



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIEROS MECÁNICOS**

TEMA: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS
DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJOS PARALELO Y CRUZADO
UTILIZANDO COMO FLUIDO DE TRABAJO AGUA PARA EL
LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE LA ENERGÍA DEL DECEM.”

AUTORES: ARÉVALO CELI, ESTEBAN ANDRÉS

VILLAGRÁN SÁNCHEZ, EDISSON ANDRÉS

DIRECTOR: INGENIERO: VILLAVICENCIO POVEDA, ÁNGELO

HOMERO, MSC.

SANGOLQUÍ – ECUADOR

2018



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, *“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJOS PARALELO Y CRUZADO UTILIZANDO COMO FLUIDO DE TRABAJO AGUA PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE LA ENERGÍA DEL DECEM.”*, fue realizado por los señores *Arévalo Celi Esteban Andrés y Villagrán Sánchez Edison Andrés* el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 26 de Noviembre de 2018

Ing. Ángelo Homero Villavicencio Poveda. MSc.
C. C 1709338931
DIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

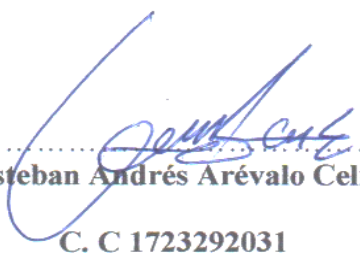
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

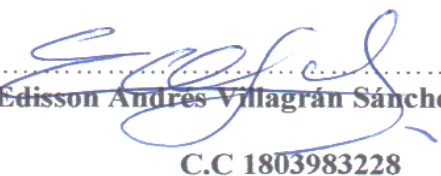
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, *Arévalo Celi Esteban Andrés y Villagrán Sánchez Edison Andrés*, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: ***“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJOS PARALELO Y CRUZADO UTILIZANDO COMO FLUIDO DE TRABAJO AGUA PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE LA ENERGÍA DEL DECEM.”***, es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Sangolquí, 26 de Noviembre de 2018


.....
Esteban Andrés Arévalo Celi
C. C 1723292031


.....
Edisson Andrés Villagrán Sánchez
C.C 1803983228



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Arévalo Celi Esteban Andrés y Villagrán Sánchez Edison Andrés, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJOS PARALELO Y CRUZADO UTILIZANDO COMO FLUIDO DE TRABAJO AGUA PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE LA ENERGÍA DEL DECEM.”, en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 26 de Noviembre de 2018


.....
Esteban Andrés Arévalo Celi

C. C 1723292031


.....
Edisson Andrés Villagrán Sánchez

C.C 1803983228

DEDICATORIA

Con la satisfacción de haber cumplido un objetivo más en mi vida, le dedico el presente proyecto de titulación A mis padres María Augusta y Marlon, por ser el ejemplo a seguir por su sacrificio y constancia, ellos me enseñaron que con amor y esfuerzo todo se puede conseguir.

A mi hermana Estefanía, por brindarme su apoyo incondicional y ser un gran pilar de fuerza durante todo este arduo camino.

A Clemencita, por estar siempre pendiente y convertirse en una abuelita más para mí.

A mi abuelita Silvia que me demostró que nunca es tarde para hacer las cosas bien.

A Rosa Amelia, mi abuelita que junto a Dios me acompaña y cuida todos los días de mi vida.

Esteban Arévalo Celi

El presente trabajo de titulación se la dedico a Dios por acompañarme todos los días de mi vida, por el inspirador y brindarme fuerza en el proceso de obtener uno de los anhelos más deseados.

A mis padres, por su amor, paciencia, trabajo y sacrificio de todos estos años, gracias a ustedes he podido llegar aquí y convertirme en lo que soy. Es un orgullo enorme ser su hijo, son los mejores padres.

A mi hermana por su apoyo incondicional que nunca faltó. A toda mi familia porque con sus oraciones, consejos y palabras de aliento hicieron de mí una mejor persona y de cualquier manera siempre estuvieron junto a mí en todos mis sueños y metas.

Andrés Villagrán S.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por haberme cuidado y protegido durante todo el camino, por ser una guía y fuente de fortaleza para no rendirme.

A mis padres por darme la vida, por brindarme el apoyo, la confianza y el cariño siempre ante todas las adversidades.

A mi familia, por su infinito cariño, por estar a mi lado siempre brindándome su apoyo y sus palabras de aliento.

A mi novia Mishell por todos los momentos compartidos, por su cariño y su apoyo incondicional durante el tiempo que hemos compartido juntos.

A mi amigo y compañero de tesis Andrés, por el esfuerzo y dedicación a este proyecto.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE en especial a la Carrera de Ingeniería Mecánica, a mis docentes y en especial al Ing. Ángelo Villavicencio por su paciencia, ayuda y apoyo a lo largo de este trabajo.

Finalmente, a todos mis amigos y a las personas que conocí a lo largo de la carrera, siempre se aprende algo nuevo de todos, y siempre estarán presentes esas vivencias juntos.

Esteban Arévalo Celi

Agradezco a Dios por guiarme a lo largo de mi vida, por ser mi fortaleza y apoyo en todos los momentos de debilidad y de dificultad.

Agradezco a mis padres, que siempre han estado conmigo en los buenos y malos momentos, ayúdenme a crecer en lo personal y en lo profesional, gracias por todas esas noches de desvelo, al final todo tuvo su recompensa. Gracias por todo Papitos.

Agradezco a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, a sus docentes que nos guiaron a lo largo de este camino, guiándonos y brindándonos su tiempo para alcanzar la meta de este proyecto.

Agradezco a mi director de tesis por brindarme su amistad a lo largo de la carrera y compartir sus conocimientos para lograr culminar con éxito este proyecto.

A mi amigo Esteban que a lo largo de la carrera supo brindarme su apoyo y paciencia, por su esfuerzo y dedicación para que lo que un día pensábamos que estaba demasiado lejos, ahora es una realidad.

Agradezco a mis amigos por estar siempre junto a mí, apoyándome a lo largo de mi vida y otros a lo largo de esta carrera.

Andrés Villagrán S.

NOMENCLATURA

A	:	Área
$^{\circ}\text{C}$:	Grados centígrados
$D_{\text{teórico}}$:	Diámetro teórico
D_o	:	Diámetro exterior
D_{oo}	:	Diámetro exterior del aislante
D_i	:	Diámetro interior
d_i	:	Diámetro interior en los tubos
E	:	Energía
E_{alm}	:	Energía almacenada
E_e	:	Energía de entrada
E_g	:	Energía generada
E_s	:	Energía de salida
f	;	Fricción en tubería
g	:	Gravedad
h_2	:	Altura 1
h_1	:	Altura 2
h_a	:	Coefficiente de convección del agua
h_{air}	:	Coefficiente de convección del aire
K_i	:	Coefficiente de pérdidas en codos de 90°
k_a	:	Conductividad térmica del agua
k_{pvc}	:	Conductividad térmica del PVC

k_{aisl}	:	Conductividad térmica del aislante
L_t	:	Longitud total del tubo
L	:	Longitud total
NPSH	:	Carga neta
N_{tubos}	:	Número de tubos
NuD	:	Número de Nusselt
n	:	Factor de calentamiento o enfriamiento
P_{ft}	:	Pérdida por fricción en tubería
$P_{interna}$:	Presión interna
P_{fti}	:	Pérdida por fricción en los tubos
P_d	:	Presión de diseño
P_H	:	Potencia hidráulica
P_{vp}	:	Presión del fluido
Pr	:	Número de Prandtl
Q	:	Caudal
q	:	Calor
q_p	:	Pérdida de calor a lo largo del tubo
R	:	Resistencia térmica
R_A	:	Resistencia de conducción del acero
R_{Ai}	:	Resistencia de conducción del aislante
Re	:	Número de Reynolds
R_{H_2O}	:	Resistencia de convección del agua

R_L	:	Resistencia de conducción del latón
R_t	:	Resistencia total
T1	:	Temperatura del agua
T2	:	Temperatura del aire
T_{s1}	:	Temperatura en la pared interna del tubo
T_{s2}	:	Temperatura en la pared externa del tubo
T_{s3}	:	Temperatura en el exterior del aislante
TDH	:	Altura dinámica total
t_{aisla}	:	Espesor del aislamiento
V_{real}	:	Velocidad real
v	:	Velocidad
V	:	Volumen
V_{ti}	:	Velocidad en los tubos
V_{agua}	:	Velocidad del agua
ε	:	Rugosidad absoluta
ρ	:	Densidad
t	:	Espesor
μ	:	Viscosidad dinámica
ΔP_f	:	Pérdida total por fricción
$\Delta P_{fmenores}$:	Pérdidas menores
ΔP_{ftotal}	:	Pérdida total
ΔP_{bomba}	:	Presión de la bomba

INDICE DE CONTENIDO

CERTIFICADO	I
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	II
AUTORIZACIÓN.....	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO	VI
INDICE DE CONTENIDO	XI
INDICE DE FIGURAS.....	XIV
RESUMEN.....	XVII
PALABRAS CLAVE	XVII
ABSTACT	XVIII
KEYWORDS	XVIII
CAPÍTULO I.....	1
GENERALIDADES	1
1.1. INTRODUCCIÓN	1
1.2. ANTECEDENTES	2
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	4
1.4. ALCANCE DEL PROYECTO.....	5
1.5. OBJETIVOS	6
1.5.1. General	6
1.5.2. Específicos	6
CAPÍTULO II.....	7
MARCO TEÓRICO	7
2.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	7
2.1.2. Conductividad térmica	8
2.1.3. Conducción.....	8

2.1.4.	Convección.....	10
2.1.5.	Radiación.....	13
2.2.	SISTEMAS COMPLEMENTARIOS	25
CAPÍTULO III		29
DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS.....		29
3.1.	SELECCIÓN DE TUBERÍAS.....	29
3.1.1.	Selección de tubería para el agua fría.....	30
3.1.2.	Selección de tubería para el agua caliente.....	32
3.2.	SELECCIÓN DE BOMBAS	34
3.2.1.	Bomba del lado frío.....	34
3.2.2.	Bomba del lado caliente	43
3.3.	CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CALOR A LO LARGO DE LA TUBERÍA	48
3.3.1.	Cálculo de la pérdida de calor para la tubería de agua fría	48
3.3.2.	Selección de tubería lado frío con aislamiento.....	50
3.3.3.	Cálculo de la pérdida de calor para la tubería de agua caliente	51
3.3.4.	Selección de tubería lado caliente con aislamiento.....	54
3.4.	DISEÑO DE TANQUES	55
3.4.1.	Diseño del espesor del tanque caliente.....	56
3.4.2.	Diseño del espesor del tanque frío	58
3.5.	DISEÑO DE AISLAMIENTO PARA LOS TANQUES.....	59
3.5.1.	Diseño del aislamiento del tanque caliente	60
3.5.2.	Diseño de aislamiento para tanque frío	62
3.6.	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA METÁLICA	63
CAPÍTULO IV		67
RESULTADOS.....		67
4.1.	SELECCIÓN DE TUBERÍAS.....	67
4.2.	SELECCIÓN DE BOMBAS	68
4.3.	AISLAMIENTO	68

4.4.	DISEÑO DE TANQUES	69
	CAPÍTULO V	70
	CONSTRUCCIÓN	70
5.1.	MATERIALES E INSUMOS	70
5.2.	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	72
5.2.1.	Pruebas en vacío.....	77
5.2.2.	Pruebas de funcionamiento	78
	CAPÍTULO VI	79
	ANÁLISIS ECONÓMICO	79
	CAPÍTULO VII.....	83
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	83
7.1.	CONCLUSIONES	83
7.2.	RECOMENDACIONES	85
	CAPÍTULO VIII	86
	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	86
	ANEXO I GUÍA DE PRÁCTICAS.....	88
	ANEXO II PRÁCTICAS DE LABORATORIO	89
	ANEXO III MANUAL DE INSTALACIÓN Y OPERACIÓN.....	90
	ANEXO IV PLANOS DE CONSTRUCCIÓN	91
	ANEXO IV DIAGRAMA SANKEY	92

INDICE DE FIGURAS

<i>Figura. 1</i> Fecha de Fabricación Banco de Pruebas TD36	2
<i>Figura. 2</i> Aplicaciones de intercambiadores de calor.....	15
<i>Figura. 3</i> Intercambiador de Calor de Carcaza y tubo.....	15
<i>Figura. 4</i> Intercambiador de Calor Multitubos.....	16
<i>Figura. 5</i> Dirección del Flujo en Tubos Concéntricos.....	16
<i>Figura. 6</i> Resistencias Térmicas en Serie.....	17
<i>Figura. 7</i> Resistencias Térmicas en un intercambiador de calor de doble tubo	18
<i>Figura. 8</i> Distribución de Temperaturas en Flujo Paralelo	24
<i>Figura. 9</i> Distribución de Temperaturas en Flujo Contracorriente	25
<i>Figura. 10</i> Sistema de refrigeración por aire de una motocicleta.....	27
<i>Figura. 11</i> Componentes del sistema de refrigeración por fluidos.....	28
<i>Figura. 12</i> Esquema de la distribución de tanques, tubería y bombas.....	34
<i>Figura. 13</i> Curva de funcionamiento de bombas.....	42
<i>Figura. 14</i> Resistencia del tubo de PVC sin aislamiento.....	48
<i>Figura. 15</i> Resistencia del tubo de PVC con aislamiento	50
<i>Figura. 16</i> Resistencia del tubo de cobre sin aislamiento.....	52
<i>Figura. 17</i> Resistencia del tubo de cobre con aislamiento	54
<i>Figura. 18</i> Esquema de dimensiones de los tanques	55
<i>Figura. 19</i> Esquema de distribución de tanques y aislantes	59
<i>Figura. 20</i> Esquema de resistencias para el tanque caliente.....	60
<i>Figura. 21</i> Esquema de resistencias para el tanque frio	62

Figura. 22 Gráfica de la estructura en el programa SAP2000.....	65
Figura. 23 Gráfica de asignación de cargas vivas o muertas.....	65
Figura. 24 Resultados de la estructura simulada en SAP2000	66
Figura. 25 Construcción de la estructura metálica de soporte.....	73
Figura. 26 Construcción de los tanques contenedores de agua	73
Figura. 27 Instalación de las bombas en los tanques.....	74
Figura. 28 Instalación del sistema de calentamiento	74
Figura. 29 Montaje del equipo de refrigeración	75
Figura. 30 Instalación de la instrumentación.....	75
Figura. 31 Vista lateral del equipo	76
Figura. 32 Vista Frontal del equipo Terminado	76

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Comparación entre el equipo antiguo y el equipo a ser construido</i>	3
Tabla 2 <i>Valores de Resistencias de las Impurezas</i>	20
Tabla 3 <i>Requerimientos Técnicos de Diseño</i>	29
Tabla 4 <i>Velocidades Típicas de un Fluido</i>	30
Tabla 5 <i>Selección de tubería de PVC</i>	31
Tabla 6 <i>Selección de tubería de cobre</i>	33
Tabla 7 <i>Propiedades del agua saturada</i>	36
Tabla 8 <i>Valores de rugosidad absoluta</i>	37
Tabla 9 <i>Valores de Rugosidad absoluta tubería de cobre</i>	39
Tabla 10 <i>Coefficiente de pérdidas en accesorios</i>	41
Tabla 11 <i>Dimensiones de los tanques</i>	56
Tabla 12 <i>Valores de alfa y beta para tanques cuadrados abiertos</i>	57
Tabla 13 <i>Pesos referenciales de elementos</i>	64
Tabla 14 <i>Resultados de la Selección de tuberías</i>	67
Tabla 15 <i>Resultados de la Selección de bombas</i>	68
Tabla 16 <i>Resultado de los aislamientos aplicados a las tuberías</i>	68
Tabla 17 <i>Resultados del cálculo de espesores para los tanques</i>	69
Tabla 18 <i>Lista de materiales e insumos utilizados</i>	70
Tabla 19 <i>Check list de pruebas en vacío</i>	77
Tabla 20 <i>Costos unitarios y Totales de insumos y materiales utilizados</i>	79
Tabla 21 <i>Costos de la mano de obra de personal de apoyo</i>	82

RESUMEN

En el área de Energía y Termofluidos del DECEM es de suma importancia apoyar la enseñanza con diferentes herramientas como lo son prácticas de laboratorio, ensayos, experimentos y diseños, esto permitirá fortalecer los lazos de la teoría con la aplicación en el campo real de la mecánica. Los laboratorios deben contar con equipos nuevos y confiables para realizar este tipo de prácticas. Los equipos diseñados y construidos se encuentran regidos por normas, reglas y estándares que garanticen el funcionamiento de la máquina y la integridad de los usuarios. El banco de pruebas es capaz de calentar y enfriar agua a 80°C y 0°C respectivamente, tiene la capacidad de bombear los fluidos de trabajo en un rango de 15L/min a 50L/min al intercambiador de calor que sea colocado en sus acoples universales, tiene incorporado control automático de temperatura, lo que permitirá el desarrollo de 8 prácticas en los diferentes intercambiadores de calor, las prácticas conllevan la medición de variables como temperaturas y flujos, la toma de datos se realizarán digitalmente para su posterior análisis y la regulación de los caudales se realizará de manera manual con lectura digital, las temperaturas de los tanques se podrán observar en pantallas y tendrán un control de encendido en una determinada temperatura que permitirá proteger a la máquina de una sobrecarga. La máquina se encuentra diseñada para obtener valores muy cercanos a los datos teóricos tabulados en las tablas de los libros de transferencia de calor.

