieron algunos valores a seguir para el cálculo del intercambiador de tubos concéntricos según el análisis de la competencia y los requerimientos de la universidad.

4.1.1 Fluidos de Trabajo

Para la selección de los fluidos de trabajo, los requerimientos de la Universidad eran agua como fluido frío y aceite como fluido caliente, debido a que se pretendía utilizar agua y vapor, pero debido a que la Universidad no cuenta con una caldera que proporcionara vapor como fluido caliente, se prefirió reemplazar el vapor con aceite térmico debido a su disponibilidad y facilidad de uso.

4.1.2 Materiales

Para el diseño del intercambiador de calor de tubos concéntricos, en el capítulo 4 se analizaron 6 tipos de materiales, dos tipos de acero al carbono (ASTM A53 y A106), dos tipos de acero inoxidable (AISI 304 y 316), y dos tipos de aleaciones (Aluminio 6160 y Cobre B88). Según el análisis hecho en la Tabla 3, donde se comparan las diferentes propiedades los aceros inoxidables y las aleaciones de aluminio y cobre, son los materiales más idóneos para la fabricación de intercambiadores de calor y recipientes a presión, es así que se seleccionó el acero inoxidable AISI 304, debido a sus excelentes propiedades térmicas y mecánicas, por su elevada resistencia a la corrosión y por conseguirse fácilmente en el mercado colombiano como tubería sanitaria según norma ASTM A270, la cual es muy utilizada para uso alimenticio y farmacéutico. Al hacer uso de esta tubería para la fabricación del intercambiador de tubos concéntricos, se asegura una buena durabilidad del equipo, tanto funcional como estético, ya que esta tubería tiene una mínima rugosidad evitando así que se formen incrustaciones internas y su apariencia externa no se ve afectada por la temperatura, caso contrario como sucede con el cobre que se va deteriorando y degradando con el tiempo [18]. Al ser en acero inoxidable se asegura que el equipo tenga un mayor tiempo de vida por su mayor durabilidad.

4.1.3 Diámetros de la Tubería

Para seleccionar los diámetros adecuados de la tubería sanitaria, se determinaron según el caudal aportado y el gasto de agua que se podría tener durante la operación del equipo, estableciendo el área necesaria para una velocidad recomendada en el transporte de fluidos dentro de una tubería lisa o de poca fricción. Es así que para una velocidad recomendada de 0.5m/s [20] y un caudal máximo de 6L/min de agua, el diámetro del tubo es de $\frac{1}{2}$ ", siendo este para el tubo interno [20]. Por ende el tubo externo del intercambiador debe tener un diámetro mayor para introducir el tubo interno y dar espacio al fluido en la sección anular, seleccionando un diámetro de 1" para tener velocidades de flujo relativamente iguales.

En los equipos analizados en el QFD, utilizan tubería en acero inoxidable de ½" para el tubo interno y tubería entre 1" y 1 ½" en acrílico para visualizar el fluido de la sección anular, es así que los diámetros seleccionados de ½" y 1" están acorde para uso en equipos con fin didáctico. Las siguientes medidas, corresponden a los diámetros estandarizados de la tubería seleccionada, en Sistema Internacional (SI) para facilidad de cálculo [30].

- Diámetros Tubo int ½":

$$D_{int\ tubo1/2''} = 0.0094m$$

$$D_{ext\ tubo1/2''} = 0.0127m$$

- Diámetros Tubo ext 1":

$$D_{int\ tubo1''} = 0.0221m$$

$$D_{ext\ tubo1''} = 0.0254m$$

- Diámetro hidráulico:

$$D_{hidraulico} = D_{int\ tubo1''} - D_{ext\ tubo1/2''}$$

$$D_{hidraulico} = 9.4 \times 10^{-3}m$$

Luego teniendo los diámetros de la tubería se hallan las áreas correspondientes para realizar los cálculos iniciales del intercambiador.

- Áreas Tubo interno ½":

$$A_{int\ tubo1/2''} = \frac{\pi}{4} (0.0094m)^2 = 6.93 \times 10^{-5}m^2$$

$$A_{ext\ tubo1/2''} = \frac{\pi}{4} (0.0127m)^2 = 1.26 \times 10^{-4}m^2$$

- Áreas Tubo externo 1":

$$A_{int\ tubo1''} = \frac{\pi}{4} (0.0221m)^2 = 3.83 \times 10^{-4}m^2$$

$$A_{ext\ tubo1''} = \frac{\pi}{4} (0.0254m)^2 = 5.06 \times 10^{-4}m^2$$

4.1.4 Temperaturas

El cambio de temperaturas mínimo que debe tener el equipo es de por lo menos 1°C, pero para que se evidencie correctamente un cambio de temperaturas mediante la transferencia de calor del aceite al agua, se determinó un cambio de 10°C para encontrar el flujo de calor necesario y así comenzar a calcular los parámetros del intercambiador.

Temperaturas de entrada:

Agua:

La temperatura de entrada del agua, corresponde a la temperatura ambiente promedio que tiene el fluido en la red hidráulica de los laboratorios, con un valor de:

$$T_{ent} = 16^{\circ}C$$

Aceite

El aceite térmico puede alcanzar temperaturas máximas de trabajo de 300-320°C [20], pero como el equipo tiene fines didácticos no es necesario alcanzar temperaturas tan altas, las cuales podrían llegar a causar quemaduras si no se manejan los fluidos adecuadamente en el equipo, es así que por seguridad de los estudiantes se definió que la temperatura de entrada para una operación segura es:

$$T_{ent} = 50^{\circ}C$$

Temperaturas de salida:

Luego las temperaturas de salida tendrán una variación de 10 ° C, teniendo valores de salida de 26 ° C para el agua y 40 ° C para el aceite.

4.2 Datos Fluido Frio

Conociendo las variables de entrada del agua, es posible determinar la transferencia de calor entre los fluidos.

Se buscan las propiedades a utilizar del agua a la temperatura de entrada de 16°C en la tabla de agua saturada A-9 del libro de transferencia de calor y masa de Cengel [3] interpolando entre 15 y 20°C.

Propiedades Agua a 16°C		
Densidad	kg/m ³	998
Calor Específico	J/kg°C	4185
Conductividad Térmica	W/m°C	0,5944
Viscosidad Cinemática	kg/m*s	1,1*10 ⁻³
Viscosidad Dinámica	m ² /s	1,1*10 ⁻⁶

Tabla 5 Propiedades del agua a temperatura de entrada. Fuente: [3]

4.3 Datos Fluido Caliente

Para determinar las propiedades del aceite térmico, se consultaron los aceites más usados para aplicaciones térmicas como calderas, y se encontró que la mayoría posee características físicas similares para temperaturas de trabajo entre 0°C y 300°C. Es así que se buscaron las propiedades con los valores de diseño para sistemas térmicos, de una de las marcas de aceite más conocidas y utilizadas en la industria, determinando los datos necesarios para realizar cálculos térmicos, usando la tabla de propiedades del aceite térmico Oil S2 marca Shell [31]. Se interpolaron los datos entre 40°C y 100° C para una temperatura de entrada del aceite de 50°C y se muestran los valores en la Tabla 6.

Propiedades Aceite a 50°C		
Densidad	kg/m ³	846,25
Calor Específico	J/kg°C	1971,6
Conductividad Térmica	W/m°C	0,1325
Viscosidad Cinemática	kg/m*s	3,01*10 ⁻⁵
Número de Prandtl	349,5	

Tabla 6 Propiedades del aceite térmico a 50°C. Fuente: [31]

4.4 Determinación de Caudales

Se determinó el caudal máximo del agua a partir del caudal que proporciona la red hidráulica de la Universidad, realizando 5 pruebas en el cuarto piso de los laboratorios de ingeniería donde se calculó el caudal promedio de la red de agua, llenando un recipiente con capacidad de 1L abriendo la válvula de agua completamente, obteniendo un valor promedio de llenado de 7.4058 s, con una desviación estándar de ± 0.102 s. Es decir que el caudal del agua es de aproximadamente 8 L/min, luego se convierte en las unidades de trabajo para realizar los cálculos del intercambiador dando un valor de $1.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, si se multiplica por la densidad del agua su valor es 0.132 kg/s.

El caudal máximo del aceite térmico tiene que ir acorde con el caudal máximo del agua y el cambio de temperatura mínimo de 1°C, para esto es necesario hacer un balance térmico y determinar el flujo másico necesario para que aceite transfiera determinado calor al agua.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_{\text{agua}} C p_{\text{agua}} \Delta T = \dot{m}_{\text{aceite}} C p_{\text{aceite}} \Delta T \\ \dot{m}_{\text{aceite}} &= \frac{\dot{m}_{\text{agua}} C p_{\text{agua}}}{C p_{\text{aceite}}} = \frac{0.132 \text{ kg/s} * 4185 \text{ J/(kg}^\circ\text{C)}}{1971.6 \text{ J/(K}^\circ\text{C)}} \\ \dot{m}_{\text{aceite}} &= 0.2802 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Luego se determinó el caudal dividiendo el flujo másico por la densidad del aceite.

$$Q_{aceite} = \frac{\dot{m}_{aceite}}{\rho_{aceite}} = \frac{0.2802 kg/s}{846.25 kg/m^3} = 3.31 \times 10^{-4} m^3/s$$

$$Q_{aceite} = 14.86 L/min$$

Según el valor hallado el caudal de aceite, se encuentra entre el rango de los caudales que utilizan los equipos de la competencia con valores entre 10 a 20L/min, asegurando así que el caudal calculado permitirá una adecuada transferencia de calor entre los fluidos.

4.5 Longitud Inicial del Intercambiador de Calor Tubos Concéntricos

4.5.1 Cálculo Transferencia de Calor

El objetivo del intercambiador de calor de tubos concéntricos es el de enfriar el aceite térmico usando agua fría, es por esto que este último circula por la sección anular de los tubos, y a partir de este se calculó el flujo de calor necesario para enfriar el aceite y calentar el agua. Para calcular la potencia necesaria del equipo y cambiar en 10°C las temperaturas, se utilizó un caudal medio en el agua de 3L/min para evitar consumos excesivos del líquido y así asegurar que con el caudal máximo exista un cambio mínimo de 1°C.

Trabajando el agua con un caudal medio de 3L/min se tiene que:

$$Q = 3 \frac{L}{min} = 5 \times 10^{-5} m^3/s$$

Teniendo el caudal del agua y el calculando el área anular se determina la velocidad del flujo.

$$Area\ anular = A_{anular} = A_{int\ tubo\ 1''} - A_{ext\ tubo\ 1/2''}$$

$$A_{anular} = 3.83 \times 10^{-4} m^2 - 1.26 \times 10^{-4} m^2$$

$$A_{anular} = 2.57 \times 10^{-4} m^2$$

Luego se determina la velocidad del flujo usando la ecuación (1) de caudal.

$$Q = A_{anular} * V_{anular}$$

$$V_{anular} = \frac{Q}{A_{anular}} = \frac{5 \times 10^{-5} m^3/s}{2.57 \times 10^{-4} m^2} = 0.194 m/s$$

Teniendo la velocidad del agua en la sección anular se halla el flujo másico utilizando la ecuación (2).

$$\dot{m}_f = \rho_f * A_{anular} * V_{anular}$$

$$\dot{m}_f = 998 \text{ kg/m}^3 * 2.57 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 0.194 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}_f = 0.0249 \text{ kg/s}$$

Con los valores de flujo másico, densidad y diferencia de temperaturas del agua, se determinó la transferencia de calor necesaria para que el agua enfríe el aceite y aumente su temperatura en un intercambiador de longitud desconocida, utilizando la ecuación (10).

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p (\Delta T)$$

$$\dot{Q} = 0.0249 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4185 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (10^\circ\text{C}) = 1042.6 \text{ W}$$

El valor obtenido se asemeja a los valores de potencia utilizados por los equipos de la competencia según el análisis hecho en el QFD para calentar el fluido caliente, los cuales poseen resistencias de calentamiento entre 1000W-2500W de potencia. Este valor corresponde a la cantidad de calor por segundo que tiene que perder el aceite para calentar el agua los valores descritos, luego para cumplir con el balance de energía se determina el caudal que debe tener el aceite para cumplir con el balance energético. Entonces se tiene que:

Como el aceite pierde calor, la ecuación (10) de balance energético se convierte en:

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

Como $T_{c_{sal}} < T_{c_{ent}}$ entonces

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

Es así que se pueden determinar los valores necesarios del aceite para que exista la transferencia de calor en el intercambiador de tubos. Despejando el flujo másico de la ecuación se determina el caudal necesario.

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \frac{-\dot{Q}}{(C_p)_c (T_{c_{sal}} - T_{c_{ent}})} \\ \dot{m}_c &= \frac{-1044.15 \text{ W}}{1971.6 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (-10^\circ\text{C})} \\ \dot{m}_c &= 0.05295 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Con el flujo másico del aceite se determina el caudal necesario para que se cumplan las condiciones del balance energético y exista la transferencia de temperatura de 10°C utilizando la ecuación (2) de flujo másico donde el subíndice *C* indica el fluido caliente.

$$\dot{m}_c = \rho_c * Q_c$$

Despejando el caudal Q se tiene:

$$Q_c = \frac{0.05295 \text{ kg/s}}{846.25 \text{ kg/m}^3} = 6.25 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

Se calcula la velocidad del aceite en el tubo interno para cálculos de número de Reynolds.

$$V = \frac{6.25 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{6.93 \times 10^{-5} \text{ m}^2} = 0.901 \text{ m/s}$$

Pasando a unidades de L/min el caudal es:

$$Q_c = 3.75 \text{ L/min}$$

Con los valores hallados se determinó un valor inicial de la longitud necesaria que debería tener el intercambiador para realizar la transferencia de calor entre el agua y el aceite.

4.5.2 Determinación régimen de los Flujos

Para determinar los regímenes de flujo en el intercambiador, se utiliza la ecuación (11) donde se calcula el número de Reynolds para determinar el comportamiento de los fluidos en las tuberías, y así determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección mediante el análisis del número de Nusselt.

En el aceite:

$$Re_c = \frac{V_c * D_{int \text{ tubo } 1/2''}}{\nu_c}$$

$$Re_c = \frac{0.901 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0094 \text{ m}}{3.01 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_c = 281.64 < 10000$$

Luego como el número de Reynolds del aceite es menor a 10000 es un flujo de comportamiento laminar.

En el agua:

$$Re_f = \frac{V_f * D_{hidraulico}}{\nu_f}$$

$$Re_f = \frac{0.194 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0094 \text{ m}}{1.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_f = 1657.81 < 10000$$

Luego como el número de Reynolds del agua es menor a 10000 es un flujo de comportamiento laminar.

4.5.3 Cálculo de coeficientes de transferencia de calor por convección

Como ambos fluidos son de régimen laminar, se determinan los números de Nusselt utilizando la ecuación (5) en el tubo interno y la ecuación (9) en la sección anular, para calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección. En el tubo interno por donde pasa el aceite térmico, existe un flujo que cambia de temperatura sobre una superficie lisa de poca rugosidad, es así que cuando se tiene un fluido en régimen laminar en una tubería de longitud desconocida, este se toma como un flujo completamente desarrollado debido a que se utiliza el número propuesto en la literatura [4] para los cálculos de la convección.

$$Nu_{aceite} = 4.36$$

El flujo de agua en régimen laminar en la sección anular está asociado a dos números de Nusselt según como ocurra la transferencia de calor, el primero asociado a la superficie interna del tubo externo y el segundo a la superficie externa del tubo interno. Luego el número de Nusselt a utilizar es el que tenga relación con la transferencia de calor presente, es decir el número asociado con la superficie exterior del tubo interno, ya que el agua por la sección anular es el fluido encargado de enfriar el aceite que fluye por el tubo interno. Es el valor a utilizar para calcular el coeficiente de transferencia de calor.

Para obtener el valor del número de Nusselt es necesario hacer uso de la Tabla 4, donde se hace la relación de diámetros donde D_i es el diámetro externo de la tubería de $\frac{1}{2}''$ y D_o es el diámetro interno del tubo de $1''$, es decir:

$$\frac{D_i}{D_o} = \frac{0.0127m}{0.0221m} = 0.57$$

Luego interpolando el valor de 0.57 en la Tabla 4 entre 0.5 y 1.0 para el número de Nu_i , su valor es:

$$Nu_{agua} = 5.6168$$

Con los números de Nusselt se calculan los coeficientes de transferencia de calor. El coeficiente de transferencia de calor por convección en el aceite se determina despejando de la ecuación (4) donde el subíndice c hace alusión al fluido caliente:

$$Nu_{aceite} = Nu_{tubo1/2''}$$

$$Nu_{aceite} = \frac{h_{aceite} * D_{int tubo1/2''}}{K_c}$$

$$h_{aceite} = \frac{4.63 * 0.1325 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.0094m}$$

$$h_{aceite} = 65.26 \frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C}$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección en la sección anular por donde va el agua se determina despejando la ecuación (7) donde el subíndice *f* hace alusión al fluido frío:

$$Nu_{agua} = Nu_{anular}$$

$$Nu_{agua} = \frac{h_{agua} * D_{hidraulico}}{K_f}$$

$$h_{agua} = \frac{5.6168 * 0.5944 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.0094m}$$

$$h_{agua} = 355.17 \frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C}$$

4.5.4 Método de la diferencia de temperatura logarítmica media

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, fue necesario determinar la diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM) utilizando la ecuación (16) donde se utilizan las temperaturas de entrada y salida de los fluidos con un cambio de 10°C, determinadas para una operación segura sin riesgo de que puedan causar quemaduras, según los requerimientos iniciales. Los subíndices *sal* y *ent* hacen referencia a las temperaturas a la salida y a la entrada respectivamente.

$$\Delta T_m = \frac{(T_c - T_f)_{sal} - (T_c - T_f)_{ent}}{\ln \left(\frac{(T_c - T_f)_{sal}}{(T_c - T_f)_{ent}} \right)}$$

$$\Delta T_m = \frac{(40^{\circ}C - 26^{\circ}C)_{sal} - (50^{\circ}C - 16^{\circ}C)_{ent}}{\ln \left(\frac{(40^{\circ}C - 26^{\circ}C)_{sal}}{(50^{\circ}C - 16^{\circ}C)_{ent}} \right)}$$

$$\Delta T_m = 22.54^{\circ}C$$

4.5.5 Cálculo coeficiente global de transferencia de calor

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se realiza el análisis de resistencias de los diferentes mecanismos de transferencia presentes en el intercambiador, utilizando la ecuación (14) como se muestra a continuación.

$$\frac{1}{U * P} = \frac{1}{h_{tubo\ 1/2''} * \pi * D_{int\ tubo\ 1/2''}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ tubo\ 1/2''}}{D_{int\ tubo\ 1/2''}}\right)}{2 * \pi * K} + \frac{1}{h_{tubo\ 1''} * \pi * D_{ext\ tubo\ 1/2''}}$$

Donde K es la conductividad térmica del acero inoxidable AISI 304 y P es el perímetro del tubo interno, luego se busca el valor de su conductividad térmica en la tabla A3 de Cengel [3] a una temperatura promedio de 300 K (26.85 °C).

Despejando el coeficiente global de transferencia de calor y reemplazando los valores anteriores se tiene que:

$$\frac{1}{U} = P \left(\frac{1}{h_{tubo\ 1/2''} * \pi * D_{int\ tubo\ 1/2''}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ tubo\ 1/2''}}{D_{int\ tubo\ 1/2''}}\right)}{2 * \pi * K} + \frac{1}{h_{tubo\ 1''} * \pi * D_{ext\ tubo\ 1/2''}} \right)$$

$$\frac{1}{U} = 0.0295m \left(\frac{1}{65.26 \frac{W}{m^2 \circ C} * \pi * 0.0094m} + \frac{\ln\left(\frac{0.0127m}{0.0094m}\right)}{2 * \pi * 15 \frac{W}{m^2 \circ C}} + \frac{1}{355.17 \frac{W}{m^2 \circ C} * \pi * 0.0127m} \right)$$

$$\frac{1}{U} = 0.0295m * 0.5927 \left(\frac{W}{m^2 \circ C} \right)^{-1}$$

$$U = 57.19 \frac{W}{m^2 \circ C}$$

Si se tiene en cuenta la resistencia por ensuciamiento del agua y el aceite, generada por posibles incrustaciones en la superficie del tubo, el coeficiente global de transferencia de calor disminuye, disminuyendo la transferencia de calor entre los fluidos y perdiendo eficiencia en el proceso. Para determinar cuál es el porcentaje en que se reduce la transferencia con ensuciamiento, se determina el valor de la resistencia del aceite y del agua en la tabla 8.1 del Mills [4], dando los siguientes valores:

$$R_{agua} = 0.0025 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)^{-1}$$

$$R_{aceite} = 0.001 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)^{-1}$$

Luego se tiene que la resistencia total es la sumatoria de todas las resistencias:

$$R = R_{Conv \text{ int}} + R_{aceite} + R_{cond} + R_{Conv \text{ ext}} + R_{agua}$$

$$\frac{1}{U} = 0.0295m * \left(0.5927 \left(\frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right)^{-1} + 0.0025 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)^{-1} + 0.001 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)^{-1} \right)$$

$$U = 56.85 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Comparando los dos valores del coeficiente global de transferencia de calor calculados, se observa que al tener en cuenta las posibles incrustaciones, las resistencias por ensuciamiento en la tubería hacen que el coeficiente global se reduzca en un 1.83%, haciendo esto prácticamente despreciable, además que al ser tubería sanitaria se asegura una baja probabilidad de incrustaciones debido a su poca rugosidad interna, es así que para los siguientes cálculos se utilizó el coeficiente global sin las resistencias por ensuciamiento generada por los fluidos.

El coeficiente global de transferencia de calor calculado se utilizó para determinar la longitud o el área de transferencia, usando la ecuación (17). Con los valores obtenidos anteriormente, se utiliza la ecuación de diseño y se despeja la longitud, para determinar la longitud inicial propuesta para cambiar las temperaturas con los valores dados de caudales.

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_m$$

Donde se tiene que $A = P * L$

$$L = \frac{\dot{Q}}{U * P * \Delta T_m}$$

$$L = \frac{1044.15 \text{ W}}{57.19 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} * (\pi * 0.0127m) * 22.54^\circ C}$$

$$L = 20.30m$$

4.6 Determinación nueva longitud Intercambiador de Calor

La longitud calculada de 20,3m para un equipo didáctico es excesiva, ya que se tiene una restricción importante de espacio en los laboratorios de la universidad, es por esto que la longitud del equipo debe estar en un área de $2m^2$ de trabajo, y no debe exceder una altura superior a 2 m mediante la configuración de la horquillas, para que pueda manipularse con facilidad el equipo, incluyendo que en este espacio deben ir tuberías de conexión para los fluidos y una estructura que soporte todo el equipo. En la Figura 33 se observa el espacio disponible designado para ubicar el banco de pruebas de transferencia de calor, este cuenta con un punto hidráulico con conexión NPT de $\frac{1}{2}$ " para proveer de agua el equipo, así como disponer de dos puntos de conexión eléctrica de 110V y 220V.



Figura 33 Espacio disponible para ubicar el banco de pruebas en los laboratorios. Fuente: Autor

La tubería sanitaria con la que se realizaron los cálculos, se comercializa en Colombia en longitudes de 6m, la cual puede ser adecuada para el largo total del intercambiador de tubos concéntricos, ya que entra en las especificaciones de espacio disponible, realizando dos horquillas de dos elementos cada una con 1.5m de largo soportadas por una estructura, quedando espacio suficiente para las tuberías de conexión y demás sistemas de cableado eléctrico, asimismo según el análisis hecho en la matriz QFD los equipos didácticos analizados tienen una longitud entre 2m a 6m, aportando un área de transferencia de calor suficiente para observar un adecuado cambio de temperaturas.

Especificando la longitud del intercambiador, según las necesidades de espacio, se volvieron a calcular los coeficientes de transferencia de calor, utilizando las mismas temperaturas de los fluidos y la transferencia de calor calculada, para determinar los caudales necesarios de los fluidos para lograr el cambio de temperaturas esperado.

4.6.1 Cálculo de nuevo coeficiente global y flujo de calor

Para determinar el nuevo coeficiente global de la transferencia de calor entre el agua y el aceite, se volvió a calcular el coeficiente de convección en el aceite calculando un nuevo número de Nusselt utilizando una correlación que depende de la longitud establecida de la tubería, usando la ecuación (5):

$$Nu_{Aceite} = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{D}{L}\right) Re * Pr}{1 + 0.04 \left(\left(\frac{D}{L}\right) Re * Pr\right)^{\frac{2}{3}}}$$

$$Nu_{Aceite} = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{0.0127m}{6m}\right) * 281.64 * 349.5}{1 + 0.04 \left(\left(\frac{0.0127m}{6m}\right) 281.64 * 349.5\right)^{\frac{2}{3}}}$$

$$Nu_{Aceite} = 20.84$$

Teniendo el nuevo número de Nusselt en el tubo interno según la longitud de la tubería, se calculó el nuevo coeficiente de convección, para encontrar el valor del coeficiente global de transferencia de calor, y así determinar si este se encuentra en el rango de valores que ofrece la literatura para intercambiadores de calor con fluidos de trabajo agua aceite.

$$h_{aceite} = \frac{Nu_{aceite} * K_c}{D_{int tubo1/2''}}$$

$$h_{aceite} = \frac{20.84 * 0.1325 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.0094m} = 293.75 \frac{W}{m^2 \circ C}$$

Teniendo el nuevo valor de convección en el aceite, se utiliza la ecuación (12) para determinar el nuevo coeficiente global de transferencia de calor.

$$\frac{1}{U} = 0.0295m \left(\frac{1}{293.75 \frac{W}{m^2 \circ C} * \pi * 0.0094m} + \frac{\ln \left(\frac{0.0127m}{0.0094m}\right)}{2 * \pi * 15 \frac{W}{m^{\circ}C}} + \frac{1}{355.17 \frac{W}{m^2 \circ C} * \pi * 0.0127m} \right)$$

$$\frac{1}{U} = 0.0295m * 0.1890 \left(\frac{W}{m^{\circ}C} \right)^{-1}$$

$$U = 179.31 \frac{W}{m^2 \circ C}$$

El valor obtenido se encuentra en el rango entre 100 y $350 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$ según los valores dados por Mills [4] para el coeficiente global de transferencia de calor entre agua y aceite, luego con este valor se determinó el calor transferido para encontrar los flujos másicos necesarios.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= U * A * \Delta T_m \\ \dot{Q} &= 179.31 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} * \pi * 0.0127m * 6m * 22.54^\circ C \\ \dot{Q} &= 967.52 W\end{aligned}$$

4.6.2 Cálculo de nuevos flujos másicos y caudales

Teniendo el nuevo valor del flujo de calor, este se reemplazó en la ecuación de balance energético para determinar los nuevos flujos másicos y así encontrar los caudales necesarios.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{aceite} C_{p_{aceite}} (\Delta T_{aceite}) = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}} (\Delta T_{agua})$$

Luego en flujo másico del agua es:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}} (\Delta T_{agua}) \\ \dot{m}_{agua} &= \frac{\dot{Q}}{C_{p_{agua}} (\Delta T_{agua})} \\ \dot{m}_{agua} &= \frac{967.52 W}{4185 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} (10^\circ C)} \\ \dot{m}_{agua} &= 0.0231 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

Con el flujo másico se calculó el caudal del agua:

$$\begin{aligned}Q_{agua} &= \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0.0231 kg/s}{998 kg/m^3} \\ Q_{agua} &= 2.316 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 1.38 L/min\end{aligned}$$

Finalmente se encontró el flujo másico del aceite:

$$\dot{m}_{aceite} = \frac{\dot{Q}}{C_{p_{aceite}} (\Delta T_{aceite})}$$

$$\dot{m}_{aceite} = \frac{967.52 \text{ W}}{1971.6 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (50^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C})}$$

$$\dot{m}_{aceite} = 0.0490 \text{ kg/s}$$

Con el flujo másico se calculó el caudal del aceite:

$$Q_{aceite} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0.0490 \text{ kg/s}}{846.25 \text{ kg/m}^3}$$

$$Q_{aceite} = 5.79 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 3.47 \text{ L/min}$$

4.6.3 Temperaturas finales de los fluidos variando los caudales

Con los valores geométricos determinados de diámetros y longitud de tubería y el flujo de calor aportado, el intercambiador de calor de tubos concéntricos calculado tiene un cambio de temperaturas de 10°C con unos caudales medios de 1.75 L/min en el agua y de 3,47 L/min en el aceite, es así que como el objetivo del equipo es de uso didáctico, con la variación de los caudales y el flujo de calor que aporte la resistencia, se obtendrán diferentes variaciones de las temperaturas finales de los fluidos, para que el estudiante observe un adecuado cambio de temperaturas y así comprender más fácilmente los mecanismos de transferencia de calor por convección y conducción mediante la experimentación.

Entre menor sean los caudales mayor será la transferencia de calor entre los fluidos de trabajo y entre mayor sean los caudales menor será la transferencia. Para determinar el cambio máximo y mínimo de temperaturas según la variación de los caudales se elaboró una tabla donde se muestra el cambio de temperatura variando los caudales.

En la Tabla 7, se muestran los cambios de temperatura teóricos de los fluidos en el intercambiador de tubos concéntricos, donde los caudales máximos son 8 L/min en el agua y 15 L/min en el aceite según lo determinado anteriormente. La tabla se realizó mostrando cuatro configuraciones principales en los caudales como, los caudales máximos, caudales iguales, caudales diferentes y caudales mínimos, y así abarcar un buen muestreo de resultados en las temperaturas finales de los fluidos.

	Caudales Agua		Caudales Aceite		Flujos Masicos		Temp Salidas		Cambio de Temp	
	Q (L/min)	Q (m3/s)	Q (L/min)	Q (m3/s)	$\dot{m}$ Agua (kg/s)	$\dot{m}$ Aceite (kg/s)	T Salida Agua (°C)	T Salida Aceite (°C)	ΔT Agua (°C)	ΔT Aceite (°C)
Q Maximos	8	1,33E-04	15	2,50E-04	0,133	0,212	17,796	47,220	1,796	2,780
Q Iguales	8	1,33E-04	8	1,33E-04	0,133	0,113	17,796	44,787	1,796	5,213
	5	8,33E-05	5	8,33E-05	0,083	0,071	18,873	41,659	2,873	8,341
	3	5,00E-05	3	5,00E-05	0,050	0,042	20,789	36,098	4,789	13,902
	2	3,33E-05	2	3,33E-05	0,033	0,028	23,183	29,147	7,183	20,853
Q Diferentes	8	1,33E-04	5	8,33E-05	0,133	0,071	17,796	41,659	1,796	8,341
	5	8,33E-05	8	1,33E-04	0,083	0,113	18,873	44,787	2,873	5,213
	5	8,33E-05	3	5,00E-05	0,083	0,042	18,873	36,098	2,873	13,902
	3	5,00E-05	5	8,33E-05	0,050	0,071	20,789	41,659	4,789	8,341
	3	5,00E-05	2	3,33E-05	0,050	0,028	20,789	29,147	4,789	20,853
	2	3,33E-05	3	5,00E-05	0,033	0,042	23,183	36,098	7,183	13,902
Q Minimos	1	1,67E-05	2	3,33E-05	0,017	0,028	30,366	29,147	14,366	20,853

Tabla 7 Cambio de temperaturas intercambiador tubos concéntricos variando los caudales. Fuente: Autor.

Según los valores obtenidos teóricamente en donde el proceso es ideal y no existen pérdidas de calor, al variar los caudales de los fluidos se muestra un determinado cambio en las temperaturas, evidenciando que a mayor caudal menor va a ser el cambio de temperatura en el intercambiador de tubos concéntricos, mientras que a un menor caudal el cambio será mayor, debido al tiempo de permanencia de los fluidos en el equipo, como se observa en la tabla donde realizando los cálculos con los caudales mínimos de operación, este muestra los mayores cambio de temperatura de 14°C en el agua y de 20°C en el aceite.

4.7 Cálculo temperaturas de salida intercambiador de coraza y tubos

El intercambiador de coraza y tubos, fue diseñado para trabajar con fluidos de trabajo vapor y agua, pero como es necesario hacer la integración de este con el otro intercambiador de calor, es necesario determinar cuál será el cambio de temperaturas que tendrá con los nuevos fluidos de trabajo.

4.7.1 Determinación de la Efectividad y NTU

Como el intercambiador de coraza y tubos se encontraba construido, los parámetros geométricos del diseño no cambian, solamente cambian los valores o propiedades de los nuevos fluidos. Para hallar las temperaturas finales se utilizó el método de la efectividad y el número de unidades de transferencia de calor con los cuales se determinaron las temperaturas finales para el equipo, utilizando caudales promedios de trabajo. Para encontrar las temperaturas finales, fue necesario definir las capacidades caloríficas de los fluidos, según los flujos másicos que entren al equipo.

Se determinó usar caudales medios de 3 L/min para el agua y 5 L/min para el aceite, para determinar el cambio medio que puede tener el intercambiador, dado que no fue diseñado

para dichos flujos de trabajo. Se tiene que a partir de los caudales y la densidad de los fluidos, se calcula el flujo másico que entra al intercambiador.

Para el agua:

$$Q_{agua} = 3 \frac{L}{min} = 4.9 \times 10^{-5} m^3/s$$

$$\dot{m}_{agua} = 998 \text{ kg}/m^3 * 4.9 \times 10^{-5} m^3/s$$

$$\dot{m}_{agua} = 0.0489 \text{ kg}/s$$

Para el aceite:

$$Q_{aceite} = 5 \frac{L}{min} = 8.3 \times 10^{-5} m^3/s$$

$$\dot{m}_{aceite} = 846.25 \text{ kg}/m^3 * 8.3 \times 10^{-5} m^3/s$$

$$\dot{m}_{aceite} = 0.0702 \text{ kg}/s$$

Con los flujos másicos se calcularon las capacidades caloríficas de cada fluido usando la ecuación (19), tomando los valores de calor específico del agua y el aceite usados en el intercambiador de tubos concéntricos.

La capacidad calorífica del agua es:

$$C_{agua} = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}}$$

$$C_{agua} = 0.0489 \frac{kg}{s} * 4185 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$$

$$C_{agua} = 204.6 \text{ W}/^\circ C$$

La capacidad calorífica del aceite es:

$$C_{aceite} = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}}$$

$$C_{aceite} = 0.0702 \frac{kg}{s} * 1971.6 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$$

$$C_{aceite} = 138.48 \text{ W}/^\circ C$$

Según los valores calculados $C_{aceite} < C_{agua}$ es decir que la capacidad calorífica del agua es el C_{min} con el cual se calculó la máxima transferencia de calor posible con la temperatura de entrada de los fluidos, usando la ecuación (20).

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{ent\ aceite} - T_{ent\ agua})$$

$$\dot{Q}_{max} = 138.48\text{ W}/^{\circ}\text{C}(50^{\circ}\text{C} - 16^{\circ}\text{C})$$

$$\dot{Q}_{max} = 4692\text{ W}$$

Se estableció el valor de la relación de capacidades entre las dos capacidades caloríficas, usando la ecuación (22).

$$Rc = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{138.48}{204.6} = 0.67$$

Se halló el valor de la efectividad entre la transferencia de calor real y la transferencia de calor máxima que puede existir entre los fluidos.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{1000\text{ W}}{4692\text{ W}} = 0.213$$

Para calcular el número de unidades NTU, se utilizó la relación para intercambiadores con flujos en contracorriente usando la ecuación (24), debido a que el intercambiador de coraza y tubos solo trabaja con dicha configuración de flujos.

$$NTU = \frac{1}{0.67 - 1} \ln \left(\frac{0.213 - 1}{(0.213 * 0.67) - 1} \right)$$

$$NTU = 0.254$$

Se determinó el área de transferencia de calor disponible en el equipo según la geometría conocida del intercambiador, el cual cuenta con 4 tubos internos de 60 cm de largo y $\frac{1}{2}$ " de diámetro.

$$A = n * \pi * D * L$$

$$A = 4 * (\pi * 0.0127\text{m} * 0.6\text{m})$$

$$A = 0.095\text{m}^2$$

Con el área de transferencia de calor, se encontró el coeficiente global de transferencia de calor y se comparó para verificar si estaba entre el rango de los valores recomendados por Mills [4] , en un intercambiador con agua y aceite, mediante la ecuación (21).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$U = \frac{NTU * C_{min}}{A} = \frac{0.254 * 138.48 \text{ W/}^\circ\text{C}}{0.0095 \text{ m}^2}$$

$$U = 370.25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

4.7.2 Determinación de las temperaturas de salida

Finalmente se hallaron las temperaturas de salida de los fluidos del intercambiador de calor de coraza y tubos.