PALABRAS CLAVE

DISEÑO

FLUJO

INTERCAMBIADORES DE CALOR

MEDICIÓN

TEMPERATURA

TRANSFERENCIA DE CALOR

ABSTRACT

In the Energy and Termofluid area of DECEM is very important to support teaching using different tools as laboratory experimentation, tests and designs., this will complement and strengthen the ties between theory and the applications in real fields of mechanics. The students must have all the new and reliable technology and equipment to perform this type of tasks. The designed and constructed equipment are governed by international codes, rules and standards that guarantee the correct operation of the machine and the integrity of the users. The test bench is able to heat and cool water at 80 ° C and 0 ° C respectively, has the ability to pump working fluids in a range of 15L / min to 50L / min to the heat exchanger that is placed in its universal couplings, has built-in automatic temperature control, this will allow the development of 8 tests with different kind of heat exchangers, the practices involve the measurement of variables such as temperatures and flows, the data will be taken digitally for later analysis and regulation of the flows will be done manually with digital reading, tank temperatures will be displayed on digital screens and they will have an ignition control at a certain temperature that will protect the machine from an overload. The machine is designed to obtain values very close to the theoretical data tabulated in the tables of heat transfer books.

KEYWORDS

DESIGN

FLOW

HEAT EXCHANGERS

MEASUREMENT

TEMPERATURE

HEAT TRANSFER

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1.INTRODUCCIÓN

Para el correcto desarrollo y aprendizaje de los estudiantes de las carreras de Ingeniería Mecánica e Ingeniería Mecatrónica de la UFA-ESPE, los docentes deben utilizar herramientas e instrumentos que ayuden a cumplir con este objetivo; las prácticas de laboratorio son una de ellas ya que permiten la integración de varios aprendizajes obtenidos.

Dentro del laboratorio de Conversión de la Energía del DECEM existen varios bancos de pruebas que favorecen el proceso de formación, mediante el desarrollo de prácticas en los mismos. Lamentablemente algunos de estos equipos son obsoletos y el dotar al laboratorio con nueva tecnología es de gran ayuda, por lo tanto, el diseño y construcción de un banco de pruebas de transferencia de calor permitirá al estudiante entender la interacción de varios componentes como sistemas de bombeo, sistemas de calentamiento y refrigeración, sistemas de medición de variables, etc. Además de esto el estudiante ampliara sus conocimientos acerca de los fenómenos de transferencia de calor mediante el análisis de variables del fluido en diferentes condiciones en los intercambiadores de calor.

Sabiendo que las aplicaciones de los intercambiadores de calor se lo pueden encontrar en distintos tipos de industrias como la alimenticia, la médica y la petroquímica. Es de suma importancia y relevancia el estudio e interacción de conocimientos relacionadas al área de Energía y Termofluidos.

1.2. Antecedentes

La Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, específicamente el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica tiene en sus instalaciones el Laboratorio de Conversión de Energía, en este sitio se realizan diversas prácticas de algunas materias que son parte del área de conocimiento de Energía y Termofluidos.

Hace varias décadas se adquirió para el Departamento un banco de pruebas de transferencia de calor, cuyo fluido de trabajo es el agua, este equipo se encuentra actualmente en el Laboratorio de Conversión de la Energía y su objetivo era el de mejorar el proceso de enseñanza - aprendizaje de los estudiantes y facilitar a los docentes la aplicación práctica de sus respectivas cátedras, pero con el paso de los años ha ido cumpliendo con su ciclo de vida y su confiabilidad, facilidad de trabajo y eficiencia para cumplir su meta ya no son las de antes debido que el equipo ya tiene 45 años (Ver Figura 2), complicando la realización normal de las prácticas de Laboratorio.

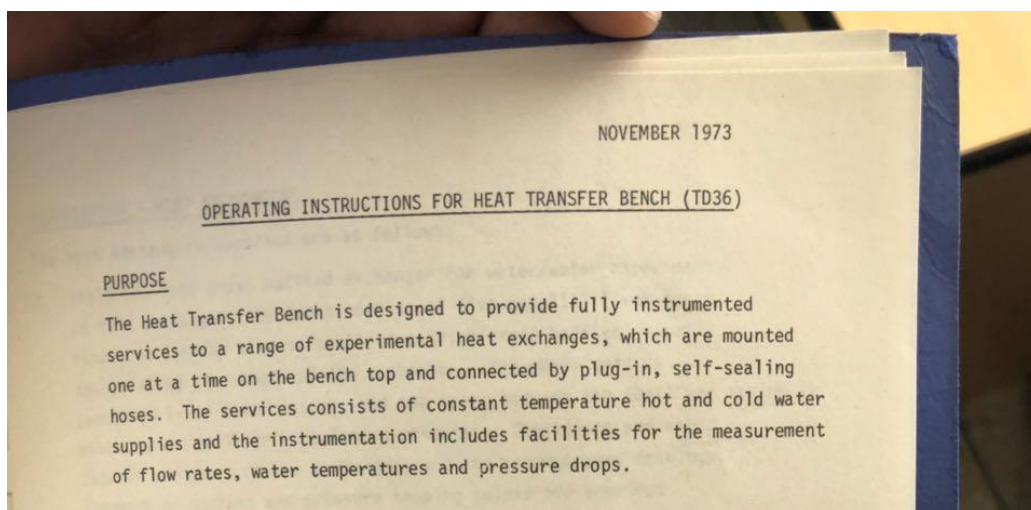


Figura. 1 Fecha de Fabricación Banco de Pruebas TD36

Fuente: (Tequipment, 1973)

Por tanto, en este documento se plantea el desarrollo del diseño y la construcción de un banco de pruebas para transferencia de calor para flujo paralelo y flujo cruzado, con agua como fluido de trabajo que sustituya al equipo antes mencionado, esto brindará beneficios a los alumnos y profesores en el desarrollo del proceso de enseñanza - aprendizaje dentro de las carreras del Departamento. Los cambios a ser implementados en el proyecto aquí propuesto se los puede observar en la Tabla 1.

Dentro de la Universidad se ha realizado un proyecto titulado “Ingeniería conceptual básica y detalle de un banco de pruebas para intercambiadores de calor tipo tubo concéntrico y multitubos para flujo paralelo y contraflujo utilizando como fluidos de trabajo aceites API y agua para el Laboratorio de conversión de la energía del DECEM”, realizado por los ingenieros Jorge Mejía y Juan Perez, este proyecto puede servir como apoyo para el desarrollo del proyecto que aquí se plantea.

Tabla 1

Comparación entre el equipo antiguo y el equipo a ser construido

	BANCO DE PRUEBAS ACTUAL	BANCO DE PRUEBAS NUEVO
Bombas	Antiguas, Funcionamiento Deficiente	Selección, adquisición e instalación de nuevas
Tanques	Oxidados y con fugas	Diseño y construcción de nuevos tanques
Mangueras	Desgastadas y agrietadas	Selección, adquisición e instalación de nuevas
Resistencias	Tecnología Antigua	Adquisición e instalación de resistencias con nueva tecnología

CONTINÚA

Tuberías	En estado aceptable	Selección de nuevas tuberías
Sistema de refrigeración	Antiguo (operable)	Nuevo Equipo
Estructura del banco de pruebas	Antiguo (operable)	Diseño, y construcción de nueva estructura
Instrumentación mecánica	Tecnología antigua y deficiente	Selección, adquisición e instalación de nuevos elementos
Instrumentación eléctrica y electrónica	Tecnología antigua y deficiente	Selección, adquisición e instalación de nuevos instrumentos

1.3. Justificación e importancia

El presente proyecto de Diseño y Construcción de un banco de pruebas para el Laboratorio de Conversión de Energía es un tema de mucha importancia debido a:

- Complementar el proceso de enseñanza - aprendizaje e implementar mejoras en prácticas de los estudiantes del DECEM realizan y que se encuentran cursando asignaturas tales como: Diseño Térmico y Transferencia de Calor.
- Permitir a los estudiantes conocer el comportamiento del agua en el proceso de transferencia de calor con un intercambiador de calor agua-agua.
- Mejorar las herramientas de aprendizaje, ya que los datos que se obtienen mediante el banco de pruebas, existente hasta el momento, durante las prácticas ya no son del todo fiables ya que la instrumentación y estructura del equipo son antiguas, a diferencia de los actuales que cuentan con varias facilidades para que tanto profesores como estudiantes puedan manejarlo.

- Este equipo permitira desarrollar con normalidad y sin problemas las prácticas de el Laboratorio de Transferencia de Calor, lo cual no interrumpirá el proceso de aprendizaje de los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecanica e Ingeniería Mecatrónica.

1.4. Alcance del proyecto

El banco de pruebas permitirá realizar prácticas en el Laborarotio de conversión de energia, ya sea en flujo contracorriente o flujo paralelo, equipo cuyo fluido de trabajo es el agua. Estudiantes de las asiganturas de Transferencia de calor y Diseño térmico, al realizar la práctica podrán adquirir datos como: temperaturas de entrada y salida, flujo másico en los dos condiciones del fluido de trabajo (caliente, frío), valores de transferencia de calor que con ayuda de métodos analíticos se los pueden obtener. El banco será diseñado para realizar diferentes prácticas de laboratorio, en el banco de pruebas se seleccionarán, construirán y/o entregarán los siguientes componentes:

Componentes mecánicos

- 2 Bombas centrifugas de agua de 1 HP
- 1 Sistema de refrigeración
- 2 Rotámetros
- Termocuplas industriales
- 2 Tanques de almacenamiento de agua

Componentes electrónicos/eléctricos

- 1 Resistencia eléctrica de 60 °C
- Sensores para controlar la temperatura

- Control de encendido
- Switch de encendido y apagado
- Equipo de adquisición de datos.

1.5.Objetivos

1.5.1. General

Realizar el diseño y construcción de un banco de pruebas de transferencia de calor para flujos paralelo y cruzado utilizando como fluido de trabajo agua para el Laboratorio de conversión de la energía del DECEM.

1.5.2. Específicos

- Realizar el diseño mecánico del equipo.
- Desarrollar el diseño térmico del equipo.
- Establecer el diseño eléctrico-electrónico y de control para el sistema de adquisición de datos.
- Realizar pruebas de operación y funcionamiento al equipo.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1.Fundamentos Teóricos

Previo a iniciar con este trabajo es necesario conocer los principios teóricos que serán aplicados en el desarrollo del proyecto, es por eso por lo que a continuación se ha considerado estos temas principales.

2.1.1. Transferencia de calor

Para que exista transferencia es necesario la presencia de una diferencia de temperatura para que se produzca el flujo de calor desde el punto de mayor energía al de menor energía. La tasa de flujo térmico depende del gradiente de temperatura que existe, el gradiente de temperatura es la diferencia de temperaturas por unidad de longitud, si se tiene mayor gradiente de temperatura mayor es la razón de transferencia de calor.

Transferencia de calor (o calor) es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas. Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor. (Incropera & Witt, 1999)

En la ingeniería la transferencia de calor está presente en muchos procesos, por ejemplo, en calderas, radiadores, calentadores y hornos. Es por eso por lo que es de suma importancia el estudio de esta ciencia para estudios que colaboren con el desarrollo de la ingeniería.

2.1.2. Conductividad térmica

Es la velocidad de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por la diferencia de temperaturas. La conductividad térmica de un material es una medida de la capacidad del material para conducir calor. Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor de calor y bajo indica que es un mal conductor o aislante. (Holman, 2002)

2.1.3. Conducción

La conducción es la transferencia de energía (calor) entre cuerpos por media de diferencia de temperaturas (gradiente de temperatura), este proceso consiste en transferir la energía de partículas más energizadas con las menos energizadas. La conducción puede darse en los tres estados, es decir (sólidos, fluidos o gaseosos).

Existe muchos casos en la vida diaria en los cuales se puede dar cuenta de la conducción, un ejemplo de este proceso es cuando se pone agua caliente en un vaso de vidrio, al momento que se lo toma con las manos se puede dar cuenta que el calor del agua calentó al vaso y el calor de las paredes del vaso pasaron a nuestras manos.

El modelo matemático de la transferencia de calor por conducción, gracias a investigaciones realizadas en siglos pasados se la expresa con la Ley de Fourier, la misma que se la puede cuantificar calculando la cantidad de energía (calor) se trasfiere por unidad de tiempo. El modelamiento matemático de la Ley de Fourier se expresa de la siguiente forma:

$$q''x = -k \frac{dT}{dx} \quad \text{Ec. \#1}$$

Donde:

$q''x$: Transferencia de calor por conducción

k : Conductividad térmica

$\frac{dT}{dx}$: Diferencia de temperaturas

Teniendo en cuenta que k es la conductividad térmica que es propia de cada material y la relación $\frac{dT}{dx}$ es la diferencia de temperaturas sobre la longitud por donde atraviesa el flujo. La fórmula quedaría de la siguiente manera:

$$q''x = -k \frac{T_2 - T_1}{L} = -k \frac{\Delta T}{L} \quad \text{Ec. \#2}$$

Donde:

T_1 : Temperatura interna

T_2 : Temperatura externa

L : Longitud

Si se quiere calcular la conductividad en un área en específico se debe utilizar la siguiente fórmula:

$$qx = -kA \frac{T_2 - T_1}{L} = -kA \frac{\Delta T}{L} \quad \text{Ec. \#3}$$

2.1.4. Convección

La convección es la transferencia de energía (calor) entre una superficie y un fluido, que se mueve a lo largo de la superficie, al momento que el fluido se mueve o se altera, es así como el gran número de moléculas del fluido y en presencia del gradiente de temperatura, transporta la energía almacenada en las partículas dándose la transferencia de calor, se la puede expresar con la siguiente expresión matemática (Ley de enfriamiento de Newton):

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad \text{Si } (T_s > T_\infty) \quad \text{Ec. \#4}$$

Donde:

- h : Coeficiente de convección
- T_s : Temperatura de la superficie
- T_∞ : Temperatura del ambiente

Es de suma importancia conocer bien si el flujo de calor es positivo o negativo.

En ausencia de cualquier movimiento masivo del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las velocidades de esa transferencia. (Cengel, 2007)

La convección se la puede clasificar en dos: convección forzada y convección natural o libre.

Convección forzada ocurre cuando el flujo es causado por medios externos como una bomba, un ventilador o el viento atmosférico.

Convección natural ocurre cuando el flujo está inducido por fuerzas de flotabilidad, las cuales resultan de diferencias de densidad causadas por variaciones de temperatura en el fluido. (Incropera & Witt, 1999)

El resultado de la interrelación fluido – superficie, es el apareamiento de una región en el fluido en la cual la velocidad varía desde cero hasta un valor infinito característico del fluido. Esta región es la capa límite hidrodinámica. Si existe una diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido, también va a aparecer una capa límite térmica, en donde la temperatura va a variar desde la superficie hasta la temperatura exterior del fluido.

El primer paso que se debe realizar si se quiere calcular la transferencia de calor por convección es determinar si la capa límite es laminar o turbulenta, debido a que la transferencia de calor entre la superficie y el líquido depende de esta condición.

En algunos casos existen flujos suaves y ordenados, en otros casos son algo caóticos. Aquel movimiento ordenado de un fluido, que es caracterizado en capas suaves, es el laminar. Algunos fluidos con alta viscosidad por lo general son fluidos con flujo laminar, por ejemplo, el aceite a bajas velocidades. Cuando el movimiento es desordenado en los fluidos, por lo general en altas velocidades y se caracterizan por tener fluctuaciones en la velocidad, se los conoce como

turbulento. En fluidos con baja viscosidad como el aire a altas velocidades es turbulento. Un flujo que se encuentra afectado entre laminar y turbulento se lo define como de transición.