Temperatura se salida del aceite:

$$\dot{Q} = C_{aceite} (T_{ent \text{ aceite}} - T_{sal \text{ aceite}})$$

$$T_{sal \text{ aceite}} = T_{ent \text{ aceite}} - \frac{\dot{Q}}{C_{aceite}} = 50^\circ\text{C} - \frac{1000 \text{ W}}{138.48 \text{ W/}^\circ\text{C}}$$

$$T_{sal \text{ aceite}} = 45.77^\circ\text{C}$$

Temperatura se salida del agua:

$$\dot{Q} = C_{agua} (T_{sal \text{ agua}} - T_{entl \text{ agua}})$$

$$T_{sal \text{ agua}} = T_{ent \text{ agua}} + \frac{\dot{Q}}{C_{aceite}} = 16^\circ\text{C} + \frac{1000 \text{ W}}{204.6 \text{ W/}^\circ\text{C}}$$

$$T_{sal \text{ agua}} = 18.8^\circ\text{C}$$

Luego haciendo el mismo procedimiento, se calculó el cambio de temperatura máximo y mínimo, con las mismas temperaturas de entrada, usando los caudales máximos y mínimos dando los siguientes resultados.

Caudales Máximos 8L/min de agua y 15L/min de aceite:

$$T_{sal \text{ aceite}} = 48.8^\circ\text{C} \quad y \quad T_{sal \text{ agua}} = 16.9^\circ\text{C}$$

Caudales mínimos 1L/min de agua y 2L/min de aceite:

$$T_{sal \text{ aceite}} = 41.1^\circ\text{C} \quad y \quad T_{sal \text{ agua}} = 23.5^\circ\text{C}$$

En la Tabla 8 *Tabla 7*, se muestran los cambios de temperatura teóricos de los fluidos en el intercambiador de coraza y tubos, donde los caudales máximos son 8 L/min en el agua y 15 L/min en el aceite. La tabla se realizó mostrando cuatro configuraciones principales en los caudales como, los caudales máximos, caudales iguales, caudales diferentes y caudales mínimos, y así abarcar un buen muestreo de resultados en las temperaturas finales de los fluidos.

	Caudales Agua		Caudales Aceite		Flujos Masicos		Temp Salidas		Cambio de Temp	
	Q (L/min)	Q (m3/s)	Q (L/min)	Q (m3/s)	$\dot{m}$ Agua (kg/s)	$\dot{m}$ Aceite (kg/s)	T Salida Agua (°C)	T Salida Aceite (°C)	ΔT Agua (°C)	ΔT Aceite (°C)
Q Maximos	8	1,33E-04	15	2,50E-04	0,133	0,212	16,939	48,818	0,939	1,182
Q Iguales	8	1,33E-04	8	1,33E-04	0,133	0,113	16,939	47,784	0,939	2,216
	5	8,33E-05	5	8,33E-05	0,083	0,071	17,503	46,455	1,503	3,545
	3	5,00E-05	3	5,00E-05	0,050	0,042	18,505	44,092	2,505	5,908
	2	3,33E-05	2	3,33E-05	0,033	0,028	19,758	41,137	3,758	8,863
Q Diferentes	8	1,33E-04	5	8,33E-05	0,133	0,071	16,939	46,455	0,939	3,545
	5	8,33E-05	8	1,33E-04	0,083	0,113	17,503	47,784	1,503	2,216
	5	8,33E-05	3	5,00E-05	0,083	0,042	17,503	44,092	1,503	5,908
	3	5,00E-05	5	8,33E-05	0,050	0,071	18,505	46,455	2,505	3,545
	3	5,00E-05	2	3,33E-05	0,050	0,028	18,505	41,137	2,505	8,863
	2	3,33E-05	3	5,00E-05	0,033	0,042	19,758	44,092	3,758	5,908
Q Minimos	1	1,67E-05	2	3,33E-05	0,017	0,028	23,515	41,137	7,515	8,863

Tabla 8 Cambio de temperaturas intercambiador de coraza y tubos variando los caudales. Fuente: Autor

Según los valores obtenidos teóricamente en donde el proceso es ideal y no existen perdidas de calor, al variar los caudales de los fluidos se muestra un determinado cambio en las temperaturas, evidenciando que a mayor caudal menor va a ser el cambio de temperatura en el intercambiador de tubos concéntricos, mientras que a un menor caudal el cambio será mayor, debido al tiempo de permanencia de los fluidos en el equipo, como se observa en la tabla donde realizando los cálculos con los caudales mínimos de operación, este muestra los mayores cambio de temperatura de 7.5°C en el agua y de 8.8°C en el aceite.

4.8 Cálculo de la caída de presión y potencia de bombeo de aceite

Inicialmente se determinó cual era la caída de presión en el equipo, dependiendo de la longitud de la tubería por donde fluye el aceite y de su diámetro. Se tomó en cuenta la velocidad promedio del fluido en la tubería y se encontró el factor de fricción de Darcy usando la ecuación (26).

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{281.64} = 0.227$$

Con el factor de fricción, se calculó la pérdida de presión usando la ecuación (25) y tomando una longitud de 8 m, que equivale a la longitud efectiva del intercambiador de tubos concéntricos más la longitud de las tuberías de conexión.

$$\Delta P_L = f * \frac{L}{D_{tubo\ interno}} * \frac{\rho_{aceite} * V_{aceite}^2}{2}$$

$$\Delta P_L = 0.227 * \frac{8m}{0.0094m} * \frac{846.25kg/m^3 * (0.901m/s)^2}{2}$$

$$\Delta P_L = 4.6 \times 10^5 N/m^2$$

Luego para determinar cuál era la potencia de bombeo necesaria para impulsar el aceite por las tuberías, se utilizó el valor del flujo másico máximo calculado anteriormente y la pérdida de presión con la ecuación (27).

$$\dot{W}_{Bomba} = \frac{\dot{m}_{aceite} * \Delta P_L}{\rho_{aceite}}$$

$$\dot{W}_{Bomba} = \frac{0.2107kg/s * 4.6 \times 10^5 N/m^2}{846.25 kg/m^3}$$

$$\dot{W}_{Bomba} = 114.53 W$$

4.9 Selección de la Bomba

Para impulsar el fluido con el caudal máximo por la tubería se necesita una bomba de 114.53 W o de 0.15Hp, la cual es una potencia mínima para una bomba. Es así que se consultó en el mercado las diferentes bombas ofrecidas de baja potencia, encontrando bombas entre 12W a 150W de potencia [32] entregando caudales entre 3L/min a 20L/min, pero estas son bombas domesticas sumergibles de uso normal en fuentes por lo cual no sirve para la aplicación. Realizando una consulta se encontró que las bombas centrifugas de menor potencia son de ¼ Hp con caudales de 70L/min, es por esto que se buscó un tipo de bomba que entregara un caudal entre 15L/min a 20L/min, encontrando una bomba periférica de ½ Hp de potencia con un caudal máximo de 18 L/min, marca Pedrollo referencia PQm 81 [33] siendo la que más bajo caudal maneja.

A continuación se muestra la curva de la bomba la cual se puede observar que las necesidades de bombeo de 15 L/min están dentro de la curva PQ 81 y la altura manométrica de 80m es más que suficiente para el impulso del fluido, ya que el equipo no tiene una altura mayor a 1.5m. En la Figura 34 se observan las curvas para la selección de las bombas periféricas de la marca Pedrollo.

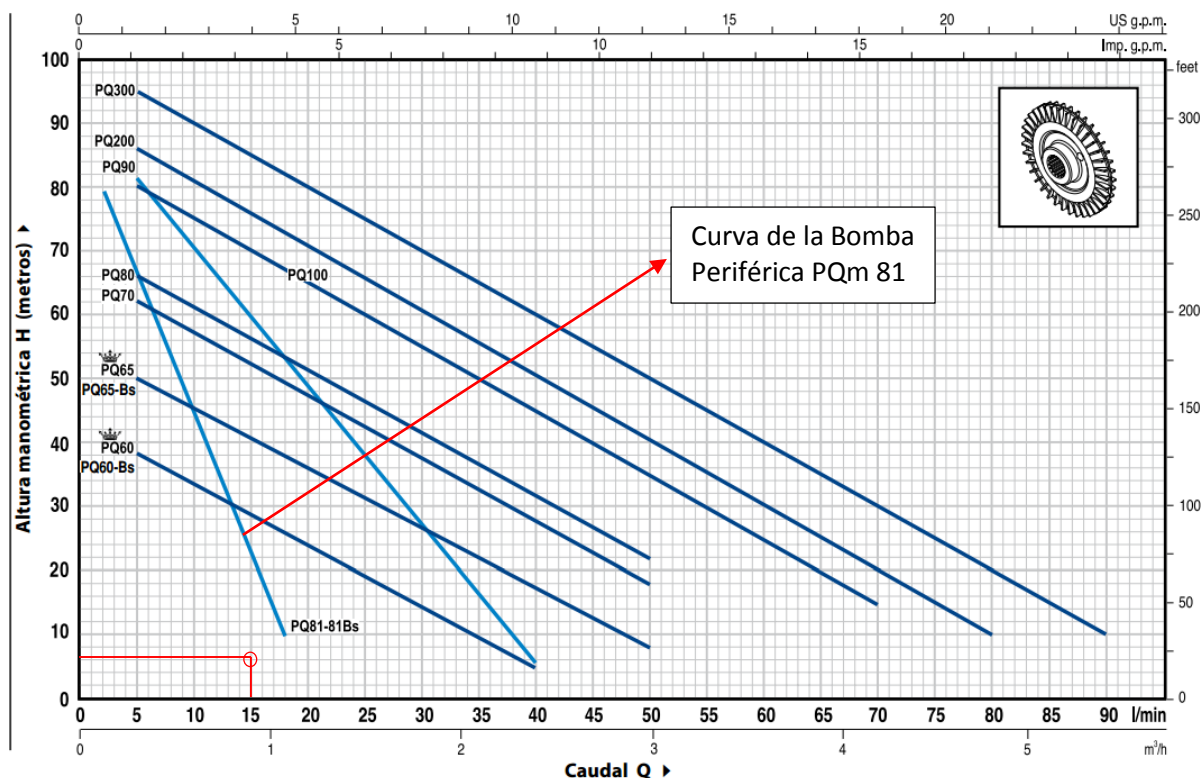


Figura 34 Curva de la bomba periférica Pedrollo PQm 81. Fuente: [33]

La bomba seleccionada es para fluidos de trabajo como agua o aceites poco viscosos, tiene rodete fabricado en latón y el eje hecho de acero inoxidable, tanto la entrada de aspiración como la salida de descarga tienen roscas NPT de $\frac{1}{2}$ ", motor de 110V a 60 Hz con un consumo nominal de 7A, una presión máxima de 10 Bar, temperatura máxima de trabajo de 90°C, caudal máximo de 18 L/min y mínimo de 2L/min, tornillo para cebado y caja de conexiones aislada.



Figura 35 Bomba Periférica Pedrollo referencia PQm 81. Fuente: [33]

4.10 Diseño CAD

Teniendo las medidas del intercambiador de calor de tubos concéntricos, se realiza el diseño del módulo en un software de dibujo para crear el modelo 3D y determinar los planos necesarios para la fabricación del equipo.

4.10.1 CAD Intercambiador de calor tubos concéntricos

Con las medidas de longitud y diámetros determinados para el intercambiador de calor de tubos concéntricos, se realizó el modelo 3D en Autodesk Inventor Professional 2014. Teniendo en cuenta que el dispositivo tiene una longitud de 6m, se estableció que debía tener 2 horquillas de dos elementos cada una con una longitud de 1.5m. En la Figura 36 se muestra el modelo hecho, con las medidas descritas, pero además con una separación de 20cm entre tubos para dar espacio de instalación de las termocupas.

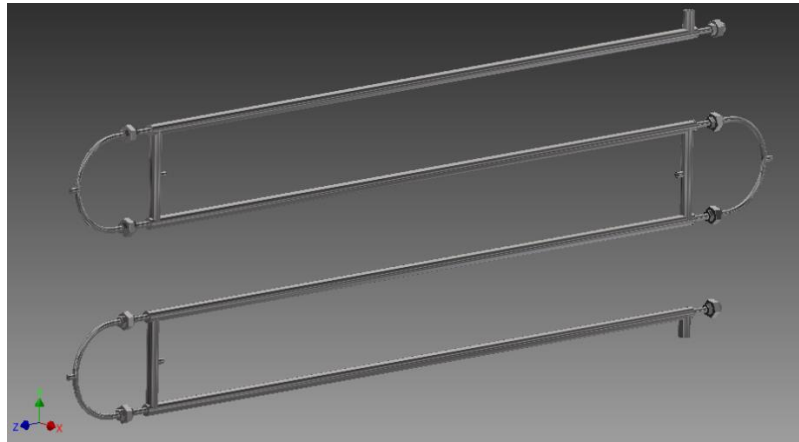


Figura 36 Intercambiador de calor de tubos concéntricos. Fuente: Autor

En la Figura 37 se observa cómo va el tubo interno dentro del tubo externo y como es separación de los caudales para medir las temperaturas independientemente.

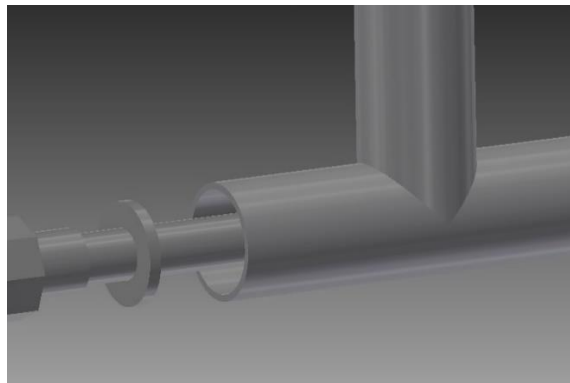


Figura 37 Separación de los tubos por dónde van los fluidos. Fuente: Autor

4.10.2 CAD Intercambiador de calor coraza y tubos

Como el intercambiador de coraza y tubos ya se encontraba fabricado, solo se realizó la metrología del equipo tomando las medidas necesarias para realizar el modelo 3D en inventor y poder ensamblarlo en la estructura del banco de pruebas. En la Figura 38 se observa el intercambiador modelado.

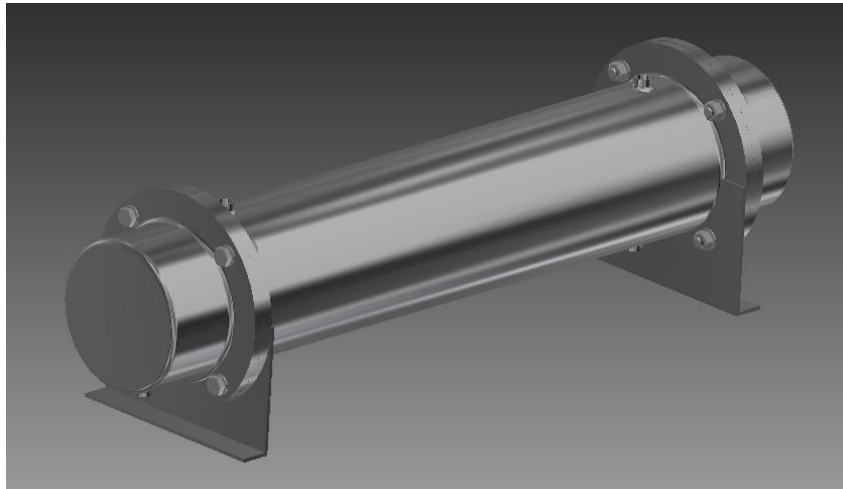


Figura 38 Modelo CAD del intercambiador de coraza y tubos. Fuente: Autor

Al intercambiador se le colocaron dos conexiones más de $\frac{1}{2}$ " con rosca NPT en la coraza, para la entrada y salida del aceite térmico dejando intactas las conexiones para la entrada de vapor y la salida de condensado como fue diseñado, estas conexiones se observan en la Figura 39, se muestra el intercambiador en una vista lateral, haciendo evidente todas las conexiones con las que dispone.

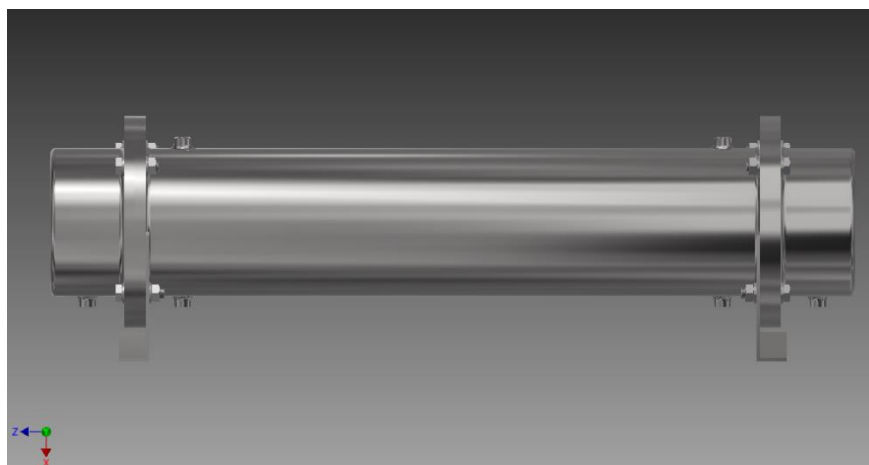


Figura 39 Intercambiador de calor con 4 conexiones NPT de $\frac{1}{2}$ " en la coraza. Fuente: Autor

4.10.3 CAD Tanque de Calentamiento de Aceite

EL volumen del tanque se determinó a partir del caudal máximo de la bomba seleccionada, el cual tiene un valor de 18 L/min, es decir que el tanque debe tener una mayor capacidad para que no se desocupe totalmente durante su operación y para que el fluido no quede tan exacto en el tanque. Es así que se determina una capacidad de 30 L, con un diámetro de 30cm por la restricción de espacio, luego se calculó la longitud necesaria para dicho volumen.

$$V_{tanque} = 30L = 0.0296m^3$$

$$L_{tanque} = \frac{4 * V_{tanque}}{\pi * (D_{tanque})^2}$$

$$L_{tanque} = \frac{4 * 0.0296m^3}{\pi * (0.3m)^2} = 0.42m$$

Entonces las medidas para un tanque de 30 L son: diámetro 30cm y longitud 42cm. Luego el tanque tenía que tener conexión de ½" para las tuberías de salida y de retorno del aceite, un desagüe de ½" para evacuar completamente el fluido, una conexión con rosca de 1" para una reglilla de nivel, una conexión de 1" para la resistencia eléctrica y una conexión de 3/8" para la termocupla. En la Figura 40 se observa el tanque de aceite con sus conexiones.



Figura 40 Tanque de calentamiento de aceite. Fuente: Autor

La resistencia se ubica en la parte trasera del tanque, de tal manera que caliente totalmente el aceite antes de ser bombeado por el otro extremo del tanque. La conexión de 3/8" de la termocupla se ubicó de tal manera que fuera un punto de referencia para determinar el nivel mínimo del aceite, ya que esta tiene que estar en contacto directo con el aceite térmico para sensar su temperatura.

4.10.4 CAD Estructura de soporte

Todos los componentes del banco de pruebas de transferencia de calor, tenían que estar integrados y soportados en una estructura versátil y funcional, que tuviera unas medidas de 2m de largo y 0.5m de ancho, según el espacio disponible en el laboratorio de ciencias térmicas. Para diseñar la estructura se siguió el modelo de la estructura de la planta de biodiesel, la cual cuenta con unas medidas aproximadas y cumple la misma función que se buscaba. Así se llegó al boceto de la estructura que se observa en la Figura 41 la cual cumple con las medidas, y distribuye estratégicamente el espacio para la ubicación de los equipos.

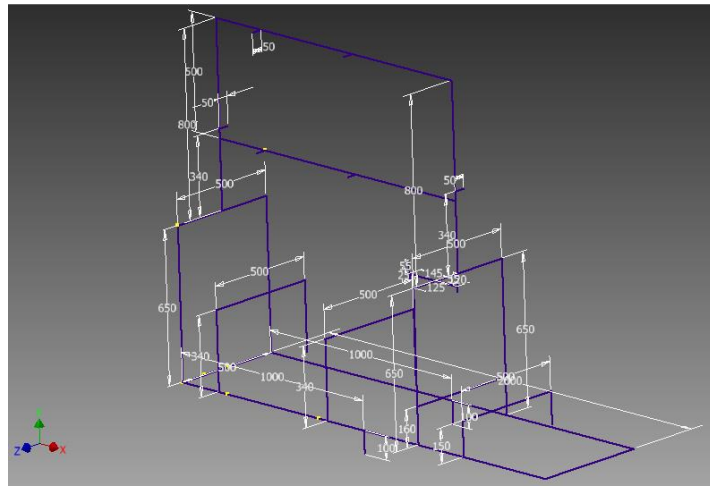


Figura 41 Boceto de la estructura con sus medidas. Fuente: Autor

Con el boceto preliminar, se seleccionó la tubería de la cual va a estar fabricada la estructura, escogiendo tubería arquitectónica en acero inoxidable 304 de 1" para los elementos superiores, y de 1 ½" para la base, la cual soportara todo el peso. En la Figura 42 se observa la estructura con sus elementos en tubería cuadrada.

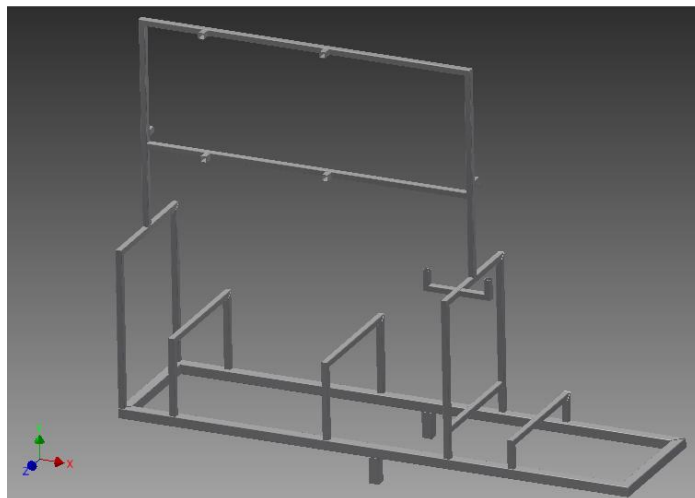


Figura 42 Estructura soporte en tubería cuadrada de acero inoxidable. Fuente: Autor

Para determinar si la estructura no sufriría deformaciones por el peso de los elementos se realizó una simulación de cargas en el software de diseño, y así asegurar que la estructura serviría para el fin desarrollado. Se aplicaron cargas con valores aproximados a 120Kg del peso de los elementos distribuidos en cargas iguales en los diferentes nodos donde irían ensamblados los equipos, como se muestra en la Figura 43.

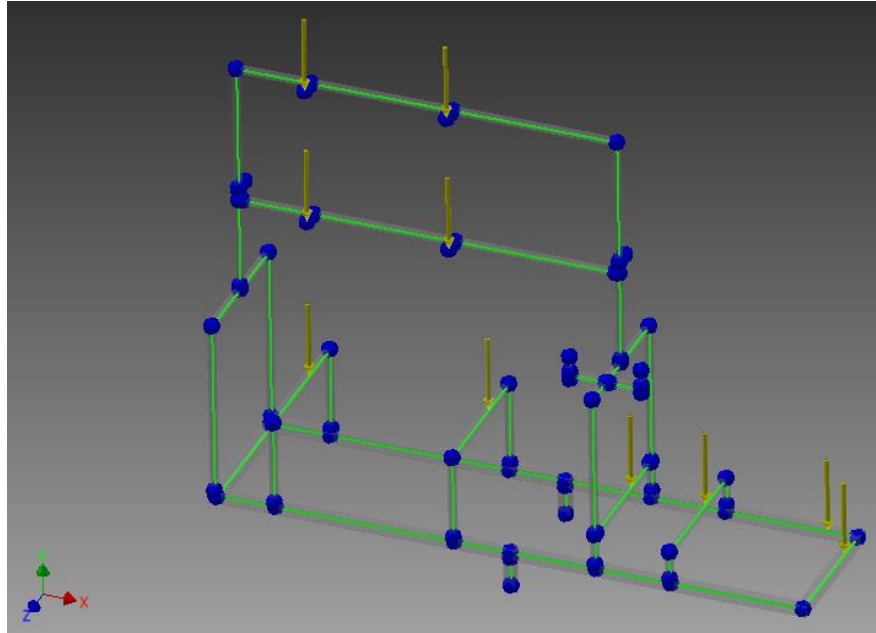


Figura 43 Análisis de cargas en los nodos principales de la estructura. Fuente Autor

Luego se aplicaron las restricciones en la base de la estructura donde iría apoyada sobre las 4 ruedas como se muestra en la Figura 44.

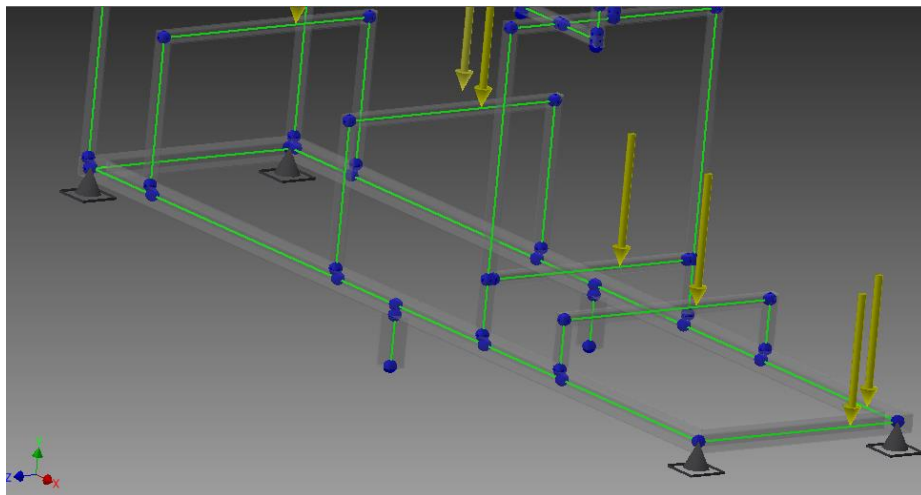


Figura 44 Apoyos en la estructura donde van ubicadas las ruedas de soporte. Fuente: Autor

Se realizó la simulación de la estructura para ver la deformación causada por las cargas obteniendo los siguientes resultados que se observan en la Figura 45.

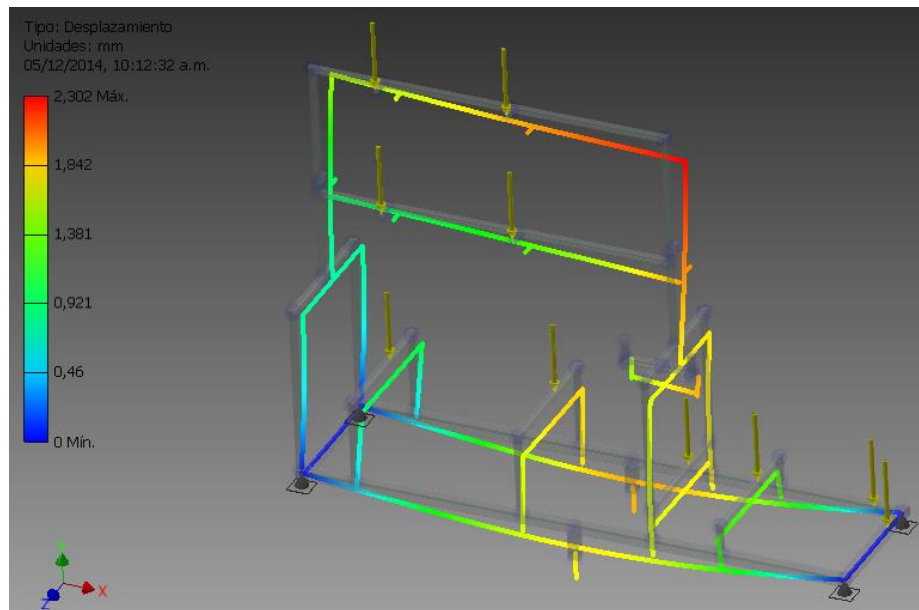


Figura 45 Deformación de la estructura con soportes en las 4 ruedas. Fuente: Autor

Según los resultados, se obtuvo una deformación máxima de 2.3mm en la estructura con 4 apoyos, lo cual puede causar que las soldaduras que unen los elementos posiblemente se rompan y causen daños al equipo, entonces se determinó poner dos apoyos más en la mitad de la estructura, los cuales son unas patas ajustables de altura para evitar poner más ruedas. En la Figura 46 se muestran todos los apoyos de la estructura, que son 4 en las ruedas y dos en las patas centrales.

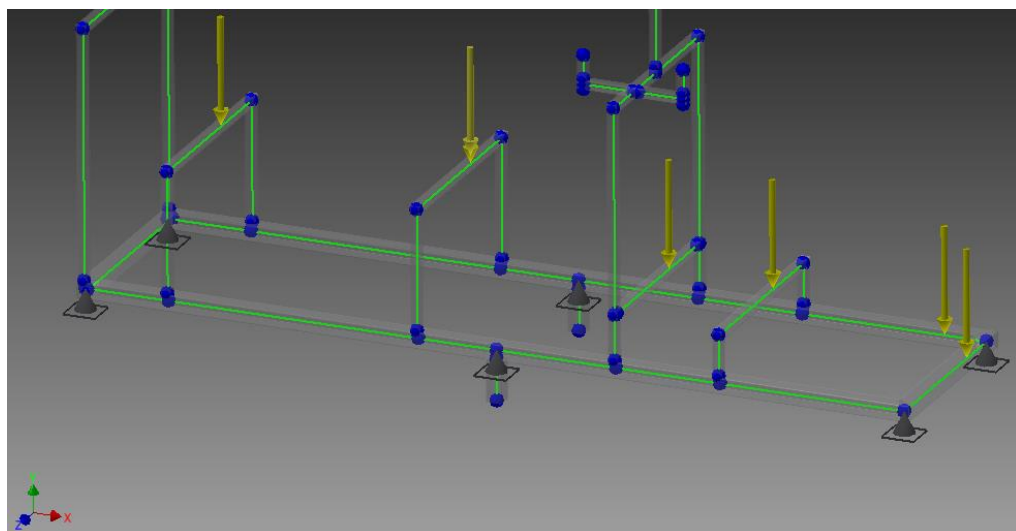


Figura 46 Apoyos en la estructura donde va soportado el equipo. Fuente: Autor

Se realizó la simulación de la estructura para ver la deformación causada por las cargas obteniendo los resultados que se observan en la Figura 47.

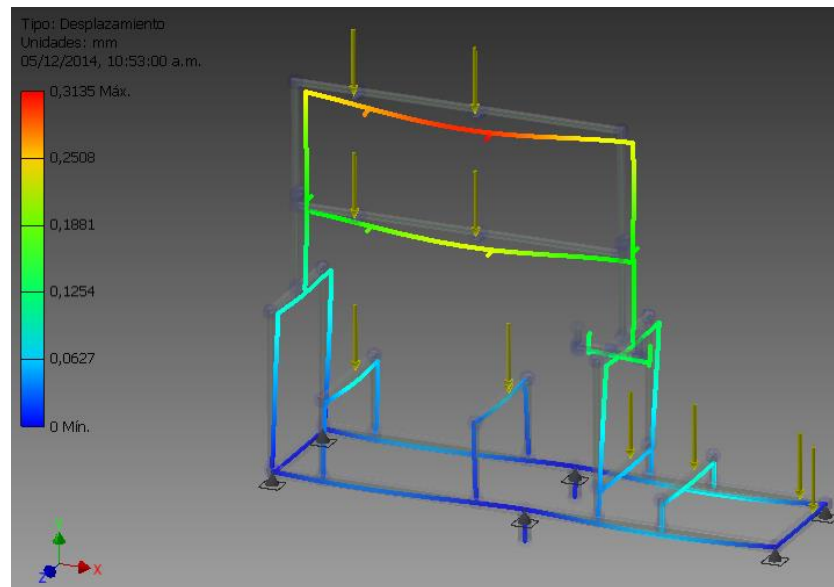


Figura 47 Deformación de la estructura aplicando cargas con todos los apoyos. Fuente: Autor

Según los resultados obtenidos, agregando los apoyos en el centro de la estructura la deformación máxima es de 0.3m, siendo esta una deformación mínima que no llega a causar ningún inconveniente en la estructura, y por tanto seleccionando a este modelo como el diseño a fabricar.

4.10.5 CAD Banco de pruebas de transferencia de calor

Finalmente el banco de pruebas de transferencia de calor se ensambló, junto con los intercambiadores de calor y el tanque de aceite sobre la estructura, adicionalmente se monto una bomba centrífuga y se colocaron las tuberías de conexión usando la herramienta de tuberías de Inventor 2014 acorde al funcionamiento del equipo, en donde el aceite termico retorna al tanque y el agua puede variar su direccion para entrar con el flujo en paralelo o a contracorriente mediante válvulas de bolas. En la Figura 48 se muestra el posicionamiento de los equipos principales sobre la estructura.

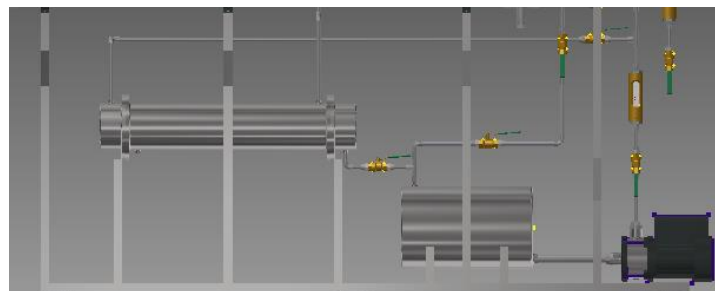


Figura 48 Posición de componentes principales. Fuente: Autor

En la Figura 49 se observa el ensamble completo del intercambiador de calor sobre la estructura de soporte, con todos sus componentes principales y accesorios incluyendo tuberías de conexión.



Figura 49 Ensamble del banco de pruebas de transferencia de calor. Fuente: Autor

5 FABRICACION

Para la fabricación del equipo se contó con el apoyo y la financiación de la Universidad Santo Tomás en un 100%, con el compromiso de entregar un equipo en funcionamiento para realizar las prácticas correspondientes a transferencia de calor. Los planos generados en el software CAD se enviaron a diferentes empresas dedicadas a la fabricación de equipos industriales, para definir el costo para construir el banco de pruebas, luego se seleccionaron tres empresas: Dimamec Ltda., Tecnoequipos Industriales Ltda., y Tecnoinox Ltda., las cuales ofrecían las mejores condiciones y el mejor precio para fabricar el equipo. De las anteriores empresas se eligió a Tecnoinox Ltda., para fabricar el banco de pruebas debido a su amplia experiencia en la fabricación, montaje y mantenimiento de equipos en acero inoxidable, además que fue la empresa con el costo más adecuado al presupuesto de 25 millones de pesos establecido por la Universidad para el financiamiento del proyecto.

El equipo se fabricó en tres etapas:

5.1 Fabricación Mecánica

La fabricación mecánica consistió en fabricar la estructura soporte del banco de pruebas, usando tubería cuadrada en acero inoxidable de 1 ½" para la base y de 1" para los demás elementos. La tubería se cortó según las medidas dadas en los planos, correspondientes a cada uno de los elementos que conforman la estructura, para unirlos se usó soldadura TIC la cual usa un electrodo de tungsteno y un gas inerte como argón para fundir el metal y unir el acero. En la Figura 50 se observa el pulido de la soldadura en las diferentes uniones de la estructura, para que se vea estética.



Figura 50 Pulido de la soldadura en las uniones de la estructura. Fuente: Autor

El tanque de aceite se fabricó con una lámina de acero inoxidable calibre 14, la cual se dobló según las medidas de los planos, luego se fabricaron las tapas de los extremos recortando dos círculos de 30 cm de diámetro y soldando dos laminas para crear un radio de 5cm y soldar las tapas al cuerpo del tanque, finalmente se recortan los agujeros de las conexiones hidráulicas y se soldan las uniones. En la Figura 51 se observa el tanque con las tapas recién soldadas.



Figura 51 Tanque de almacenamiento de aceite recién soldado. Fuente: Autor

Se abrió el intercambiador de coraza y tubos para verificar el estado de sus componentes internamente, encontrado que se hallaba en buen estado, se realizó una limpieza y se modificó la coraza, instalando dos conexiones más de $\frac{1}{2}$ " para el ingreso de agua, y cambiando de posición la válvula de seguridad de vapor. En la Figura 52 se observa el estado de los cabezales, luego de más de tres años sin operar el equipo.