Para determinar si el flujo es laminar o turbulento es necesario calcular el número de Reynolds (razón de fuerza de inercia del fluido y fuerzas viscosas del mismo fluido). Se lo puede determinar con la siguiente expresión matemática:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad \text{Ec. \#5}$$

Donde:

- V : Velocidad
- L_c : Longitud
- ν : Viscosidad cinemática
- ρ : Densidad
- μ : Viscosidad dinámica

La capa límite térmica es la zona delgada en contacto con la superficie a través de la que se produce la transferencia de calor. Esta capa ofrece resistencia al flujo de calor. De este modo, existe una resistencia de convección análoga a la de conducción. (Incropera & Witt, 1999)

$$R_{t,conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{h * A} \quad \text{Ec. \#6}$$

Donde:

- $R_{t,conv}$: Resistencia térmica por convección
- h : Coeficiente de convección
- T_s : Temperatura de la superficie

T_{∞} : Temperatura del ambiente

q : Calor

2.1.5. Radiación

La radiación es la transferencia de energía (calor) entre dos cuerpos por medio de ondas electromagnéticas, entonces se llega a la conclusión que la radiación se produce por cambios de configuraciones electrónicas de los átomos, con una gran consideración de que la transferencia de calor por radiaciones más rápida que la velocidad de la luz, la diferencia que existe entre los otros tipos de transferencia de calor, es decir entre la convección y la conducción es que la radiación es por medio de ondas electromagnéticas y en los dos tipos de transferencia de calor nombrados anteriormente se necesita un medio material para transferir calor. Se lo expresa con la siguiente expresión matemática:

$$q = \varepsilon \cdot \delta \cdot A (T_s^4 - T_{\infty}^4) \quad \text{Ec. \#7}$$

Donde:

ε : Emisividad

δ : Constante de Stefan-Boltzmann

T_s : Temperatura de la superficie

T_{∞} : Temperatura del ambiente

q : Calor

2.1.6. Cuerpo Negro

Se denomina cuerpo negro a una superficie que es capaz de absorber radiación incidente, emite una máxima cantidad de energía para una cierta temperatura y longitud de onda, emite la misma energía en todas las direcciones.

De la misma manera que la conducción y la convección la radiación tiene una resistencia, que se la expresa con la siguiente expresión matemática:

$$R_{t,rad} = \frac{T_s - T_\infty}{q} \quad Ec. \#8$$

Donde:

$R_{t,rad}$:	Resistencia térmica por radiación
T_s	:	Temperatura de la superficie
T_∞	:	Temperatura del ambiente
q	:	Calor

2.1.7. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. (Cengel, 2007)

Un intercambiador de calor se utiliza en la industria para transferir energía (calor) entre dos fluidos, los mismo que poseen un gradiente de temperatura y están separados por una superficie sólida. Estos equipos son de suma importancia para el buen vivir de la humanidad, un claro ejemplo de la utilización de estos equipos es para la calefacción y sistemas de refrigeración.

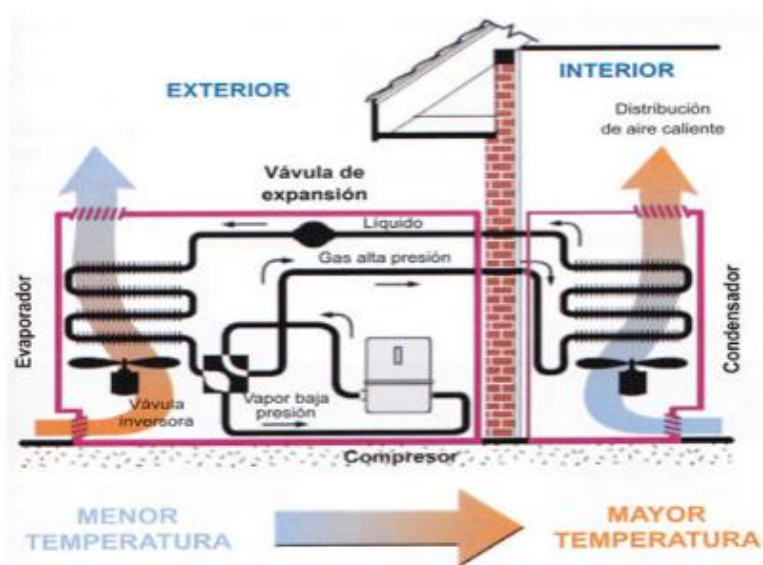


Figura. 2 Aplicaciones de intercambiadores de calor

Fuente: (Arnabat, 2015)

2.1.8. Tipos de intercambiadores de calor

A los intercambiadores de calor se los puede clasificar por sus componentes: tubos concéntricos, tubos y coraza y de placas.

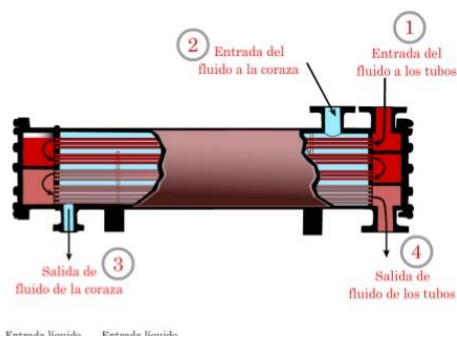


Figura. 3 Intercambiador de Calor de Carcaza y tubo

Fuente: (Melendez)

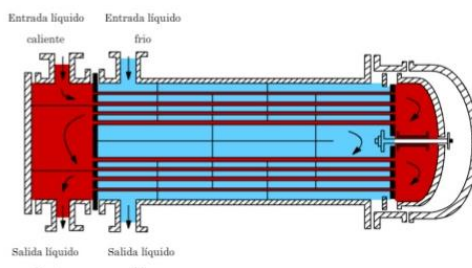


Figura. 4 Intercambiador de Calor Multitubos.

Fuente: (Melendez)

También se lo puede clasificar por el tipo de flujo: flujo paralelo, flujo contracorriente y flujo cruzado.

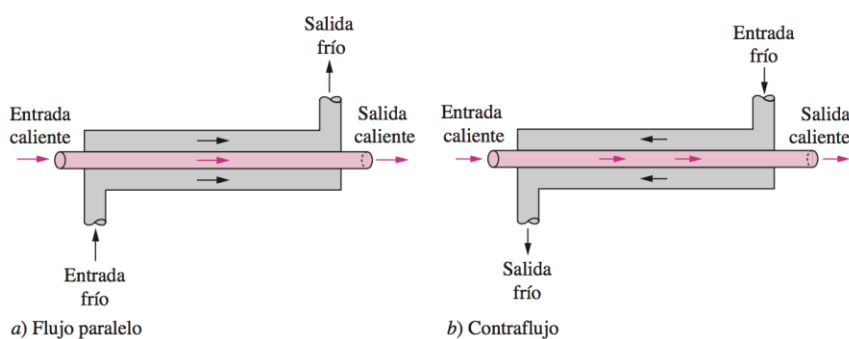


Figura. 5 Dirección del Flujo en Tubos Concéntricos

Fuente: (CENGEL, 2007)

2.1.9. Transferencia de calor en intercambiadores de calor

El intercambiador de calor más simple es el que se encuentra constituido por dos tubos concéntricos, en este intercambiador el fluido se puede mover en sentido contrario o en el mismo sentido. En flujo cruzado, los fluidos calientes y frío entran y salen por extremos opuestos y circula en sentido contrario, pasa lo contrario en flujo paralelo, los fluidos entran y salen por el mismo extremo y circulan en el mismo sentido.

2.1.10. Coeficiente global de transferencia de calor (U)

El coeficiente global de transferencia de calor se lo define en términos de la resistencia térmica total que sirve para transferir calor entre dos fluidos, esta resistencia debe tomar en cuenta tanto la resistencia por conducción y la resistencia por convección. Este valor se lo toma en cuenta siempre y cuando se encuentre en superficies limpias y sin aletas.

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se parte de la gráfica de resistencias:

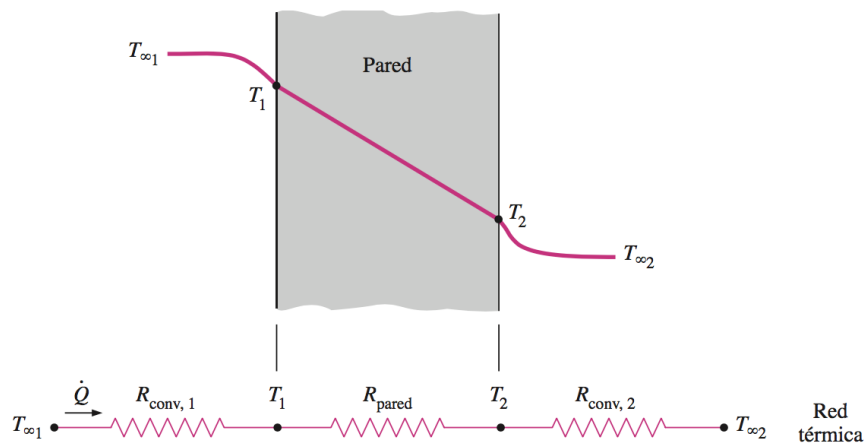


Figura. 6 Resistencias Térmicas en Serie

Fuente: (CENGEL, 2007)

Entonces el coeficiente global de transferencia de calor se lo determina con la siguiente expresión matemática:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad \text{Ec. \#9}$$

Donde:

- U : Coeficiente global de transferencia de calor
- h_1 : Coeficiente de convección material 1
- h_2 : Coeficiente de convección material 2
- A : Área
- k : Conductividad térmica

En el caso de un intercambiador con tubos concéntricos con longitud L, el fluido caliente se encuentra circulando por el tubo interno y el fluido caliente circula en el espacio entre el tubo interior y el tubo exterior.

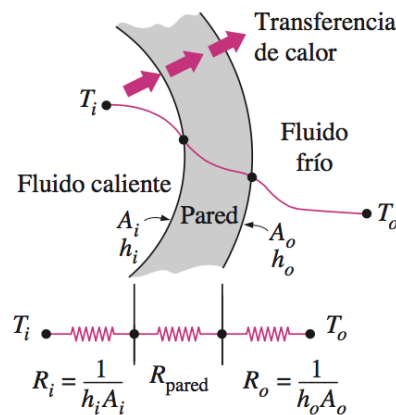


Figura. 7 Resistencias Térmicas en un intercambiador de calor de doble tubo

Fuente: (CENGEL, 2007)

Entonces coeficiente global de transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo es:

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L \quad \text{Ec. \#10}$$

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \quad \text{Ec. \#11}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\pi h_1 D_i L} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{\pi k L} + \frac{1}{\pi h_2 D_o L} \quad \text{Ec. \#12}$$

Donde:

- U : Coeficiente global de transferencia de calor
- h_1 : Coeficiente de convección material 1
- h_2 : Coeficiente de convección material 2
- A : Área
- L : Longitud
- D_o : Diámetro exterior
- D_i : Diámetro interior
- k : Conductividad térmica

A medida que los intercambiadores de calor están trabajando, algunas superficies se encuentran expuestas a filtraciones o daños por impurezas. Estas impurezas se las puede encontrar representadas en películas o láminas, que aumentan la resistencia en las superficies para la transferencia de calor, para ello se aumenta en la fórmula un factor R_f , este factor depende del fluido de trabajo y también depende de la temperatura a la que se trabaja

La expresión matemática aumentando el factor de impurezas es el siguiente:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\pi h_1 D_i L} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{\pi k L} + \frac{1}{\pi h_2 D_o L} + R_{f,c} + R_{f,h} \quad \text{Ec. \#13}$$

Donde:

- U : Coeficiente global de transferencia de calor
- h_1 : Coeficiente de convección material 1
- h_2 : Coeficiente de convección material 2
- A : Área
- L : Longitud
- D_o : Diámetro exterior
- D_i : Diámetro interior
- k : Conductividad térmica
- $R_{f,c}$: Resistencia térmica generada por el fluido exterior
- $R_{f,h}$: Resistencia térmica generada por el fluido interior

El factor de impurezas se lo selecciona mediante la tabla 2:

Tabla 2

Valores de Resistencias de las Impurezas

FLUIDO	R''_f (m ² .K/W)
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	0.0001
Por debajo de 50°C	

CONTINÚA

Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas: Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

Fuente: (CENGEL Y. A., 2007)

Para seguir con la transferencia de calor en intercambiadores de calor es muy importante conocer el coeficiente de transferencia de calor por convección (h).

2.1.11. Coeficiente de transferencia de calor por convección (h)

La convección en el intercambiador de calor va a ser forzada debido a que las velocidades de los fluidos serán conocidas. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección se utilizan las ecuaciones de Navier Stokes de la mecánica de fluidos.

Otro factor muy importante es la temperatura adimensional, debido que esta temperatura está en función del número de Reynolds (Re), el número de Prandtl (Pr) y por último la geometría adimensional. Es de suma importancia el cálculo del número de Nusselt (Nu) que es el gradiente de temperatura adimensional que hay en la superficie, este número también se encuentra en función del número de Reynolds (Re), el número de Prandtl (Pr) y geometría adimensional.

Número de Reynolds (Re): El número de Reynolds es la razón existente entre la inercia del fluido y las fuerzas viscosas del mismo. Este número se lo representa con la siguiente expresión matemática:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad \text{Ec. \#14}$$

Número de Prandtl (Pr): El número de Prandtl es un número adimensional que nos permite conocer el cociente que existe entre la difusividad de momento. Este número se lo representa con la siguiente expresión matemática:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{Ec. \#15}$$

Donde:

Pr	:	Número de Prandtl
C_p	:	Calor específico
k	:	Conductividad térmica
ν	:	Viscosidad cinemática
μ	:	Viscosidad dinámica
ρ	:	Densidad

Conociendo estos dos números ahora se puede encontrar el número de Nusselt que se encuentra representada con la siguiente expresión matemática:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad Ec. \#16$$

Donde:

- Nu : Número de Nusselt
 h : Coeficiente de convección
 k : Conductividad térmica
 L_c : Longitud

Finalmente, la expresión matemática del coeficiente de transferencia de calor por convección es:

$$h = \frac{Nuk}{D} \quad Ec. \#17$$

Donde:

- Nu : Número de Nusselt
 h : Coeficiente de convección
 k : Conductividad térmica
 D : Diámetro

2.1.12. Distribución de temperaturas en intercambiadores de calor

La distribución de temperatura en un intercambiador de tubo concéntrico en flujo paralelo la caliente del fluido intercambia calor con la zona fría. Al inicio la diferencia de temperaturas es

mayor debido a que esta diferencia de temperaturas es máxima, pero la diferencia de temperaturas cae a lo largo del intercambiador de calor, como se muestra en la Figura 5.

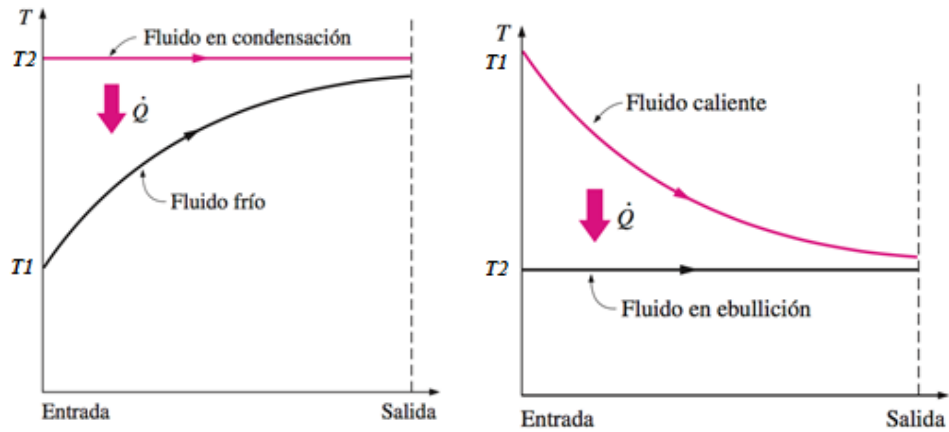


Figura. 8 Distribución de Temperaturas en Flujo Paralelo

Fuente: (CENGEL, 2007)

En el contraflujo, la zona más caliente del fluido caliente intercambia calor con la zona más caliente del fluido frío y la zona más fría del fluido caliente intercambia calor con la zona más fría del fluido frío. (Cengel, 2007)

El intercambio de calor en contraflujo se puede observar de mejor manera en la

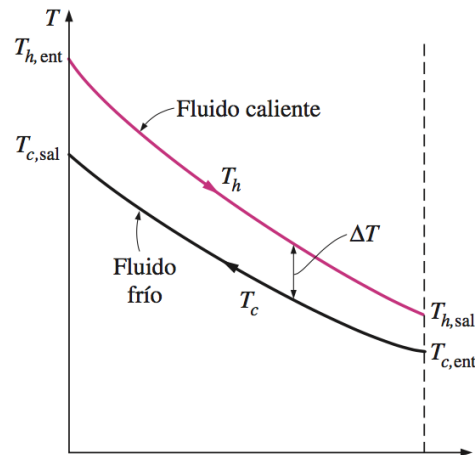


Figura. 9 Distribución de Temperaturas en Flujo Contracorriente

Fuente: (CENGEL, 2007)

2.2. Sistemas complementarios

Para hablar de sistemas complementarios primero se tiene que tener en cuenta la definición de sistema como tal, y se dice que el sistema es conjunto de elementos relacionados entre sí funcionalmente, de modo que cada elemento del sistema es función de algún otro elemento, no habiendo ningún elemento aislado. (Mora, 1979), es así que según esta definición en nuestro banco de pruebas se puede contar con tres diferentes tipos de sistemas anexos, el primero de ellos el sistema de calefacción, el siguiente el sistema de refrigeración y por último en la lista la instrumentación.