Figura 52 Revisión interna de los cabezales del intercambiador de coraza y tubos. Fuente: Autor

En la Figura 53 se ve el estado interno de los tubos por donde pasará el aceite térmico.



Figura 53 Estado de los tubos internos dentro de la coraza. Fuente: Autor

5.2 Fabricación Hidráulica

La fabricación hidráulica consistió en elaborar todos los componentes hidráulicos como las horquillas del intercambiador y las diferentes tuberías de conexión, luego que se posicionara en la estructura el tanque de aceite, el intercambiador de coraza y tubos y la bomba periférica. En la Figura 54 se observan las horquillas del intercambiador de tubos concéntricos montadas sobre la estructura.



Figura 54 Horquillas del intercambiador de tubos concéntricos. Fuente: Autor

Con los componentes del equipo montados, se comenzaron a instalar las tuberías de conexión que distribuyen los fluidos por todo el dispositivo, incluyendo los medidores de caudal en los puntos de entrada de aceite y agua a los equipos, e instalando las válvulas de control correspondientes para la distribución de los flujos. En la Figura 55 se puede observar la instalación de las tuberías que distribuyen el flujo de agua en el equipo.

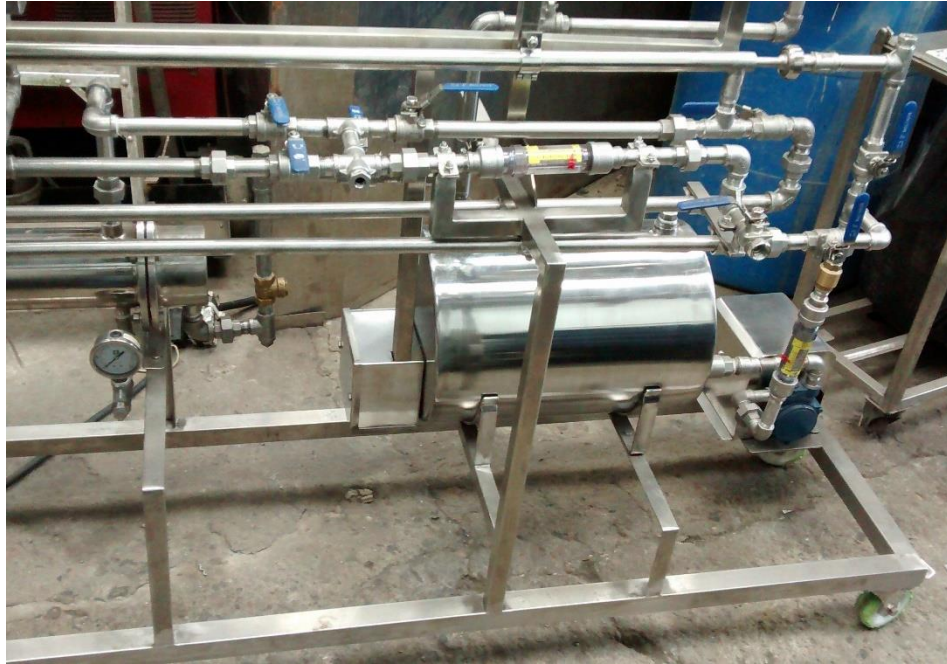


Figura 55 Instalación de tuberías de conexión en el banco de pruebas. Fuente: Autor

En la Figura 56 se muestran las conexiones del intercambiador de coraza y tubos, ya ubicado en su sitio de operación.



Figura 56 Montaje de las conexiones en el intercambiador de coraza y tubos. Fuente: Autor

5.3 Montaje Eléctrico

El montaje eléctrico fue la última parte de la fabricación del equipo, la cual consistió en la instalación de todo el cableado eléctrico del equipo en la bomba, la resistencia de calentamiento, las termocuplas y los diferentes dispositivos dentro del tablero de control. En la Figura 57 se observa el tablero de control posicionado en su sitio en el banco, con la demarcación de la ubicación de los componentes de control para la operación del equipo.

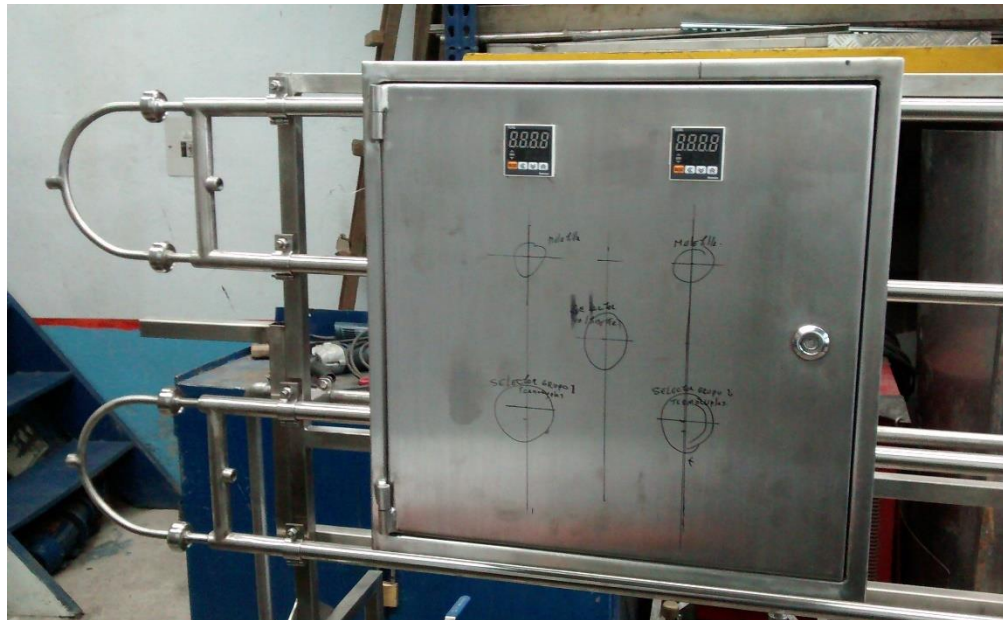


Figura 57 Instalación del tablero de control en el banco de pruebas. Fuente: Autor

Se realiza el cableado de control y potencia de la bomba periférica en el banco de pruebas como se muestra en la Figura 58.



Figura 58 Cableado de control y potencia de la bomba en el banco de pruebas. Fuente: Autor.

Se realizó la instalación de las termocuplas en los diferentes puntos de sensado de temperaturas en el equipo, cableando directamente al tablero de control. En la Figura 59 se muestra una de las termocuplas y su instalación.



Figura 59 Instalación de termocuplas en los puntos de sensado de temperaturas. Fuente: Autor

Finalmente se realizó todo el cableado de los sistemas de control dentro del tablero, en donde se encuentra el mando para energizar la bomba, la resistencia, visualizar las temperaturas de las termocuplas en el controlador, programar la temperatura de calentamiento del aceite y seleccionar la termocupla a sensar, con su demarcación respectiva como se ve en la Figura 60.



Figura 60 Cableado interno del tablero de control. Fuente: Autor

Se realizaron una serie de pruebas, ingresando en el equipo agua por las diferentes tuberías para verificar y corregir cualquier tipo de fuga, además para verificar el control eléctrico del equipo y el sensado de temperaturas. En la Figura 61 se muestra el equipo en funcionamiento únicamente con agua para la limpieza de residuos en las tuberías.



Figura 61 Puesta en marcha del banco y limpieza interna de las tuberías. Fuente: Autor.

Terminada la construcción del banco de pruebas, el equipo es transportado a la Universidad Santo Tomás para su instalación en el laboratorio de termofluidos realizando las conexiones pertinentes al punto hidráulico y a la corriente eléctrica, como se ve en la Figura 62.



Figura 62 Banco de pruebas de transferencia de calor instalado en su sitio final. Fuente: Autor.

6 PRUEBAS Y RESULTADOS

Para determinar la capacidad del equipo, se realizaron una serie de pruebas en donde se determinó experimentalmente el cambio de temperaturas de los fluidos, con la variación de los caudales, y así determinar la transferencia de calor en el equipo. Se realizaron 12 ensayos para cada configuración de flujo en el intercambiador de tubos concéntricos y en el intercambiador de coraza y tubos, en donde el ensayo 1 se realizó con los caudales máximos, los ensayos 2 a 5 se realizaron con caudales iguales, los ensayos 6 a 11 se realizaron con caudales diferentes y el ensayo 12 se realizó con los caudales mínimos. En la

¡Error! No se encuentra el origen de la referencia. se muestran los caudales utilizados en cada prueba en L/min.

Prueba N°	Caudales	
	Caudal Agua(L/min)	Caudal Aceite (L/min)
1	8	15
2	8	8
3	5	5
4	3	3
5	2	2
6	8	5
7	5	8
8	5	3
9	3	5
10	3	2
11	2	3
12	1	2

Tabla 9 Caudales de prueba para los intercambiadores de calor. Fuente: Autor

6.1 Pruebas intercambiador de calor tubos concéntricos

Al intercambiador de calor de tubos concéntricos se le realizaron las pruebas inicialmente configurando los flujos paralelos. Se realizaron las 12 pruebas con los caudales que muestra la tabla 9 y se obtuvieron los siguientes resultados.

Prueba N°	Flujos en Paralelo						
	Temperaturas del Agua		Temperaturas del Aceite		Q Agua (W)	Q aceite(W)	Perdidas (W)
	T entrada °C	T salida °C	T entrada °C	T salida °C			
1	16	17	50	45	556,884	2085,583125	1528,699125
2	16	18	50	42	1113,768	1779,6976	665,9296
3	16	20	50	39	1392,21	1529,427625	137,217625
4	16	22	50	32	1252,989	1501,61985	248,63085
5	16	20	50	30	556,884	1112,311	555,427
6	16	19	50	37	1670,652	1807,505375	136,853375
7	16	19	50	41	1044,1575	2002,1598	958,0023
8	16	19	50	36	1044,1575	1167,92655	123,76905
9	16	21	50	40	1044,1575	1390,38875	346,23125
10	16	21	50	26	1044,1575	1334,7732	290,6157
11	16	25	50	33	1252,989	1418,196525	165,207525
12	16	26	50	27	696,105	1279,15765	583,05265

Tabla 10 Resultados de las pruebas intercambiador tubos concéntricos en paralelo. Fuente: Autor
Se graficaron los valores de tres de las pruebas realizadas, las cuales corresponden a las ensayos con los caudales máximos, los caudales mínimos y caudales medios.

La Figura 63 muestra los cambios de temperatura del intercambiador de tubos concéntricos usando los caudales máximos de 8L/min de agua y 15L/min de aceite:

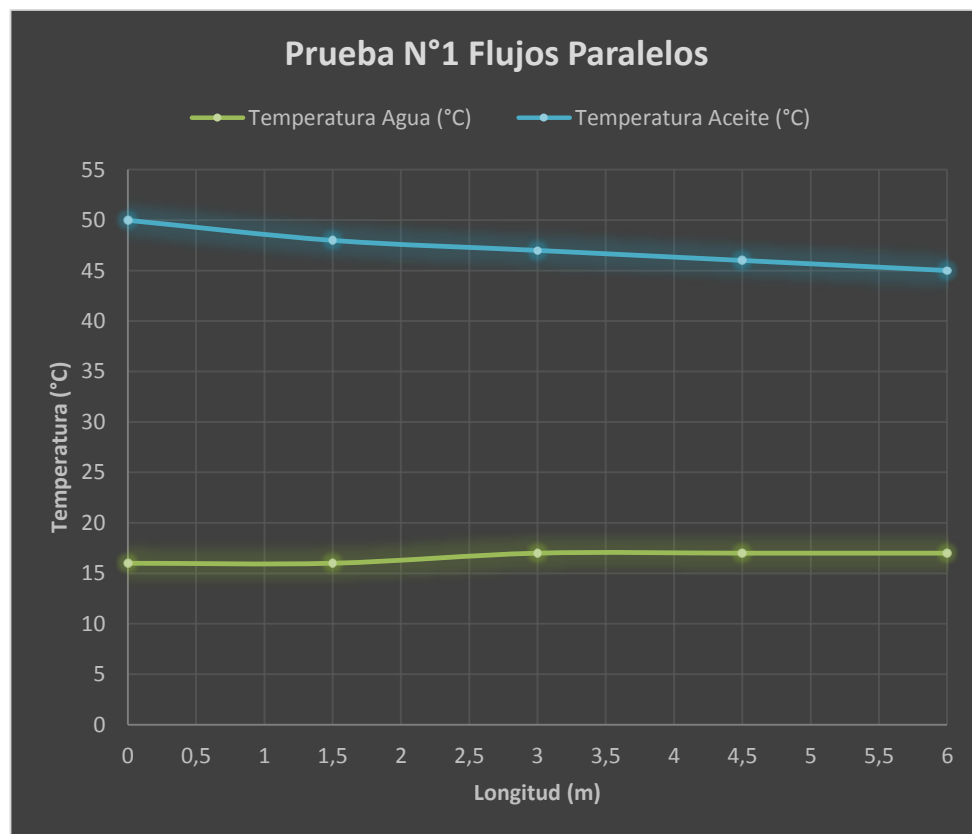


Figura 63 Cambio de temperaturas intercambiador tubos con caudales máximos en paralelo. Fuente: Autor.

En la gráfica se observa el cambio de las temperaturas que se presenta por la transferencia de calor entre los fluidos en 5 puntos diferentes del recorrido del intercambiador, estos corresponden a las entradas y salidas del equipo a 0m y 6m respectivamente, y a tres puntos ubicados en las curvas de las horquillas a 1.5m, 3m y 4.5m.

En la configuración mostrada ambos flujos entran cuando la longitud del equipo indica 0m, evidenciando un cambio de 1°C en el agua y 5°C en el aceite.

Se graficaron los valores utilizando caudales medios, con valores de 3L/min de agua y 5L/min de aceite, que corresponden al ensayo 8 dando los siguientes resultados mostrados en la Figura 64.

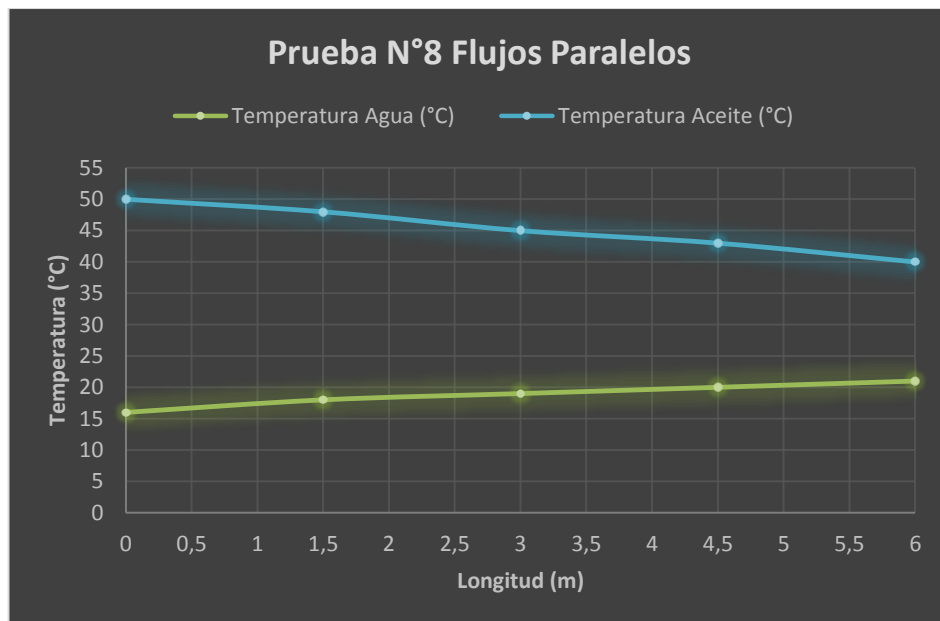


Figura 64 Cambio de temperaturas intercambiador tubos con caudales medios en paralelo. Fuente: Autor.

En la figura anterior los dos fluidos de trabajo evidencian un cambio de temperaturas de 5°C en el agua y 10°C en el aceite. Finalmente la Figura 65 muestra los cambios de temperatura usando los caudales mínimos de 1L/min de agua y 2L/min de aceite correspondientes al ensayo 12.

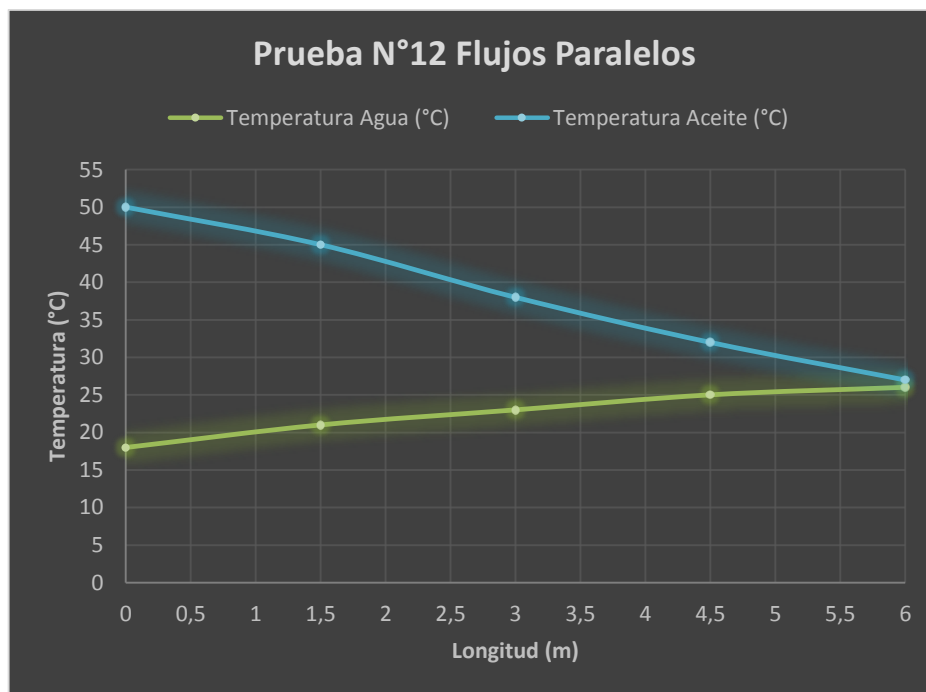


Figura 65 Cambio de temperaturas intercambiador tubos con caudales mínimos en paralelo. Fuente: Autor. Realizadas los ensayos con los flujos en paralelo, se realizaron 12 ensayos correspondientes con los flujos a contracorriente con los caudales que muestra la tabla 9, obteniendo los resultados que se ven en la Tabla 11.