2.2.1. Sistema de calefacción

El sistema de calefacción es un conjunto de elementos que permiten elevar la energía térmica de cierto fluido, sólido o conjunto de ambos, en el caso de nuestra máquina el sistema de

calefacción es el encargado de aumentar la temperatura del fluido de trabajo, agua en este caso, mediante la adición de calor al mismo.

Los sistemas de calefacción en la actualidad se los puede encontrar de diferentes tipos en el mercado, dependiendo de su aplicación y requisitos del cliente, se puede utilizar diferentes fuentes de energía para lograr el objetivo como por ejemplo la energía solar para la calefacción de agua en casos residenciales mediante el uso de colectores, el uso de energías fósiles como el GLP de igual manera para el uso doméstico mediante calefones, el uso de energía eléctrica en caso más industriales mediante la aplicación de calefones eléctricos o usando resistencias eléctricas sumergibles, etc.

2.2.2. Sistema de refrigeración

Los sistemas de refrigeración son más comunes aún puesto que en la mayoría de maquinaria, equipos e instrumentos se pretende mediante refrigeración eliminar el calor excesivo existente producido por los diferentes procesos, ya que en la mayoría de los casos este puede resultar perjudicial para el funcionamiento de dichos equipos y en sí de sus componentes.

En la actualidad se utilizan los sistemas de refrigeración por aire, y los sistemas de refrigeración mediante fluidos, en algunos de los casos se encontrará agua como fluido de trabajo mientras que en otros casos se utilizarán fluidos diseñados específicamente para refrigeración.

Los sistemas de refrigeración por aire son más sencillos y se tratan de el uso de disipadores de calor en forma de aletas para permitir que el calor no se concentre en un solo punto y con la ayuda del flujo de aire disminuir la temperatura del elemento (Figura 7), estos sistemas son comúnmente utilizados en motos, en algunos autos, plantas de energía estacionarias, etc.

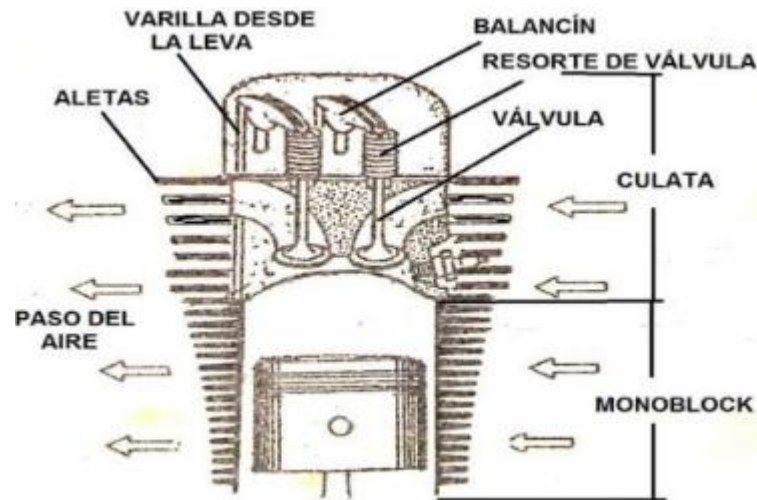


Figura. 10 Sistema de refrigeración por aire de una motocicleta

Fuente: (Rosado, 2013)

Otro tipo de sistema de refrigeración es el que usa algún líquido para permitir transferir el calor de algún objeto o lugar hacia el ambiente, este tipo de sistemas de refrigeración son más complejos que los anteriormente mencionados puesto que para su funcionamiento necesitan principalmente de 4 componentes básicos (Figura 8) que son el compresor, condensador, evaporador y válvula de expansión. Los componentes siempre están interactuando para que el líquido que se maneje este constantemente absorbiendo calor del medio que se desea refrigerar y cediendo el mismo al medio ambiente de tal manera que el líquido esta siempre recirculando entre el reservorio de este y todo el sistema como tal.

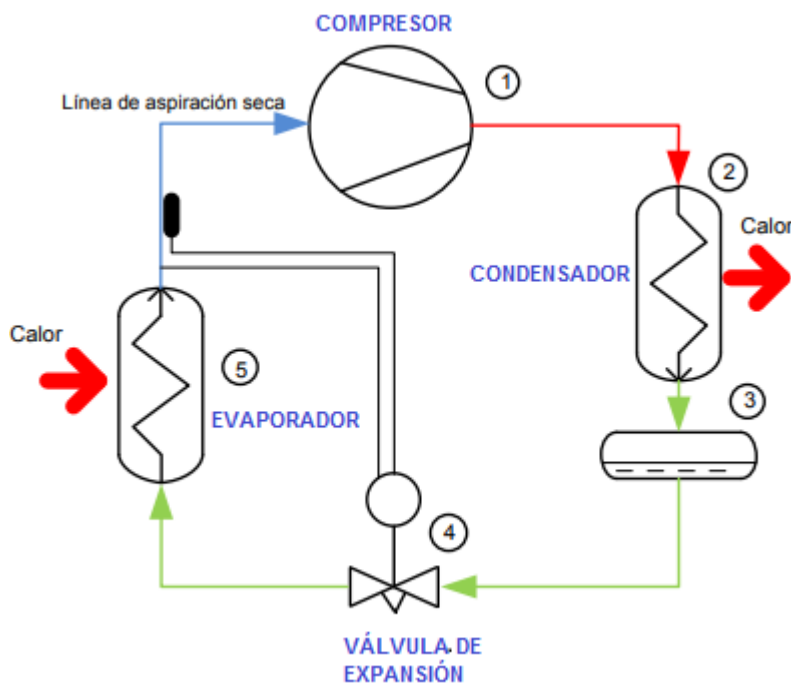


Figura. 11 Componentes del sistema de refrigeración por fluidos

Fuente: (Danfoss, 2005)

2.2.3. Instrumentación

La instrumentación se ha considerado como un sistema complementario en este caso puesto que gracias a esta se puede ejercer un control sobre el resto de las componentes de nuestro banco de pruebas. Un proceso industrial siempre necesita de equipos que permitan cuantificar sus variables por eso es preciso señalar la definición de instrumentación industrial, que dice que es “la aplicación de aparatos de medición a un objeto o un sistema con el objetivo de identificar y de cuantificar las variables, físicas o químicas, que intervienen en dicho sistema” (Ramos, 2014). Es decir, depende mucho del tipo de proceso y de sus características para saber que variables deben cuantificarse y que equipos deben ser necesarios tanto para cuantificar como para controlar las mismas.

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

Para poder cumplir con el objetivo de nuestro proyecto de titulación se debe regir a las necesidades que tiene el laboratorio de conversión de la Energía del DECEM, estas necesidades se basan en el funcionamiento de la máquina que actualmente posee, después de una indagación se obtuvo la siguiente lista de requisitos:

Tabla 3

Requerimientos Técnicos de Diseño

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura del Fluido #1 en el tanque	65°C
Temperatura del Fluido #2 en el tanque	0°C
Caudal de trabajo máximo	40 L/min
Volumen del tanque #1	140 L
Volumen del tanque #2	70 L

Es así entonces que los parámetros detallados en la Tabla 3 serán nuestros limitantes a la hora de diseñar el banco de pruebas.

3.1. Selección de tuberías

Para la selección de tuberías se va a considerar aparte los casos de los dos fluidos, ya que el uno se encontrará a 65°C se debe utilizar tubería de cobre que gracias a sus características es ideal para trabajar con fluidos calientes, en el segundo caso del agua fría que se encuentra en el

tanque a 0°C se puede utilizar una tubería de PVC, que al igual que la anterior, gracias a sus características la hacen ideal para nuestro trabajo.

3.1.1. Selección de tubería para el agua fría

Considerando los siguientes datos:

$$Q = 40 \left[\frac{l}{min} \right] \quad Q = 6.667 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$\rho = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$g = 9.807 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

- Cálculo del diámetro

Tabla 4

Velocidades Típicas de un Fluido

FLUIDO	VELOCIDAD [m/s]
Agua	1.5 – 2.5
Aire 0-30 psi	20
Gas natural (tuberías de acero al carbono)	30
Lubricante (tuberías de acero al carbono)	1.5
Oxígeno, (tubería acero inoxidable)	9 - 20
Vapor de agua @ presión atmosférica	10 - 30
Vapor de agua @ alta presión	5 - 10
Intercambiadores de calor @ coraza	0.3 - 1

CONTINÚA

Intercambiadores de calor @ tubos	1 – 3
Líneas de aceite en la succión de la bomba	0.1 – 0.5
Líneas de aceite a la descarga de la bomba	1 - 2

Fuente: (Culson & Richardson, 2009)

$$1.5 \left[\frac{m}{s} \right] \leq V_{agua} \leq 2.5 \left[\frac{m}{s} \right]$$

De la tabla 4 se toma la velocidad del fluido como:

$$V_{agua} = 2.5 \left[\frac{m}{s} \right] \quad A = \frac{\pi}{4} * D_i^2$$

$$Q = V_{agua} * A$$

Ec. #18

$$D_{teórico} = \sqrt{\frac{4*Q}{V_{agua}*\pi}} = 0.018 [m]$$

Tabla 5

Selección de tubería de PVC

PN – 10 (150 Lb)						
O DIAM. NOMINAL (in)	O ext. (mm)	CÓDIGO	LONGITUD (m.)	e (mm)	O INT. (mm)	PESO (Kg)
½	21.00	TUBO34	5.00	1.80	17.40	0.783
¾	26.50	TUBO35	5.00	1.80	22.90	1.007
1	33.00	TUBO36	5.00	1.80	29.40	1.273
1 ¼ “	42.00	TUBO37	5.00	2.00	38.00	1.813
1 ½ “”	48.00	TUBO38	5.00	2.30	43.40	2.382

CONTINÚA

2"	60.00	TUBO39	5.00	2.90	54.20	3.752
2 ½"	73.00	TUBO40	5.00	3.50	66.00	5.512
3"	88.00	TUBO41	5.00	4.20	80.10	8.023
4"	114.00	TUBO42	5.00	5.40	103.20	13.289
6"	168.00	TUBO43	5.00	8.00	152.00	29.005
8"	219.00	TUBO44	5.00	10.40	198.29	49.160
10"	273.00	TUBO45	5.00	13.00	247.00	76.591
12"	323.00	TUBO46	5.00	15.40	292.20	107.341

Fuente: (JORVEX, 2018)

$$D_o = 26.5[mm] \quad t = 1.8[mm]$$

$$D_i = D_o - 2 * t = 0.023[m]$$

3.1.2. Selección de tubería para el agua caliente

Sabiendo que el $D_{teórico} = 0.018 [m]$, se selecciona el diámetro de la tubería de la tabla 6:

- Cálculo real de la velocidad

Se vuelve a calcular la velocidad real con el diámetro comercial, el mismo que nos da:

$$D_o = 22.225[mm] \quad t = 1.143[mm]$$

$$D_i = D_o - 2 * t = 0.02[m]$$

Se aproxima a la

$$V_{real} = \frac{4*Q}{\pi*D_i^2} = 2.135 \left[\frac{m}{s} \right]$$

velocidad considerada

Tabla 6
Selección de tubería de cobre

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas	Pulgadas	Pulgadas	Pulgadas	Lb/pie	libras	PSI	Pulgadas	G.P.M
milímetros	milímetros	milímetros	milímetros	Kg/m	Kilogramos	milímetros	Kg/cm ²	L.P.M
¼	0.375	0.315	0.030	0.126	2.524	7.200	1.440	
6.35 mm	9.525	8.001	0.762	0.187	1.146	406.16	101.23	
3/8	0.500	0.430	0.035	0.198	3.965	6.300	1.260	1.873
9.50 mm	12.700	10.922	0.889	0.295	1.800	442.92	88.57	7.089
½	0.625	0.545	0.040	0.285	5.705	5.760	1.152	3.656
12.7 mm	15.875	13.843	1.016	0.424	2.590	404.92	80.98	13.493
¾	0.875	0.785	0.045	0.455	9.110	4.632	926	9.600
19 mm	22.225	19.939	1.143	0.678	4.136	325.62	65.09	36.336
1	1.125	1.025	0.050	0.665	13.114	4.000	800	19.799
25 mm	28.575	26.035	1.270	0.976	5.954	281.20	56.24	74.094
1 ¼	1.375	1.265	0.055	0.885	17.700	3.600	720	35.048
32 mm	34.925	32.131	1.397	1.317	8.036	253.08	50.61	132.660
1 ½	1.625	1.505	0.060	1.143	22.826	3.323	664	56.158
38 mm	41.275	38.227	1.524	1.698	10.363	233.60	46.67	212.560
2	2.125	1.985	0.070	1.752	35.042	2.965	593	119.099
51 mm	53.975	50.419	1.778	2.608	15.909	208.43	41.68	450.790
2 ½	2.625	2.465	0.080	2.483	49.658	2.742	548	214.298
64 mm	66.675	60.419	2.032	3.695	22.545	192.76	38.52	811.120
3	3.125	2.945	0.090	3.332	66.645	2.592	518	347.397
76 mm	79.375	74.803	2.286	4.962	30.257	182.21	36.41	1314.90
4	4.125	3.905	0.110	5.386	107.729	2.400	480	747.627
102 mm	104.775	99.187	2.794	8.017	48.909	168.72	33.74	2829.77

Fuente: (NACOBRE, 2018)

3.2. Selección de bombas

Para la selección de las bombas se regirá en el esquema de la Figura. 13 que nos indica la distribución de la tubería y de las bombas en relación con los tanques y a la máquina, esta distribución se la ha seleccionado tomando en cuenta que los dos fluidos nunca entran en contacto entre ellos, siendo de color rojo la línea de agua caliente y de azul la línea de agua fría.

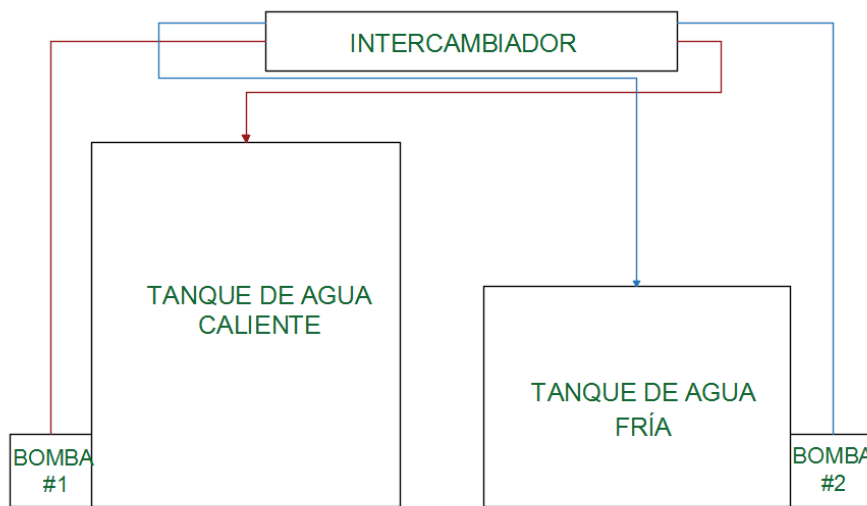


Figura. 12 Esquema de la distribución de tanques, tubería y bombas

3.2.1. Bomba del lado frío

La viscosidad a 65 °C según la tabla 7 es:

$$\mu = 1.792 \times 10^{-3} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]$$

- Cálculo de pérdidas mayores

Primero se calcula el número de Reynolds para saber en qué régimen de operación se está trabajando, para lo cual se tiene:

$$Re = \frac{V_{real} * \rho * D_i}{\mu} = 2.068 \times 10^4 \text{ Flujo turbulento debido a que es } > \text{ a } 1 \times 10^4$$

Se aplica la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta Pf = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho * V^2}{2} \quad \text{Ec. \#18}$$

Para poder aplicar la ecuación anterior primero se debe calcular la fricción en la tubería, para ello se utiliza la ecuación de Ec. De Haaland:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right] \quad \text{Ec. \#19}$$

Se selecciona la rugosidad del PVC mediante la tabla 8 es:

$$\varepsilon_i = 0.002 \text{ mm}$$

Se calcula la fricción despejando la Ec. De Haaland (Ec. #19):

$$f = \left[\frac{1}{-1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right]} \right]^2 = 0.026$$

Para el cálculo de pérdidas se necesita conocer la longitud total que recorrerá el fluido:

$$L = 2.5 [m] + 1 [m] = 3.5 [m]$$

Tabla 7
Propiedades del agua saturada

Temp., T°C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización H _{fg} kJ/kg	Calor específico, C _p , J/kg*K		Conductividad térmica, K W/m*K		Viscosidad dinámica, m kg/m*s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor			
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 x10 ⁻³	0.992x10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068x10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 x10 ⁻³	0.934x10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015x10 ⁻⁵
10	12.276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 x10 ⁻³	0.946x10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733x10 ⁻⁵
15	17.051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138 x10 ⁻³	0.959x10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138x10 ⁻⁵
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 x10 ⁻³	0.973x10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195x10 ⁻⁵
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 x10 ⁻³	0.987x10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247x10 ⁻⁵
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798x10 ⁻³	1.001x10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294x10 ⁻⁵
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720x10 ⁻³	1.016 x10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337x10 ⁻⁵
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653x10 ⁻³	1.031 x10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377x10 ⁻⁵
45	9.593	990.1	0.0512	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596x10 ⁻³	1.046 x10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415x10 ⁻⁵
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547x10 ⁻³	1.062 x10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451x10 ⁻⁵
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504x10 ⁻³	1.093 x10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484x10 ⁻⁵
60	19.94	983.3	0.1305	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467x10 ⁻³	1.093 x10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517x10 ⁻⁵
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.443x10 ⁻³	1.110 x10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548x10 ⁻⁵
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404x10 ⁻³	1.126 x10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578x10 ⁻⁵

Fuente: (Cengel, 2007)

Tabla 8
Valores de rugosidad absoluta

MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN	RUGOSIDAD (k:mm)
<u>Tuberías de plástico</u>	
Polietileno (P.E)	0.002
Cloruro de polivinilo (PVC)	0.02
<u>Tuberías metálicas</u>	
Tuberías estiradas, sin soldaduras de latón, cobre, plomo	0.0015 - 0.01
Aluminio	0.015 - 0.06
<u>Acero estirado sin soldaduras:</u>	
Nuevas	0.02 – 0.10
Después de muchos años de servicio	0.10 – 0.15
<u>Acero galvanizado</u>	
Nuevas, buena galvanización	0.07 – 0.10
Galvanización ordinaria	0.10 – 0.15
<u>Fundición:</u>	
Nuevas	0.25 – 1.00
Nuevas con revestimiento bituminoso	0.10 – 0.15
Asfaltadas	0.12 – 0.30
Después de varios años en servicio	1.00 – 4.00
<u>Hormigón fibrocemento:</u>	
<i>Hormigón:</i>	
Superficie muy lisa	0.3 – 0.8
Con condiciones medias	2.5
Superficie rugosa	3 – 9

Fuente: (Cengel, 2007)

Con lo que se obtiene la pérdida por fricción en la tubería, de la siguiente manera:

$$P_{ft} = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho * V_{real}^2}{2} = 1.22x10^3 [Pa]$$

Ahora se debe realizar el mismo cálculo para el intercambiador con los siguientes datos:

5 tubos de cobre de 22mm x 20,2 longitud efectiva de 600 mm

$$N_{tubos} = 5 \quad d_i = 20.2 \text{ mm} \quad A_{ti} = \frac{\pi}{4} * d_i^2 = 3.0205x10^{-4} [m^2]$$

$$A_{ti} = N_{tubos} * A_{ti} = 1.602x10^{-3} [m^2] \quad \text{área total de los 5 tubos}$$

El caudal se mantiene constante por lo que:

$$Q = 6.667x10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Se calcula la velocidad del flujo en la tubería del intercambiador:

$$Q = V * A \quad \text{Ec. \#20}$$

$$V_{ti} = \frac{Q}{N_{tubos} * A_{ti}} = 0.416 \left[\frac{m}{s} \right] \quad \text{se obtuvo una velocidad elevada para lo}$$

recomendado

Se calcula Reynolds:

$$Ret = \frac{V_{ti} * \rho * d_i}{\mu} = 4.69x10^3 \quad \text{flujo turbulento}$$

Se aplica la ecuación de Darcy-Weisbach (Ec.#18):

$$\Delta Pf = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho * V^2}{2}$$

Para poder aplicar la ecuación anterior primero se debe calcular la fricción en la tubería, para ello se utiliza la ecuación de Ec. De Haaland (Ec. #19):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right]$$

Tabla 9

Valores de Rugosidad absoluta tubería de cobre

RUGOSIDAD ABSOLUTA DE MATERIALES			
Material	ε (mm)	Material	ε (mm)
Plástico (PE, PVC)	0.0015	Fundición asfaltada	0.06 – 0.18
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0.01	Fundición	0.12 – 0.60
Tubos estirados de acero	0.0024	Acero comercial y soldado	0.03 – 0.09
Tubos de latón o cobre	0.0015	Hierro forjado	0.03 - 0.09
Fundición revestida de cemento	0.0024	Hierro galvanizado	0.06 – 0.24
Fundición con revestimiento bituminoso	0.0024	Madera	0.18 – 0.90
Fundición centrifugada	0.003	Hormigón	0.3 – 3.0

Fuente: (Cengel, 2007)

Se selecciona la rugosidad del Cobre mediante la tabla 9 es:

$$\varepsilon_{it} = 0.0015 \text{ mm}$$

Se calcula la fricción despejando la Ec. De Haaland (Ec. #19):

$$f = \left[\frac{1}{-1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon_{it}}{d_i} \right)^{1.11} \right]} \right]^2 = 0.039$$

Para el cálculo de la longitud de la longitud se debe tomar en cuenta la longitud efectiva y multiplicarla por el número de tubos:

$$L_t = N_{tubos} * 600 [mm] = 13.2 [mm]$$

Con lo que se obtiene la pérdida por fricción del intercambiador queda de la siguiente manera:

$$P_{fti} = f_{ti} * \frac{L}{d_i} * \frac{\rho * V_{ti}^2}{2} = 495.173 [Pa]$$

La pérdida total por fricción en la tubería queda:

$$\Delta P_f = P_{ft} + P_{fti} = 5.635x10^3 [Pa]$$

- Cálculo de pérdidas menores

La pérdida total por fricción en la tubería queda:

$$\Delta P_{fmenores} = \sum_i \left(K_i * \frac{\rho * V^2}{2} \right) \quad Ec. \#21$$

Se selecciona la pérdida por codo de 90° de la tabla 10:

$$K_i = 1.5$$

$$\Delta P_{fmenores} = 4 * K_i * \frac{\rho * V_{real}^2}{2} = 7.86x10^3 [Pa]$$

Tabla 10
Coefficiente de pérdidas en accesorios

Diámetro nominal, in									
	Roscado				Con Bridas				
	1/2	1	2	4	1	2	4	8	20
Válvulas (Totalmente Abiertas)									
Globo	14	8.2	6.9	5.7	13	8.5	6.0	5.8	5.5
Compuerta	0.30	0.24	0.16	0.11	0.80	0.35	0.16	0.07	0.03
Check	5.1	2.9	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
Angulo	9.0	4.7	2.0	1.0	4.5	2.4	2.0	2.0	2.0
Codos									
45° Regular	0.39	0.32	0.30	0.29					
45° Radio Largo					0.21	0.20	0.19	0.16	0.14
90° Regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.50	0.39	0.30	0.26	0.21
90° radio largo	1.0	0.72	0.41	0.23	0.40	0.30	0.19	0.15	0.10
180° Regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.41	0.35	0.30	0.25	0.20
180° Radio Largo					0.40	0.30	0.21	0.15	0.10

Fuente: (Cengel, 2007)

La pérdida total de mayores y menores queda:

$$\Delta P_{f\text{total}} = (\Delta P_f + \Delta P_{f\text{menores}}) \quad \text{Ec. \#22}$$

$$\Delta P_{f\text{total}} = 1.349 \times 10^4 [\text{Pa}]$$

- Cálculo de la presión del sistema

$$\Delta P_{\text{bomba}} = \Delta P_{f\text{total}} + P_{\text{interna}} + \rho * g * (h_2 - h_1) \quad \text{Ec. \#23}$$

$$P_{interna} = 0[Pa] \quad h_2 = 1.2[m] \quad h_1 = 0.298[m]$$

$$\Delta P_{bomba} = \Delta P_{ftotal} + P_{interna} + \rho * g * (h_2 - h_1) = 1.349 \times 10^4 [Pa]$$

$$TDH = \frac{\Delta P_{bomba}}{\rho * g} = 2.278[m] \text{ estos son los metros de columna de}$$

agua que representa esta presión

Presión de diseño:

$$P_d = \Delta P_{bomba} * 1.1 = 2.457 \times 10^4 [Pa]$$

Determinar la potencia hidráulica de la Bomba:

$$P_H = \rho * g * TDH \quad \text{Ec. \#24}$$

$$P_H = 14.894 [W]$$

$$P_H = 0.02 [hp]$$

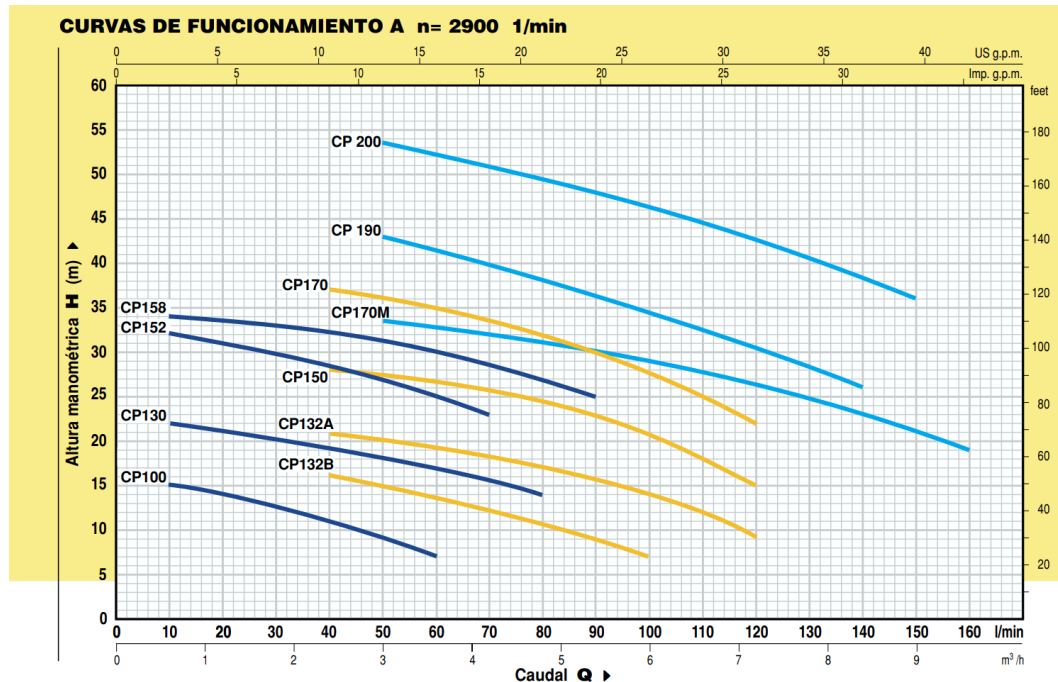


Figura. 13 Curva de funcionamiento de bombas

Fuente: (PEDROLLO, 2018)

Se seleccionan bombas de 1 Hp porque cumplen con la altura y con el caudal adecuado.

Determinar el NPSH:

$$P_{vp} = 0.6113 \times 10^3 [Pa]$$

$$P_1 = 0 [Pa]$$

$$NPSH = \frac{P_1 - P_{vp} - \Delta P_{bomba}}{\rho * g} + (h_2 - h_1) \quad Ec. \#25$$

$$NPSH = 0.902 [m]$$

3.2.2. Bomba del lado caliente

La viscosidad a 0 °C según la tabla 4 es:

$$\mu = 0.433 \times 10^{-3} \left[\frac{N * s}{m^2} \right]$$

Primero se calcula el número de Reynolds para saber en qué régimen que se está trabajando para, para lo cual se tiene:

$$Re = \frac{V_{reat} * \rho * D_i}{\mu} = 9.832 \times 10^4 \quad \text{Flujo turbulento debido a que es } > \text{ a } 1 \times 10^4$$

Se aplica la ecuación de Darcy-Weisbach(Ec.#18):

$$\Delta P_f = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho * V^2}{2}$$

Para poder aplicar la ecuación anterior primero se debe calcular la fricción en la tubería, para ello se utiliza la ecuación de Ec. De Haaland (Ec. #19):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right]$$

Se selecciona la rugosidad del Cobre mediante la tabla 6 es:

$$\varepsilon_i = 0.0015 \text{ mm}$$

Quedando una fricción de:

$$f = \left[\frac{1}{-1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right]} \right]^2 = 0.018$$

Para el cálculo de pérdidas se necesita conocer la longitud total que recorrerá el fluido para ello nos queda:

$$L = 2.5 [m] + 1 [m] = 3.5 [m]$$

Con lo que se tiene la pérdida por fricción en la tubería, de la siguiente manera:

$$P_{ft} = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho * V_{real}^2}{2} = 7.285 \times 10^3 [Pa]$$

Ahora se debe realizar el mismo cálculo para el intercambiador con los siguientes datos:

5 tubos de cobre de 22mm x 20,2 longitud efectiva de 600 mm

$$N_{tubos} = 5 \quad d_i = 20.2 \text{ mm} \quad A_{ti} = \frac{\pi}{4} * d_i^2 = 3.0205 \times 10^{-4} [m^2]$$

$$A_{ti} = N_{tubos} * A_{ti} = 1.602 \times 10^{-3} [m^2] \quad \text{área total de los 5 tubos}$$

El caudal se mantiene constante por lo que:

$$Q = 6.667 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

- Se calcula la velocidad del flujo en la tubería del intercambiador:

$$Q = V * A$$

$$V_{ti} = \frac{Q}{N_{tubos} * A_{ti}} = 0.416 \left[\frac{m}{s} \right] \text{ se tiene una velocidad elevada para lo recomendado}$$

Se calcula Reynolds:

$$Ret = \frac{V_{ti} * \rho * d_i}{\mu} = 1.941 \times 10^4 \text{ flujo turbulento}$$

Se aplica la ecuación de Darcy-Weisbach(Ec.#18):

$$\Delta P_f = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho * V^2}{2}$$

Para poder aplicar la ecuación anterior primero se debe calcular la fricción en la tubería, para ello se utiliza la ecuación de Ec. De Haaland (Ec. #19):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right]$$

Se selecciona la rugosidad del Cobre mediante la tabla 6 es:

$$\varepsilon_{it} = 0.0015 \text{ mm}$$

Se calcula la fricción despejando la Ec. De Haaland (Ec. #19):

$$f = \left[\frac{1}{-1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Ret} + \left(\frac{\varepsilon_{it}}{3.7} \right)^{1.11} \right]} \right]^2 = 0.026$$

Para el cálculo de la longitud de la longitud se debe tomar en cuenta la longitud efectiva y multiplicarla por el número de tubos:

$$L_t = N_{tubos} * 600 [mm] = 3 [mm]$$

Con lo que se tiene la pérdida por fricción del intercambiador queda de la siguiente manera:

$$P_{fti} = f_{ti} * \frac{L}{d_i} * \frac{\rho * V_{ti}^2}{2} = 334.908 [Pa]$$

La pérdida total por fricción en la tubería queda:

$$\Delta P_f = P_{ft} + P_{fti} = 7.62x10^3 [Pa]$$

Se calcula las pérdidas menores

La pérdida total por fricción en la tubería se calcula mediante la Ec.#21:

$$\Delta P_{fmenores} = \sum_i \left(K_i * \frac{\rho * V^2}{2} \right)$$

Para el coeficiente de pérdidas en accesorios se refiere a la siguiente tabla:

Se selecciona la pérdida por codo de 90°:

$$K_i = 1.5$$

$$\Delta P_{fmenores} = 4 * K_i * \frac{\rho * V_{real}^2}{2} = 1.368x10^4 [Pa]$$

La pérdida total de mayores y menores queda:

$$\Delta P_{f_{total}} = (\Delta P_f + \Delta P_{f_{menores}}) = 2.13 \times 10^4 [Pa]$$

Cálculo de la presión del sistema

$$\Delta P_{bomba} = \Delta P_{f_{total}} + P_{interna} + \rho * g * (h_2 - h_1)$$

$$P_{interna} = 0 [Pa] \quad h_2 = 1.2 [m] \quad h_1 = 0.572 [m]$$

$$\Delta P_{bomba} = \Delta P_{f_{total}} + P_{interna} + \rho * g * (h_2 - h_1) = 2.745 \times 10^4 [Pa]$$

$$TDH = \frac{\Delta P_{bomba}}{\rho * g} = 2.8 [m] \text{ estos son los metros de columna de agua que representa}$$

esta presión

Presión de diseño:

$$P_d = \Delta P_{bomba} * 1.1 = 3.02 \times 10^4 [Pa]$$

Determinar la potencia hidráulica de la Bomba:

$$P_H = \rho * g * TDH$$

$$P_H = 18.303 [W]$$

$$P_H = 0.025 [hp]$$

Se seleccionan bombas de 1 Hp porque cumplen con la altura y con el caudal adecuado.