Prueba N°	Flujos en Contracorriente							
	Temperaturas del Agua		Temperaturas del Aceite		Q Agua (W)	Q aceite(W)	Perdidas (W)	
	T entrada °C	T salida °C	T entrada °C	T salida °C				
1	16	17	50	44	556,884	2502,69975	1945,81575	77,75%
2	16	18	50	41	1113,768	2002,1598	888,3918	44,37%
3	16	21	50	37	1740,2625	1807,505375	67,242875	3,72%
4	16	21	50	35	1044,1575	1251,349875	207,192375	16,56%
5	16	23	50	29	974,547	1167,92655	193,37955	16,56%
6	16	19	50	35	1670,652	2085,583125	414,931125	19,90%
7	16	20	50	40	1392,21	2224,622	832,412	37,42%
8	16	19	50	34	1044,1575	1334,7732	290,6157	21,77%
9	16	21	50	39	1044,1575	1529,427625	485,270125	31,73%
10	16	22	50	25	1252,989	1390,38875	137,39975	9,88%
11	16	27	50	31	1531,431	1585,043175	53,612175	3,38%
12	16	25	50	26	626,4945	1334,7732	708,2787	53,06%

Tabla 11 Resultados de las pruebas intercambiador tubos concéntricos en contracorriente. Fuente: Autor

Igual que los flujos en paralelo, se graficaron los valores de tres de las pruebas realizadas, las cuales corresponden a las ensayos con los caudales máximos, los caudales mínimos y caudales medios. La Figura 66 muestra los cambios de temperatura del intercambiador de tubos concéntricos usando los caudales máximos de 8L/min de agua y 15L/min de aceite:

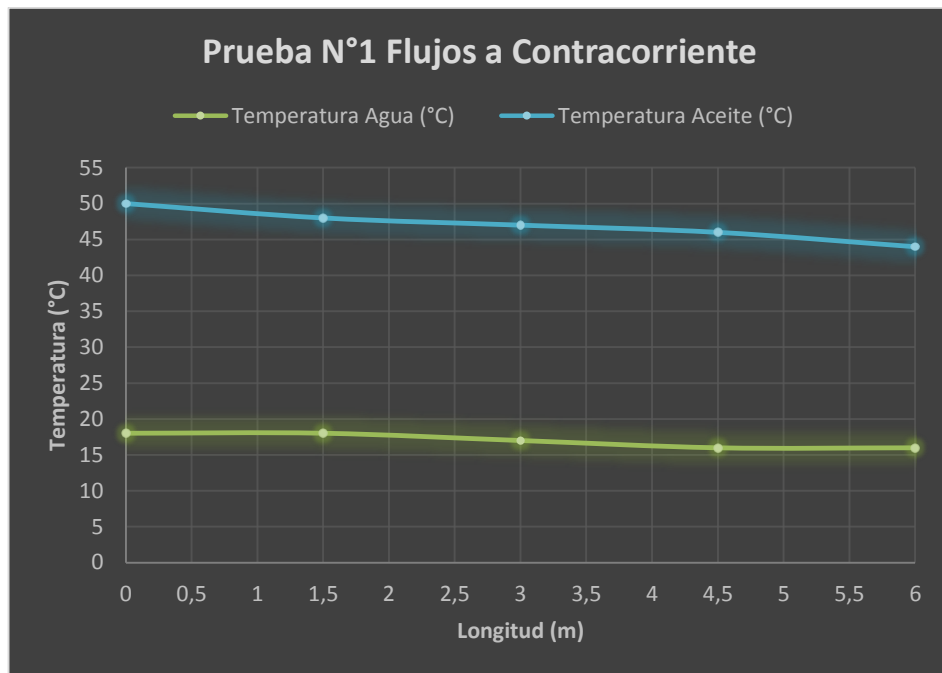


Figura 66 Cambio de temperaturas intercambiador tubos caudales máximos en contracorriente. Fuente: Autor.

En la configuración mostrada el agua fría entra al intercambiador cuando el aceite térmico sale a los 6m, con los caudales máximos se tiene un cambio de 2°C en el agua y 6°C en el aceite. Se graficaron los valores utilizando caudales medios, con valores de 3L/min de agua y 5L/min de aceite, que corresponden al ensayo 8 dando los siguientes resultados mostrados en la

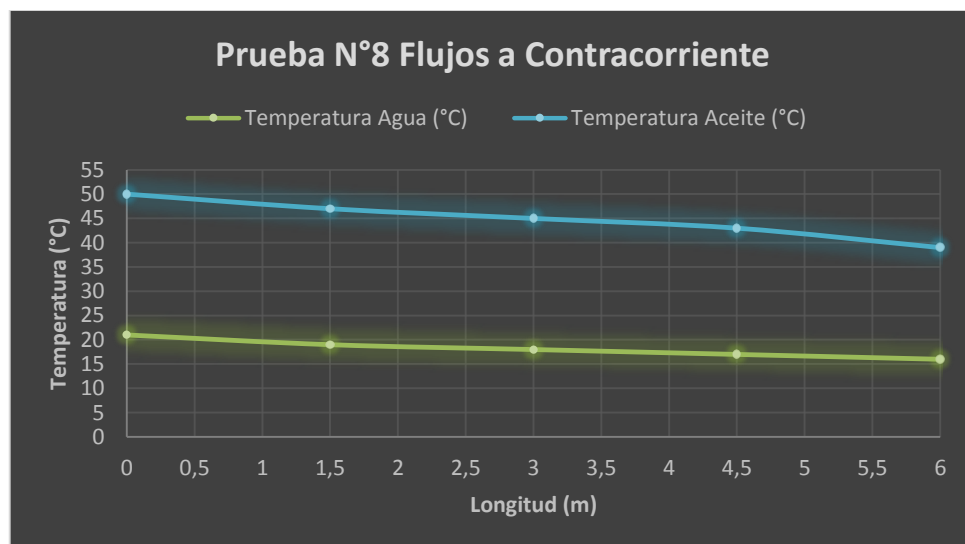


Figura 67 Cambio de temperaturas intercambiador tubos caudales medios en contracorriente. Fuente: Autor.

En la figura anterior los dos fluidos de trabajo evidencian un cambio de temperaturas de 5°C en el agua y 11°C en el aceite. Finalmente la muestra los cambios de temperatura usando los caudales mínimos de 1L/min de agua y 2L/min de aceite correspondientes al ensayo 12.

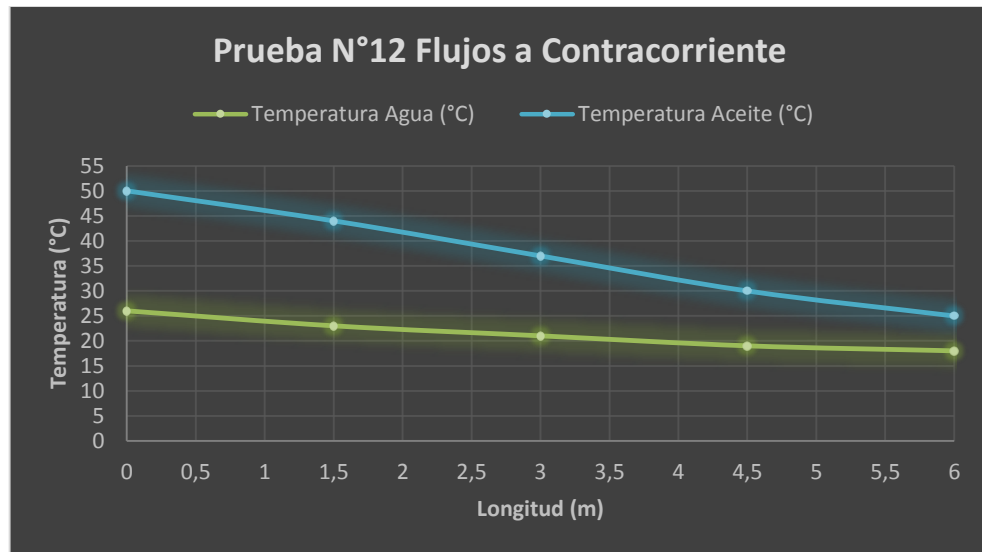


Figura 68 Cambio de temperaturas intercambiador tubos caudales mínimos en contracorriente. Fuente: Autor. Comparando los valores obtenidos con los flujos en paralelo y contracorriente en las 3 pruebas, se obtuvo un cambio mayor de temperaturas con los flujos a contracorriente, en la primera prueba con los caudales máximos y los flujos paralelos se obtuvo un enfriamiento de 5°C en el aceite, mientras que con los flujos a contracorriente se enfrió 6°C, haciendo más eficiente el proceso con los flujos entrando por sentidos contrarios al intercambiador de tubos. Así mismo en las siguientes pruebas con los caudales medio y caudales mínimos se obtuvo un mayor enfriamiento, con un cambio de $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ en la temperatura final del aceite, comprobando así que el intercambiador es más eficiente con los flujos a contracorriente. En la Tabla 12 se observa la comparación de las temperaturas de salida teóricas y experimentales de los fluidos, encontrando porcentajes de error entre 0.67% y 14.1% en el agua y porcentajes de error entre 0.5% y 15.98% en el aceite, según se realiza la variación de los caudales.

Caudales		Temp Teoricas		Temp Experimentales		Porcentajes de Error	
Q Agua (L/min)	Q Aceite (L/min)	T Salida Agua (°C)	T Salida Aceite (°C)	T salida Agua °C	T salida Aceite °C	Error Agua	Error Aceite
8	15	17,796	47,220	17	44	4,68%	6,82%
8	8	17,796	44,787	18	41	1,13%	8,45%
5	5	18,873	41,659	21	37	10,13%	11,18%
3	3	20,789	36,098	21	35	1,01%	3,04%
2	2	23,183	29,147	24	29	3,40%	0,50%
8	5	17,796	41,659	19	35	6,34%	15,98%
5	8	18,873	44,787	20	40	5,63%	10,69%
5	3	18,873	36,098	19	34	0,67%	5,81%
3	5	20,789	41,659	21	39	1,01%	6,38%
3	2	20,789	29,147	22	25	5,51%	14,23%
2	3	23,183	36,098	27	31	14,14%	14,12%
1	2	30,366	29,147	31	26	2,05%	10,80%

Tabla 12 Porcentajes de error cambio de temperaturas intercambiador tubos concéntricos. Fuente: Autor

6.2 Pruebas intercambiador de calor coraza y tubos

En el intercambiador de calor de coraza y tubos los fluidos solo trabajan a contraflujo según su diseño, es así que se realizaron 12 pruebas igual que el otro intercambiador donde se variaron los caudales de entrada para determinar unas temperaturas de salida, obteniendo los resultados de la Tabla 13.

Prueba N°	Flujos en Contracorriente							
	Temperaturas del Agua		Temperaturas del Aceite		Q Agua (W)	Q aceite(W)	Perdidas (W)	
	T entrada °C	T salida °C	T entrada °C	T salida °C				
1	16	17	50	48	556,884	834,23325	277,34925	33,25%
2	16	17	50	47	556,884	667,3866	110,5026	16,56%
3	16	18	50	44	696,105	834,23325	138,12825	16,56%
4	16	18	50	43	417,663	583,963275	166,300275	28,48%
5	16	19	50	42	417,663	444,9244	27,2614	6,13%
6	16	17	50	45	556,884	695,194375	138,310375	19,90%
7	16	17	50	47	348,0525	667,3866	319,3341	47,85%
8	16	17	50	44	348,0525	500,53995	152,48745	30,46%
9	16	17	50	48	208,8315	278,07775	69,24625	24,90%
10	16	17	50	46	208,8315	222,4622	13,6307	6,13%
11	16	18	50	43	278,442	583,963275	305,521275	52,32%
12	16	19	50	41	208,8315	500,53995	291,70845	58,28%

Tabla 13 Resultados de las pruebas intercambiador coraza y tubos en contracorriente. Fuente: Autor

Se graficaron los valores de tres de las pruebas realizadas, las cuales corresponden a los ensayos con los caudales máximos, los caudales mínimos y caudales medios. La Figura 69 muestra los cambios de temperatura del intercambiador de coraza y tubos usando los caudales máximos de 8L/min de agua y 15L/min de aceite:

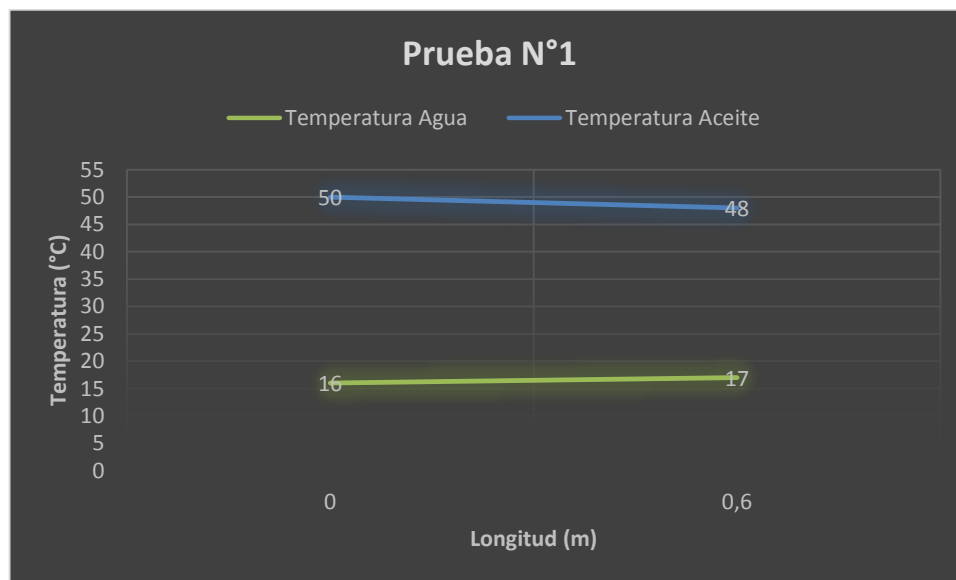


Figura 69 Cambio de temperaturas intercambiador coraza caudales máximos a contracorriente. Fuente: Autor.

Usando los caudales máximos se obtuvo un cambio de 1°C en el agua y 2°C en el aceite. Luego se graficaron los valores utilizando caudales medios, con valores de 3L/min de agua y 5L/min de aceite, que corresponden al ensayo 8 dando los siguientes resultados mostrados en la Figura 70.

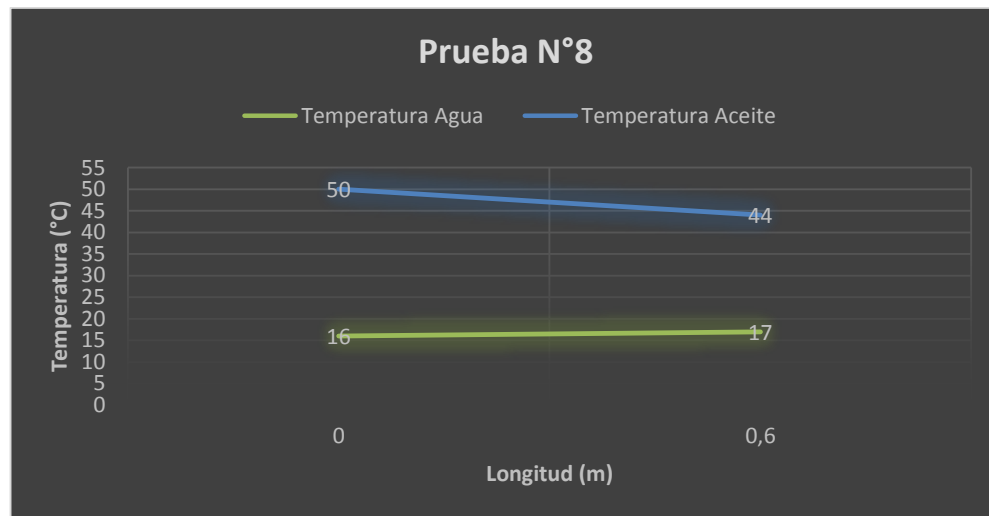


Figura 70 Cambio de temperaturas intercambiador coraza caudales medios en contracorriente. Fuente: Autor.

En la figura anterior los dos fluidos de trabajo evidencian un cambio de temperaturas de 1°C en el agua y 6°C en el aceite. Finalmente la muestra los cambios de temperatura usando los caudales mínimos de 1L/min de agua y 2L/min de aceite correspondiente a la prueba N°12, en la Figura 71 se muestra un cambio de temperaturas en el aceite de 9°C y en el agua 2°C:

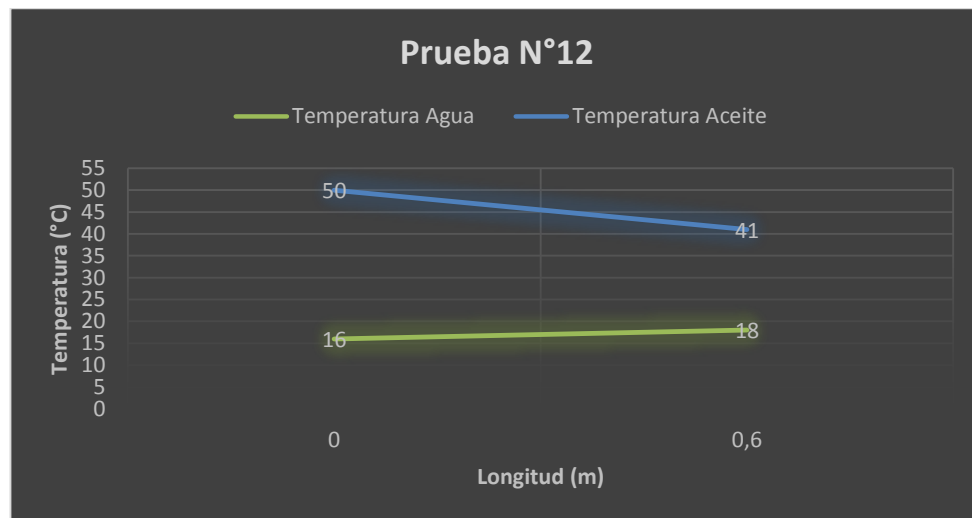


Figura 71 Cambio de temperaturas intercambiador coraza caudales medios en contracorriente. Fuente: Autor.