Determinar el NPSH:

$$P_{vp} = 25.03 \times 10^3 [Pa]$$

$$P_1 = 0[\text{Pa}]$$

$$NPSH = \frac{P_1 - P_{vp} - \Delta P_{bomba}}{\rho * g} + (h_2 - h_1) = 0.628[\text{m}]$$

3.3.Cálculo de pérdida de calor a lo largo de la tubería

3.3.1. Cálculo de la pérdida de calor para la tubería de agua fría

Para el cálculo se utilizan los datos de la tubería de PVC

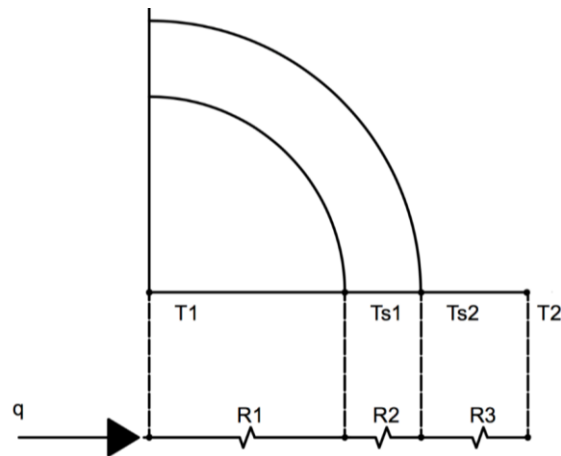


Figura. 14 Resistencia del tubo de PVC sin aislamiento

Debido a que es flujo turbulento por su número de Reynolds se calcula con la ecuación de Dittus-Boelter:

Sabiendo que el factor n se utiliza como 0.4 para calentamiento y 0.3 para enfriamiento se tiene que:

$$n=0.3$$

Para el número de Prandtl y la conductividad térmica se selecciona en la tabla 4 a una temperatura de 0°C :

$$Pr = 13.5$$

$$NuD = 0.023 * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^n = 142.246$$

Teniendo el número de Nusselt se despeja el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) del agua.

$$k_a = 0.561 \left[\frac{W}{K * m} \right]$$

La conductividad térmica del PVC k_{pvc} se lo toma de Fuente: (PLASTICBAGES INDUSTRIAL S.L, 2018)

$$k_{pvc1} = 0.12 \left[\frac{W}{K * m} \right] \quad k_{pvc2} = 0.25 \left[\frac{W}{K * m} \right] \quad k_{pvcmed} = \frac{k_{pvc2} + k_{pvc1}}{2} \left[\frac{W}{K * m} \right] = 0.185 \left[\frac{W}{K * m} \right]$$

$$h_a = k_a * \frac{NuD}{d_i} = 4.34x10^3 = \left[\frac{W}{K * m^2} \right]$$

El coeficiente de convección del aire h_{air} se lo toma de Fuente: (Martinez, 2007)

$$h_{air} = 10 \left[\frac{W}{K * m^2} \right]$$

Cálculo de resistencias:

$$R_3 = \frac{1}{h_{air} * 2 * \pi * Lt * \frac{D_o}{2}} = 0.801 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_1 = \frac{1}{h_a * 2 * \pi * Lt * \frac{D_i}{2}} = 2.657x10^{-3} \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * \pi * k_{pvcmed} * Lt} = 0.084 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 = 0.887 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Calor en la tubería:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R_t} = -24.798 [W]$$

$$T_{s1} = T_1 - R_1 * q = 273.2 [K] \quad T_{s1} = 0.066^\circ\text{C}$$

$$T_{s2} = T_2 - (R_1 + R_2) * q = 275.292 [K] \quad T_{s2} = 2.142^\circ\text{C}$$

La pérdida de calor a lo largo de la tubería de cobre se la obtiene con la siguiente ecuación:

$$q_p = 2 * \pi * k_{pvcmed} * Lt * \frac{T_1 - T_{s2}}{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} = -25.585 [W]$$

3.3.2. Selección de tubería lado frío con aislamiento

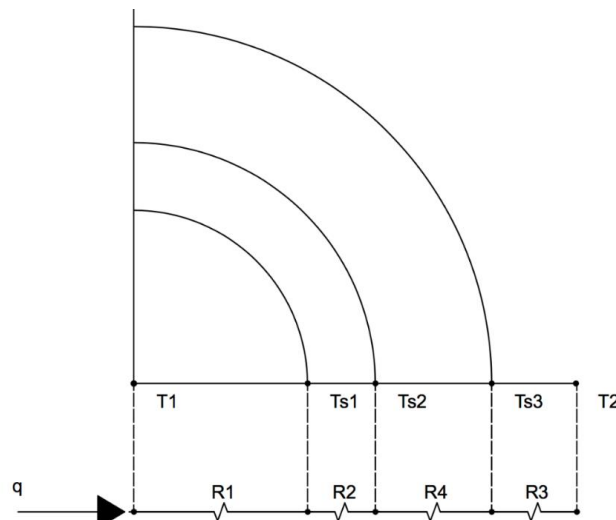


Figura. 15 Resistencia del tubo de PVC con aislamiento

$$t_{aisla} = 18[mm] \quad t_{aisla} = 0.018[m]$$

$$D_{oo} = D_o + 2 * t_{aisla} = 0.063[m]$$

La conductividad térmica de la coquilla (aislante térmico para tuberías) k_{aisl} se lo toma de Fuente: (ARMACELL, 2018):

$$k_{aisl} = 0.042 \left[\frac{W}{K \cdot m} \right]$$

Se calcula la nueva resistencia:

$$R_4 = \frac{\ln\left(\frac{D_{oo}}{D_o}\right)}{2 * \pi * k_{aisl} * Lt} = 2.168 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Se calcula de nuevo la nueva resistencia total:

$$R_{tt} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 3.055 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Se calcula el calor en la tubería:

$$q = \frac{T1 - T2}{R_t} = -7.202 [W]$$

$$T_{s1} = T1 - R_1 * q = 273.169 [K] \quad T_{s1} = 0.019^\circ C$$

$$T_{s2} = T2 - (R_1 + R_2) * q = 273.772 [K] \quad T_{s2} = 0.622^\circ C$$

$$T_{s3} = T_{s2} - (R_3) * q = 279.539 [K] \quad T_{s2} = 6.389^\circ C$$

La pérdida de calor a lo largo de la tubería de cobre se la obtiene con la siguiente ecuación:

$$q_p = 2 * \pi * k_{aisla} * Lt * \frac{T1 - T_{s3}}{\ln\left(\frac{\frac{D_{oo}}{2}}{\frac{D_o}{2}}\right)} = -2.948 [W]$$

3.3.3. Cálculo de la pérdida de calor para la tubería de agua caliente

Para el cálculo se utilizan los datos de la tubería de cobre

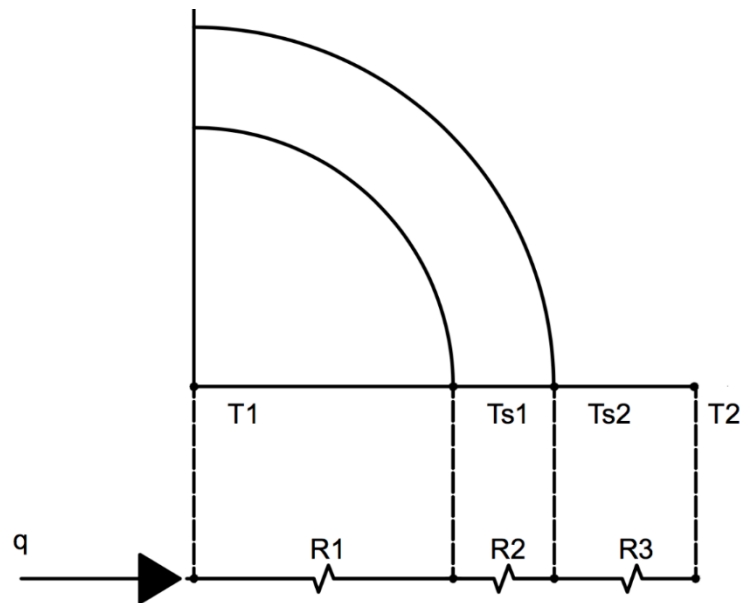


Figura. 16 Resistencia del tubo de cobre sin aislamiento

Debido a que es flujo turbulento por su número de Reynolds se calcula con la ecuación de Dittus-Boelter:

Sabiendo que el factor n se utiliza como 0.4 para calentamiento y 0.3 para enfriamiento se tiene que:

$$n=0.4$$

Para el número de Prandtl y la conductividad térmica se selecciona en la tabla 4 a una temperatura de 65°C:

$$Pr = 2.75$$

$$NuD = 0.023 * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^n = 340.066$$

Teniendo el número de Nusselt se despeja el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) del agua.

$$k_a = 0.659 \left[\frac{W}{K * m} \right]$$

$$k_{cobre} = 385 \left[\frac{W}{K * m} \right]$$

$$h_a = k_a * \frac{NuD}{D_i} = 1.124 \times 10^4 \left[\frac{W}{K * m^2} \right]$$

El coeficiente de convección del aire h_{air} se lo toma de Fuente: (MARTINEZ, 2007)

$$h_{air} = 10 \left[\frac{W}{K * m^2} \right]$$

Cálculo de resistencias:

$$R_3 = \frac{1}{h_{air} * 2 * \pi * Lt * \frac{D_o}{2}} = 0.955 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_1 = \frac{1}{h_a * 2 * \pi * Lt * \frac{D_i}{2}} = 9.469 \times 10^{-4} \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * \pi * k_{cobre} * Lt} = 2.991 \times 10^{-5} \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 = 0.956 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Calor en la tubería:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R_t} = 44.989 [W]$$

$$T_{s1} = T_1 - R_1 * q = 338.107 [K] \quad T_{s1} = 64.957^\circ C$$

$$T_{s2} = T_2 - (R_1 + R_2) * q = 338.106 [K] \quad T_{s2} = 64.956^\circ C$$

La pérdida de calor a lo largo de la tubería de cobre se la obtiene con la siguiente ecuación:

$$q_p = 2 * \pi * k_{cobre} * Lt * \frac{T_1 - T_{s2}}{\ln\left(\frac{\frac{D_o}{2}}{\frac{D_i}{2}}\right)} = 1.1469 \times 10^3 [W]$$

3.3.4. Selección de tubería lado caliente con aislamiento

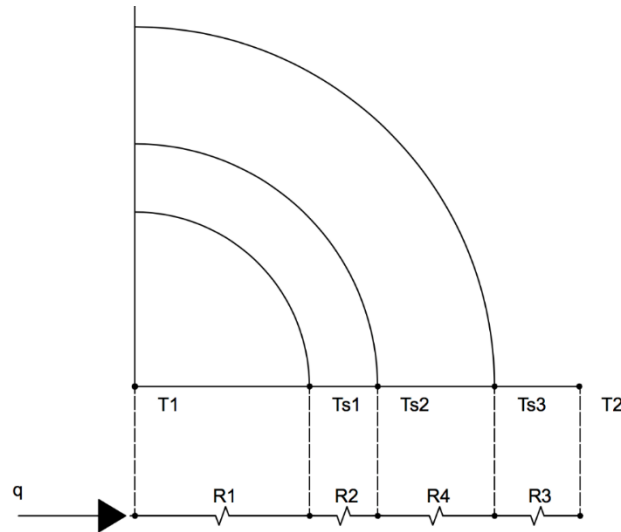


Figura. 17 Resistencia del tubo de cobre con aislamiento

$$t_{aisla} = 18[mm] \quad t_{aisla} = 0.018[m]$$

$$D_{oo} = D_o + 2 * t_{aisla} = 0.058[m]$$

La conductividad térmica de la coquilla (aislante térmico para tuberías) k_{aisl} se lo toma de Fuente: (ARMACELL, 2018):

$$k_{aisl} = 0.042 \left[\frac{W}{K * m} \right]$$

Se calcula la nueva resistencia:

$$R_4 = \frac{\ln\left(\frac{D_{oo}}{D_o}\right)}{2 * \pi * k_{aisl} * Lt} = 2.433 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Se calcula de nuevo la nueva resistencia total

$$R_{tt} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 3.389 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Se calcula el calor en la tubería:

$$q = \frac{T1 - T2}{R_t} = 12.689[W]$$

$$T_{s1} = T1 - R_1 * q = 338.138 [K] \quad T_{s1} = 64.988^{\circ}\text{C}$$

$$T_{s2} = T2 - (R_1 + R_2) * q = 338.137 [K] \quad T_{s2} = 64.987^{\circ}\text{C}$$

$$T_{s3} = T_{s2} - (R_3) * q = 336.022 [K] \quad T_{s2} = 52.872^{\circ}\text{C}$$

La pérdida de calor a lo largo de la tubería de cobre se la obtiene con la siguiente ecuación:

$$q_p = 2 * \pi * k_{aisla} * Lt * \frac{T1 - T_{s3}}{\ln\left(\frac{\frac{D_{oo}}{2}}{\frac{D_o}{2}}\right)} = 40.985[W]$$

3.4. Diseño de tanques

En el diseño de tanques como se lo menciono en la Tabla 3 se debe tener en cuenta esos valores de volúmenes, pero debido a que la bomba dentro del tanque genera movimiento del fluido y no se desea que este se rigüe se necesita aumentar la altura de estas, es por eso por lo que se toma como referencia las medidas de los tanques del banco de pruebas TEQUIPMENT TD-36 que se tiene en el laboratorio y se realizó el siguiente diseño.

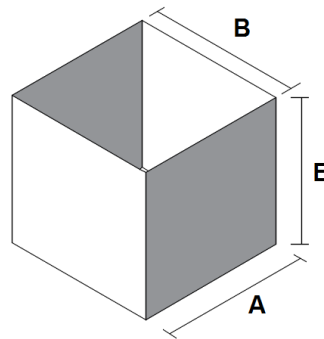


Figura. 18 Esquema de dimensiones de los tanques

Tabla 11
Dimensiones de los tanques

	B(mm)	A(mm)	E(mm)
TANQUE FRIO	700	425	635
TANQUE CALIENTE	700	375	305

Fuente: (*Tequipment, 1973*)

3.4.1. Diseño del espesor del tanque caliente

Para la construcción de ambos tanques se utilizará el acero más común que se encuentra en nuestro medio (A36) y se seleccionara sus características del catálogo de planchas de acero de IPAC que nos da un valor máximo de esfuerzo de 160MPa, posteriormente se le dará una mano de pintura para evitar tanto la corrosión interna como externa que en un futuro puedan existir en los mismos.

El diseño del espesor fue basado en las fórmulas del Handbook de Pressure Vessel, en su Parte 1, numeral 13 referida al diseño de tanques rectangulares abiertos, es así como se tiene como datos los datos tomados de la tabla 11.

Se realizo primero el cálculo del volumen para tener claro la máxima capacidad del tanque hasta su tope

$$V = AxBxE = 166.7L = 5.9[ft^3]$$

Posteriormente se calcula la relación H/L siendo H la altura del tanque y L la distancia entre apoyos que puedan existir:

$$\frac{H}{L} = \frac{635mm}{700mm} = 0.907$$

Con este valor se ingresa a la tabla de valores α y β de la página 213 del mismo manual y se tiene que:

Tabla 12
Valores de alfa y beta para tanques cuadrados abiertos

H/L	0.25	0.286	0.333	0.4	0.5	0.667	
β	0.024	0.031	0.041	0.056	0.080	0.116	
α	0.00027	0.00046	0.00083	0.0016	0.0035	0.0083	
H/L	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
β	0.16	0.26	0.34	0.38	0.43	0.47	0.49
α	0.022	0.043	0.060	0.070	0.078	0.086	0.091

Fuente: (Megyesy, 2001)

$$\frac{H}{L} = 1 \rightarrow \alpha = 0.022 \text{ y } \beta = 0.16$$

Se toma el valor G de la gravedad específica del agua que es igual a uno y se procede a aplicar la siguiente fórmula del manual

$$t = L \sqrt{\frac{\beta * H * 0.036 * G}{S}} = 0.069in = 1.75[mm] \quad \text{Ec. \#26}$$

De ser el tanque totalmente apoyado se debe seleccionar un espesor de 2mm que es el valor comercial superior al obtenido, pero como nuestro tanque va a ir apoyado sobre dos vigas se debe realizar un cálculo adicional para el espesor del fondo.

$$t_b = \frac{L_b}{1.254 * \sqrt{\frac{S}{0.036 * G * H}}} = 0.12in = 3.04[mm] \quad \text{Ec. \#27}$$

Para el tanque caliente el espesor del fondo será de 3 mm que es el valor comercial, pero debido a que comercialmente se encuentra únicamente planchas de gran magnitud y el objetivo es de reducir costos, se utilizara planchas de 3mm tanto para paredes como para fondo, para su construcción se utiliza doblado y soldadura.