Comparando los valores obtenidos con los flujos en paralelo y contracorriente en las 3 pruebas, se obtuvo un cambio mayor de temperaturas con los flujos a contracorriente, en la primera prueba con los caudales máximos y los flujos paralelos se obtuvo un enfriamiento de 5°C en el aceite, mientras que con los flujos a contracorriente se enfrió 6°C, haciendo

más eficiente el proceso con los flujos entrando por sentidos contrarios al intercambiador de tubos. Así mismo en las siguientes pruebas con los caudales medio y caudales mínimos se obtuvo un mayor enfriamiento, con un cambio de $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ en la temperatura final del aceite, comprobando así que el intercambiador es más eficiente con los flujos a contracorriente. En la Tabla 14 se observa la comparación de las temperaturas de salida teóricas y experimentales de los fluidos en el intercambiador de coraza y tubos, encontrando porcentajes de error entre 0.4% y 19.2% en el agua y porcentajes de error entre 0.2% y 10.6% en el aceite, según se realiza la variación de los caudales.

Caudales		Temp Teóricas		Temp Experimentales		Porcentaje de Error	
Q Agua (L/min)	Q Aceite (L/min)	T Salida Agua ($^{\circ}\text{C}$)	T Salida Aceite ($^{\circ}\text{C}$)	T Salida Agua ($^{\circ}\text{C}$)	T Salida Aceite ($^{\circ}\text{C}$)	Error Agua	Error Aceite
8	15	16,939	48,818	17	48	0,4%	1,7%
8	8	16,939	47,784	17	47	0,4%	1,6%
5	5	17,503	46,455	18	44	2,8%	5,3%
3	3	18,505	44,092	18	43	2,7%	2,5%
2	2	19,758	41,137	19	42	3,8%	2,1%
8	5	16,939	46,455	17	45	0,4%	3,1%
5	8	17,503	47,784	17	47	2,9%	1,6%
5	3	17,503	44,092	17	44	2,9%	0,2%
3	5	18,505	46,455	17	48	8,1%	3,2%
3	2	18,505	41,137	17	46	8,1%	10,6%
2	3	19,758	44,092	18	43	8,9%	2,5%
1	2	23,515	41,137	19	41	19,2%	0,3%

Tabla 14 Porcentajes de error cambio de temperaturas intercambiador coraza y tubos. Fuente: Autor

CONCLUSIONES

- Se comprobó que el intercambiador de calor de tubos concéntricos diseñado, se puede utilizar correctamente con el fluido frío a contracorriente y en flujo paralelo, siendo más eficiente cuando se opera con los flujos a contracorriente, mostrando un mayor cambio en las temperaturas de salida en aproximadamente 1°C , comparadas con las temperaturas de salida con los flujos en paralelo.
- Se encontró que cuando el caudal de agua es mayor al caudal del aceite, se realiza una mayor transferencia de calor evidenciando un mayor enfriamiento del aceite, y un menor calentamiento del agua por el tiempo de contacto que tiene con la tubería caliente en el intercambiador de tubos concéntricos.
- El intercambiador de coraza y tubos, se integró correctamente en el banco de pruebas, dando la posibilidad de utilizarlo con los fluidos de trabajo implementados, pero debido a que su uso no es con los fluidos con los cuales fue diseñado, el cambio máximo de temperaturas está en el orden de los 9°C .
- Todas las especificaciones técnicas del equipo, se dan a partir de los requerimientos iniciales y de la necesidad de tener un equipo didáctico para prácticas de laboratorio de transferencia de calor, estas determinaron el cambio máximo de las temperaturas y la transferencia de calor entre los fluidos, así como su modo de operación manual, para que el estudiante interactúe directamente con el equipo y comprenda mejor el proceso.
- Se evidenció teórica y experimentalmente el cambio de las temperaturas que tienen los fluidos en los dos equipos de intercambio de calor con la variación de los caudales, encontrando porcentajes de error en las temperaturas de salida del agua entre 0.4% y 19.2% y porcentajes de error en las temperaturas de salida del aceite entre 0.2% y 15.9%, dando así una buena confiabilidad de los resultados del equipo.

RECOMENDACIONES

- Antes de utilizar el banco de pruebas leer el manual de operación, para utilizar correctamente el equipo.
- Realizar el mantenimiento del equipo pertinente para evitar futuros daños y garantizar una buena vida útil del equipo.
- Para futuros estudios es posible realizar la automatización total del equipo, cambiando las válvulas manuales por válvulas solenoides, reemplazando los rotámetros por medidores de caudal computarizados, integrando una tarjeta de adquisición de datos y desarrollando una interfaz de control gráfica mediante software como Labview para usar el equipo.
- Como proyectos en aplicación para otras materias es posible desarrollar un análisis por elementos finitos y comprobar el cambio de temperaturas por medio de herramientas computarizadas.

Bibliografía

- [1] F. C. Oscar Bastilla, «Diseño y construcción de un intercambiador de calor para prácticas de laboratorio,» Bogotá, 2011.
- [2] F. P. Incropera, «Fundamentos de transferencia de calor, 4a. ed.,» Ciudad de México, Pearson, 1999, pp. 19,20,21.
- [3] Y. A. Cengel, «Transferencia de calor y masa: un enfoque práctico 3ra ed.,» México, McGraw-Hill, 2007, pp. 3,4,17.
- [4] A. F. Mills, «Transferencia de Calor,» Los Angeles, California, Mc Graw Hill, 1995, pp. 2,4.
- [5] J. A. Manrique, «Transferencia de calor, 2da ed.,» Ciudad de México, Alfaomega, 2002.
- [6] R. Bird, «Fenómenos de transporte 2da edición.,» Wisconsin, Limusa Wiley, 2006.
- [7] B. Karlekar, «Transferencia de calor 2da edición,» Rochester, McGraw Hill, 1996.
- [8] A. M. Domingo, «Apuntes de transmisión de calor,» Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2011.
- [9] J. Holman, «Transferencia de Calor 8va ed.,» Madrid, McGraw Hill, 1998.
- [10] J. R. Welt, de *Transferencia de calor aplicada a la ingeniería*, Oregon, Limusa, 1978.
]
- [11] O. Jaramillo, «Intercambiadores de Calor,» Universidad Nacional Autónoma de México, México D.F., 2007.
]
- [12] T. Ingeniería, «TPI Ingeniería,» 2014. [En línea]. Available:
] <http://www.tpi.cl/proyectos.aspx?pid=109>.
- [13] D. Q. Kern, «Procesos de Transferencia de Calor,» México D.F., McGraw Hill, 1999.
]
- [14] UPC, «Universidad Politécnica de Catalunya,» 2014. [En línea]. Available:
] http://epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/tubs_concentrics.html. [Último acceso: Junio 2014].
- [15] D. Industry, «Direct Industry,» 2014. [En línea]. Available:
] <http://www.directindustry.es/prod/allegheeny-bradford/intercanviadores-calor-coraza-tubos-15929-209961.html>. [Último acceso: Marzo 2014].

- [16 TEMA, *Standards of the tubular exchanger manufacturers association 9na ed.*, New York, 2007.]
- [17 J. Triviño, «Academia,» 2014. [En línea]. Available:
] http://www.academia.edu/5732495/DISENO_DE_EQUIPOS_E_INSTALACIONES. [Último acceso: 5 Abril 2014].
- [18 R. H. Perry, «Manual del Ingeniero Químico 6ta ed. Tomo VI,» Kansas, McGraw Hill, 1992.]
- [19 UTP, «Universidad Tecnológica de Pereira,» 2014. [En línea]. Available:
] <http://www.utp.edu.co/~publio17/aluminio.htm>. [Último acceso: Junio 2014].
- [20 C. Mataix, «Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas,» Alfaomega, 1982.]
- [21 Y. A. Cengel, «Termodinámica 6ta ed.,» Mexico D.F, McGraw Hill, 2009.]
- [22 H. Liu, «Heat Exchangers selection, rating, and thermal design,» Boca Raton, CRC Press, 2007,
] pp. 84-86, 273-297.
- [23 A. L. d. QFD, «Asociación Latinoamericana de QFD,» Asociación Latinoamericana de QFD,
] 2014. [En línea]. Available:
http://www.qfdlat.com/Herramientas_QFD/herramientas_qfd.html. [Último acceso: Agosto 2014].
- [24 D. G. Ullman, «The Mechanical Design Process 4 ed.,» Oregon, McGraw Hill, 2003, pp. 143-
] 168.
- [25 E. Internacional, «Edibon,» 2014. [En línea]. Available:
] <http://www.edibon.com/products/systems.php?area=9>. [Último acceso: Enero 2014].
- [26 A. Ltd, «Armfield,» [En línea]. Available:
] http://discoverarmfield.com/products/index/discipline:transferencia-de-calor-serie-ht/view_all:1/language:es. [Último acceso: Enero 2014].
- [27 Hilton, «P.A Hilton Ltd,» Enero 2014. [En línea]. Available: <http://www.p-a-hilton.co.uk/>.
]
- [28 Deltalab, «Deltalab-SMT,» Optragroup, Enero 2014. [En línea]. Available:
] <http://www.deltalab-smt.es/ingenieria-de-procesos/ingenieria-industrial/Cambios-y-Transferencias-Termicas/BANCO-DE-ESTUDIOS-DE-LOS-INTERCAMBIADORES-DE-CALOR-SERIE-MP100%20>.

- [29 Q. Online, «QFD Online,» Agosto 2014. [En línea]. Available: <http://www.qfdonline.com/qfd-resources/>.
- [30 Holland, «Holland Applied Technologies,» Junio 2014. [En línea]. Available: http://www.hollandapt.com/Documents/Ctrl_Hyperlink/Rath_Sanitary_Tube_uid182010340122.pdf.
- [31 S. E. S.A, «Lubricación Industrial,» Abril 2012. [En línea]. Available: <http://www.lubricacion.com/upload/productos/HEAT%20TRANSFER%20OIL%20S2%5b1%5d.pdf>.
- [32 V. d. C. S.A, «Evans,» [En línea]. Available: <http://www.evans.com.co/bombeo-bombas-domesticas-sumergibles#>. [Último acceso: Agosto 2014].
- [33 Pedrollo, «Pedrollo S.p.A,» 2011. [En línea]. Available: <http://www.pedrollo.com/dms/Documentazione%20Tecnica/ESP/PQ%20-%2060Hz%20ES.pdf>. [Último acceso: Agosto 2014].

ANEXOS

ANEXO 1. MANUAL DE OPERACIÓN BANCO DE PRUEBAS TRANSCALOR

1. Instrucciones de Seguridad:

Precaución: seguir todas las instrucciones de seguridad que se describen a continuación antes de operar el equipo.

- Asegurarse que los frenos de las llantas están puestos para que el equipo no se mueva de su sitio de trabajo.



- No tocar las tuberías ni el tanque de aceite cuando el equipo esté en operación, ya que estas pueden estar calientes causando posibles incidentes.

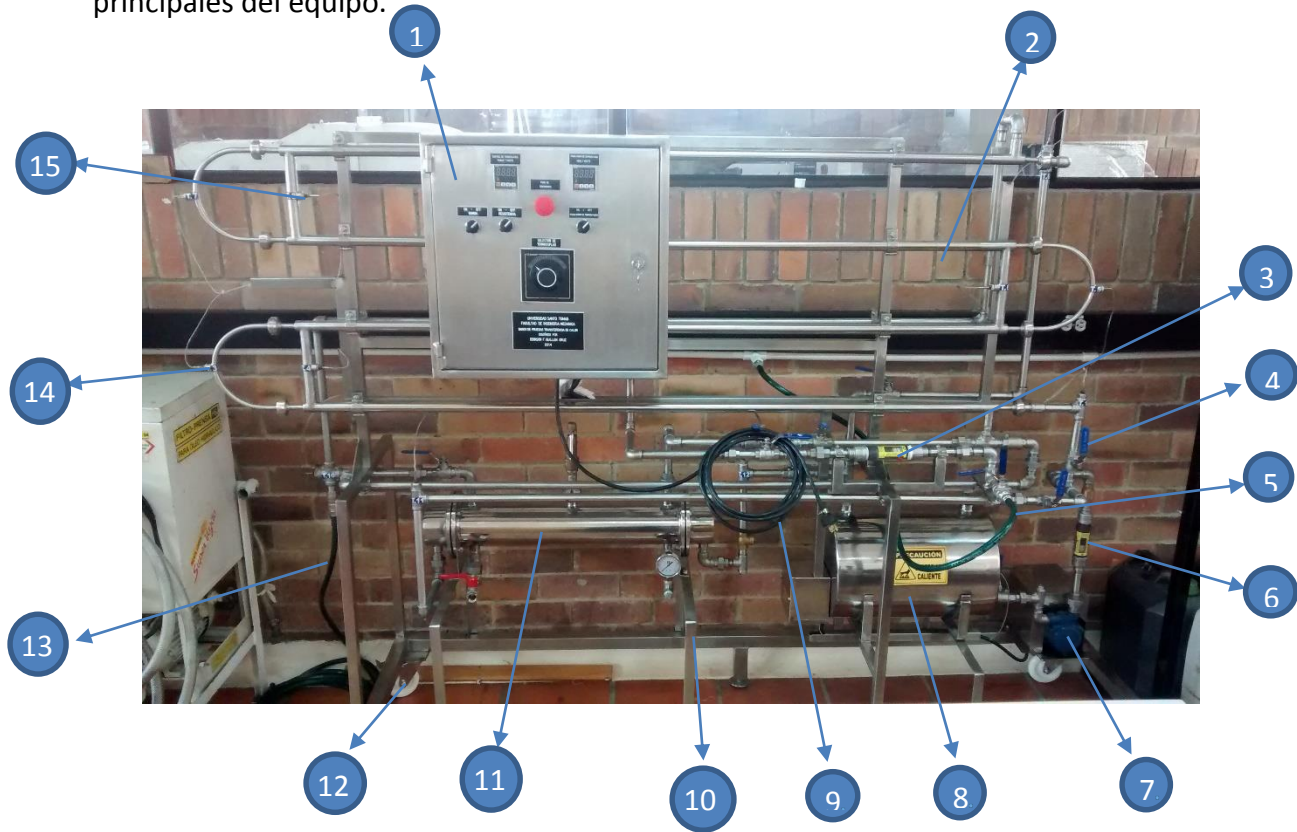


- No abrir ni tocar ningún componente eléctrico dentro del tablero de control, si el equipo no enciende llamar al encargado de laboratorio para solucionar el problema.



2. Descripción del Equipo

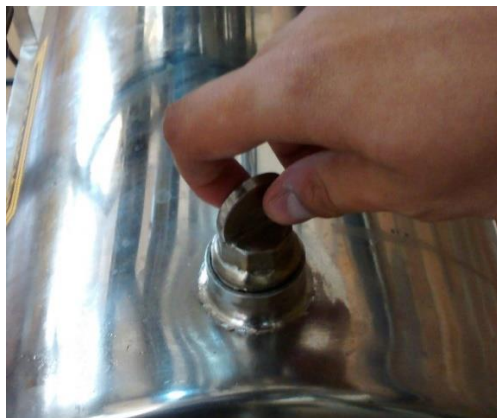
El banco de pruebas de transferencia de calor está compuesto de 15 elementos principales, además posee un sistema de mediación de temperaturas que consta de 13 termocuplas repartidas por todo el equipo y un sistema de control de flujos manual mediante válvulas de bola. A continuación se muestran los elementos principales del equipo.



1. Tablero de Control
2. Intercambiador de Tubos Concéntricos
3. Rotámetro de Agua
4. Válvulas de Control
5. Manguera Entrada de Agua
6. Rotámetro Aceite
7. Bomba Centrífuga
8. Tanque de Aceite
9. Cable de Conexión Eléctrica
10. Estructura
11. Intercambiador de Coraza y Tubos
12. Ruedas con freno
13. Manguera de Salida de Agua
14. Termocuplas Medición de Aceite
15. Termocuplas Medición de Agua

3. Procedimientos Iniciales

- Antes de conectar el equipo, revisar el nivel de aceite térmico en el taque, mirando la regilla de nivel. Si está por debajo del nivel mínimo, agregar aceite al tanque por la parte superior en donde enrosca la regilla.



- Asegurarse que los pulsadores del tablero de control se encuentran en la posición de apagado andes de conectar el equipo y que el paro de emergencia no este puesto.



- Conectar el equipo a la toma corriente de 110 V, ubicada en la pared atrás del equipo.



- Soltar y posicionar la manguera de descarga de agua, en la mesa de ensayos para evacuar el agua que ingresa al equipo.



- Verificar que la manguera de entrada de agua está puesta correctamente, para evitar fugas durante la operación.



- Abrir la válvula principal de agua ubicada en el tubo PVC al lado de la planta de Biodiesel, la cual permite el ingreso del fluido al equipo.



4. Operación del Equipo

El banco de pruebas cuenta con un sistema de válvulas para su operación manual, con las cuales es posible trabajar los flujos en paralelo o a contracorriente en el intercambiador de tubos concéntricos, para esto las válvulas se numeran con números pares para el agua y números impares para el aceite, así mismo las termocuplas en el equipo tienen el mismo tipo de numeración.

4.1 Configuración temperatura de aceite en el tanque

Para configurar la temperatura de aceite térmico en el tanque, seguir los siguientes pasos:

1. Con el equipo conectado a la corriente, encender la resistencia y el controlador de temperatura, girando la perilla "Resistencia" hacia la derecha en el tablero de control.



2. Para seleccionar el "Set Point" o el valor a ajustar en el controlador de la temperatura, oprimir las flechas de "arriba y abajo" para aumentar o disminuir el valor el cual comenzará a parpadear.



3. Luego de configurado el valor aceptar los cambios oprimiendo el botón naranja "mode".



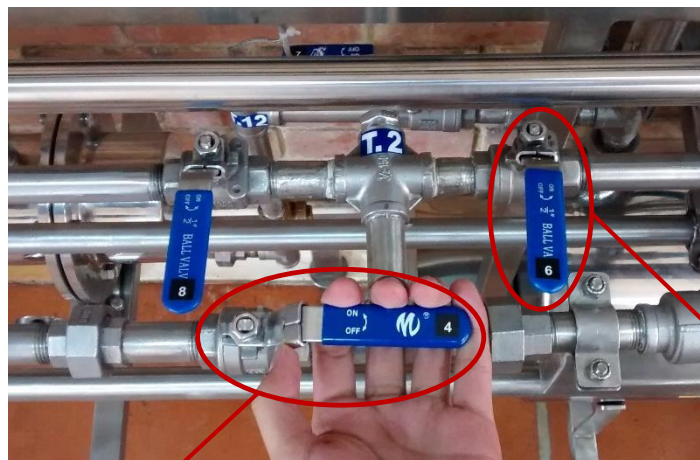
La resistencia comenzara a calentar el aceite hasta el valor programado, luego mantendrá la temperatura constante.