3.4.2. Diseño del espesor del tanque frío

Ya que las temperaturas de trabajo no alcanzan el nivel criogénico ni temperaturas superiores donde el acero puede ser visto afectado en sus propiedades mecánicas las consideraciones para el diseño son las mismas.

$$V = Ax B x E = 90.738L = 3.2[ft^3]$$

$$\frac{H}{L} = \frac{635mm}{700mm} = 0.436$$

$$\frac{H}{L} = 0.5 \rightarrow \alpha = 0.0035 \text{ y } \beta = 0.08$$

$$t = L \sqrt{\frac{\beta * H * 0.036 * G}{S}} = 0.03[in] = 0.76[mm]$$

De ser el tanque totalmente apoyado se debe seleccionar un espesor de 1mm que es el valor comercial superior al obtenido.

$$t_b = \frac{L_b}{1.254 * \sqrt{\frac{S}{0.036 * G * H}}} = 0.095[in] = 2.413[mm]$$

Para el tanque frío el espesor del fondo será de 3 mm que es el valor comercial, pero debido a que comercialmente se encuentra únicamente planchas de gran magnitud y

el objetivo es de reducir costos, se utilizara planchas de 3mm tanto para paredes como para fondo, para su construcción se utiliza doblado y soldadura.

3.5. Diseño de aislamiento para los tanques

Ya que estudiantes de la UFA-ESPE estarán constantemente realizando prácticas en esta máquina es de suma importancia garantizar su seguridad, es por esto por lo que las superficies externas de los tanques deben estar a una temperatura de como máximo 20°C, se utilizará lana de vidrio y un tol de 0.5mm de espesor para recubrir nuestros tanques, con este diseño lo que se intenta es encontrar el espesor de aislante que se debe usar.

Para el cálculo se utiliza las fórmulas de transferencia de calor sabiendo que el agua se encontrará a 65°C y 0°C en cada uno de los tanques por lo que la disposición de los tanques aislantes y demás será la observada en la Figura 16.

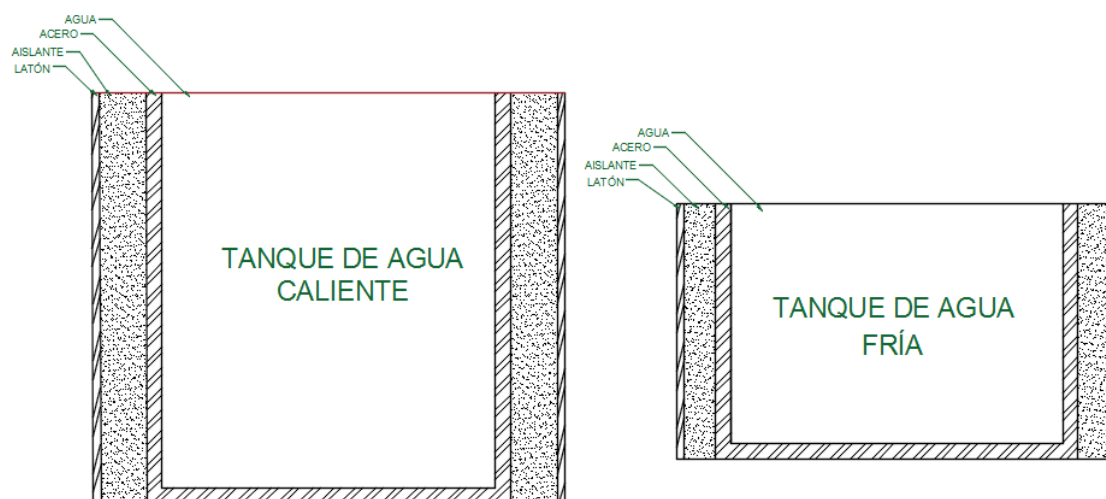


Figura. 19 Esquema de distribución de tanques y aislantes

Se utilizará el método de la analogía de las resistencias térmicas (figura 17) para calcular las temperaturas y calores necesarios para tener las superficies a las temperaturas solicitadas anteriormente.

3.5.1. Diseño del aislamiento del tanque caliente

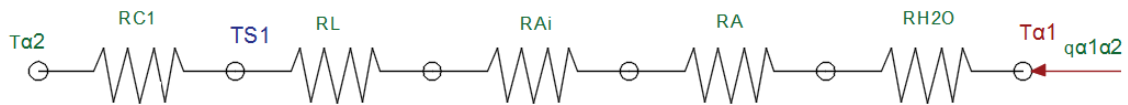


Figura. 20 Esquema de resistencias para el tanque caliente

Primero se debe encontrar el calor que debe salir para mantener las temperaturas deseadas:

$$q_{\infty 1 \infty 2} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{H2O} + R_A + R_{Ai} + R_L + R_{c1}} \quad \text{Ec. \#28}$$

Para esto se debe encontrar el valor de las resistencias sabiendo que RC1 y RH2O son resistencias de convección y RA, Rai y RL son resistencias de conducción se tiene que:

$$\text{Resistencias de convección} = \frac{1}{h * A} \quad \text{Ec. \#29}$$

$$\text{Resistencias de conducción} = \frac{L}{K * A} \quad \text{Ec. \#30}$$

Se necesita los valores de h y K para los distintos tipos de fluidos, para el caso del coeficiente de convección del agua se lo toma de tablas ya que el diseño debe ser considerado para el peor de los casos y este será cuando el agua se encuentre estancada y a 65°C, por eso $h_{H2O} = 136.8 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$ (Paul, 2010), el coeficiente del aire $h_{aire} = 10 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$ (Cengel, 2007), el coeficiente de conducción del acero $K_A = 45.3 \left[\frac{W}{m * K} \right]$ (Cengel,

2007), del latón $K_L = 119 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$ (Lira, Duarte, Lángo, & Durán, 2010), de la lana de vidrio

$K_{Ai} = 0.032 \frac{W}{m \cdot K}$ (Instituto Valenciano de la Edificación).

Entonces se tiene que:

$$R_{H_2O} = 0.027 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{aire} = 0.371 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_A = 2.454E - 4 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{Ai} = 2.316 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_L = 1.557E - 5 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Entonces el calor que debe salir del tanque caliente será:

$$q_{\infty 1 \infty 2} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{H_2O} + R_A + R_{Ai} + R_L + R_{c1}} = 16.582 [W]$$

Como se sabe que el calor debe ser siempre constante por la conservación de energía se puede así calcular la temperatura en la superficie externa denominada TS1

$$q_{\infty 1 \infty 2} = q_{\infty 1 - TS1} = 16.582 [W]$$

$$q_{\infty 1 - TS1} = \frac{T_{\infty 1} - TS1}{R_{H_2O} + R_A + R_{Ai} + R_L} = 16.582 [W]$$

$$TS1 = 65 [^{\circ}C] - q_{\infty 1 \infty 2} * \sum R = 20 [^{\circ}C]$$

Para encontrar el espesor del aislante, se fue variando las distancias hasta que se cumpla con las condiciones previamente seleccionadas, es decir se debe utilizar un espesor

de lana de vidrio de 2cm por lado y así se evita altas temperaturas en las superficies externas.

3.5.2. Diseño de aislamiento para tanque frío

De igual manera que para el tanque caliente se tomaron las consideraciones para el tanque frío, a diferencia que esta vez el calor intentara ingresar ya que el ambiente se encuentra a mayor temperatura que el agua, es así como nuestro sistema de resistencias queda como en la Figura 18.



Figura. 21 Esquema de resistencias para el tanque frío

$$q_{\infty 1 \infty 2} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{H2O} + R_A + R_{Ai} + R_L + R_{C1}}$$

$$R_{H2O} = 0.064 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{aire} = 0.0874 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_A = 5.79E - 4 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{Ai} = 5.464 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_L = 3.674E - 5 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$q_{\infty 1 \infty 2} = 7.028[W]$$

$$q_{\infty 1 - TS1} = \frac{T_{\infty 1} - TS1}{R_{H2O} + R_A + R_{Ai} + R_L} = 7.028[W]$$

$$TS1 = 20[^\circ C] - q_{\infty 1 \infty 2} * R_{aire} = 13.85[^\circ C]$$

Para realizar nuestra estructura de una manera más simétrica se tomará un espesor de 2cm al igual que en el tanque caliente, solo que en este caso se garantizará que el agua fría no se vea afectada por la temperatura de su alrededor.

3.6. Diseño de la estructura metálica

En el diseño de la estructura metálica que soportara a toda la instrumentación y equipos necesarios para el funcionamiento de nuestro banco de pruebas como son bombas, sistemas de refrigeración, tuberías, tanques, etc. Se utilizará el software computacional SAP200 V19, esto nos permitirá verificar con criterios y normas preestablecidos que nuestra estructura va a soportar toda la carga.

En este caso se debe considerar dos tipos de cargas, las primeras que son las cargas tipo muertas (tabla 13) que vendrían a ser todas aquellas que no tendrán movimiento como son las estructuras de los tanques, la tubería, las bombas, equipos de refrigeración, equipos de medición y hay que considerar también el peso que puede ubicarse sobre la mesa como lo es el intercambiador de calor, alumnos apoyándose, etc., el segundo caso son las cargas vivas como son el agua tanto caliente como fría ya que estarán en constante movimiento para esto se tiene que calcular el peso de agua con el que se va a trabajar.

Tabla 13
Pesos referenciales de elementos

ELEMENTO	PESO (Kg)
Sistema de Refrigeración	30
Tanques de agua	20
Instrumentación	20
Bombas de agua	10
Tablero	10
Tubería	10

Para este caso se considera la peor de las situaciones es decir cuando los tanques de 170lt y 90lt se encuentren completamente llenos es así como:

$$\delta = \frac{m}{v} \rightarrow m = v * \delta \quad \text{Ec. \#31}$$

$$m_{caliente} = 170[lt] * 1 \left[\frac{Kg}{lt} \right] = 170[Kg]$$

$$m_{fria} = 90[lt] * 1 \left[\frac{Kg}{lt} \right] = 90[Kg]$$

Una vez obtenidas las cargas que se va a usar se procede a graficar la estructura en el software y se aplican las cargas señaladas de la manera indicada.

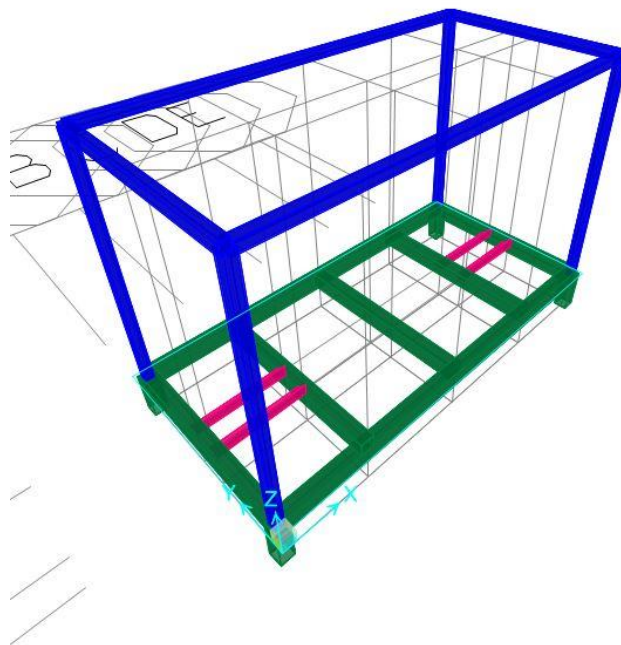


Figura. 22 Gráfica de la estructura en el programa SAP2000

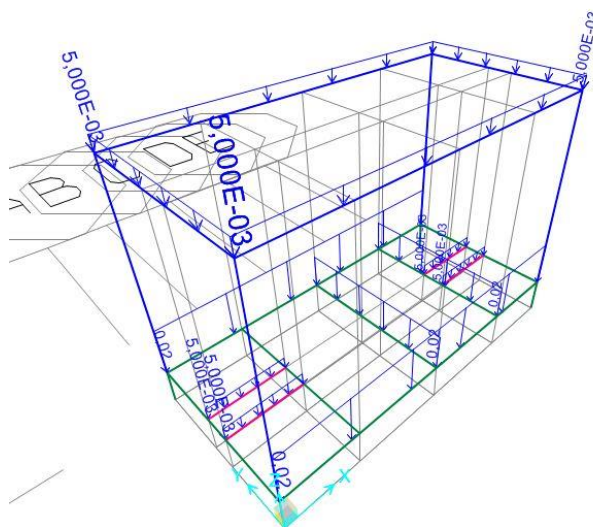


Figura. 23 Gráfica de asignación de cargas vivas o muertas

Una vez aplicadas las cargas y seleccionados los empotramientos en las cuatro patas bases de esta estructura se procedió a correr el programa obteniendo los resultados siguientes

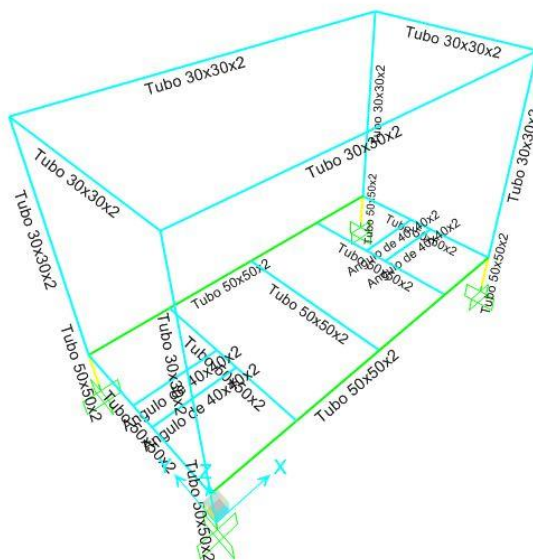


Figura. 24 Resultados de la estructura simulada en SAP2000

Como se puede evidenciar en la Figura 21, las cuatro patas soportes se encuentran en color amarillo puesto que estas son las que soportan todo el peso de la máquina, a continuación los dos largos tubos horizontales se encuentran en verde porque sobre estos se apoyan los tanques, los fluidos, las bombas y el sistema de refrigeración que son la mayoría de las cargas existentes, no existe ninguna zona en naranja o en rojo lo cual nos indica que el diseño no va a fallar y soportara satisfactoriamente las condiciones de trabajo.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

Una vez realizados los diseños de acuerdo con estándares, normas y lineamientos que los diferentes autores nos han proporcionado se obtuvo los siguientes resultados para posteriormente realizar la construcción de la máquina.

4.1. Selección de tuberías

Tabla 14

Resultados de la Selección de tuberías

TUBERÍA	MEDIDA NOMINAL	DIÁMETRO EXTERNO	DIÁMETRO INTERNO
PVC	$D_n = \frac{1}{4} [pulg]$	$D_o = 26.5 [mm]$	$D_i = 22.9 [mm]$
Cobre	$D_n = \frac{1}{4} [pulg]$	$D_o = 22.225 [mm]$	$D_i = 19.939 [mm]$

Como se señala en la tabla 13, los valores obtenidos para el diámetro nominal de la tubería de línea caliente serán de 0.25in en material de cobre ya que por sus características permitirán mantener mejor la temperatura del agua caliente, esta tubería será cubierta por un aislante térmico que permitirá proteger a los usuarios de quemaduras e impedirá la fuga de calor hacia el exterior por convección.

En el caso de la línea fría se utilizará una tubería de 0.25in de diámetro nominal de PVC ya que las temperaturas manejadas serán bajas y las características del PVC nos permiten manejar fluidos a estas temperaturas.

4.2. Selección de bombas

Tabla 15*Resultados de la Selección de bombas*

BOMBA	CALCULADO	DISPONIBLE
Lado frío	$P_H = 0.025[hp]$	$P_H = 1[hp]$
Lado caliente	$P_H = 0.025[hp]$	$P_H = 1[hp]$

Las potencias calculadas para los requerimientos de nuestra máquina, tanto para la línea fría como para la línea caliente son de 0.025HP, pero ya que previamente se tenía en disponibilidad dos bombas de las mismas características de 1HP cada una se seleccionará estas, ya que cumplen con nuestro requerimiento y podrá dar un rango más amplio de variación de caudal para las prácticas.

4.3. Aislamiento

Tabla 16*Resultado de los aislamientos aplicados a las tuberías*

TUBERÍA	SIN AISLAMIENTO	CON AISLAMIENTO
PVC	$q_p = -25.585[W]$	$q_p = -2.948[W]$
Cobre	$q_p = 1.1469 \times 10^3[W]$	$q_p = 4.945[W]$

El calor perdido a lo largo de la tubería en el caso del lado frío es negativo debido a que la temperatura interna es 0° C y la temperatura exterior es muy superior a la misma.

4.4. Diseño de Tanques

Tabla 17

Resultados del cálculo de espesores para los tanques

	TANQUE FRÍO	TANQUE CALIENTE
Espesor de las paredes	0.76[mm]	1.75[mm]
Espesor del fondo	2.413[mm]	3.04[mm]
Espesor del aislante	20[mm]	20[mm]

Como se observa en la tabla 16 en el caso del agua fría y el agua caliente los espesores de las bases deben ser superiores a 2 mm, el espesor comercial superior es de 3mm por lo que se selecciona este para ambos casos, no existirá conflicto en el caso del tanque caliente ya que existirá solamente un 0.04mm de diferencia y hay que recordar que las fórmulas establecidas en el manual de Pressure Vessel tienen ya incluido un factor de seguridad que garantizara su funcionamiento.

En el caso del diseño de las paredes para el caso del tanque frio se podría seleccionar un espesor comercial de 1mm y para el tanque caliente de 2mm, pero tiene que tenerse en consideración que las dimensiones de las planchas de acero comercial son de 1,2mx2,4m lo que nos causaría una pérdida de dinero por desperdicios, es por esto por lo que se ha decidido usar un espesor de 3mm para todas las secciones del tanque.

El aislante seleccionado es lana de vidrio, ya que sus características impiden que el calor ingrese o salga de o hacia los tanques y se colocará una capa de 20mm en cada lado, este espesor nos garantizara tener una temperatura de 20°C en la superficie.

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN

La construcción de nuestra maquina se lo realizara siguiendo los parámetros previamente establecidos y la selección de elementos que el diseño mecánico y térmico nos proporcionarían, es así como esta sección tendrá los materiales a usar y el proceso de montaje con los resultados de la construcción.

5.1. Materiales e Insumos

Conforme a nuestros diseños y las necesidades que fueron apareciendo en el proceso constructivo la lista de materiales e insumos que se utilizaron son los señalados a continuación en la tabla 18.

Tabla 18

Lista de materiales e insumos utilizados

CANTIDAD	DETALLE
2	Tubo 30x2 HG
2	Tubo cuadrado 2x2 galvanizado
4	Sierras de corte Sanflex
1	Paquete de suelda AGA 60/11
4	Ruedas de vinyl
6	Pliegos de lija para metal
2	Plancha caliente 2,0 mm

CONTINÚA

4	Discos de corte
2	Transporte de materiales
10	Tuercas M 10
1	Varilla roscada M10
22	Neplos galvanizado 3/4
2	Llave de bola 3/4
6	Codos 3/4 galvanizado
2	Tee 3/4 galvanizado
4	Universal galvanizado 3/4
6	Uniones galvanizado 3/4
4	Teflón
2	Uniones galvanizado 1/4
2	Codos 1/4 galvanizado
2	Neplos galvanizado 1/4
1	m. ángulo 2x 2
1	Manguera vinyl 3/8
2	Neplos cobre 1/4
2	Abrazaderas para tubo 1/4
2	Adaptador cobre 3/4
4	Caños aislantes 7/8
2	Cinta adhesiva Rubatex

CONTINÚA

5	Lana c/aluminio duct.
1	Pie de tubería de cobre 5/8
2	Masking adhesivo
6	Pernos M10 con tuercas
1	Plancha galvanizada 1,20
3L	Pintura esmalte gris y thinner
1	Suelda estaño
20	Tornillos M4
4	Metro de cable solido # 14
4	Abrazaderas para tubo 3/4
10	Amarras plásticas
1	Silicona gris
1	Reducción 1-3/4 galvanizado
6	Neplos perdidos 3/4
2	Taype
1	Eje plástico nylon 600 x 200 mm

5.2. Proceso de construcción y montaje

La construcción y el montaje de piezas y partes se lo realizo dentro de un taller mecánico con la ayuda de profesionales que al día se encuentran con aplicaciones mecánicas y pudieron ayudarnos en los problemas que se encontraron durante el desarrollo.



Figura. 25 Construcción de la estructura metálica de soporte



Figura. 26 Construcción de los tanques contenedores de agua



Figura. 27 Instalación de las bombas en los tanques



Figura. 28 Instalación del sistema de calentamiento



Figura. 29 Montaje del equipo de refrigeración



Figura. 30 Instalación de la instrumentación



Figura. 31 Vista lateral del equipo



Figura. 32 Vista Frontal del equipo Terminado

5.2.1. Pruebas en vacío

Una vez realizada la construcción y montaje del banco de pruebas debe realizarse un corrido de pruebas en vacío que nos permitirá el funcionamiento correcto de cada una de las partes, es decir se realizara una tabla que permita comprobar si los elementos funcionan o no.

Tabla 19

Check list de pruebas en vacío

Nº	Equipo	Aprobado	Reprobado
1	Unidad de refrigeración	X	
2	Unidad de calentamiento	X	
3	Rotámetro tubería de agua fría	X	
4	Rotámetro tubería de agua caliente	X	
5	Mangueras	X	
6	Tanque de agua fría	X	
7	Tanque de agua caliente	X	
8	Bomba de agua fría	X	
9	Bomba de agua caliente	X	
10	Control Digital	X	
11	Control de encendido	X	
12	Control de apagado	X	

5.2.2. Pruebas de funcionamiento

Otra parte importante, esta vez para verificar que el banco de pruebas cumpla con sus funciones, son las pruebas de funcionamiento. Estas pruebas se las realizará desarrollando una práctica de laboratorio y se podrá verificar los resultados de esta en la sección de anexos de este mismo documento.

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS ECONÓMICO

El análisis financiero permite realizar un balance de los costos reales que implicaron la construcción del banco de pruebas, dentro de este análisis se encuentran tantos materiales de construcción, insumos utilizados y mano de obra del personal de apoyo que son necesarias para el cumplimiento del principal objetivo.

Dentro de la tabla 20 y 21 se observa estos costos antes mencionados de tal forma que se evidencie el total de la inversión y se relacione esta con los beneficios que a futuro se podrá obtener de este proyecto, que en este caso es el apoyo al laboratorio de Conversión de la Energía del DECEM en el desarrollo de prácticas para sus estudiantes.

Tabla 20

Costos unitarios y Totales de insumos y materiales utilizados

CANT.	DETALLE	VALOR U	IVA 12%	TOTAL
2	Tubo 30x2 HG	18,00	4,32	40,32
2	Tubo cuadrado 2x2 galvanizado	12,00	2,88	26,88
4	Sierras de corte Sanflex	1,50	0,72	6,72
1	Paquete de suelda AGA 60/11	18,00	2,16	20,16
4	Ruedas de vinyl	10,00	4,80	44,80
6	Pliegos de lija para metal	1,20	0,86	8,06
2	Plancha caliente 2,0 mm	41,50	9,96	92,96
4	Discos de corte	1,50	0,72	6,72

CONTINÚA

2	Transporte de materiales	4,50	1,08	10,08
10	Tuercas M 10	0,28	0,34	3,14
1	Varilla roscada M10	7,30	0,88	8,18
22	Neplos galvanizado 3/4	2,50	6,60	61,60
2	Llave de bola 3/4	15,00	3,60	33,60
6	Codos 3/4 galvanizado	2,80	2,02	18,82
2	Tee 3/4 galvanizado	3,00	0,72	6,72
4	Universal galvanizado 3/4	9,00	4,32	40,32
6	Uniones galvanizado 3/4	2,80	2,02	18,82
4	Teflón	1,20	0,58	5,38
2	Uniones galvanizado 1/4	1,50	0,36	3,36
2	Codos 1/4 galvanizado	1,50	0,36	3,36
2	Neplos galvanizado 1/4	1,00	0,24	2,24
1	m. ángulo 2x 2	5,00	0,60	5,60
1	Manguera vinyl 3/8	1,98	0,24	2,22
2	Neplos cobre 1/4	1,80	0,43	4,03
2	Abrazaderas para tubo 1/4	1,00	0,24	2,24
2	Adaptador cobre 3/4	1,80	0,43	4,03
4	Caños aislantes 7/8	2,50	1,20	11,20
2	Cinta adhesiva Rubatex	6,50	1,56	14,56
5	Lana c/aluminio duct.	4,00	2,40	22,40

CONTINÚA

1	Pie de tubería de cobre 5/8	2,50	0,30	2,80
2	Masqui adhesivo	1,50	0,36	3,36
6	Pernos M10 con tuercas	1,50	1,08	10,08
1	Plancha galvanizada 1,20	38,00	4,56	42,56
3L	Pintura esmalte gris y thinner	6,00	2,16	20,16
1	Suelda estaño	6,00	0,72	6,72
20	Tornillos M4	0,45	1,08	10,08
4	Metro de cable solido # 14	1,30	0,62	5,82
4	Abrazaderas para tubo 3/4	2,40	1,15	10,75
10	Amarras plásticas	0,30	0,36	3,36
1	Silicona gris	5,00	0,60	5,60
1	Reducción 1-3/4 galvanizado	2,50	0,30	2,80
6	Neplos perdidos 3/4	2,00	1,44	13,44
2	Taype	1,00	0,24	2,24
1	Eje plástico nylon 600 x 200 mm	24,00	2,88	26,88
TOTAL, MATERIALES				695,16

Tabla 21*Costos de la mano de obra de personal de apoyo*

CANT	DETALLE	VALOR
1	Corte, doblado y suelda tanques	150,00
1	Construcción mesa	60,00
1	Construcción chasis	80,00
1	Construcción e Instalación de grifería entre bombas y tanques	60,00
1	Construcción e Instalación de 3 calentadores en tanque	50,00
1	Corte, suelda e instalación de grifería de cobre	40,00
1	Corte, terrajado e instalación de grifería de PVC	20,00
1	Construcción de cobertor y aislamiento de tanques con lana aislante y lamina galvanizado	80,00
1	Instalación eléctrica de gabinete de potencia con cada unidad a 220V	60,00
1	Carga de A/C, filtro, serpentín, termostato y cables de arranque	350,00
SUBTOTAL		950,00
IVA 12%		114,00
TOTAL, TRABAJOS		1.064,00

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones

- El diseño del banco de pruebas de transferencia de calor con agua como fluidos de trabajo se logró conseguir satisfactoriamente, basándose en normas, criterios y lineamientos que permitan el correcto funcionamiento de este y garantizar la seguridad de los usuarios.
- Los resultados obtenidos para los cálculos y obtención de dimensiones, distribuciones y demás, pueden ser contemplados en el Capítulo IV del presente documento.
- La construcción del banco de pruebas de transferencia de calor basado en el diseño realizado en el Capítulo III pudo finalizarse habiendo pasado por pruebas de funcionamiento en vacío y con carga, cumpliendo así con el objetivo de brindar al laboratorio de Conversión de la Energía del DECEM una nueva herramienta de aprendizaje para sus alumnos.
- Gracias a las características del banco de pruebas construido las mediciones y desarrollo de prácticas se pueden realizar de una manera más eficiente y precisa evitando errores a la hora de medición de variables que ya existían en el anterior equipo.

- Las bombas de 1Hp que poseen los tanques frío como caliente permiten un rango más amplio de la variación de flujo en comparación al equipo antiguo, esto permitirá que se pueda trabajar con más datos en las prácticas de laboratorio.
- El aislamiento que recubre tanto tuberías como tanques permitirá que no existan afectaciones mayores en el momento de desarrollar la práctica puesto que no se podrá escapar ni introducir calor dentro de los tanques modificando así la temperatura de los fluidos de trabajo.
- La adaptación del sistema de adquisición de datos del laboratorio de conversión de energía al nuevo banco de pruebas construido hace de este un equipo sumamente confiable que reducirá el tiempo en la toma de datos y gracias a la calidad de su instrumentación tendrá una gran vida útil.
- En el cálculo de la pérdida de calor de tubería existe una disminución considerable de calor perdido cuando se utiliza el aislamiento, debido a que al calcular la resistencia térmica con el aislante térmico es mayor a la resistencia calculada sin aislante, en la tubería de enfriamiento hay una disminución de pérdida de calor en tuberías en un 11.52%, y la disminución en el lado de calentamiento es de un 0.43%. Por ende, el aislante que se utilizó (coquilla) es de suma importancia para disminuir la pérdida de calor a lo largo de la tubería con una conductividad térmica de $k_{aisl} = 0.042 \left[\frac{W}{K \cdot m} \right]$.
- Al realizar las prácticas de laboratorio el factor de incrustaciones promedio tanto en el intercambiador de calor de coraza y en el de tubos concéntricos es de 0.00165 y el valor de incrustaciones teórico es igual a 0.002, por lo tanto el factor de incrustaciones calculado es menor al valor teórico, es por

eso que se determina que la máquina se encuentra en optimas condiciones para realizar las prácticas de laboratorio.

7.2.Recomendaciones

- Es recomendable realizar una limpieza periódica del agua utilizada dentro de los tanques puesto que los intercambiadores de calor existentes dentro del laboratorio tienen oxido en su interior.
- Para el montaje de los intercambiadores de calor debe regirse a el procedimiento estipulado en el manual de usuario entregado en la sección de anexos de manera que se eviten daños a la integridad del usuario o de la máquina.
- Se recomienda realizar siempre una verificación del estado de la maquina previo a su uso, de esta manera se pueden evitar accidentes e incidentes que se puedan lamentar.
- Es de suma importancia colocar los seguros en las mangueras de conexión con el intercambiador de calor de esta manera ni el agua caliente ni el agua fría podrán escapar.

CAPÍTULO VIII

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Armacell. (2018). *Aislamientos para tuberías armacell*.

Arnabat, I. (2015). Funcionamiento de la bomba de calor para calefacción y agua caliente.
Calor y Frio.

Cengel. (2007). *Cengel, Yanus A. Transferencia De Calor Y Masa, Mc Graw Hill, 2007*.

Culson, & Richardson. (2009). *Manual del Ingeniero Químico*.

Danfoss. (2005). *De los HFC/HCFC al amoníaco en la refrigeración industrial*.

Holman, P. (2002). *Heat Transfer*. Mc Graw Hill.

Incropera, F., & Witt, D. d. (1999). *fundamentos de Transferencia de Calor* (4ta ed.).
México: Prentice Hall.

Instituto Valenciano de la Edificación. (s.f.). Productos y Materiales- Propiedades de
aislantes térmicos para rehabilitación energética. *Generalitat Valenciana*, 11-17.

Jorvex. (2018). *Jorvex, tuberías de pvc*.

Lira, L., Duarte, G., Lángo, M., & Durán, G. (2010). *Conductividad Térmica de Metales*.
Querétaro: Centro Nacional de Metrología.

Martinez, I. (2007). *Termodinámica básica aplicada*.

Megyesy, E. (2001). *Vessel Pressure Handbook*. Tulsa: Pressure Vessel Inc.

Melendez, A. (s.f.). *Intercambiadores de Calor y Columnas de Destilación*. Santiago
Mariño.

Mora, J. F. (1979). *Diccionario de filosofía*. Madrid: Alianza.

Nacobre. (2018). *Manual Técnico, Nacobre*.

Paul, I. d. (2010). *Coefficiente de transferencia convectiva H en el interior de un destilador tipo batea*. Salta: ciunsa.

Pedrollo. (2018). *Pedrollo, electrobombas centrífugas*.

Plasticbages industrial S.L. (2018). *Características técnicas del PVC*.

Ramos, S. R. (2014). *Instrumentación y control en instalaciones de proceso, energía y servicios auxiliares*. IC.

Rosado, G. B. (2013). *Sistemas de Refrigeración*. Lima: IESTP.

Tequipment. (1973). *Manual de Funcionamiento y operación banco de pruebas TD-36*.

ANEXO I Guía de Prácticas

ANEXO II Prácticas de Laboratorio

ANEXO III Manual de Instalación y Operación

ANEXO IV Planos de Construcción

ANEXO IV Diagrama Sankey