4.2 Operación Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos

a. Flujos Paralelos

El fluido al que se le puede cambiar la dirección de entrada en el intercambiador de tubos concéntricos, es el agua mediante la apertura del sistema de válvulas numeradas con números pares. A continuación se muestran los pasos a seguir para configurar el flujo paralelo.

1. Abrir la válvula N° 6 y cerrar las válvulas N°4 y 8 para que el agua entre por la parte de abajo del intercambiador. Para comprobar que una válvula está abierta la manija de esta tiene que estar en el sentido de la tubería.



Cerrar válvula N°4 girando la manija en sentido de las manecillas de reloj

Abrir la válvula N°6 para permitir el paso de agua

2. Cerrar la válvula N°10 que se encuentra en la entrada del intercambiador, y abrir la válvula N°12 ubicada detrás del tablero de control, para permitir el paso del agua hacia la salida del equipo.



Cerrar válvula N°10



Abrir la válvula N°12 para permitir la salida del agua

3. Abrir la válvula N°16 de salida del agua que conecta con la manguera de desagüe.



Válvula N°16 de salida de agua

4. Para permitir el ingreso del agua y regular el caudal, abrir la válvula de entrada N°2.



Abrir la válvula N°2 para permitir la entrada de agua

5. Luego de abrir la línea del agua, es necesario abrir la línea de aceite para que fluya por el intercambiador de tubos, para esto abrir la válvula N°3 y cerrar la válvula N°5.



Cerrar la válvula N°5



Abrir la válvula N°3

6. Abrir la válvula N°9 que queda atrás del intercambiador, para permitir el retorno del aceite al tanque.

Abrir la
válvula N°9



7. Abrir la válvula N°1 para permitir el bombeo del aceite.



Abrir la Válvula N°1
al máximo

8. Encender la bomba desde el tablero de control girando la muletilla hacia la derecha.



9. Regular el caudal de la bomba con la válvula N°1 visualizando el rotámetro de aceite, según el caudal necesitado.



La línea roja en el rotámetro indica el caudal que fluye por la tubería, indicado su valor en la reglilla de los lados en L/min y Gal/min

b. Flujos a Contracorriente

Así como el intercambiador de calor de tubos trabaja con los flujos paralelos, este puede trabajar con los fluidos a contracorriente cambiando la dirección de entrada del agua siguiendo los siguientes pasos.

1. Abrir la válvula N°4 y cerrar las válvulas N°6 y 8, para que el agua entre por la parte superior del intercambiador de calor de tubos concéntricos.



Abrir la válvula N°4 y
cerrar la N°8 y 6

2. Cerrar la válvula N°12 para permitir que el agua suba y que entre por la parte superior del intercambiador.

Cerrar la válvula
N°12 para que
suba el agua por
la tubería



3. Abrir la válvula N°10 ubicada en la parte de abajo del intercambiador para permitir la salida del agua.



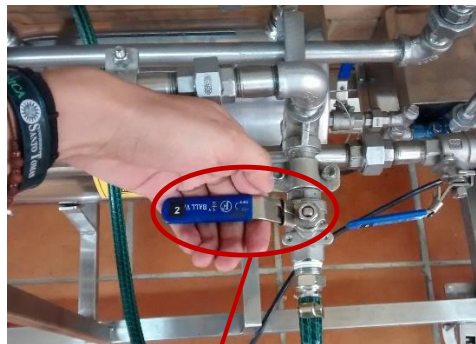
Abrir la válvula N°10 para dar salida al agua por la parte inferior del intercambiador

4. Abrir la válvula N°16 de salida del agua que conecta con la manguera de desagüe.



Válvula N°16 de salida de agua

5. Para permitir el ingreso del agua y regular el caudal, abrir la válvula de entrada N°2.



Abrir la válvula N°2 para permitir la entrada de agua



Regular el caudal necesario, mirando el nivel del rotámetro

6. Luego de abrir la línea del agua, es necesario abrir la línea de aceite para que fluya por el intercambiador de tubos, para esto abrir la válvula N°3 y cerrar la válvula N°5.



Cerrar la válvula N°5



Abrir la válvula N°3

7. Abrir la válvula N° 9 que queda atrás del intercambiador, para permitir el retorno del aceite al tanque.

Abrir la
válvula N°9



8. Abrir la válvula N°1 para permitir el bombeo del aceite.



Abrir la Válvula N°1
al máximo

9. Encender la bomba desde el tablero de control girando la muletilla hacia la derecha.



10. Regular el caudal de la bomba con la válvula N°1 visualizando el rotámetro de aceite, según el caudal necesitado.



La línea roja en el rotámetro indica el caudal que fluye por la tubería, indicado su valor en la reglilla de los lados en L/min y Gal/min

4.3 Operación Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos

El intercambiador de coraza y tubos solo se puede trabajar con los fluidos de trabajo agua y aceite a contracorriente. A continuación se explican los pasos a seguir para usarlo.

1. Abrir la válvula N°8 y cerrar las válvulas N°4 y 6 para enviar el agua hacia el intercambiador de coraza y tubos.

Abrir la válvula N°8 girando la manija en sentido contrario a las manecillas de reloj y cerrar la N°4 y 6



2. Abrir la válvula N°14 ubicada en la salida del intercambiador y la válvula N°16 para permitir la salida del agua del intercambiador de coraza y tubos.

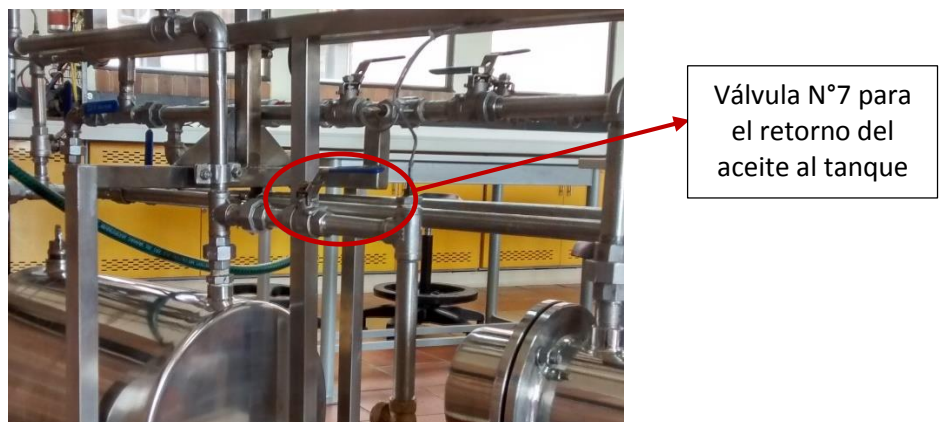


Abrir la válvula N°14 y la válvula N°16
para permitir la salida del agua

3. Para enviar el aceite térmico hacia el intercambiador de coraza y tubos, cerrar la válvula N°3 y abrir la válvula N°5.



4. Abrir la válvula N°7 que se encuentra a la salida del intercambiador, para permitir el retorno del aceite térmico al tanque de calentamiento.



5. Encender la bomba desde el tablero de control girando la muletilla hacia la derecha. Nunca encienda la bomba con la válvula N°1 cerrada.



6. Regular el caudal de la bomba con la válvula N°1 visualizando el rotámetro de aceite, según el caudal necesitado.



La línea roja en el rotámetro indica el caudal que fluye por la tubería, indicado su valor en la reglilla de los lados en L/min y Gal/min

4.4 Visualización de las Temperaturas

Para visualizar cual es el cambio de las temperaturas en los intercambiadores de calor, se instalaron 12 termocuplas en diferentes puntos del equipo y una en el tanque de aceite medir la temperatura de calentamiento. Igual que las válvulas, las termocuplas están numeradas con números pares para el agua y con impares para el aceite, acompañadas de la letra T indicando que son termocuplas.

En el intercambiador de tubos concéntricos se instalaron 10 termocuplas, de las cuales comparte 2 con el otro intercambiador para la medición de la temperatura de entrada y salida del agua.

En el intercambiador de coraza y tubos se instalaron 2 termocuplas para medir la temperatura de entrada y salida de aceite, más las otras dos que comparte para medir las temperaturas del agua

A continuación se explica cómo visualizar las temperaturas en el tablero de control.

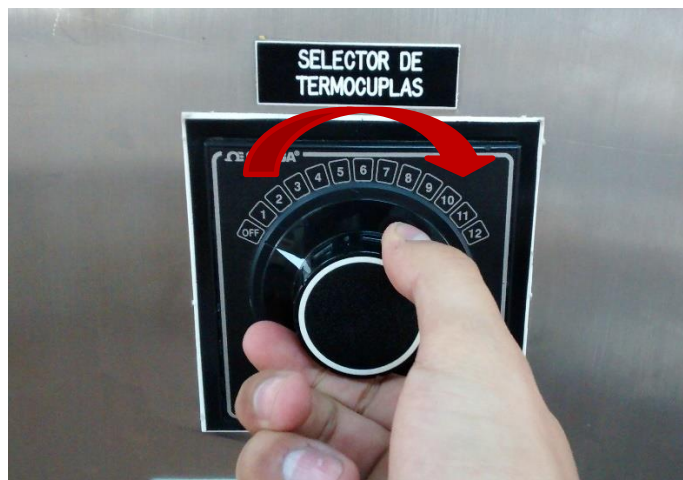
1. Ubicarse en el tablero de control y encender el control de temperaturas girando la perilla hacia la derecha “visualizar de temperaturas”



Nota:

El control de temperaturas es únicamente para visualizar las temperaturas y no para modificarlas.

2. Girar el selector de termocuplas para visualizar el valor que mide cada termocupla en el control de temperaturas.



Las termocuplas T1 a T10 hacen parte del intercambiador de tubos concéntricos, y están repartidas así:

- Las termocuplas T1 y T2 miden las temperaturas de entrada del aceite y del agua respectivamente.
- Las termocuplas T3, T5 y T7 miden las temperaturas del aceite a lo largo del recorrido del intercambiador.
- Las termocuplas T4, T6, y T8 miden las temperaturas del agua a lo largo del recorrido del intercambiador.
- Las termocuplas T9 y T10 miden las temperaturas de salida del aceite y del agua respectivamente.

Las termocuplas T11 y T12 hacen parte del intercambiador de coraza y tubos, las cuales miden las temperaturas de entrada y salida del aceite respectivamente. Para medir la temperatura del agua comparten las termocuplas T2 y T10 para la entrada y la salida del agua respectivamente.

Nota:

Dependiendo como se trabajen los flujos contracorriente o flujos paralelos, así será la visualización de las temperaturas según como se distribuya el flujo por el equipo.

5. Procedimientos Finales

Terminada la práctica de laboratorio es necesario seguir los siguientes pasos, para asegurar que el equipo quede desenergizado y sin riesgo alguno.

- Apagar la resistencia de calentamiento desde el tablero de control.
- Apagar la bomba de recirculación de aceite desde el tablero de control.
- Apagar el control de visualización de temperaturas.
- Cerrar la válvula principal de agua ubicada en el tubo PVC.
- Cerrar la válvula de entrada de agua en el equipo.
- Poner la reglilla de nivel en su sitio para evitar extraviarla.
- Evacuar el agua de la manguera de salida y enrollarla.
- Desconectar el equipo de la pared y enrollar el cable.
- Poner el paro de emergencia.
- Poner los frenos de las ruedas.

6. Recomendaciones

- No utilizar el equipo si este no cuenta con el nivel mínimo de aceite, ya que se puede quemar la resistencia eléctrica.
- No encender la bomba si las tuberías de succión y descarga se encuentran con las válvulas cerradas.
- Antes de dar paso a los fluidos por los intercambiadores, asegurarse que la ruta del flujo es la correcta y tiene las válvulas correctamente configuradas.
- Calentar el aceite térmico con el orificio donde va la regilla libre, para que el agua que pueda tener se evapore y salga del tanque.
- Revisar siempre que las mangueras de conexión se encuentran correctamente ajustadas para evitar fugas de agua.
- Si es necesario acceder al tablero de control, desenergizar el equipo poniendo el paro de emergencia y desconectándolo de la pared.
- Si el aceite térmico no calienta, revisar que los contactos del contactor de la resistencia eléctrica se encuentran ajustados.

7. Mantenimiento

Para realizar el adecuado mantenimiento al banco de pruebas es necesario seguir los siguientes procedimientos.

1. Mantenimiento Eléctrico:

- Comprobar que las conexiones están bien ajustadas, apretando los tornillos de las borneras y demás puntos de conexión.
- Verificar que el cableado se encuentre en buen estado para evitar posibles cortos, si existen cables pelados o deteriorados cambiarlos por unos nuevos.
- Identificar que las bobinas de los contactores funcionan correctamente, midiendo el voltaje de entrada y salida con un multímetro, además de conmutarlos pasando corriente directamente.
- Examinar el estado de la toma que conecta a la pared, revisar que los contactos no estén oxidados ya que puede causar un corto.
- Inspeccionar el cableado eléctrico de la resistencia y de la bomba soltando las guardas de protección, asegurando que todo esté bien conectado.

2. Mantenimiento Hidráulico:

- Realizar una vez al año una limpieza general de las tuberías de conexión, soltando las conexiones universales con una llave de tubo, lavar internamente con agua y aditivos para limpiar posibles sedimentos.
- Desacoplar el intercambiador de coraza y tubos anualmente, soltar los cabezales para realizar una limpieza interna de la coraza con agua y aditivos quitando sedimentos internos.
- Inyectar agua a presión mensualmente con aditivos de limpieza en el intercambiador de tubos concéntricos para eliminar suciedad interna.
- Evacuar el aceite térmico anualmente y lavar internamente el tanque con agua y aditivos de limpieza, recircular dicha agua por las tuberías y botarla cuando ya se vea sucia.
- Revisar y verificar el estado de todas las tuberías, válvulas y demás accesorios, identificando posibles puntos de óxido para su limpieza, además de asegurar el correcto funcionamiento de las válvulas de tal manera que abran y cierren suavemente sin dejar pasar el fluido.
- Verificar que no exista ningún tipo de fuga en las roscas de las termocuplas, si es así ajustarlas con una llave expansiva.

3. Mantenimiento Mecánico:

- Inspeccionar visualmente el estado de la bomba, asegurando que no tenga grandes fugas. Si existe una fuga de consideración, realizar el cambio de los sellos.
- Limpiar y engrasar el ventilador, soltando la tapa trasera de la bomba, asegurando que el equipo se encuentra desenergizado.
- Soltar la bomba de su sitio y desconectarla para realizar una limpieza interna del rodete, eliminando cualquier tipo de suciedad que pueda tener.
- Lubricar las chumaceras internas cada 2 años, si estas no funcionan correctamente debido a suciedad reemplazarlas por unas nuevas.
- Limpiar el resorte interno de los rotámetros con agua a presión, soltando las universales con una llave de tubo.
- Verificar que las ruedas de la estructura giran normalmente y que el freno se acciona y suelta con facilidad. Aplicar un poco de grasa en el rodamiento para mejorar su movimiento.
- Revisar que la chapa del tablero de control abre y cierra con facilidad, si no es así aplicar un poco de grafito para que gire con suavidad.

ANEXO 2. GUIA DE LABORATORIO BANCO DE PRUEBAS TRANSCALOR

Integrantes:

Objetivos:

- Realizar el balance térmico del intercambiador de calor
- Determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección de los intercambiadores.
- Determinar el coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores.
- Determinar las pérdidas de calor presentes en el equipo.

1. Practica intercambiador de calor Tubos Concéntricos

a. Flujos en Paralelo

Colocar el intercambiador de calor de tubos concéntricos con los flujos en paralelos y llenar la siguiente tabla.

Prueba N°	Caudal Agua (m ³ /s)	Caudal Aceite	Temperaturas del Agua		Temperaturas del Aceite		Q Agua (W)	Q Aceite(W)	Perdidas (W)
			T entrada °C	T salida °C	T entrada °C	T salida °C			
1									
2									
3									
4									
5									

- Con los datos tomados durante la práctica determine el coeficiente global de transferencia de calor, los coeficientes de convección del agua y el aceite.
- Compare los resultados y diga en donde se obtiene el mayor cambio de temperatura.
- Compare los resultados y diga en donde se obtiene el menor cambio de temperatura.
- Determine las pérdidas y diga cómo se podrían disminuir estas.
- Realice tres graficas donde se muestren los perfiles de temperatura, para tres de las pruebas realizadas.

b. Flujos en Contracorriente

Colocar el intercambiador de calor de tubos concéntricos con los flujos en contracorriente y llenar la siguiente tabla.

Prueba N°	Caudal Agua (m3/s)	Caudal Aceite	Temperaturas del Agua		Temperaturas del Aceite		Q Agua (W)	Q Aceite(W)	Perdidas (W)
			T entrada °C	T salida °C	T entrada °C	T salida °C			
1									
2									
3									
4									
5									

- Con los datos tomados durante la práctica determine el coeficiente global de transferencia de calor, los coeficientes de convección del agua y el aceite.
- Compare los resultados y diga en donde se obtiene el mayor cambio de temperatura.
- Compare los resultados y diga en donde se obtiene el menor cambio de temperatura.
- Determine las pérdidas y diga cómo se podrían disminuir estas.
- Realice tres graficas donde se muestren los perfiles de temperatura, para tres de las pruebas realizadas.
- Compare los resultados de los flujos en paralelo y a contracorriente y defina cuál es más eficiente.

2. Practica intercambiador de calor Tubos Concéntricos

Colocar el intercambiador de calor de tubos concéntricos con los flujos en paralelos y llenar la siguiente tabla.

Prueba N°	Caudal Agua (m3/s)	Caudal Aceite	Temperaturas del Agua		Temperaturas del Aceite		Q Agua (W)	Q Aceite(W)	Perdidas (W)
			T entrada °C	T salida °C	T entrada °C	T salida °C			
1									
2									
3									
4									
5									

- Con los datos tomados durante la práctica determine el coeficiente global de transferencia de calor, los coeficientes de convección del agua y el aceite.
- Compare los resultados y diga en donde se obtiene el mayor cambio de temperatura.
- Compare los resultados y diga en donde se obtiene el menor cambio de temperatura.
- Determine las pérdidas y diga cómo se podrían disminuir estas.
- Realice tres graficas donde se muestren los perfiles de temperatura, para tres de las pruebas realizadas.

ANEXO 3. ENSAMBLE BANCO DE PRUEBAS TRANSCALOR

